

# 应用2自由度电磁执行器的AMT换挡控制\*

林树森 常思勤 李波

(南京理工大学机械工程学院, 南京 210094)

**摘要:**为提高机械式自动变速器(AMT)换挡品质,研究一种应用2自由度电磁执行器的AMT换挡系统。阐述了执行器的工作原理,建立了执行器电路、磁路、机械耦合的仿真模型,并对其进行了性能测试。执行器可输出1200 N的电磁力和2.5 N·m的转矩,并具有较快的动态响应。将AMT换挡过程分成4段,在同步过程中建立换挡品质综合最优的目标泛函,采用最优控制使换挡性能达到最佳。设计了退选挡时序重叠协调控制方法。研制了换挡控制器并完成试验,结果显示在转动惯量为0.03 kg·m<sup>2</sup>、转速差为620 r/min时换挡,选挡时间17.8 ms,换挡时间为135 ms,冲击度为3.68 m/s<sup>3</sup>,单位面积滑磨功0.077 J/mm<sup>2</sup>。退选挡时序重叠协调控制可减少换挡时间11 ms。试验结果表明,结合设计的控制策略,该AMT换挡系统取得了较好的换挡性能。

**关键词:** 2自由度电磁执行器 机械式自动变速器 同步过程 最优控制

**中图分类号:** U463.212+.33 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)04-0014-08

## 引言

随着电子和控制技术的发展,电控机械式自动变速器(AMT)成为自动变速器开发的一个热点。AMT具有传动效率高、结构简单、生产改造成本低等优点,但AMT只有在换挡品质得到较大提高、换挡时间较短情况下才能得到广泛应用。目前国内外高校及研究机构对AMT的研究主要集中在换挡执行机构的设计优化与控制策略等方面<sup>[1-3]</sup>,并取得了显著的成果<sup>[4-7]</sup>。在执行机构确定的前提下,换挡控制策略对减少换挡时间、提高换挡品质起着至关重要的作用<sup>[8-13]</sup>。

国内外研究在减少AMT换挡时间、提高换挡品质方面取得了显著的成果,但在传动效率、执行器性能等方面仍有提升空间。同时,换挡同步器同步过程的控制策略研究相对较少。同步器同步过程控制对提高换挡品质、保护同步器使用寿命有着重要影响。

本文研究一种应用2自由度电磁执行器的AMT换挡系统,以期实现选换挡执行器的一体化;以改善换挡品质为控制目标,针对换挡同步过程提出分段方法,同步阶段采用最优控制方法取得最优的换挡性能;利用执行器能够同时直动和旋转的特点进行换挡时序重叠协调控制,最后通过试验定量分析方案的可行性与控制策略改善换挡品质的效果。

## 1 换挡系统

### 1.1 系统设计要求

选换挡执行机构必须要实现平稳的换挡过程,并且要满足响应快、冲击小等要求<sup>[14]</sup>。执行机构须具备以下条件:①执行器的行程必须能够满足AMT各挡位的换挡位移,以AMT处于空挡位置为例,选挡角位移应超过 $\pm 22^\circ$ ,换挡位移应超过 $\pm 10$  mm。②执行器驱动能力要强,满足各种工况换挡需求,且能减少换挡时间。③执行机构运动质量低,有利于提高执行机构动态响应。控制系统应满足:执行器的精确快速控制;在保证同步器寿命前提下,换挡时间短,换挡冲击小,取得最优的换挡性能。

### 1.2 系统方案

AMT换挡机构采用1台2自由度电磁执行器作为选换挡执行器。2自由度电磁执行器是基于电磁原理研制的,由直线和旋转两部分组成,可同时输出直线和旋转2种运动,同时运动互不干涉。执行器结构及系统方案如图1所示,去掉了手动变速器原有换挡机构,执行器通过选换挡杆推动拨叉,进而推动接合套运动实现直接换挡。执行器旋转部分转子带动输出轴转动可实现选换挡杆在凹槽内运动完成选挡。

应用2自由度电磁执行器的AMT换挡系统方案主要优点有:①选换挡系统只需1台2自由度电

磁执行器,易于安装和维护。②去掉了常规换挡系统中的减速机构,简化了系统并提高了传动效率。③2 自由度电磁执行器的功率密度高于普通直流电动机,其动态响应快、驱动能力强等优点有助于 AMT 换挡品质的提升。

## 2 2 自由度电磁执行器

### 2.1 执行器工作原理

2 自由度电磁执行器是基于电磁原理研制的,结构如图 1 所示。直线运动部分采用动圈式结构,永磁体布置方式采用 Halbach 阵列方式沿轴向排列,可以增强气隙中的磁通密度并降低磁轭的饱和程度,有效增大功率密度并减小执行器体积,使该电磁执行器具有功率密度高、运动质量低和动态特性等优点<sup>[15]</sup>。永磁体在气隙中产生径向磁场,通电线圈绕组在气隙中受磁场作用,产生轴向电磁力推动执行器输出轴直动。永磁体采用钕铁硼材料,最高工作温度达 150℃。

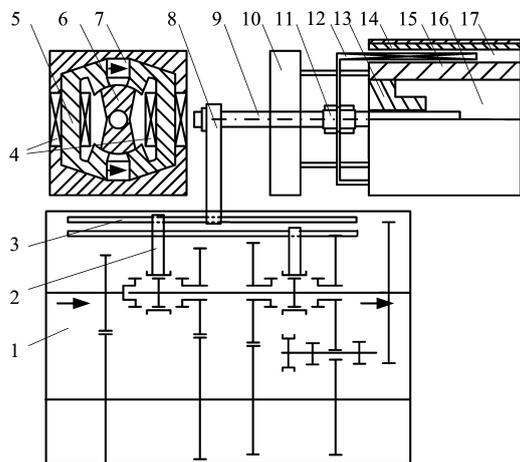


图 1 系统方案简图

Fig. 1 Schematic diagram of system

1. 变速器 2. 拨叉 3. 拨叉轴 4. 线圈 5. 旋转磁轭 6. 转子
7. 永磁体 8. 换挡杆 9. 输出轴 10. 旋转部分 11. 连接件
12. 线圈骨架 13. 支撑座 14. 永磁体 15. 磁轭 16. 直动部分
17. 气隙

执行器输出轴一端由支撑座支撑,另一端通过通键和旋转部分转子相连。转子和旋转磁轭端部之间存在微小间隙,可自由旋转。线圈通电产生沿旋转磁轭的磁路,当碰到两块充磁方向相反的永磁体后,一边的磁路受到阻碍转而向转子方向传播,而另一边产生的磁路在通过永磁体后也向转子方向传播,从而在转子上形成叠加的磁通回路,产生叠加的转矩。改变线圈电流方向和大小即可调整旋转运动。

### 2.2 执行器数学建模

2 自由度电磁执行器是 1 个复杂的电磁机 3 种子系统的耦合系统,其模型主要由电路子系统、磁路

子系统和机械子系统 3 部分组成。

#### (1) 电路子系统

2 自由度电磁执行器的电压平衡方程为

$$U(t) = E + RI(t) + L \frac{dI(t)}{dt} \quad (1)$$

$$E = k_e v \quad (2)$$

式中  $U(t)$  ——电源电压  $E$  ——反电势  
 $v$  ——线圈运动速度  $L$  ——电感  
 $k_e$  ——反电势系数  $R$  ——线圈电阻  
 $I(t)$  ——通过线圈的电流

#### (2) 磁路子系统

直动部分载流线圈绕组在磁场中切割磁力线将产生电磁力,电磁力方程为

$$\begin{cases} F(t) = k_m I(t) \\ T(t) = k_t I(t) \end{cases} \quad (3)$$

式中  $F(t)$  ——直动电磁力  
 $k_m$  ——执行器力常数  
 $T(t)$  ——旋转电磁转矩  
 $k_t$  ——转矩常数

#### (3) 机械子系统

执行器产生电磁力和电磁转矩,受到阻力和阻力矩的作用,其机械子系统方程为

$$\begin{cases} m \frac{d^2 x(t)}{dt^2} = F(t) - F_c \\ J_t \dot{\omega}(t) = T(t) - T_d \end{cases} \quad (4)$$

式中  $m$  ——运动质量  $x(t)$  ——直动位移  
 $F_c$  ——阻力  $J_t$  ——旋转部分转动惯量  
 $\omega(t)$  ——角速度  $T_d$  ——阻力矩

### 2.3 执行器性能测试

研制的执行器性能测试系统如图 2 所示。测试系统以 ARM 微控制器为主体,采集位移、角位移、电流和力传感器等信号,然后通过 CAN 总线传输至上位机供保存和分析<sup>[16]</sup>。

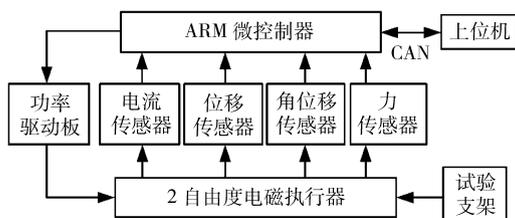


图 2 执行器性能测试控制系统

Fig. 2 Characteristic test controller schematic

试验与计算得到的样机主要参数如表 1 所示。与文献[6-7]研制的换挡执行器相比,驱动能力较强,运动质量和转动惯量有一定程度下降,有利于提高动态特性。应用 2 自由度电磁执行器的 AMT 换挡系统由于去掉了运动转换机构,运动质量和转动

惯量得到了有效降低。执行器的电阻和运动质量较小,力和转矩常数较大,使其时间常数较小,动态响应较快。

表 1 2 自由度电磁执行器参数

Tab.1 Specifications of actuator

参数	直动部分	旋转部分
运动质量/kg	0.671	
转动惯量/(kg·m <sup>2</sup> )		7.04 × 10 <sup>-6</sup>
电阻/Ω	1.6	0.56
电感/mH	1.1	0.29
电气时间常数/ms	0.69	0.51
机电时间常数/ms	0.97	0.68
电磁力/N	1200	
转矩/(N·m)		2.5
力常数/(N·A <sup>-1</sup> )	40	
转矩常数/(N·m·A <sup>-1</sup> )		0.17

图 3 是电磁执行器动态特性。可以看到,最大直线位移超过 20 mm,旋转角从图 1 所示中间位置出发可超过 22°,即能旋转 ±22°,满足设计要求。执行器运行 10 mm 位移所需的时间为 7.8 ms,转动 22°角位移的时间为 13.6 ms。试验结果表明,2 自由度电磁执行器性能良好,满足 AMT 换挡对执行器性能的要求。

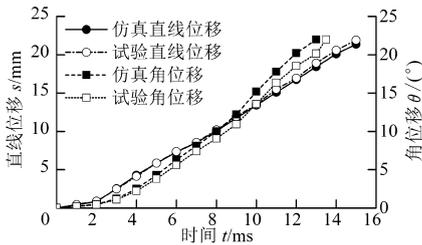


图 3 执行器动态特性

Fig.3 Dynamic characteristic of actuator

### 3 换挡同步过程控制策略

换挡品质的评价指标主要有换挡时间、冲击度、滑磨功和同步器使用寿命等<sup>[17]</sup>。换挡品质评价指标之间存在相互制约的关系,须通过精心设计的控制策略加以协调。

根据换挡同步过程各阶段的不同特点<sup>[18-19]</sup>,以改善换挡品质为目的,对换挡同步过程采用分段控制策略,将换挡过程分为 4 个阶段分别加以控制如图 4 所示。

第 1 阶段自由行程消除同步环和齿圈摩擦锥面之间的间隙,如图 4a 所示。此阶段受定位小球作用,阻力较小,因此换挡力不需要过大,接合套先加速后减速的运动规律可在较短时间内消除间隙并避免发生碰撞产生冲击,采用 PID 控制算法实现。间

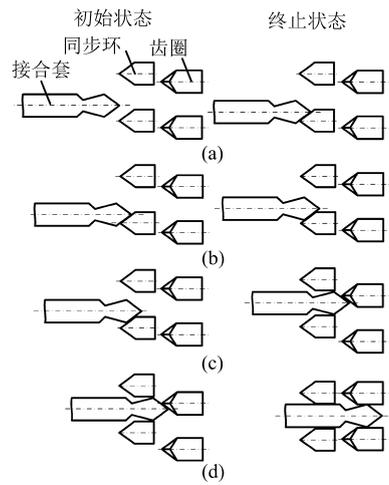


图 4 换挡同步过程 4 个阶段示意图

Fig.4 Four phases of gearshift process

隙消除后,同步环和摩擦锥面开始接触并产生阻力,使同步环旋转进入锁止位置。

第 2 阶段同步过程如图 4b 所示,摩擦产生的摩擦力矩同步主从动轴转速差。在同步过程中,冲击度和滑磨功是一对相互矛盾的评价指标,既希望换挡过程平稳快速而冲击小,又希望能够减少同步环磨损延长使用寿命。所以需要设计合适的控制量使两者平衡。为此,考虑冲击度和滑磨功两项指标,采用基于极小值原理的同步过程最优控制,使换挡性能达到最佳。同步过程数学模型为

$$\begin{cases} J_c \dot{\omega}_c = -T_s/i_g \\ J_s \dot{\omega}_s = T_s - T_L/i_d \end{cases} \quad (5)$$

式中  $J_c$ ——输入轴等效转动惯量  
 $\omega_c$ ——输入轴转速  $i_g$ ——传动比  
 $T_s$ ——同步力矩  $\omega_s$ ——输出轴转速  
 $J_s$ ——输出轴等效转动惯量  
 $T_L$ ——阻力矩  $i_d$ ——主减速比

建立综合最优目标泛函为

$$J = \int_{t_0}^{t_f} [Q_1 T_s (\omega_c - \omega_s) + Q_2 \dot{a}^2] dt \quad (6)$$

式中  $Q_1, Q_2$ ——滑磨功和冲击度的影响系数  
 $a$ ——车辆加速度

令  $x_1 = \omega_c, x_2 = \omega_s, x_3 = \dot{\omega}_s, u_1 = T_s, u_2 = \dot{T}_s$ , 可得系统状态方程为

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{1}{J_c i_g} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{J_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{\dot{T}_L}{i_d J_s} \end{bmatrix} \quad (7)$$

一般可认为换挡过程中车辆外部阻力矩是不变的，因此有  $\dot{T}_L = 0$ 。令  $k = r_w/i_0$ ，根据最优控制理论，引入哈密顿函数，得到

$$H = Q_1 u_1 (x_1 - x_2) + Q_2 \left( \frac{k}{J_s} u_2 \right)^2 + \lambda_1 \left( -\frac{u_1}{J_c i_g} \right) + \lambda_2 x_3 + \lambda_3 \frac{u_2}{J_s} \quad (8)$$

式中  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ ——拉格朗日乘子

控制约束为  $0 \leq u_1 \leq [T_{\max}] = 28, 0 \leq u_2 \leq 1666$ 。其中  $u_1$  的约束来自于换挡执行器的最大驱动力，而  $u_2$  的约束是通过换挡最大冲击度(设为  $5 \text{ m/s}^3$ )对换挡力的约束转换得到的。最后根据极小值原理定义的获得最优轨迹的条件求得最优控制律。最终解得同步力矩最优轨线如图5所示。

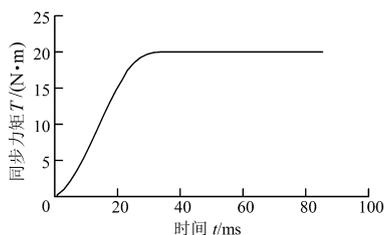


图5 同步力矩最优轨线

Fig. 5 Optimal trajectory of synchronization torque

以上获得的同步力矩最优轨线是针对变速器输入轴等效转动惯量  $0.03 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 、主被动轴转速差  $620 \text{ r/min}$  工况，而当换挡工况发生变化时，需要调节峰值同步力矩，以取得较短的换挡时间。同步力矩的调节通过对换挡力的调节来实现。研究表明，同步时间随着换挡力的增大而缩短，但并非换挡力越大同步时间就越短。根据文献[20]，随着换挡力的增大，同步时间减少的趋势变缓，当换挡力增大至一定程度，同步时间减少将十分微弱。因此，过分增大换挡力不但不能有效减少同步时间，可能还会造成同步原件的损坏。针对变工况换挡，根据转速差和转动惯量选定换挡同步过程的峰值力。试验过程中，以转速差和转动惯量为输入，通过模糊控制确定换挡力。确定的换挡力与转速差、转动惯量的关系如图6所示。

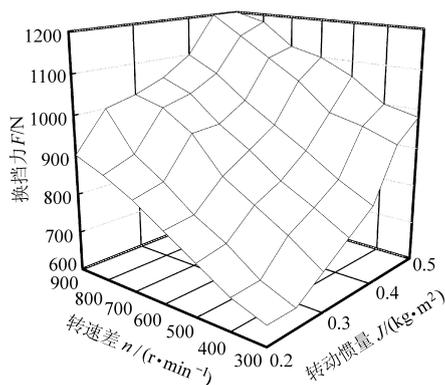


图6 变工况换挡时同步过程峰值换挡力

Fig. 6 The maximum shift force of synchronization process when gearshift operating mode varies

控制算法。当判断是同步阶段时，还需通过模糊算法计算同步过程的峰值换挡力，并据此获得同步力矩的最优轨线。当  $\Delta\omega \leq [\Delta\omega] = 3 \text{ r/min}$  时，可认为同步结束<sup>[18]</sup>。

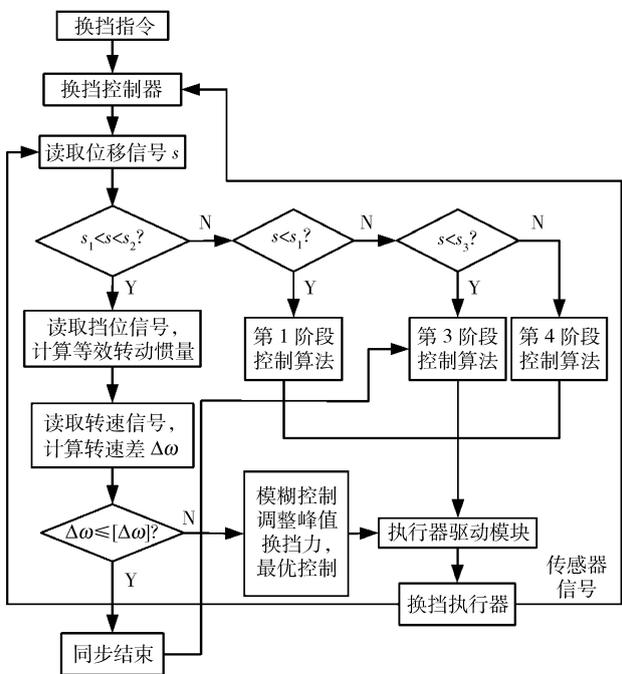


图7 换挡同步过程控制策略流程图

Fig. 7 Control strategy flow chat of gearshift process

### 4 换挡时序重叠协调控制

第3阶段如图4c所示，接合套继续移动，为避免接合套花键齿与齿圈花键齿锥面发生碰撞造成损坏和异响，采用PD控制算法控制接合套运动速度使两者平顺接触，避免了冲击。第4阶段齿圈啮合过程如图4d所示，采用PD控制算法，快速产生较大换挡力使接合套花键齿超越齿圈花键齿顶锥面，然后换挡力快速下降，避免发生碰撞。

换挡同步过程控制策略如图7所示，控制器根据位移信号  $s_1, s_2, s_3$  判断当前所处阶段并调用相应

2自由度电磁执行器的一个显著特点是输出轴可同时实现直动和旋转，这一特点使AMT在某些升降挡过程中可以实现退选挡在换挡时序上的重叠，但需经过协调控制才能取得较好的效果。图8所示为某5挡变速器挡位分布图。A、B和C是3个空挡位置。以2挡升3挡过程为例，执行器直动部分驱动选换挡杆从2挡位退至空挡位置A，退挡位移是9.3 mm，当退至一定位移而未到空挡位置时执行器旋转部分开始驱动选换挡杆转动。为了避免退挡完



行器的AMT换挡过程执行器位移和电磁力曲线。可以看到,未采用控制策略换挡力在同步开始阶段上升较采用控制策略更快,因此产生的冲击度也更大。从位移曲线上也可看出,未采用控制策略的位移曲线在第3、4阶段时产生了波动,可能是由于碰撞速度过快造成的。另外,采用控制策略的电磁力曲线分段明显,电磁力与最优控制获得的目标轨迹大体上一致。同步过程结束后,受反电势影响电磁力快速下降。

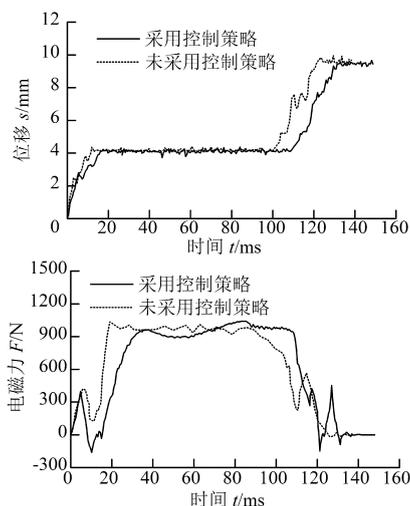


图13 换挡过程位移曲线和电磁力曲线

Fig. 13 Displacement curve and force curve of gearshift process

表2比较了采用控制策略与未采用控制策略换挡过程换挡品质评价指标。为了更准确地反映同步过程滑磨对同步器的影响,采用单位面积滑磨功 $W_A$ 作为换挡的评价指标之一, $W_A$ 越小说明单次换挡同步环磨损越小<sup>[20]</sup>。可以看到,换挡时间从127 ms延长至135 ms,但冲击度有较大幅度的下降。虽然采用控制策略的 $W_A$ 略有增加,但仍然小于其最大许用值 $1.2 \text{ J/mm}^2$ ,处于安全范围<sup>[20]</sup>。

退选挡时序重叠控制,控制器首先激活执行器直动部分开始退挡,退挡过程采用位移闭环PID控

表2 换挡品质评价指标比较

Tab. 2 Comparison of shift quality evaluation indexes

分组	冲击度 $j/(\text{m}\cdot\text{s}^{-3})$	单位面积滑磨 功 $W_A/(\text{J}\cdot\text{mm}^{-2})$	换挡 时间 $t/\text{ms}$
采用分段控制策略	3.68	0.077	135
未采用控制策略	6.52	0.065	127

制。当检测到退挡位移量达到5 mm时启动执行器旋转部分选挡。图14是换挡时序重叠协调控制试验结果。由图14可以看到,退挡和选挡在时间上存在交叉,直动位移至4 mm左右时选挡启动,选挡完成后再次执行换挡。试验结果表明,退选挡时序重叠协调控制可减少换挡时间11 ms。

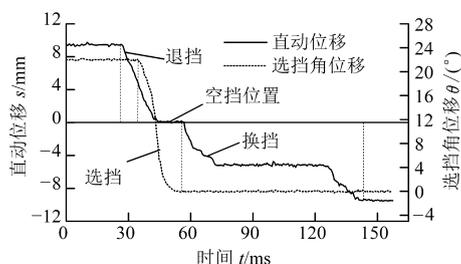


图14 换挡时序重叠协调控制试验结果

Fig. 14 Test results of shift sequence coordinated control

## 6 结论

(1) 研究一种应用2自由度电磁执行器的AMT选换挡系统,通过建模与执行器性能测试分析表明其运动质量低,力和转矩常数较大,驱动能力较强,动态特性较好,满足AMT换挡的需求,且有利于改善换挡品质。

(2) 换挡过程采用分段控制方法,同步过程采用最优控制实现换挡品质综合最优,试验结果显示换挡冲击度得到了明显的下降,滑磨功虽略有上升但仍处于合理范围。通过设计合理的运动轨迹换挡时序重叠协调控制方法能够减少换挡时间。仿真与试验研究表明该换挡系统具有较好的换挡性能,控制策略能够有效改善换挡品质。

## 参 考 文 献

- 何忠波,白鸿柏. AMT技术的发展现状与展望[J]. 农业机械学报,2007,38(5):181-186.  
He Zhongbo, Bai Hongbai. Automatic mechanical transmission technique development actuality and expectation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(5):181-186. (in Chinese)
- 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)
- Wang Hongliang, Liu Haiou, Wang Juan. Strategy to control crawling vehicles with automated mechanical transmission[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2013, 22(2):197-201.
- 王阳,席军强,赵熙俊,等. 气压驱动式自动换挡执行机构优化设计[J]. 农业机械学报,2010,41(1):23-28.  
Wang Yang, Xi Junqiang, Zhao Xijun, et al. Optimal design of pneumatic automatic transmission actuator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(1):23-28. (in Chinese)
- 张辉,刘振军,秦大同. 重型汽车AMT液压换挡执行机构的分析与设计[J]. 液压与气动,2007(9):7-10.

- Zhang Hui, Liu Zhenjun, Qin Datong. Analysis and design of hydraulic drive shift mechanism for the heavy-duty vehicle with AMT [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2007(9):7-10. (in Chinese)
- 6 孙冬野,余盼霞,陶林,等. AMT 电动换挡执行机构分析与参数化设计[J]. 重庆大学学报, 2011, 34(6):9-14.  
Sun Dongye, Yu Panxia, Tao Lin, et al. Analysis and parametric design of gear-shift actuators for AMT[J]. Journal of Chongqing University, 2011, 34(6):9-14. (in Chinese)
- 7 Turner A, Ramsay K, Clark R, et al. Direct-drive rotary-linear electromechanical actuation system for control of gearshifts in automated transmissions[C]//Proceedings of the 2007 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, September 9-12, 2007, Arlington, TX, USA. Piscataway: IEEE, 2007:267-272.
- 8 Song X Y, Sun Z X, Yang X J, et al. Modelling, control, and hardware-in-loop simulation of an automated manual transmission [J]. Journal of Automobile Engineering, 2009, 224:143-160.
- 9 李勇,常思勤,魏英俊. 基于转速/转矩控制的 AMT 换挡策略[J]. 中国机械工程,2011,15(8):1880-1885.  
Li Yong, Chang Siqin, Wei Yingjun. Shift strategy of AMT vehicle based on speed and torque control[J]. China Mechanical Engineering, 2011, 15(8):1880-1885. (in Chinese)
- 10 曹桂军,葛安林,郑磊,等. 电控机械式自动变速器换挡过程中离合器的接合控制[J]. 机械工程学报, 2005, 12(5):234-238.  
Cao Guijun, Ge Anlin, Zheng Lei, et al. Clutch engagement control during gear shifting process in automated manual transmission [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 12(5):234-238. (in Chinese)
- 11 赵熙俊, 刘海鸥, 陈慧岩. 基于同步器的自动机械变速器挂挡过程控制研究[J]. 兵工学报,2010,31(5):534-540.  
Zhao Xijun, Liu Haiou, Chen Huiyan. Research on synchromesh-based AMT shifting process[J]. Acta Armamentarii, 2010, 31(5):534-540. (in Chinese)
- 12 余荣辉,孙冬野,秦大同. 机械自动变速系统动力学换挡控制规律[J]. 农业机械学报,2006,37(4):1-4.  
Yu Ronghui, Sun Dongye, Qin Datong. Study on dynamic gear-shift law of automated mechanical transmission[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(4):1-4. (in Chinese)
- 13 栾文博,吴光强. 基于六自由度传动系模型的自动变速器起步仿真[J]. 农业机械学报,2013,44(4):1-7.  
Luan Wenbo, Wu Guangqiang. Launch simulation for AMT based on 6-DOF model of vehicle powertrain[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(4):1-7. (in Chinese)
- 14 李波,常思勤,林树森. 电磁执行器直接驱动的 AMT 换挡机构[J]. 农业机械学报,2013,44(10):29-35.  
Li Bo, Chang Siqin, Lin Shusen. Shifting mechanism of AMT direct driven by electromagnetic linear actuator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(10):29-35. (in Chinese)
- 15 常思勤,刘梁. 高功率密度的动圈式永磁直线电机:中国,101127474B[P]. 2010-07-14.  
Chang Siqin, Liu Liang. A moving coil permanent magnet linear actuator with high power density: China 101127474B[P]. 2010-07-14. (in Chinese)
- 16 Lin Shusen, Chang Siqin, Li Bo. Gearshift system design for automated manual transmission based on an electromagnetic actuator [C]//International Conference on Electrical and Control Engineering, 2011:2250-2253.
- 17 葛安林,沈波. AMT 换挡品质的研究[J]. 汽车技术,2003(3):43-45.  
Ge Anlin, Shen Bo. Study on AMT gear shifting behavior[J]. Automobile Technique, 2003(3):43-45. (in Chinese)
- 18 Lovas L, Play D, Marialigeti J, et al. Mechanical behaviour simulation for synchromesh mechanism improvement [J]. Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering, 2006(220):919-945.
- 19 Walker P, Zhang N. Modelling of dual clutch transmission equipped powertrains for shift transient simulation[J]. Mechanism and Machine Theory, 2013(60):47-59.
- 20 Naunheimer H, Bertsche B, Ryborz J, et al. Automotive transmissions—fundamentals, selection, design and application[M]. Second edition. Heidelberg, Germany: Springer, 2011.

## Gearshift Control for AMT Based on a 2-DOF Electromagnetic Actuator

Lin Shusen Chang Siqin Li Bo

(School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

**Abstract:** To improve the shifting quality of the automated manual transmission (AMT), a type of AMT gearshift system based on a 2-DOF electromagnetic actuator was developed. A coupling system model including electric, magnetic circuit and mechanics was built. The characteristics were investigated through tests. The output force was more than 1 200 N and the maximum output torque was 2.5 N·m, which showed that the dynamic response was relatively fast. The gearshift process was divided into four phases. During the synchronization process, an optimal objective function of shift quality indexes was

developed and the optimal control was adopted to achieve the optimal shift quality. The shift sequence coordinated control of shift out and gear selection was introduced, and the gearshift controller was designed and tested. When the equivalent inertia was  $0.03 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  and the speed difference was  $620 \text{ r/min}$ , the results showed that the shift time was  $135 \text{ ms}$ , the impact was  $3.86 \text{ m/s}^3$ , and the friction work per unit was  $0.077 \text{ J/mm}^2$ . The coordinated control method could be reduced to  $11 \text{ ms}$ . The test results indicated that, combined with the designed control strategy, the novel gearshift system achieved good shift performance.

**Key words:** 2-DOF electromagnetic actuator Automated manual transmission Synchronizing process  
Optimal control

---

(上接第 48 页)

## Flowrate Measurement of Upper-nozzles in Cylinder Head Based on Orthogonal Design Method

Wang Zhaowen Zhao Qiang Chen Xiong Zhang Kun Huang Ronghua

(College of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

**Abstract:** With the improvement of power density of internal combustion engine, the coolant jacket structure is becoming more and more important. The design and optimization of coolant jacket depend heavily on the construction and position of the upper-nozzles, so that the flowrate measurement in the upper-nozzles will benefit those design and optimization. However, during the flowrate measurement, the construction parameters and installation parameters of the measurement rig will affect the measurement error significantly. This paper explored the relationship between these parameters and the measurement error by means of CFD numerical simulation based on orthogonal design method. In order to control the measurement error in  $3\%$ , the flow in many upper-nozzle schemes were simulate, and then the range analysis of the simulation results were achieved and the levels of each factor were optimized. After the optimization, the suitable levels of each factor were determined, and the maximum measurement error of the optimum schemes was reduced to  $2.95\%$ . At the end, the paper achieved a measurement experiment to correct the numerical simulation, and the difference between simulation error and experimental error was only  $2.07\%$  according to the experimental results, which verified the reliability of the numerical simulation and accuracy of the measurement technology.

**Key words:** Cylinder head Upper-nozzles Flowrate measurement Orthogonal design method  
Structure parameters Installation parameters