

基于离散时间滑模控制器的自动变速器滑差控制

王雷雷¹, 吴光强^{1,2}

(1. 同济大学 汽车学院, 上海 201804; 2. 东京大学 生产技术研究所, 东京 153-8505, 日本)

摘要: 设计离散时间系统滑动模态变结构控制器, 对闭锁离合器进行滑差控制以提高整车燃油经济性, 消除发动机扭矩波动造成的传动系统冲击. 采用零相位数字滤波器, 以抑制滑模控制系统中的抖振. 建立传动系统仿真模型对滑模控制器进行验证, 并与传统比例-积分-微分(PID)控制器进行比较; 通过硬件在环仿真测试车辆在十五循环工况(ECE)下有无滑差控制时的燃油消耗量. 结果表明, 滑差控制有效吸收传动系冲击, 液力变矩器在滑差控制下的传递效率高于纯液力传动, 可降低整车燃油消耗; 基于滤波的滑模控制器, 控制律平滑变化, 具有更好的响应速度和跟踪指令信号的能力.

关键词: 滑差控制; 滑模变结构控制器; 离散时间系统; 零相位数字滤波器; 硬件在环

中图分类号: U 463.22

文献标识码: A

Slip Control of Automatic Transmission Based on Discrete-time Sliding Mode Controller

WANG Leilei, WU Guangqiang

(1. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Institute of Industrial Science, the University of Tokyo, Tokyo 153-8505, Japan)

Abstract: A discrete-time sliding mode controller is designed to adjust the slip of torque converter lock-up clutch so as to improve vehicle fuel economy and avoid the vibration of vehicle transmission system which is caused by engine torque fluctuation. Control variable is filtered by Filtfilt filter to smoothen vibration phenomenon of sliding mode control system. The simulation model of transmission system is built to verify this control method and to compare with the traditional proportional-integral-derivative (PID) control. For further testing the influence of slip control on vehicle fuel consumption in economic commission for Europe (ECE) cycle condition, actual transmission control unit (TCU) is involved

in the hardware-in-the-loop experiments. The results of the simulation and experiment show that the slip control effectively absorbs transmission system shock and its transmission efficiency is far better than the torque converter working condition, so it can reduce the fuel consumption. In addition, the discrete-time sliding controller with filter has a better response speed and trace command signal ability with control law changes smoothly.

Key words: slip control; sliding mode controller; discrete-time system; Filtfilt filter; hardware-in-the-loop

自动变速器通过闭锁以提高其燃油经济性, 但闭锁影响传动系统吸收振动和冲击^[1], 发动机的扭矩波动会因此导致车辆乘坐舒适性降低. 在液力变矩器纯液力传递状态和全闭锁状态间增加滑差控制, 闭锁离合器始终存在微小滑差量, 动力由油液和摩擦片共同传递, 可以大幅降低由发动机扭矩波动造成的冲击. 装有自动变速器的车辆在城市工况下大部分时间均处于滑差^[2].

滑差控制的控制器设计多采用比例-积分-微分(PID)控制方法^[3], 但由于离合器系统的非线性和外界扰动的不确定性, PID难以达到理想的控制效果^[4].

考虑到控制系统的高鲁棒性要求以及自动变速器电控单元(transmission control unit, TCU)工作特点(如传感器信号均离散采集的特点), 本文设计了离散时间系统滑模变结构控制器, 并通过零相位数字滤波器消除系统抖振. 此外, 该控制器基于离散时间系统设计, 易于在微处理器中的移植和实现.

1 数学模型

液力变矩器滑差率 λ 定义为

收稿日期: 2010-08-04

基金项目: 国家“863”高技术研究发展计划资助项目(2007AA04Z132)

第一作者: 王雷雷(1985—), 男, 博士生, 主要研究方向为汽车自动变速器电控系统研究与开发. E-mail: maomao19850427@163.com

$$\lambda = \frac{n_p - n_t}{n_p} \quad (1)$$

式中: n_p 为泵轮转速, $r \cdot \text{min}^{-1}$; n_t 为涡轮转速, $r \cdot \text{min}^{-1}$.

滑差控制中涡轮和泵轮间速比较耦合工况稍高^[5]; 令目标滑差率为 λ_d , 因此涡轮的目标转速 n_{td} 为

$$n_{td} = (1 - \lambda_d) n_p \quad (2)$$

涡轮目标转速和当前涡轮转速之差 n_{et} 为

$$n_{et} = n_{td} - n_t \quad (3)$$

如下所示, 图1和图2分别为车辆动力传动系统示意图和滑差控制示意图.

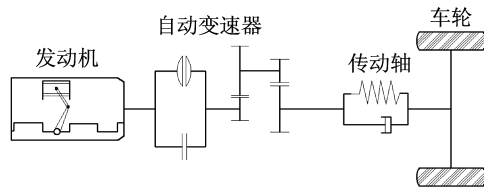


图1 车辆动力传动系示意图

Fig.1 Schematic diagram of vehicle power driveline

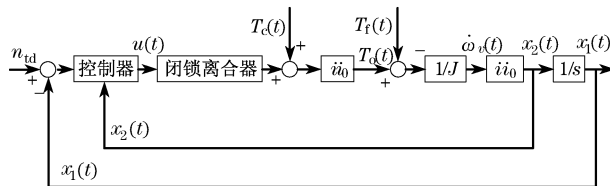


图2 滑差控制示意图

Fig.2 Schematic diagram of slip control

图2中: $u(t)$ 为闭锁离合器控制油压, MPa; i 为变速器传动比; i_0 为主减速器传动比; $T_c(t)$ 为液力传递的扭矩, $N \cdot m$; $T_o(t)$ 为车轮驱动力矩, $N \cdot m$; $T_f(t)$ 为外界阻力矩, $N \cdot m$; $\dot{\omega}_v(t)$ 为车轮角速度, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$; $x_1(t)$ 为涡轮角速度, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$; $x_2(t)$ 为涡轮角加速度, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$; J 为整车等效转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; s 为积分符.

根据图1和图2, 控制系统状态方程可描述如下:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}u(t) + \mathbf{f}(t) \quad (4)$$

其中:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -0.61 \frac{C_d A r x_2(t)}{m i i_0} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{\mu_c S_c r_c z (i i_0)^2}{m r^2} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{f}(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{i i_0 (m f_r r + f_d \cdot r - i i_0 T_c(t))}{m r^2} \end{bmatrix}$$

式中: C_d 为风阻系数; A 为车辆迎风面积, m^2 ; r 为车轮半径, m ; m 为车辆质量, kg ; μ_c 为闭锁离合器摩擦片摩擦系数; S_c 为闭锁离合器摩擦面积, m^2 ; r_c 为闭锁离合器摩擦片有效半径, m ; z 为闭锁离合器摩擦片总面数; f_r 为道路滚动阻尼系数; f_d 为外界扰动阻力, N . 令:

$$\Delta_1 = \frac{\mu_c S_c r_c z (i i_0)^2}{m r^2}$$

将式(4)转换为离散时间系统的状态方程如下:

$$\mathbf{x}_k(k+1) = \mathbf{A}_k \mathbf{x}_k(k) + \mathbf{B}_k u(k) + \mathbf{f}_k(k) \quad (5)$$

其中:

$$\mathbf{A}_k = \begin{bmatrix} 1 & T \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_k = \begin{bmatrix} 0 \\ \Delta_1 T \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{f}_k(k) = \begin{bmatrix} 0 \\ \Delta_2 T \end{bmatrix}$$

$$\Delta_2 = -0.61 \frac{C_d A r x_2^2(k)}{m i i_0} +$$

$$\frac{i i_0 (m r f_r + f_r - i i_0 T_c(t))}{m r^2}$$

式中: $x_1(k)$ 为 k 时刻涡轮转角, rad ; $x_2(k)$ 为 k 时刻涡轮转速, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$; $u(k)$ 为 k 时刻控制器输出, MPa; T 为采样周期, s .

2 控制器设计

滑模变结构控制的突出优点是滑动模态与系统的外界干扰和参数摄动完全无关, 缺点在于滑模面上的控制输出会产生高频抖振从而会损坏执行机构^[6].

2.1 滑模变结构控制器设计

根据式(5)得到离散误差状态方程如下:

$$\mathbf{x}_e(k+1) = \mathbf{A}_e \mathbf{x}_e(k) + \mathbf{B}_e u(k) + \mathbf{f}_e(k) \quad (6)$$

其中:

$$\mathbf{A}_e = \begin{bmatrix} 1 & T \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_e = \begin{bmatrix} 0 \\ -\Delta_1 T \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{f}_e(k) = \begin{bmatrix} -x_{1d}(k) - T x_{2d}(k) + x_{1d}(k+1) \\ -x_{2d}(k) + x_{2d}(k+1) \end{bmatrix}$$

式中: $\mathbf{x}_e(k)$ 为误差向量; $x_{1d}(k)$ 为 k 时刻 x_1 的目标值; $x_{2d}(k)$ 为 k 时刻 x_2 的目标值.

设计切换函数 $s_{ex}(k)$ 为

$$s_{ex}(k) = \mathbf{C}_{ex} \mathbf{x}_e(k) \quad (7)$$

式中, C_{ex} 为滑模控制切换系数向量.

在切换面上由 $s_{ex}(k+1) = s_{ex}(k)$ 可得到控制律 $u_{eq}(k)$ 为

$$u_{eq}(k) = - (C_{ex}B_e)^{-1} [C_{ex}(A_e - I)x_e(k) + C_{ex}f(k)] \quad (8)$$

滑差控制中仅要求涡轮转速跟踪目标转速, 因此可选取 $C_{ex} = [0 \quad c]$, $c > 0$. 可将式(8)简化为

$$u_{eq}(k) = \frac{-x_{2d}(k) + x_{2d}(k+1)}{\Delta_1 T} \quad (9)$$

考虑到系统扰动, 且扰动有界, 设总控制律 $u(k)$ 为

$$u(k) = u_{eq} + fx_e(k) \quad (10)$$

式中, f 为扰动系数; 选取 Lyapunov 函数:

$$V(k) = \frac{1}{2} s_{ex}^2(k) \quad (11)$$

控制器收敛的条件为

$$s_{ex}^2(k+1) - s_{ex}^2(k) < 0, \quad s_{ex}(k) \neq 0 \quad (12)$$

根据式(7), (10), (12)得:

$$x_e^2(k)(2\Delta_1 f + \Delta_1^2 f^2) < 0 \quad (13)$$

因为 $\Delta_1 > 0$ 可以得到:

$$-\frac{2}{\Delta_1} < f < 0 \quad (14)$$

2.2 滤波消除抖振

在滑模控制器输出端添加低通滤波器, 可以将离散时间系统高频抖振信号有效地消除^[7]. 基于滤波器的滑差控制系统结构如图 3 所示; 图中 r 为控制器目标量, u 为控制器输出, τ 为滤波器输出, x 为控制反馈量.

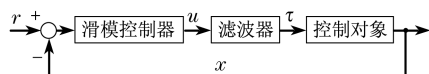


图 3 基于滤波器的滑模控制

Fig.3 The sliding mode controller with filter

采用正反向零相位数字滤波器(Filtfilt filter), 其差分方程描述如下:

$$y(n) = b(1)x(n) + b(2)x(n-1) + \dots + b(nb+1)x(n-nb) \quad (15)$$

式中: b 为滤波系数.

滤波器先将输入正向滤波, 将所得结果反转后再滤波, 再将所得结果逆转后输出; 因为从正反两个方向分别滤波, 该滤波器无相位延迟.

3 仿真和硬件在环验证

建立传动系统和整车纵向动力学数字仿真模

型^[8], 模型主要参数为: 整车质量 $m = 1\,600 \text{ kg}$, 发动机曲轴及泵轮转动惯量 $I_e = 0.18 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 涡轮转动惯量 $I_t = 0.06 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 发动机曲轴阻尼系数 $C_e = 0.05 \text{ Nm} \cdot \text{rad}^{-1}$, 一档传动比 $i_1 = 3.44$, 主减速器传动比 $i_0 = 4.1$, 轮胎半径 $r = 2.89 \text{ m}$, 道路摩擦系数 $f_r = 0.019$, 道路坡度 $\theta = 0$, 迎风面积 $A = 2.2 \text{ m}^2$, 风阻系数 $C_d = 0.3$, 油门开度 a 按图 4 中曲线变化; 并给发动机扭矩添加扰动信号以检验滑差控制效果.

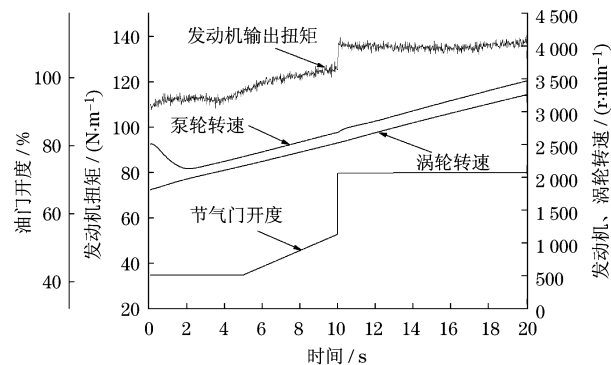


图 4 仿真条件

Fig.4 The simulation conditions

如图 5 中冲击度所示, 液力变矩器全锁工况下发动机扭矩波动给车辆带来明显的冲击, 有滑差控制的车辆冲击被较好吸收.

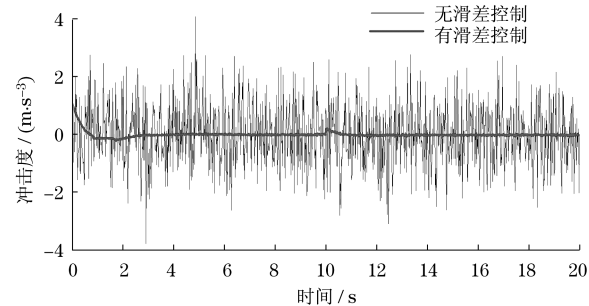


图 5 有无滑差控制车辆的冲击度

Fig.5 The jerk of vehicles with or without slip control

如图 6 中所示, 与 PID 控制相比, 滑模控制可以让涡轮转速更快跟踪目标转速, 另外, 滑模控制可以更好地吸收传动系冲击.

滤波可以有效地消除控制系统抖振, 如图 7 中所示, 未加滤波器的滑模控制器控制律有较明显的抖振现象; 滤波后的控制律平滑变化, 并有效地消除因系统抖振造成的冲击和转速差波动.

图 8 中, 滑差控制下液力变矩器的传递效率约为 90%, 远高于纯液力工况下的效率.

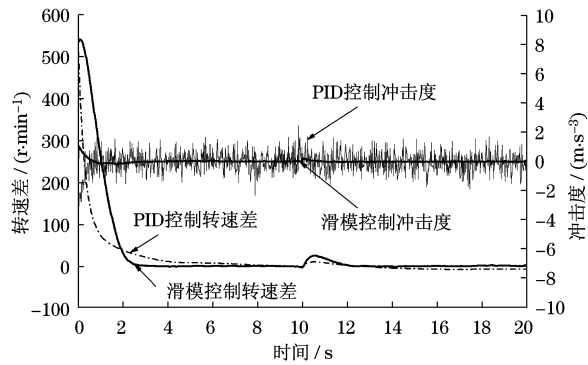


图 6 滑模控制与 PID 控制结果

Fig. 6 The results of sliding mode and PID controller

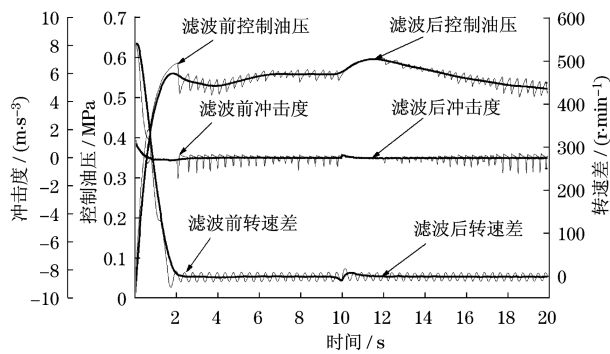


图 7 有无滤波器比较

Fig. 7 Comparison between the controllers with and without filter

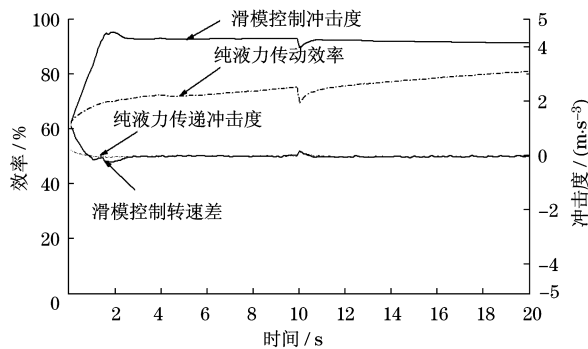


图 8 滑差控制与纯液力传动效率比较

Fig. 8 The transmission efficiency of slip control and torque converter operating condition

进一步验证滑差控制对燃油经济性的影响,将滑差控制策略写入 TCU 硬件,整车模型编译后下载至具有实时操作系统(XPC)的工控机,两者通过研华公司生产的型号为 PCL726 和 PCL818 的数据采集卡进行通讯.测试硬件在环下车辆 ECE 工况中有无滑差控制时的燃油消耗量.发动机燃油消耗率图谱如图 9 所示.

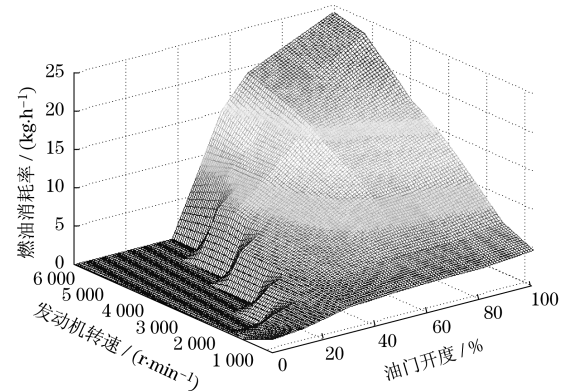


图 9 发动机燃油消耗率

Fig. 9 The specific fuel consumption

ECE 工况下车辆平均速度为 $18.7 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,液力变矩器多处于纯液力传动工况.根据图 10 和表 1 中结果,ECE 工况下有滑差控制车辆燃油消耗量相对于纯液力传动车辆降低了约 4.8%.

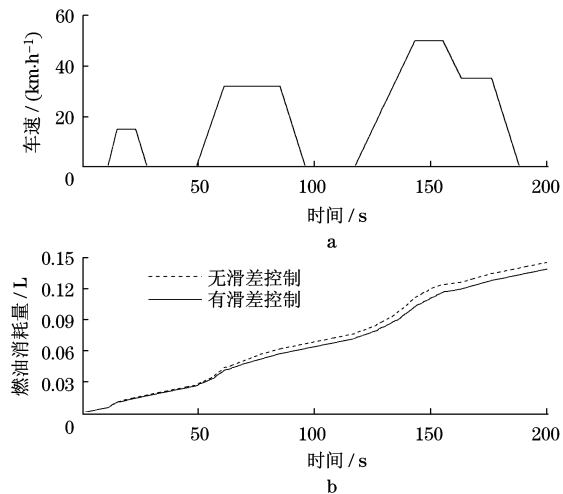


图 10 ECE 循环工况

Fig. 10 ECE cycle

表 1 燃油消耗量

Tab. 1 Fuel consumption

ECE 循环工况	燃油消耗量 Q/L	节油率/%
滑差控制	0.137	4.8
纯液力传动	0.144	

由前面可知,滑差控制和纯液力工况吸收冲击能力接近,因此其可在不影响乘坐舒适性的同时,又提高了整车燃油经济性.

4 结论

- (1) 与液力变矩器全锁工况相比,滑差控制有 (下转第 1679 页)