

DOI: 10.7652/xjtuxb201903015

轮毂液压辅助驱动车辆蠕行模式控制研究

曾小华, 刘持林, 李文远, 宋大风, 李立鑫
(吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 130025, 长春)

摘要: 针对轮毂液压辅助驱动车辆蠕行模式下液压泵排量控制粗放的问题, 提出一种蠕行模式控制方法。采用无级变速器的速比控制思想实现液压泵的排量控制, 利用 AMESim 软件搭建轮毂液驱车辆仿真平台, 验证蠕行模式控制方法的响应特性和控制效果。仿真结果表明, 在系统工作范围内, 提出的蠕行模式控制方法可以实现速比的无级控制, 进而通过调节发动机工作点实现车辆的最佳经济性运行。该项研究对轮毂液驱车辆控制及实际开发应具有一定的借鉴价值。

关键词: 轮毂液压辅助驱系统; 蠕行模式; 无级速比控制; 液压泵排量控制

中图分类号: U469.72 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)03-0103-08

Research on Creep Mode Control of Hub-Motor Hydraulic Auxiliary Driving Vehicle

ZENG Xiaohua, LIU Chilin, LI Wenyuan, SONG Dafeng, LI Lixin
(State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract: Aiming at the rough control for hydraulic pump displacement in creep mode of hub-motor hydraulic auxiliary driving vehicle, a creep control method is proposed. The idea of speed ratio control of continuously variable transmission is adopted to achieve the displacement control of hydraulic pump. A simulation platform of hub-motor hydraulic driving vehicle is constructed with AMESim software, and the response characteristics and effects of the creep mode control method are verified. Simulation shows that the creep mode control method can realize continuous control of speed ratio within the working range of the hydraulic system, and the best economical operation of the vehicle is achieved via adjusting the working point of the engine.

Keywords: hub-motor hydraulic auxiliary driving system; creep mode; continuous speed control; pump displacement control

重型商用车辆的工作环境复杂且恶劣^[1], 经常需要低速移动, 可能会出现整车机械传动系统无法正常工作的极端情况, 如变速箱损坏或传动轴断裂等。轮毂液压辅助驱动系统因性能优异, 应用于重型商用车辆优势明显, 目前已经引起国内外研究学者的重视^[2-5]。国内对轮毂液驱系统的研究尚处于起步阶段, 例如: 哈尔滨工业大学的孙辉等提出了不同结构形式的液压混合动力车辆的控制策略^[6-7]; 吉林大学的曾小华等对轮毂液驱混合动力系统进行了研究^[8], 提出了轮毂马达驱动的液压闭式系统构型方案^[9], 并提出了轮速跟随的整体控制思想^[10], 但对该系统的研究仍有不足, 如方案优化与控制等, 需要进一步完善^[11]; 吉林大学的李相华等以手柄输入来控制液压泵的排量, 但未充分考虑车辆负载的影响

响^[12]。国外企业已经推出应用轮毂液驱系统的相关产品,例如:德国的博世力士乐公司推出了液力牵引辅助系统^[13];法国的波克兰公司推出了静液压辅助驱动系统^[14-15]。

针对轮毂液驱系统蠕行模式下液压泵排量控制粗放的问题,本文基于轮毂液驱混合动力系统方案,开展了蠕行模式下液压泵排量的控制研究,将蠕行模式下整车传动系统等效为液压机械无级变速器,并将无级变速器的速比控制思想应用于液压泵的排量控制,实现了液压系统根据整车负载自动调节液压泵排量,进而控制发动机工作点实现整车的最佳经济性运行。本研究对液压变量泵排量控制策略的开发及应用应具有一定的借鉴价值。

1 轮毂液驱系统结构

轮毂液驱系统结构如图 1 所示,基于传统后驱重型车辆结构,添加了液压泵、液压马达、液压阀组等元件。其中,液压泵的输入端通过万向节与发动机后端飞轮处取力器的输出端连接,系统通过调节液压泵组件中主泵的排量来改变轮毂马达的输出功率,以适应不同负载需求。

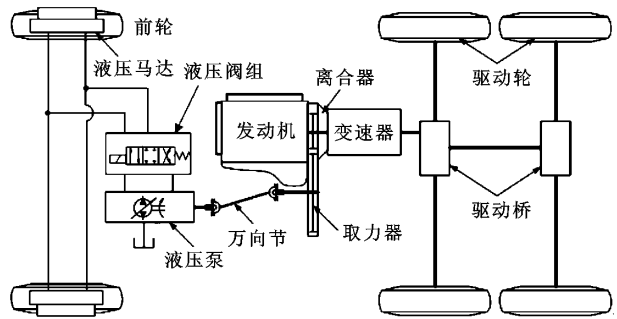


图 1 轮毂液驱系统结构

当重型商用车低速作业或者遇到机械传动系统无法正常工作的极端情况时,可通过发动机带动前轮液压马达提供驱动力,此时轮毂液驱系统工作于蠕行模式。蠕行模式下,整车驱动系统可以简化为以发动机为动力源的变量泵-定量马达系统,如图 2 所示。

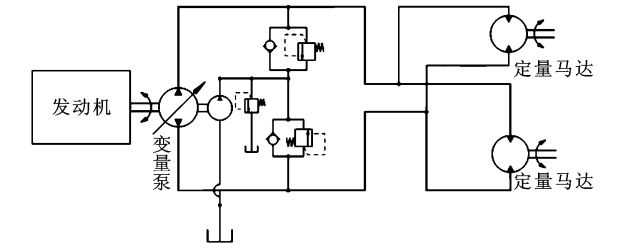


图 2 变量泵-定量马达系统

2 蠕行模式控制

2.1 速比特性

当不考虑回路的容积效率时,液压马达的转速与液压泵的排量关系为

$$n_m = \frac{n_p D_p}{2D_m} \tag{1}$$

式中: n_m 为马达转速, r/min; n_p 为泵转速, r/min; $D_p = \alpha D_{p,max}$, D_p 为泵排量 (mL/r), $D_{p,max}$ 为最大泵排量 (mL/r), α 为泵开度; D_m 为马达排量, mL/r。式(1)中考虑了系统中存在 2 个液压马达,下文相关推导也将马达数量考虑在内。

不考虑回路损失时,液压马达的输出转矩为

$$T_m = \Delta p D_m \tag{2}$$

式中: Δp 为马达两腔压差, MPa。

回路中液压马达的输出功率为

$$P_m = \Delta p D_m n_m = 0.5 \Delta p D_p n_p \tag{3}$$

综上所述,液压泵和液压马达所组成的容积调速回路为恒转矩输出,可实现正反向无级调速,液压马达的输出转矩和回路的工作压力均由负载转矩来决定。液压马达参数如表 1 所示。

表 1 液压马达参数

参数	数值
额定排量/mL · r ⁻¹	1 043
最高工作压力/MPa	42
理论转矩/N · m	1 658
输出理论转矩时的压力/MPa	10
最大功率/kW	40
转动轴转动惯量/kg · m ²	0.05
最大工作转速/r · min ⁻¹	90

由液压泵到液压马达,根据速度特性式(1),得到速比为

$$k = \frac{n_p}{n_m} = \frac{2D_m}{D_p} = \frac{2D_m}{\alpha D_{p,max}} = \frac{21.73}{\alpha} \tag{4}$$

由上述分析可知,由液压泵到前轮之间的液压系统,在不考虑损失时,可简化为速比为 $21.73/\alpha$ 的无级变速器。当系统中取力器速比为 108 时,发动机到前轮之间的速比为 $23.49/\alpha$ 。

蠕行模式下,通过调节液压泵开度 α ,可实现由发动机到驱动轮处最小速比为 23.49 的无级变速。

2.2 控制方法

根据蠕行模式下车辆的行驶情况,通过调节液压传动系统的速比来改变发动机转速,进而控制发

动机工作点,实现车辆的最佳经济性运行。无级变速器的目标速比的计算公式为

$$i_{\text{cvt,obj}} = 0.377 \frac{n_{\text{opt}}}{i_0 u_a} \tag{5}$$

式中: $i_{\text{cvt,obj}}$ 为无级变速器的目标速比; r 为车轮半径,m; n_{opt} 为发动机最佳经济性运行时对应的转速,r/min; i_0 为主减速器速比; u_a 为实际车速,m/s。

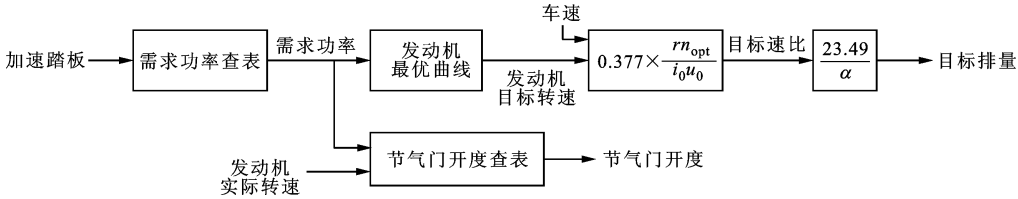


图 3 爬行模式的液压泵排量控制流程

进而控制液压泵的排量。

基于以上无级速比控制方法,以驾驶员加速踏板作为输入量,设计车辆爬行模式的等速巡航控制。等速巡航是指车辆行驶或作业过程中,即使操作员不踩加速踏板,车辆仍可自动保持操作员所希望的行驶速度。若道路坡度或负载阻力发生变化,控制系统可自动调节发动机转速或传动系参数,使车辆按目标车速自动行驶。等速巡航控制可以减轻操作员因长时间控制油门而产生的疲劳,减轻劳动强度,减少或避免事故的发生。

传统比例积分微分(PID)控制器具有原理简单、使用方便、鲁棒性好等优点,但对于非线性、时变性和不确定性大的复杂控制对象,存在参数整定不良、性能欠佳和环境适应性差的问题^[16-17]。因而,当采用传统PID控制器进行等速巡航控制时,由于控制参数固定,在外界扰动和路况改变的条件下车速跟随效果较差。模糊PID控制器可以实现PID控制器参数的在线调整,满足对车速的实时控制,原理如图4所示。

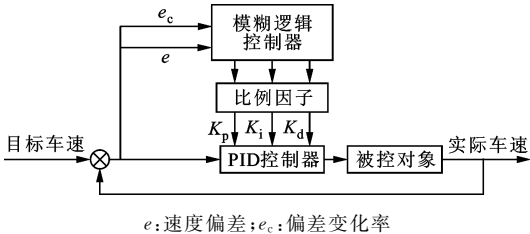


图 4 模糊PID控制器原理

设速度偏差 e 和偏差变化率 e_c 的模糊子集为

$$\begin{aligned} e &= \{ZO, S, M, B\} \\ e_c &= \{ZO, S, M, B\} \end{aligned} \tag{6}$$

式中:ZO、S、M、B分别表示零、小、中和大。

将无级变速器的速比控制应用于爬行模式下液压泵排量的控制,流程如图3所示。加速踏板开度首先转化为需求功率,然后根据需求功率和发动机实际转速控制节气门开度,使发动机输出功率跟随加速踏板开度的变化。通过需求功率与发动机最优曲线确定发动机目标转速,并根据车速、车轮半径、发动机转速与主减速比之间的关系得到目标速比,

考虑该系统工作时车速较低,确定速度偏差 e 的模糊论域为 $\{0, 2, 4, 6\}$,偏差变化率 e_c 的模糊论域为 $\{0, 2, 4, 6\}$,输入量 e 和 e_c 的隶属度函数取为三角形函数,如图5所示。

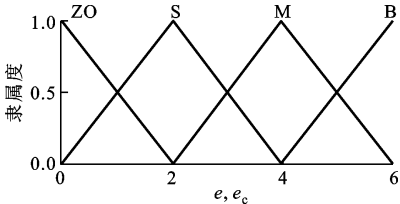


图 5 e 和 e_c 的隶属度函数

以 e 和 e_c 作为模糊逻辑控制器的输入量,模糊控制器的输出量为比例系数 K_p 、积分系数 K_i 、微分系数 K_d ^[18],分别表示为

$$\left. \begin{aligned} K_p(k) &= K_p(k-1) + \Delta K_p(k) \\ K_i(k) &= K_i(k-1) + \Delta K_i(k) \\ K_d(k) &= K_d(k-1) + \Delta K_d(k) \end{aligned} \right\} \tag{7}$$

式中 k 为取样次数。由整定公式(7)知,下一步控制器的参数由当前的控制器参数与模糊推理得出的修正控制参数得到。

当速度偏差 e 较大时,为尽快减少偏差量,可适当增大比例份额,将积分系数 K_i 和微分系数 K_d 尽量调小,甚至作归零处理;当速度偏差 e 一般时,为保证控制的高精度和系统的响应效果,应适当增大微分系数 K_d ;当速度偏差 e 较小时,可取较大的比例积分系数 K_p 以保证良好的系统稳定性,取适当的微分系数 K_d 以避免系统在平衡点处出现振荡。基于 e 和 e_c 的隶属度函数和上述控制设计经验,得出 ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d 的模糊控制规则,如表2~表4^[19-20]所示。

表 2 ΔK_p 的模糊控制规则

e_c	e			
	ZO	S	M	B
ZO	S	B	B	B
S	B	B	M	ZO
M	B	M	M	S
B	B	B	B	B

表 3 ΔK_i 的模糊控制规则

e_c	e			
	ZO	S	M	B
ZO	S	M	M	M
S	B	M	M	M
M	B	B	S	S
B	B	B	B	B

表 4 ΔK_d 的模糊控制规则

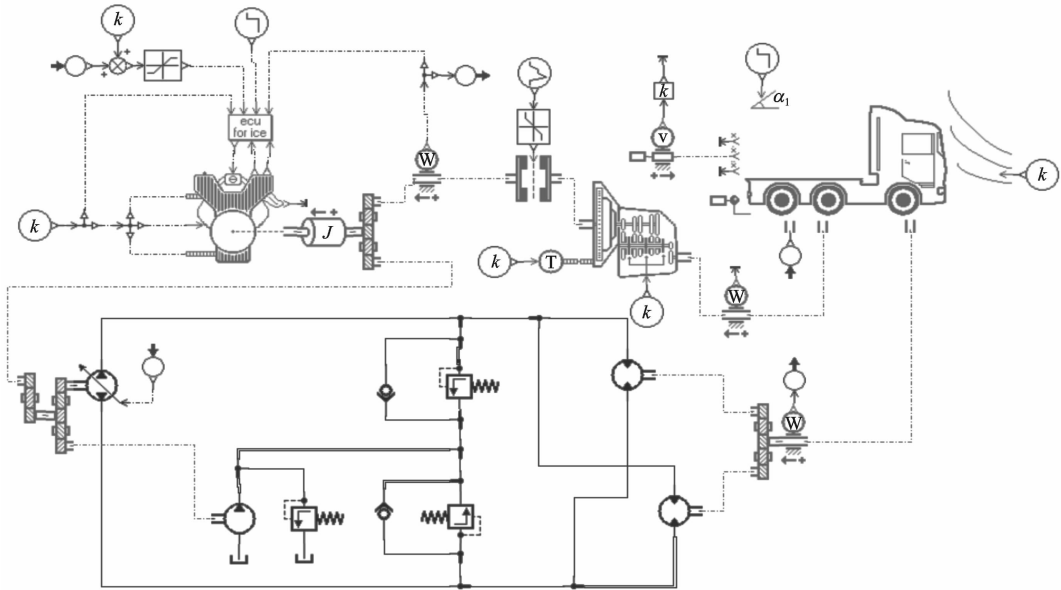
e_c	e			
	ZO	S	M	B
ZO	ZO	ZO	ZO	ZO
S	ZO	S	ZO	S
M	B	M	B	M
B	B	B	B	B

3 模型搭建与仿真分析

3.1 模型搭建

根据本文提出的蠕行模式控制,在 AMESim 中搭建了整车机械传动模型和液压系统模型,如图 6 所示。

本文研究基于某企业重型卡车,该车整车模型主要动力部件的仿真参数如表 5 所示。



k :输入常量; J :旋转载荷; α_1 :输入路面坡度; v :速度传感器; W :转速传感器; T :温度信号转换器

图 6 整车模型

表 5 整车模型主要动力部件的仿真参数

参数	数值	参数	数值
整车满载质量/kg	51 000	发动机最大功率时的转速/ $r \cdot \min^{-1}$	1 900
车轮半径/m	0.544	驱动桥主减速比	5.921
迎风面积/ m^2	6.7	取力器传动比	1.08
空气阻力系数	0.8	液压泵最大排量/ $mL \cdot r^{-1}$	96
滚阻系数	0.008	液压泵理论流量/ $L \cdot \min^{-1}$	192
发动机最大转矩/ $N \cdot m$	1 806	液压泵理论流量时的转速/ $r \cdot \min^{-1}$	2 000
发动机最大转矩时的转速/ $r \cdot \min^{-1}$	1 400	补油泵排量/ $mL \cdot r^{-1}$	22
发动机最大功率/kW	275		

3.2 仿真分析

为了检验提出的蠕行模式控制方法的控制效果,设计起步、加速爬坡和等速巡航 3 种工况进行验证;起步工况可以检验蠕行模式控制方法的响应特性;加速爬坡工况可以在加速踏板和坡度发生变化时,检验该方法的控制效果;等速巡航工况可以检验该方法的自调节能力。

仿真设定的加速踏板开度与需求功率的关系如图 7 所示。由表 1 中的马达参数可知,单个马达的最大输出功率为 40 kW。当加速踏板开度为 1.0 时,整车需求功率为 80 kW。为了减小起步时液压系统的油液冲击,在加速踏板开度较小时输出小功率;当加速踏板开度在 0.2~0.8 区间内,输出功率成比例增加,且增幅较大;此后随着加速踏板开度增加功率增幅减小。该曲线符合机械传动车辆加速踏板开度与需求功率的一般规律。

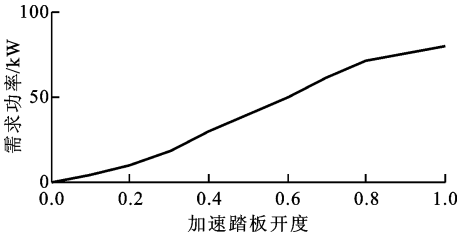


图 7 加速踏板开度与需求功率的关系

AMESim 发动机模型中发动机转速、发动机功率与节气门开度的关系如图 8 所示。

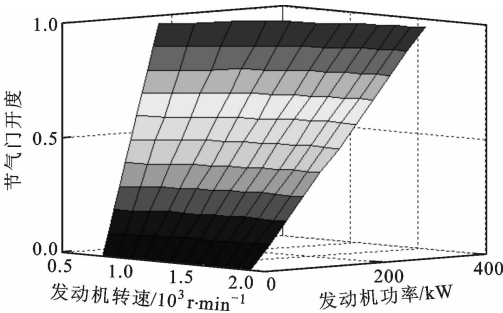


图 8 节气门开度与发动机转速和功率的关系

3.2.1 起步工况 仿真过程中加速踏板开度随时间 t 的变化如图 9 所示,10 s 时踏板开度由 0 增加到 0.4,历时 2 s。

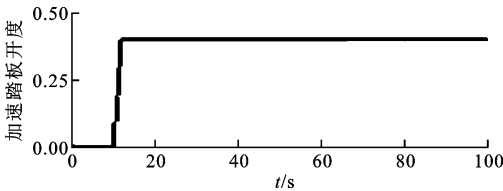
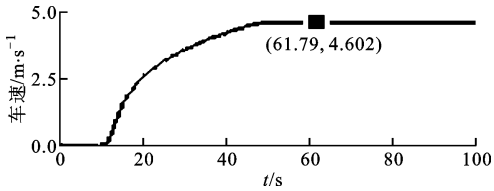
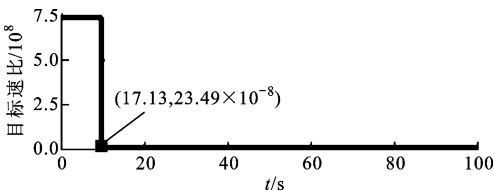


图 9 加速踏板开度变化

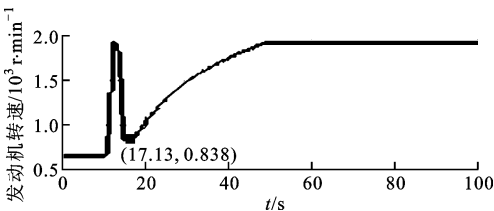
在起步踩下加速踏板的过程中,车速、目标速比、发动机转速、液压泵开度与时间的关系见图 10,可以看出:10~12 s,发动机转速增加,此时由于车速较低,目标速比很大;12~17.13 s,车速上升,速比降低,液压系统起作用,液压泵开度增加到 1.0,车辆在恒定的发动机转速下加速;在 17.13 s,由于液压系统的限制,速比到达下限 23.49;之后,发动机转速和车速持续上升,直到与外界阻力平衡。



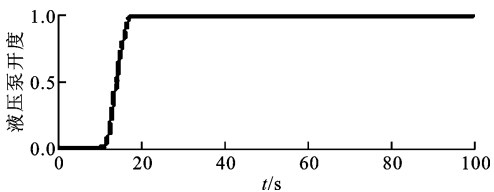
(a) 车速



(b) 目标速比



(c) 发动机转速



(d) 液压泵开度

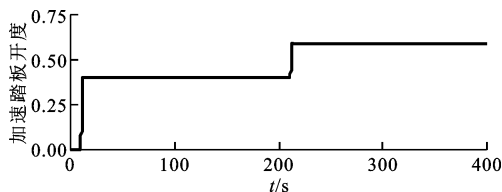
图 10 起步工况仿真结果

由图 10 可以看出,在 10~17.13 s,提出的蠕行模式控制方法可以实现速比大于 23.49 的无级变速,此时液压系统调节发动机工作于高效率区间。但由于液压系统限制,在 17.13 s 以后,速比低于系统控制下限 23.49,发动机转速逐渐升高至最高 1 900 r/min,车速也随之升高至蠕行模式的最高车速 4.61 m/s。在液压系统起作用阶段,液压机械无级变速器的速比控制效果明显。

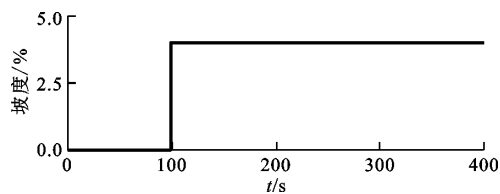
当液压泵开度为 1.0 时,发动机转速达到最大

值 1 900 r/min, 速比达到最小值 23.49, 液压马达转速达到最大值 80.95 r/min, 蠕行模式下的最高车速为 4.61 m/s。若只考虑滚动阻力和空气阻力, 此时的需求功率只有 4.93 kW, 参考图 7, 该需求功率对应的踏板开度为 0.13, 故本仿真条件设定的踏板开度 0.4 明显偏大。

3.2.2 加速爬坡工况 仿真的加速爬坡工况如图 11 所示: 10 s 时, 加速踏板开度由 0 增加到 0.4, 历时 2 s; 100 s 时, 输入路面坡度 4%; 200 s 时, 加速踏板开度由 0.4 上升到 0.6, 历时 1 s。



(a) 加速踏板开度变化

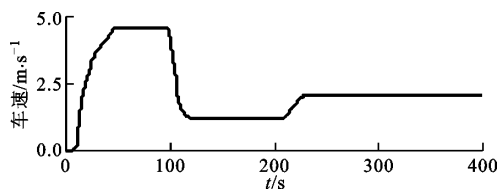


(b) 坡度变化

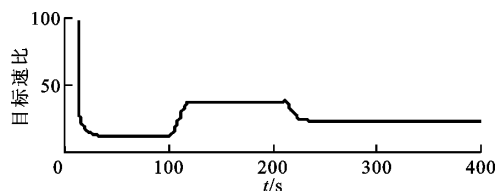
图 11 仿真的加速爬坡工况

加速爬坡工况下, 车速、目标速比、发动机转速、液压泵开度与时间的关系如图 12 所示, 可以看出: 在路面坡度变化之前 (0~100s), 液压系统响应与起步工况仿真结果相同, 整车以蠕行模式下最高车速匀速行驶, 目标速比保持恒定; 在加速踏板踩下前 (100~200 s), 由于坡度的增加, 整车需求功率增加, 车速降低, 目标速比超过液压系统速比调节下限 23.49, 液压系统开始起作用, 通过改变发动机转速控制发动机工作点, 实现车辆的最佳经济性运行; 加速踏板踩下后 (200~400 s), 发动机需求转速上升, 目标速比减小, 加速过程中车速上升, 速比开始向减小的方向调节, 直到与外界阻力平衡, 此阶段速比没有超出液压系统速比调节界限, 在过渡阶段发动机经过短暂的非稳态过程重新工作于高效率区间。

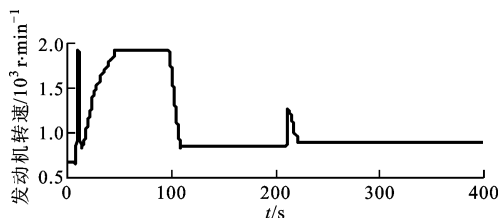
3.2.3 等速巡航工况 采用传统 PID 与模糊 PID 分别进行仿真, 对比蠕行模式下等速巡航车速的控制效果。仿真过程中起车 (第 10 s) 时, 加速踏板开度由 0 增加到 0.4, 历时 2 s, 第 30 s 时进入等速巡航, 100 s 时输入路面坡度 4%, 仿真结果如图 13 所示。



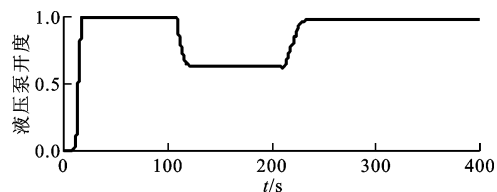
(a) 车速



(b) 目标速比



(c) 发动机转速



(d) 液压泵开度

图 12 加速爬坡工况结果

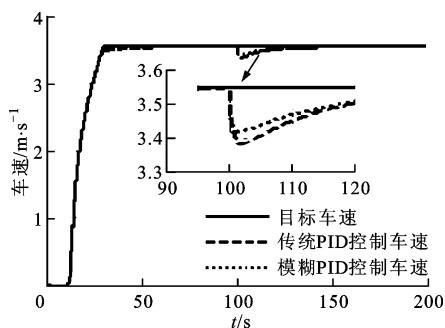
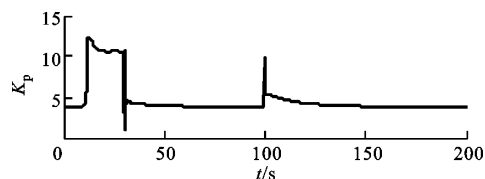
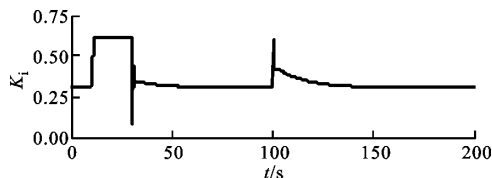


图 13 不同控制方法的车速跟随结果

由图 13 可知, 打开等速巡航开关和改变坡度之后, 整车在经历短暂小幅度的非稳态状态后, 迅速跟随目标车速, 模糊 PID 控制效果优于传统 PID。

在传统 PID 控制中, $K_p = 4$, $K_i = 0.33$, 在模糊 PID 控制中, K_p 和 K_i 的变化如图 14 所示, 可以看出, 在仿真过程中参数始终在线调整。

综上所述, 提出的蠕行模式控制方法可以满足

(a) 参数 K_p 的变化(b) 参数 K_i 的变化图 14 参数 K_p 和 K_i 的变化

实际使用要求,通过改变液压系统部件相关参数,可以实现速比在更大范围内进行调节。

4 结 论

针对轮毂液驱系统的蠕行模式,将无级变速器的速比控制思想应用于液压泵的排量控制;利用 AMESim 软件建立轮毂液驱系统整车模型,并进行实车工况仿真验证。仿真结果表明:在液压系统工作范围内,提出的蠕行模式控制方法可以实现速比的无级控制,通过改变发动机转速调节发动机工作点,实现车辆的最佳经济性运行;此外,基于模糊逻辑的 PID 控制器能够更加准确地实现蠕行模式的等速巡航控制。

参考文献:

- [1] 刘涛,姜继海,孙辉,等. 静液传动混合动力汽车的研究与进展 [J]. 汽车工程, 2009, 31(7): 586-591.
LIU Tao, JIANG Jihai, SUN Hui, et al. Research and progress of the hydrostatic hybrid vehicle [J]. Automotive Engineering, 2009, 31(7): 586-591.
- [2] 曾小华,李相华,宋大风,等. 一种允许能量回收的液压传动系统: CN 20141006997.6 [P]. 2014-02-28.
- [3] 杨再舜. 重型卡车市场与产品研析 [J]. 汽车与配件, 2014(4): 25-27.
YANG Zaishun. Heavy truck market and product analysis [J]. Automobile and Parts Technology, 2014 (4): 25-27.
- [4] 曾小华,李文远,李广含,等. 轮毂液驱车辆泵控系统建模 [J]. 浙江大学学报(工学版), 2017, 51(8): 1603-1609.
ZENG Xiaohua, LI Wenyuan, LI Guanghan, et al. Modeling of pump in hub-motor hydraulic driving vehi-

cle [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering and Technology Edition), 2017, 51(8): 1603-1609.

- [5] BENDER F A, KASYNSKI M, SAWODNY O. Drive cycle prediction and energy management optimization for hybrid hydraulic vehicles [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2013, 62(8): 3581-3592.
- [6] SUN Hui, JIANG Jihai, WANG Xin. Parameters matching and control method of hydraulic hybrid vehicle with secondary regulation technology [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(1): 57-63.
- [7] 孙辉. 二次调节静液传动车辆的关键技术及其优化 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2009: 25-34.
- [8] 曾小华,聂利卫,王庆年,等. 轮毂马达液压驱动系统: CN 201120286630.1 [P]. 2015-08-26.
- [9] 李胜,宋大风,曾小华,等. 重型卡车轮毂马达液压驱动系统建模与仿真 [J]. 农业机械学报, 2012, 43(4): 10-14.
LI Sheng, SONG Dafeng, ZENG Xiaohua, et al. Modeling and simulation of hydraulic wheel motor propulsion system for heavy truck [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(4): 10-14.
- [10] 贺辉,宋大风,杨南南,等. 轮毂马达液驱系统控制与仿真 [J]. 吉林大学学报(工学版), 2012, 42(S1): 27-31.
HE Hui, SONG Dafeng, YANG Nannan, et al. Control and simulation of hydraulic in-wheel motor propulsion system [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2012, 42(S1): 27-31.
- [11] 肖聚亮,辑骏,姚永胜,等. 灰色预测在 FAST 液压促动器中的应用 [J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2016, 49(2): 178-185.
XIAO Juliang, JI Jun, YAO Yongsheng, et al. Application of grey predictor based algorithm to hydraulic actuator used in FAST project [J]. Journal of Tianjin University (Natural Science and Engineering Technology Edition), 2016, 49(2): 178-185.
- [12] 李相华. 重型牵引车液压轮毂马达系统辅助驱动与制动控制 [D]. 吉林: 吉林大学, 2015: 76-77.
- [13] BASELEY S, EHRET C, GREIF E. et al. Hydraulic hybrid systems for commercial vehicles [C] // SAE 2007 Commercial Vehicle Engineering Congress and Exhibition. Rosemont, USA: SAE, 2007: 2007-01-4150.
- [14] SINCLAIR C. Hydrostatic drive: 6675575 [P]. 2004-01-13.
- [15] Poclain Hydraulics. World leading specialist in hydro-

- static transmission [EB/OL]. [2018-05-16]. <http://www.poclain-hydraulics.com/en/systems/trucks>.
- [16] 李晓丹. 模糊 PID 控制器的设计研究 [D]. 天津: 天津大学, 2005: 30-35.
- [17] ZHANG M, BORJA P, ORTEGA R, et al. PID passivity-based control of port-Hamiltonian systems [J]. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 2018, 63(4): 1032-1044.
- [18] 李美丽, 闫秀英, 严铭姣, 等. 基于模糊 PID 的变风量空调末端控制器设计 [J]. *工业控制计算机*, 2017, 30(12): 59-60.
- LI Meili, YAN Xiuying, YAN Mingjiao, et al. Design of variable air volume terminal controller based on fuzzy PID [J]. *Industrial Control Computer*, 2017, 30(12): 59-60.
- [19] MORADI H, SETAYESH H, ALASTY A. PID-fuzzy control of air handing units in the presence of uncertainty [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2016, 109: 123-135.
- [20] 杨航, 刘凌, 阎治安, 等. 双闭环 Buck 变换器系统模糊 PID 控制 [J]. *西安交通大学学报*, 2016, 50(4): 35-40.
- YANG Hang, LIU Ling, YAN Zhi'an, et al. Fuzzy PID control of double closed loop buck converter system [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2016, 50(4): 35-40.

(编辑 陶晴)

(上接第 102 页)

- [9] 周卫东, 乔相伟, 任蕾, 等. QUKF 算法及其在 SINS 初始对准中的应用 [J]. *仪器仪表学报*, 2010, 31(2): 264-269.
- ZHOU Weidong, QIAO Xiangwei, REN Lei, et al. QUKF algorithm and its application in SINS initial alignment [J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2010, 31(2): 264-269.
- [10] 乔相伟, 周卫东, 吉宇人. 用四元数状态切换无迹卡尔曼滤波器估计的飞行器姿态 [J]. *控制理论与应用*, 2012, 29(1): 97-103.
- QIAO Xiangwei, ZHOU Weidong, JI Yuren. Aircraft attitude estimation using quaternion state switching unscented Kalman filter [J]. *Control Theory and Application*, 2012, 29(1): 97-103.
- [11] SUH Y S. Orientation estimation using a quaternion-based indirect Kalman filter with adaptive estimation of external acceleration [J]. *IEEE Transactions on Instrumentation & Measurement*, 2010, 59(12): 3296-3305.
- [12] MARINS J L, YUN X, BACHMANN E R, et al. An extended Kalman filter for quaternion-based orientation estimation using MARG sensors [C]// *Proceedings of 2001 International Conference on Intelligent Robots and Systems*. Piscataway, New Jersey, USA: IEEE, 2002, 4: 2003-2011.
- [13] CREAMER G. Spacecraft attitude determination using gyros and quaternion measurements [J]. *Journal of the Astronautical Sciences*, 1996, 44(3): 357-371.
- [14] 张静, 金志华. 空中平台航姿参考系统的设计 [J]. *中国惯性技术学报*, 2004, 12(2): 47-52.
- ZHANG Jing, JIN Zhihua. Design of aerial platform attitude reference system [J]. *Chinese Journal of Inertial Technology*, 2004, 12(2): 47-52.
- [15] CRASSIDIS J L, MARKLEY F L. Unscented filtering for spacecraft attitude estimation [J]. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 2003, 26(4): 536-542.
- [16] ZHANG L, YANG H, LU H, et al. Cubature Kalman filtering for relative spacecraft attitude and position estimation [J]. *Acta Astronautica*, 2014, 105(1): 254-264.
- [17] LEEGHIM H, CHOI Y, JAROUX B A. Uncorrelated unscented filtering for spacecraft attitude determination [J]. *Acta Astronautica*, 2010, 67(1): 135-144.
- [18] GARCIA R V, NICHOLAS D F O M, KUGA H K, et al. Unscented Kalman filter for spacecraft attitude estimation using modified Rodrigues parameters and real data [J]. *Computational and Applied Mathematics*, 2016, 35(3): 835-846.
- [19] BAE J, KIM Y. Nonlinear estimation for spacecraft attitude using decentralized unscented information filter [C]// *International Conference on Control, Automation and Systems*. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2010: 1562-1566.
- [20] GARCIA R V, KUGA H K, ZANARDI M C F P S. Unscented Kalman filter applied to the spacecraft attitude estimation with Euler angles [J]. *Mathematical Problems in Engineering*, 2012(1): 161-174.

(编辑 陶晴)