

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.04.003

重型卡车轮毂马达液压驱动系统建模与仿真*

李胜¹ 宋大凤² 曾小华² 贺辉² 聂利卫² 王继新²

(1. 一汽解放青岛汽车有限公司, 青岛 266043; 2. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025)

【摘要】 在传统重型车辆上,增加一套由泵和马达等组成的轮毂马达液压驱动系统,使其由原来的两轮驱动变成四轮驱动,对该系统的结构原理与工作模式进行了分析,研究建立了该系统的动力学理论方程,使用 Matlab/Simulink 和 AMESim 软件分别建立系统的机械动力系统和液压系统模型,并进行车辆牵引力及爬坡性能的联合仿真。仿真结果表明:使用液压轮毂驱动系统后,车辆牵引力提高了 13.4%,爬坡度提高了 14.4%,整车通过性得到明显提高。

关键词: 重型车辆 液压驱动系统 联合仿真 牵引力 爬坡度

中图分类号: U469.7; U463.22.02 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)04-0010-05

Modeling and Simulation of Hydraulic Wheel Motor Propulsion System for Heavy Truck

Li Sheng¹ Song Dafeng² Zeng Xiaohua² He Hui² Nie Liwei² Wang Jixin²

(1. FAW Jiefang Automotive Co., Ltd., Qingdao 266043, China

2. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract

By adding a hydraulic propulsion system made up of pumps and motors primarily in a traditional heavy vehicle, it is changed to a four-wheel driven vehicle from a two-wheel driven vehicle. The principle of the system configuration and working modes were analyzed. The system dynamics equations were established. The whole vehicle system was modeled by a co-simulation method with Matlab/Simulink and AMESim software. The vehicle's traction force and climbing capacity was simulated and compared. The results showed that after using the hydraulic propulsion system, the vehicle traction force was increased by 13.4% and the climbing capacity was improved by 14.4%, which means the vehicle passability was also improved significantly.

Key words Heavy vehicle, Hydraulic propulsion system, Co-simulation, Traction force, Climb grade

引言

传统汽车驱动轮在低附着系数和较大坡度的路况会出现打滑,汽车的通过性变差。针对此类工况,可以在车辆上增加一套主要由液压泵和液压马达构成的轮毂马达液压驱动系统(以下简称液驱系统)对汽车进行辅助驱动。当车辆遇到此种路况时,启

动液驱系统,帮助汽车通过;越过此路况之后,关闭液驱系统,仍然用原机械传动方式驱动,提高传动效率。液压泵/马达的比功率大,体积小^[1-2],可做成轮毂马达,直接驱动车轮,大大省去液压机械结构的连接构件,整车结构紧凑。而且,液驱系统在空间相对较大的重型商用卡车上的布置更加容易实现。

本文基于某传统重型商用卡车,在其非驱动轮

收稿日期:2012-01-04 修回日期:2012-02-16

* 国家自然科学基金资助项目(51075179)

作者简介:李胜,高级工程师,主要从事汽车摆振/混合动力系统研究,E-mail:lisheng@qdfaw.com

通讯作者:曾小华,副教授,主要从事混合动力系统研究,E-mail:zeng.xiaohua@126.com

上增加一套液压轮毂马达驱动系统,通过仿真软件 Matlab/Simulink 和 AMESim 对该系统进行建模,并开发液压驱动控制策略算法,进行联合仿真。

1 系统结构与工作模式

1.1 系统结构与工作原理

液驱系统主要包括取力器、变量泵、液压控制阀组、液压马达和油管(图1)。取力器一端与变速器的中间轴固定连接,获取液驱系统所需的动力,另一端与变量泵固定连接带动变量泵旋转;2个结构相同的轮毂液压马达安装在前轮(非驱动轮)轮毂中。通过液压控制阀组中换向阀的不同位置,来实现马达的正转、停止工作和反转的功能;调节变量泵斜盘的开度来改变泵的流量,进而改变马达的输出功率,以适应不同负载的需求。

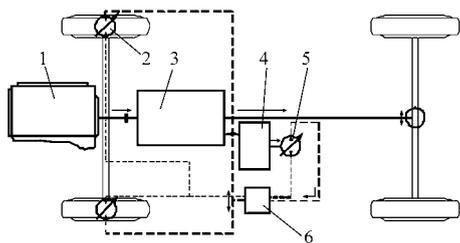


图1 系统构型

Fig.1 System configuration

1. 发动机 2. 液压马达 3. 变速器 4. 取力器 5. 变量泵 6. 阀

1.2 工作模式

1.2.1 发动机单独驱动模式

当汽车在正常路面上行驶,此时驱动轮不打滑,汽车运行所需的转矩由发动机单独提供,液驱系统不工作。

1.2.2 联合驱动模式

当汽车行驶在低附着系数路面或遇到较大坡度时,驱动轮会出现打滑情况,发动机的输出转矩不能充分利用。驾驶员可以启动液驱系统,则前轮进入液压驱动模式。此时,前轮液压驱动和后轮机械驱动共同驱动汽车。

1.3 主要液压元件

1.3.1 变量泵

变量泵在此系统中起着至关重要的作用,一方面,它将由取力器获取的动能转换为液压能;另一方面,通过调节其斜盘的开度对液压马达的输出功率进行控制。由于系统压力很高,而且需要对系统流量进行调节,选取轴向柱塞变量泵^[3]。

液压泵输出流量与驱动转速及液压泵排量呈正比,其实际输出流量为^[4]

$$Q = q_p n \eta_{pV} \quad (1)$$

其中,排量 $q_p = \frac{\pi}{4} d_p^2 D z \tan \beta$,得

$$Q = \frac{\pi}{4} d_p^2 D z n \eta_{pV} \tan \beta \quad (2)$$

式中 Q ——泵的实际流量 d_p ——泵柱塞直径

D ——柱塞中心分布圆直径

z ——柱塞个数 n ——泵转速

η_{pV} ——柱塞泵容积效率

β ——斜盘倾角

从而液压泵的输出功率为^[5]

$$N_{po} = \frac{\pi}{4} \Delta p_p d_p^2 D z n \eta_{pV} \tan \beta \quad (3)$$

式中 Δp_p ——液压泵出油口与进油口油液压力差

1.3.2 液压马达

2个安装在轮毂中的液压马达也是该液压系统中的重要元件。在联合驱动模式中,液压马达作为执行元件驱动车轮转动;在发动机单独驱动模式中,液压马达又必须空转,随车轮一起转动。根据此系统的实际情况,汽车在克服上述坏路况时,要求液压马达在低速时输出大的扭矩;由于液压系统的压力很高,选取马达的种类为径向柱塞马达^[3]。

液压马达的排量为^[5]

$$q_m = \frac{\pi}{4} d_m^2 s x y z \quad (4)$$

式中 q_m ——马达排量 d_m ——马达柱塞直径

s ——柱塞行程 x ——导轨曲面个数

y ——柱塞排数

液压马达的扭矩与其排量及油液压力呈正比,即^[5]

$$M_m = \frac{\pi}{4} d_m^2 \Delta p_m s x y z \eta_{mm} \quad (5)$$

式中 M_m ——马达转矩

Δp_m ——马达进、出油口压力差

η_{mm} ——马达机械效率

2 系统建模与控制策略

2.1 系统动力学

2.1.1 传统车辆动力学

对发动机、变速器传动轴主减速器和差速器的旋转质量进行动力学分析,可得驱动轮的角速度为^[6]

$$\omega = \omega_0 + \int \frac{M_e i_g i_0 \eta - (M_b + F_t r + F_z f r)}{I_e i_g^2 i_0^2 + (I_g + I_{cr}) i_0^2 + I_0 + 2I_w} dt \quad (6)$$

式中 ω_0 ——驱动轮初始角速度

M_e ——发动机输出转矩

i_g, i_0 ——变速箱和主减速器的传动比

η ——传统车辆机械传动效率

F_t ——牵引力 r ——车轮半径
 F_z ——驱动轮所受垂直载荷
 M_b ——驱动轮的制动力矩,驱动时,有 $M_b = 0$
 I_e, I_g, I_{cr} ——发动机、变速箱和传动轴的转动惯量
 I_0 ——主减速器和差速器的转动惯量之和
 I_w ——车轮的转动惯量之和
 f ——驱动轮滚动阻力系数

利用驱动轮转速,可以求得驱动轮滑移率为^[7]

$$\delta = \frac{\omega r - v}{\omega r} \quad (7)$$

式中 v ——车辆瞬时车速

根据双线性轮胎模型^[8]可求得驱动轮纵向附着系数 μ_{xw} 。

由此可得出车辆牵引力为

$$F_t = \mu_{xw} F_{zr} \quad (8)$$

式中 F_{zr} ——后轮载荷

汽车的行驶方程为^[6]

$$F_t = F_f + F_w + F_i + F_j \quad (9)$$

式中 F_f ——滚动阻力 F_w ——空气阻力

F_i ——坡度阻力 F_j ——加速阻力

2.1.2 使用液驱系统后车辆动力学

当使用液驱系统时,汽车由发动机单独驱动模式变为联合驱动模式。前轮2个马达的输出转矩和为 T_m ,则前轮角速度为

$$\omega_f = \omega_{f0} + \int \frac{T_m - (M_{bf} + F_{yf}r + F_{zf}fr)}{I_m + 2I_w} dt \quad (10)$$

式中 ω_{f0} ——启用联合驱动模式瞬目前前轮角速度

I_m ——两个马达的转动惯量之和

F_{yf} ——前轮所提供的牵引力

F_{zf} ——前轮所受载荷

M_{bf} ——前轮的制动力矩,驱动时,有 $M_{bf} = 0$

后轮角速度为

$$\omega_r = \frac{V_0}{r} + \int \frac{(M_e - M_p)i_g i_0 \eta - (M_{br} + F_{lr}r + F_{zr}fr)}{I_e i_g^2 i_0^2 + (I_g + I_{cr})i_0^2 + I_0 + 2I_w} dt \quad (11)$$

式中 M_p ——变量泵输入转矩

F_{lr} ——后轮提供的牵引力

M_{br} ——后轮的制动力矩,驱动时 $M_{br} = 0$

2.1.3 双线性轮胎模型

双线性轮胎模型中 μ_{xw} 与 δ_{xw} 的关系可由图2所示的函数关系描述。

车轮沿轮胎动坐标系 x_w 轴的纵向滑移率为 δ_{xw} ,则车轮与地面间沿轮胎动坐标系 x_w 轴的纵向附着系数为

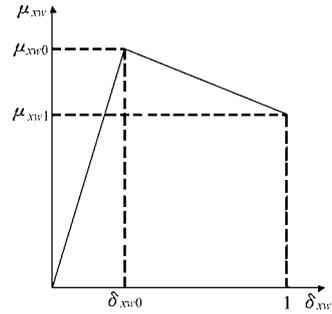


图2 双线性轮胎模型 $\mu_{xw} - \delta_{xw}$ 曲线

Fig. 2 $\mu_{xw} - \delta_{xw}$ curve of double line tire

$$\mu_{xw} = \begin{cases} \frac{\mu_{xw0}}{\delta_{xw0}} \delta_{xw} & (\delta_{xw} < \delta_{xw0}) \\ \frac{\mu_{xw0}(1 - \delta_{xw}) - \mu_{xw1}(\delta_{xw} - \delta_{xw0})}{1 - \delta_{xw0}} & (\delta_{xw} \geq \delta_{xw0}) \end{cases} \quad (12)$$

从而车轮与地面间沿轮胎动坐标系 x_w 轴纵向牵引力为

$$F_{xw} = \mu_{xw} F_z \quad (13)$$

2.2 控制策略

轮毂马达液压驱动系统所采用的控制策略流程如图3所示,汽车在行驶过程中遇到低附着系数或者较大坡度路面驱动轮出现打滑时,司机启动液驱系统,车辆由发动机单独驱动模式进入联合驱动模式。但此时泵的开度仍为零。在车辆没有出现紧急制动的情况下,当原驱动轮的滑移率超出给定值(即 $\delta > \delta_0$)和车速小于联合驱动模式中给定的车速(即 $v < v_0$)两个条件同时满足时,调节变量泵排量大于零,马达开始输出转矩。根据负载的需求调节变量泵的流量是控制策略的重点。本模型中,先根据原驱动轮的滑移率用PID调节泵的流量,再从功

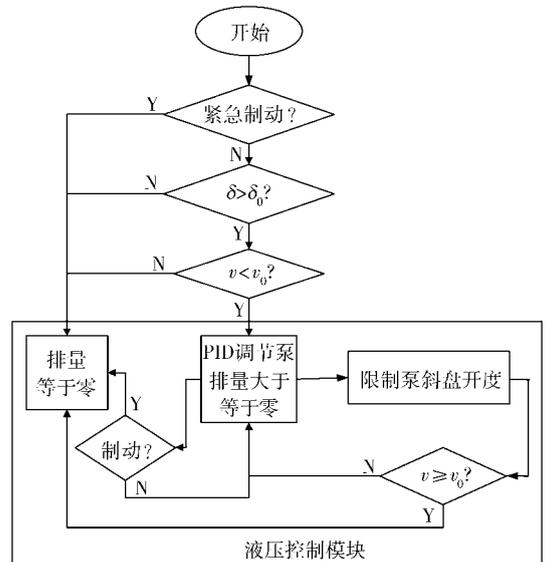


图3 控制策略流程

Fig. 3 Control strategy flow

率角度对泵流量进行限制。当车速上升到一定值(即 $v \geq v_0$) 时,说明车辆已通过这段坏路面,此时退出联合驱动模式。

2.3 模型搭建

根据当前仿真软件各自特点^[9-10],利用 Matlab/Simulink 软件对传统重型商用卡车的机械传动动力系统进行建模,利用 AMESim 软件对液驱系统部分建模,它们之间的数据交换由 S 函数实现。采用正向建模方式,模型如图 4 所示。

在 Simulink 模型中,上半部分为 S 函数,下半部分为车辆动力学计算和控制策略模块;AMESim 模型中上半部分为 S 函数,下半部分为液驱系统。

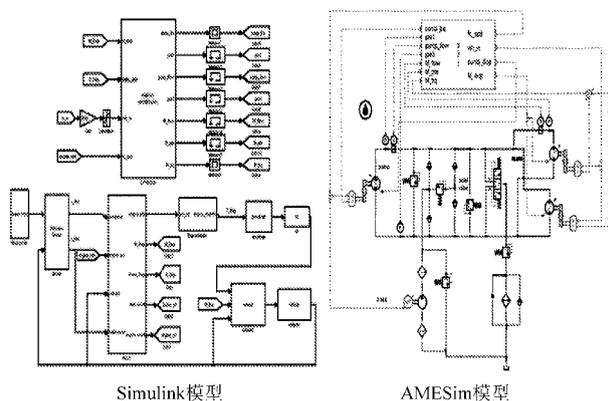


图 4 系统模型

Fig.4 System model

3 仿真参数及结果分析

3.1 仿真参数

假定某行驶路面附着系数仅为 0.4,车轮的纵向滑移率为 0.15 时所提供的牵引力最大,汽车的初始车速为 1.36 m/s,以某传统重型商用卡车为例进行仿真。整车及液驱系统的基本参数如表 1 所示。

3.2 仿真结果分析

图 5 和图 6 分别是液驱系统使用前、后汽车在最大爬坡度时的车轮滑移率和总牵引力的对比。

由图 5 可知,液压轮毂马达系统使用前、后后轮的滑移率基本保持不变且稳定保持在 0.15 附近。然而,前轮的滑移率变化很大,使用前,由于前轮是从动轮,其滑移率一直为零;使用后,前轮转变为驱动轮,其滑移率也保持在 0.15 附近。

由图 6 可知,没有使用液驱系统时,汽车的最大牵引力为 142.7 kN;而使用液驱系统后,汽车的最大牵引力达到 161.8 kN。这是由于此时前轮由从动轮变成驱动轮,从而提高了汽车总牵引力。

将上述仿真结果列入表 2,由对比可知,不使用液驱系统时,汽车的最大爬坡度为 13.9%;使用液驱系统时,汽车的最大爬坡度为 15.9%。

表 1 整车及液驱系统参数

Tab.1 Vehicle and hydraulic system parameters

	参数	数值
整车	质量/kg	100 000
	轴距/mm	3 825
	重心高度/mm	2 148
	车轮半径/mm	544
	迎风面积/m ²	6.7
	风阻系数	0.8
	滚阻系数	0.008
泵	排量/cm ³ ·r ⁻¹	75
	额定转速/r·min ⁻¹	3 900
	最大扭矩/N·m	1 190
马达	额定压力/MPa	42
	排量/cm ³ ·r ⁻¹	1 248
	额定转速/r·min ⁻¹	59
	最大扭矩/N·m	6 000
	额定压力/MPa	42

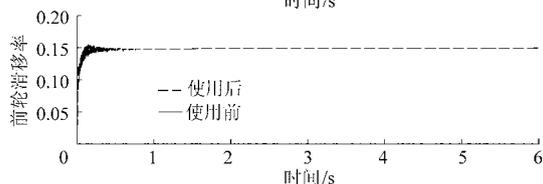
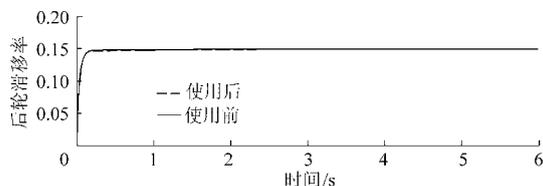


图 5 滑移率曲线

Fig.5 Slip curves

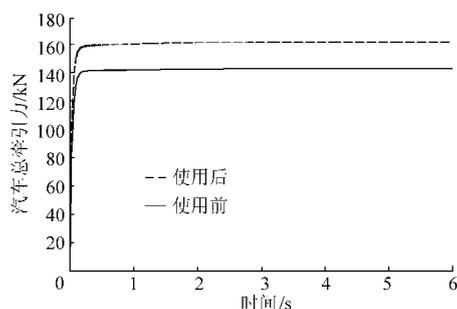


图 6 牵引力曲线

Fig.6 Traction force curves

表 2 仿真结果对比

Tab.2 Simulation results comparison

参数	传统车辆	使用液驱系统的车辆
牵引力/kN	142.7	161.8
爬坡度/%	13.9	15.9

从上述仿真结果可知,传统重型卡车使用液驱系统后,最大牵引力提高了13.4%,最大爬坡度提高了14.4%,其通过坏路况的能力得到了明显增强。

4 结论

(1)模型中先用PID对泵流量进行调节,再从功率的角度对其进行限制,很好地解决了泵流量的

控制问题。

(2)在附着系数比较低或者坡度较大的路面上,车辆在使用液压轮毂马达系统后,其牵引力和爬坡度都得到较大幅度的提升,通过性得到明显改善。

(3)泵和马达比功率大、体积小;轮毂马达液压驱动系统结构简单,整车成本增加很少,本系统具有很好的应用前景。

参 考 文 献

- Kim Y J, Filipi Z. Simulation study of a series hydraulic hybrid propulsion system for a light truck[C]. SAE Paper 2007-01-4151, 2007.
- Simon B, Christine E, Edward G, et al. Hydraulic hybrid systems for commercial vehicles[C]. SAE Paper 2007-01-4150, 2007.
- 韩桂华. 液压系统设计技巧与禁忌[M]. 北京:化学工业出版社, 2011.
- 陈晋市. 基于液阻控制技术的轮式越野工程车辆液压独立驱动系统研究[D]. 长春:吉林大学, 2008.
Chen Jinshi. The study of wheeled off-road vehicles hydraulic drive system based on hydraulic control technology[D]. Changchun: Jilin University, 2008. (in Chinese)
- 宋建安, 赵铁栓. 液压传动[M]. 西安:世界图书出版公司, 2004.
- 余志生. 汽车理论[M]. 北京:机械工业出版社, 2009.
- Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Ali Emadi. 现代电动汽车、混合动力电动汽车和燃料电池车——基本原理、理论和设计[M]. 北京:机械工业出版社, 2010.
- 李静. 4×4 越野汽车牵引力控制策略与控制算法研究[D]. 长春:吉林大学, 2003.
Li Jing. Study on the control strategy and control algorithm of traction control system for 4WD vehicles [D]. Changchun: Jilin University, 2003. (in Chinese)
- 石红雁, 许纯新, 付连宇. 基于SIMULINK的液压系统动态仿真[J]. 农业机械学报, 2000, 31(5): 94~96.
Shi Hongyan, Xu Chunxin, Fu Lianyu. Study on dynamical simulation of hydraulic system based on SIMULINK [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2000, 31(5): 94~96. (in Chinese)
- 韩兵, 蔡忆昔, 张彤, 等. 强混合动力变速器液压系统设计与动态特性仿真[J]. 农业机械学报, 2011, 42(2): 43~47.
Han Bing, Cai Yixi, Zhang Tong, et al. Hydraulic system design and dynamic characteristic simulation of full hybrid transmission[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(2): 43~47. (in Chinese)

(上接第5页)

- 马吉恩, 徐兵, 杨华勇. 轴向柱塞泵流动特性理论建模与试验分析[J]. 农业机械学报, 2010, 41(1): 188~194.
Ma Jien, Xu Bing, Yang Huayong. Modelling and experiment study on fluid character of axial piston pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(1): 188~194. (in Chinese)
- 祁雪乐, 宋健, 王会义, 等. 基于AMESim的汽车ESP液压控制系统建模与分析[J]. 机床与液压, 2005(8): 115~116, 122.
Qi Xuele, Song Jian, Wang Huiyi, et al. Modeling and analysis of vehicle ESP hydraulic control device using AMESim [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2005(8): 115~116, 122. (in Chinese)
- 李红志. 基于PXI和cRIO的电子稳定程序硬件在环仿真平台开发[J]. 电子设计应用, 2009(10): 74~76.
Li Hongzhi. The development of hardware in loop simulation platform based on PXI and cRIO in the ESP [J]. Electronic Design & Application World for Design and Application Engineers, 2009(10): 74~76. (in Chinese)
- Aldo Sornioti, Mauro Velardocchia, Politecnico di Torino. Hardware-in-the-loop (HIL) testing of ESP (electronic stability program) commercial hydraulic units and implementation of new control strategies [C]. SAE Paper 2004-01-2770, 2004.
- 张小龙, 李亮, 李红志, 等. 汽车稳定性控制系统侧偏角道路试验测试系统[J]. 农业机械学报, 2010, 41(10): 1~5.
Zhang Xiaolong, Li Liang, Li Hongzhi, et al. Sideslip angle roadway test system for vehicle stability control [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(10): 1~5. (in Chinese)
- 刘洪, 彭增雄, 荆崇波. 轴向柱塞泵滑靴油膜形状的遗传算法数值分析[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(1): 75~79.
Liu Hong, Peng Zengxiong, Jing Chongbo. Numerical analysis of slipper bearing's film shape in axial piston pump using genetic algorithms [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(1): 75~79. (in Chinese)