

DOI:10.3969/j.issn.1003-5060.2023.10.005

电磁开关阀式液力缓速器特性研究

郑红梅¹, 沈浩¹, 查传婷², 董文龙³, 边尚琪¹, 吴胜¹

(1. 合肥工业大学 机械工程学院, 安徽 合肥 230009; 2. 合肥亿恒智能科技有限公司, 安徽 合肥 230022; 3. 北京裕峻汽车技术研究院, 北京 100089)

摘要:为减少汽车刹车时液力缓速器工作响应时间,提高液力缓速器系统的制动特性,文章采用电磁开关阀代替比例压力阀控制液力缓速器的方式,对电磁开关阀本体与液力缓速器的控制策略进行联合仿真,并通过实验验证该控制方式,让液力缓速器更快速的响应。对比比例压力阀的实验数据进行分析,结果表明,使用电磁开关阀代替比例压力阀控制液力缓速器,加入比例积分微分(proportional integral derivative, PID)和窗数的控制手段,在超调量可被接受的范围内,极大缩短液力缓速器的响应时间,实现了液力缓速器响应的快速性,并为车辆提供稳定的制动力矩,实现对液力缓速器各个挡位的稳定控制。

关键词:液力缓速器;比例积分微分(PID);电磁开关阀;联合仿真;响应时间

中图分类号:TH137.52 **文献标志码:**A **文章编号:**1003-5060(2023)10-1331-06

Study on characteristics of electromagnetic on-off valve hydraulic retarder

ZHENG Hongmei¹, SHEN Hao¹, ZHA Chuanting²,
DONG Wenlong³, BIAN Shangqi¹, WU Sheng¹

(1. School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China; 2. Hefei Yiheng Intelligent Technology Co., Ltd., Hefei 230022, China; 3. Beijing Yujun Automobile Research Institute, Beijing 100089, China)

Abstract: In order to reduce the response time of the hydraulic retarder during car braking and improve the braking characteristics of the hydraulic retarder system, this paper uses an electromagnetic on-off valve instead of a proportional pressure valve to control the hydraulic retarder. The control strategy for the electromagnetic on-off valve and the hydraulic retarder is jointly simulated, and the effectiveness of this control method is verified through experiments to achieve faster response for the hydraulic retarder. The experimental data are compared with those of the proportional pressure valve, and the results show that using an electromagnetic on-off valve to control the hydraulic retarder, along with the proportional integral derivative (PID) control and windowed control, significantly shortens the response time of the hydraulic retarder within an acceptable overshoot range. This approach accelerates the response of the hydraulic retarder, provides stable braking torque for vehicles, and achieves stable control of the different gears of the hydraulic retarder.

Key words: hydraulic retarder; proportional integral derivative (PID); electromagnetic on-off valve; cosimulation; response time

在坡道众多且抖长的路面,对于重型车辆,长时间的制动会导致制动系统过度使用而引起制动失灵,极其危险^[1]。为应对这一问题,各国强制要

求安装辅助制动系统。缓速器作为重型车辆、货运车辆的辅助制动手段之一,主要分为液力缓速器和电涡流缓速器^[2]。液力缓速器由于体积较

收稿日期:2022-05-29;修回日期:2022-08-10

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52175083)

作者简介:郑红梅(1966—),女,安徽合肥人,博士,合肥工业大学教授,硕士生导师。

小、制动力矩大、寿命长等特点,在辅助制动系统中广受欢迎^[3]。液力缓速器主要依靠控制阀来改变储油腔的气压,进一步控制工作腔内的充液率来提供制动力矩,实现减速功能^[4-5]。如今国内外大多数缓速器企业所用的控制阀均为比例压力阀,但其在控制过程中需一直通电^[6]。长时间工作内阻温度会随之升高。温度上升电阻增大,导致电流减小,相应电磁力减小。由于比例压力阀成本较高,换用电磁开关阀会避免上述问题,提高整个系统寿命。文献[7]研究了使用充液阀控制带来的迟滞影响;文献[8]分析了液力缓速器比例压力阀气动控制特性;文献[9]对气动比例压力阀的系统特性进行测试,其响应时间为 0.5 s,最大超调量为 0.02 MPa,调整时间与响应时间均为 5.5 s。相比较于比例压力阀,电磁开关阀的响应时间与调整时间皆远远小于比例压力阀的时间。在响应时间减少的同时,超调量较比例压力阀也有所减少,整个系统的寿命随之增长,并且能够实现多挡位的精确控制。可以看出电磁开关阀较比例压力阀有显著优势。本文采用电磁开关阀代替比例压力阀对液力缓速器腔内气压的控制进行分析。

1 电磁开关阀研究

1.1 电磁开关阀工作原理

电磁开关阀组成结构原理^[10-11]如图 1 所示。

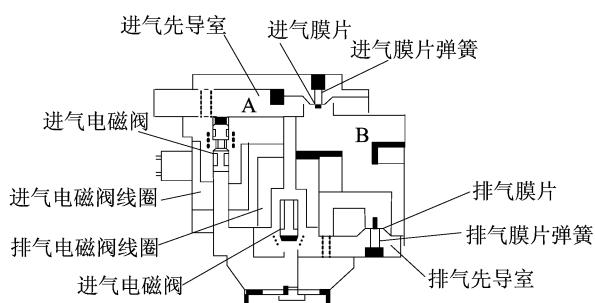


图 1 电磁开关阀结构原理

电磁开关阀 3 种工作状态分别为增压、减压、保压状态。两电磁阀为常闭电磁阀。

增压状态时,高压气体从进气口 A 处进气,此时进气电磁阀芯和排气阀芯呈断电状态,进气先导室与大气相通。气源处的高压气体由于压力差克服弹簧阻力打开进气膜片,压缩空气通过腔体 B 进入缓速器工作腔内。同时另一路高压气体通过气道到达排气先导气室,由于压力差和弹簧作用力,排气膜片会堵住排气口,实现液力缓

速器工作腔的稳定增压。

减压状态时,电子控制模块(electronic control unit, ECU)发出指令,进气电磁阀芯与排气电磁阀芯通电。进气阀芯的阀门由于电磁作用力被打开,高压气体进入进气先导室,进气膜片在压力差与弹簧力的作用下,阀口被进气膜片关闭。同时,因排气阀芯被打开,排气先导阀与空气连通,在压力差的作用下,高压气体会克服排气膜片弹簧,打开排气阀口,液力缓速器工作腔内的高压气体从底边排向空气,液缓工作腔内气压减小。

保压状态时,进气阀芯通电,排气阀芯断电。进气膜片堵住进气阀口,排气膜片堵住排气阀口,实现保压状态。根据其工作原理,利用 MATLAB/Simulink 与 AMESim 联合仿真,模拟液力缓速器充液率分别为 25%、50%、75%、100% 时电磁开关阀的工作性能。

1.2 电磁开关阀力学特性分析

在电磁开关阀线圈通电后,阀芯的周围会产生大量磁场。当阀芯所受的电磁力大于弹簧的预紧力时,电磁开关阀朝着线圈处移动,阀芯运动方程为:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = F_m(i, x) - k(x_0 + x) - p_c S_0 - c \frac{dx}{dt} \quad (1)$$

膜片的启闭与弹簧预紧力和进气压力有关,膜片的动态平衡方程为:

$$M_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_1(S - S_1) + p_0 S_1 - p_a S - F_1 - k_1 x_1 \quad (2)$$

其中: M 为阀芯总质量; M_1 为膜片的质量; x 为阀芯的位移; x_1 为膜片的位移; F_m 为电磁力; F_1 为膜片弹簧预紧力; k 为阀芯处弹簧刚度; k_1 为膜片处弹簧刚度; x_0 为初始弹簧位移; p_1 为进气口的气压强度; p_c 为气体所给压强; p_0 为大气压强; p_a 为先导进气室处的气压; S_1 为阀芯处的横截面积; S 为膜片与进气相通的横截面积; S_0 为膜片与出气相通的横截面积; c 为阻尼系数; i 为通过线圈处电流大小。

2 电磁开关阀仿真模型的建立

液力缓速器工作时,电磁开关阀的启闭随着工作腔内压力的变化而调节,从而控制工作腔内压力值,即控制工作腔内的充液率。本次使用的液力缓速器型号为福伊特 VR115CT,经实车测试,液力缓速器工作腔的充液率和控制阀通过气

压关系见表 1 所列。

表 1 充液率和气压关系

参数	数值			
充液率/%	25	50	75	100
气压/MPa	0.12	0.16	0.21	0.28

对于液力缓速器辅助制动装置,系统响应时间特性与超调量特性尤为重要,响应时间特性分

为气相响应时间与液相响应时间,对于电磁开关阀式与比例压力阀式液力缓速器,液相响应时间为液体进入工作腔内时间,相同型号液力缓速器的液相响应时间可视作相等,故这里只分析两者气相响应时间的差别。

2.1 AMESim 仿真模型的建立

电磁开关阀结构部分仿真模型^[12-13]如图 2 所示。模型仿真参数见表 2 所列。

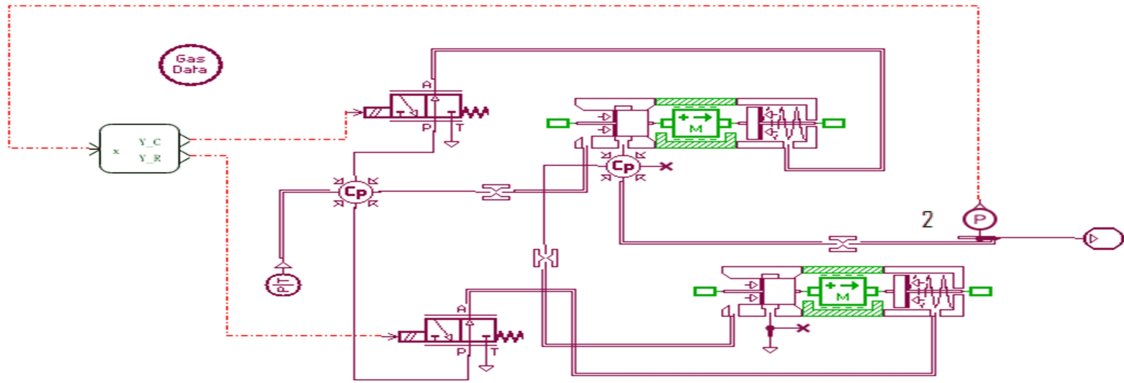


图 2 AMESim 仿真模型

表 2 AMESim 仿真参数

参数	数值
气源管径/mm	15.0
膜片质量/g	10.0
先导气室膜片直径/mm	36.0
排气通道膜片/mm	18.0
进气阀芯直径/mm	5.0
气源与阀距离/m	1.0
阀距液力缓速器/m	0.5
阀开启电流/A	1.0
气源压力/MPa	0.6

2.2 MATLAB/Simulink 仿真模型的建立

控制电磁开关阀启闭信号部分仿真模型^[14]如图 3 所示。使用比例积分微分 (proportional integral derivative, PID) 的控制方法来控制电磁开关阀的启闭状态。输入信号是期望压力,与系统实际压力做差后,经过 PID 模块和脉宽调制 (pulse width modulation, PWM) 波模块转换为 1 个 占空比,占空比通过 Stateflow 中的逻辑判断控制增压阀与减压阀的启闭。

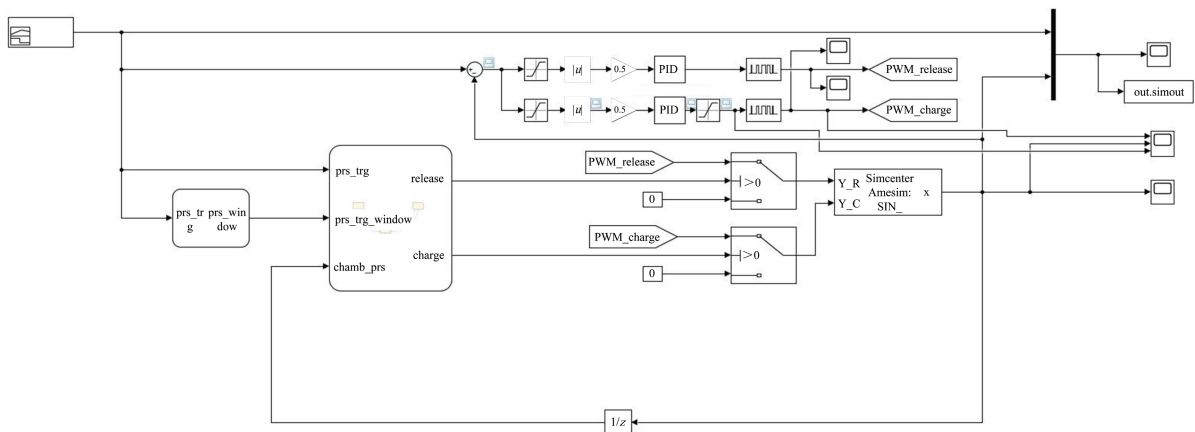


图 3 Simulink 仿真模型

PID 作为一种线性控制器,系统的控制信号输入为目标信号与实际信号的偏差,系统中输入

信号为目标压力,分出 2 条信号到不同的 PID 模块,分别为增压阀和减压阀的输入信号,系统的输

出公式为:

$$u = k_p e(t) + k_i \int e(t) dt + k_d \frac{de(t)}{dt} \quad (3)$$

其中: u 为控制器的输出; $e(t)$ 为偏差信号, 即系统的输入; k_p 为控制器的比例放大系数; k_i 为控制器的积分系数; k_d 为控制器的微分系数。经过标定 $k_p = 10, k_i = 5, k_d = 1$ 。经过 PID 模块输出 u 再进入 PWM 模块, 得出 1 个占空比, 实现对 2 个电磁阀芯电流的控制。

电磁开关阀状态切换逻辑如图 4 所示。使用 Simulink 仿真模型中 chart 模块, 其中: charge 为增压状态; release 为减压状态; maintain 为保压状态; charge 为 1 时增压阀打开, 为 0 时增压阀关闭; release 为 1 时减压阀打开, 为 0 时减压阀关闭。3 种状态之间的切换条件为腔内压力与目标压力之间的关系。鉴于大多数司机在使用液力缓速器时会采用连续换挡的方式, 取 1 s 为每次更换挡位时间, 与实际情况相符。由于气体分子间

的相互斥力和吸引力会使得气体各分子产生间距, 此间距会导致气体的可压缩性, 在每次升挡与降挡时会产生一定的脉冲, 因此由脉冲导致的超调量不可避免, 但可以通过控制手段来减少这段超调量。在控制电磁开关阀启闭时, 在期望压力的基础上设置一个窗数 prs-trg-window。增压阶段时, 当腔内压力到达目标压力减去窗数时, 关闭增压阀, 电磁开关阀进入保压状态。由于气体的可压缩性, 气压会持续上升, 当腔内压力到达目标压力加上窗数时, 减压状态开启, 腔内气压稳定在期望压力。减压阶段时, 当腔内压力小于目标压力加上窗数时, 减压阀关闭, 电磁开关阀进到保压状态。由于气体的可压缩性, 气压会持续减小, 当腔内压力到达目标压力减去窗数时, 增压状态开启。由于每个挡位的目标压力都不相同, 在每个挡位要设置不同的窗数, 各个挡位的窗数值切换逻辑如图 5 所示。

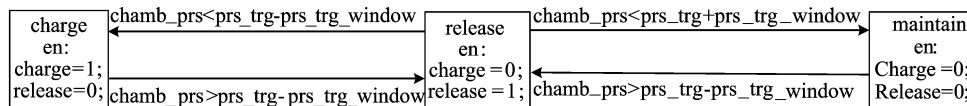


图 4 电磁开关阀状态切换逻辑

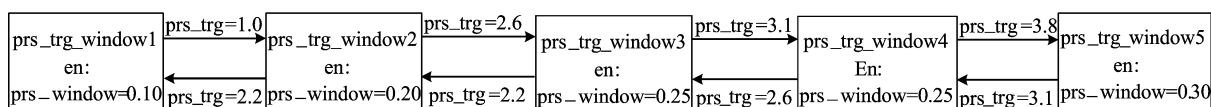


图 5 窗数值切换逻辑

2.3 动态仿真结果分析

仿真数据结果对比如图 6 所示。

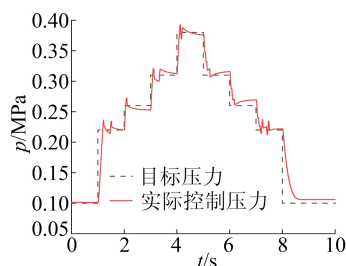


图 6 仿真数据结果对比

图 6 中: 虚线为液力缓速器各挡位的目标压力, 每次换挡时间为 1 s; 实线为实际控制压力。由图 6 可知, 实际控制压力与目标压力基本一致, 分析电磁开关阀响应时间及腔内压力实际超调量曲线特性: 各挡位超调量基本一致。其中, 第 2 挡位超调量为最大超调量, 电磁开关阀最大超调量

如图 7 所示, 数值为 0.01 MPa, 其数值符合实际工程中的要求范围内。

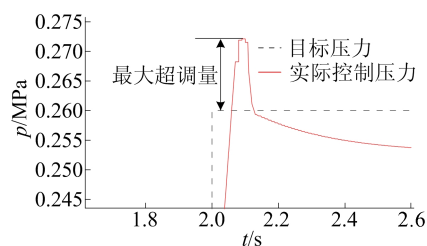


图 7 电磁开关阀最大超调量

电磁开关阀响应时间基本稳定, 最长响应时间如图 8 所示, 时间为 0.15 s。

在 0 挡状态下, 由于空气压力为 0.1 MPa, 导致液力缓速器工作腔中的气体未完全排出, 因此存在 0.01 MPa 的误差值, 该误差在实际工作情况下可被接受。

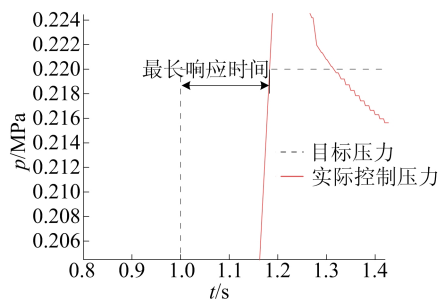


图 8 电磁开关阀响应时间

经查阅 FAST 公司相同型号液力缓速器各挡位气压分别为 0.1、0.5、1.2、1.6 MPa。VOITH 公司液力缓速器各挡位气压分别为 2.80、3.10、3.25、3.40 MPa。实验采集 FAST 公司与 VOITH 公司液力缓速器的比例压力阀在换挡情况下响应时间,使用 MATLAB 软件绘制曲线,两公司比例压力阀更换挡位响应时间曲线分别如图 9、图 10 所示。

由图 9 可知,FAST 的比例压力阀的响应最短时间出现在 3 挡更换为 2 挡的情况下,响应时间 200 ms,最长时间出现在 3 挡升 4 挡的过程,响应时间 1 850 ms,平均响应时间 687 ms。由图 10 可知,VOITH 的比例压力阀响应时间最短时间在 2 挡降 1 挡的过程中,响应时间 220 ms,最长时间出现在 3 挡升 4 挡的过程中,其响应时间 600 ms,平均响应时间 372 ms。而电磁开关阀的响应时间最长出现在 0 挡升 1 挡,响应时间 180 ms,各挡位响应时间对比见表 2 所列。使用电磁开关阀大大缩短了液力缓速器换挡位的响应时间。由于气体的可压缩性,使用电磁开关阀时,会存在一定超调量。而比例压力阀能连续、按比例地控制系统的压力与流量,气体的可压缩性影响较小,因此其超调量小于电磁开关阀。可通过 PID 与 PWM 波的控制方式使电磁开关阀超调量减小至工程中可被接受的范围。

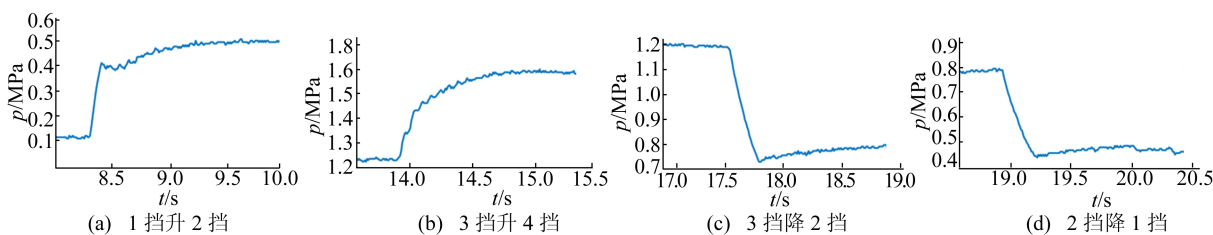


图 9 FAST 公司比例压力阀更换挡位响应时间

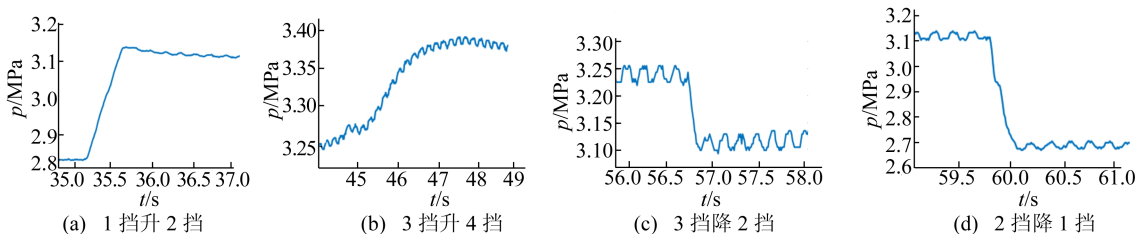


图 10 VOITH 公司比例压力阀更换挡位响应时间

表 2 FAST、VOITH 比例压力阀与电磁开关阀更换挡位响应时间对比

单位:ms

阀类型	1 挡升 2 挡	3 挡升 4 挡	3 挡降 2 挡	2 挡降 1 挡
FAST 比例阀	480	1 850	200	220
VOITH 比例阀	450	600	220	220
电磁开关阀	50	90	150	150

3 电磁开关阀实验验证及结果分析

为验证模型的准确性,电磁开关阀实验台如图 11 所示,实验原理如图 12 所示。实验所用气源容量为 50 L 的空压机,开启电磁开关阀的电流为 1 A,通过电源设置的电流信号值通过控制器

到达电磁开关阀的输入端口,开启和关闭电磁开关阀,气源提供的高压气体通过电磁开关阀到达液力缓速器的工作腔内,工作腔内的压力传感器读取压力值并将信号发送给控制器,控制器再次调节电磁开关阀芯的通断,以控制工作腔内的充液率。

实测曲线与仿真曲线对比情况如图 13 所示, 仿真曲线与实测采集曲线基本吻合, 达到预期目标, 能精确实现气压和充液率控制。实测压力曲线的最大超调量为 0.015 MPa, 在升挡脉冲过后压力可以稳定在目标压力上下, 实现液力缓速器精确换挡功能。在真实工况下, 缩小进气气路的管路直径可稳定各挡位压力, 减少气体本身性质导致的超调量。

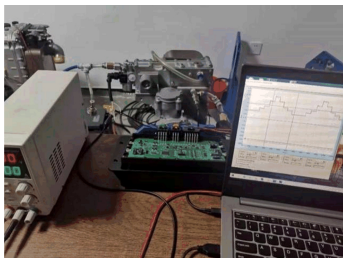


图 11 实验台架

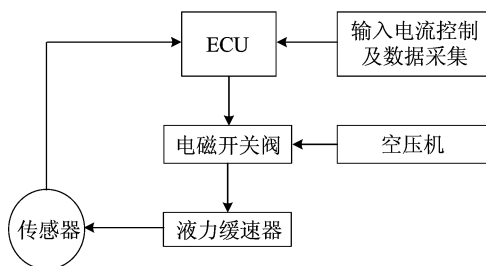


图 12 实验原理图

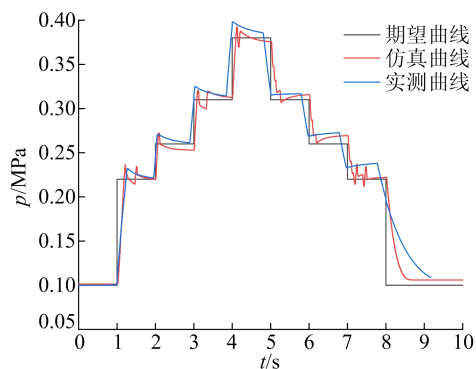


图 13 实测压力曲线与仿真曲线对比

力缓速器工作腔内的充液率, 通过仿真与实验的方法得到数据并整理分析, 证实了使用电磁开关阀代替比例压力阀控制液力缓速器的优势。使用电磁开关阀控制液力缓速器, 其响应时间相较于比例压力阀式液力缓速器的响应时间大大缩短, 实现了对液力缓速器的快速控制及各挡位的精确控制。通过控制策略的优化, 气压超调量处于工程实践中可允许的范围內。

[参 考 文 献]

- [1] 武美丹. 重型载货汽车辅助制动仿真系统开发[D]. 西安: 长安大学, 2020.
- [2] 张端军, 顾晓丹, 何仁. 电涡流制动的工作原理及其在汽车上应用[J]. 机械设计与制造, 2014(1): 121-123.
- [3] 陈俊宇, 孙博, 肖殿东, 等. 液力缓速器在整车上的匹配及常见问题的解决[J]. 汽车实用技术, 2020, 45(17): 185-187.
- [4] 李丹, 杨耀东. 液力缓速器制动力控制阀设计[J]. 机床与液压, 2018, 46(13): 101-103.
- [5] 刘岩. 电控液力缓速器进气系统的压力控制阀特性研究[D]. 长春: 吉林大学, 2007.
- [6] 魏巍, 杨印阳, 孔令兴, 等. 液力缓速器放液支路先导比例电磁阀瞬态特性优化[J]. 北京理工大学学报, 2019, 39(1): 14-21.
- [7] 魏巍, 邝男男, 孔令兴, 等. 充液阀系对液力缓速器制动转矩起效的迟滞影响[J]. 机械工程学报, 2019, 55(20): 222-230.
- [8] 李宝锋, 魏巍, 闫清东. 液力缓速器气动控制特性研究[J]. 车辆与动力技术, 2014(4): 11-14.
- [9] 韩萍. 液力缓速器用气动比例压力阀设计及其关键技术研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2013.
- [10] 姚静, 田月, 蒋东廷, 等. ABS 高速开关阀液压力影响因素研究[J]. 液压与气动, 2019(3): 26-31.
- [11] 程洪杰, 高蕾, 刘志浩, 等. 重型特种车气压 ABS 阀建模与调压性能分析[J]. 液压与气动, 2020(10): 11-18.
- [12] 张伟, 李淳潮, 李志远, 等. 基于 AMESim 的电/气比例压力阀仿真与试验[J]. 液压与气动, 2020(3): 65-70.
- [13] 叶鑫宇, 胡竣翔, 胡小雄, 等. 基于 AMESim 的微型精密比例阀迟滞性优化分析[J]. 液压与气动, 2022, 46(2): 15-23.
- [14] 赵焱森, 朱勇, 徐小东. 基于 Simulink 的汽车 ABS 仿真分析[J]. 机电工程, 2018, 35(12): 1357-1360.

4 结 论

本文使用电磁开关阀代替比例压力阀控制液

(责任编辑 胡亚敏)