

基于余压控制的液压制动系统性能研究*

张春辉^{1,2} 赵静一^{1,2} 秦靖^{1,2} 郭锐^{1,2}

(1. 燕山大学河北省重型机械流体动力传输与控制重点实验室, 秦皇岛 066004;
2. 燕山大学先进锻压成形技术与科学教育部重点实验室, 秦皇岛 066004)

摘要: 为了提高液压制动系统的性能,分析了制动效能的影响因素和矿用自卸车液压制动系统的原理。建立了液压制动系统简化模型,并对其关键元件制动踏板阀进行了特性分析。应用 AMESim 建立了液压制动系统的仿真模型,研究了参数变化对系统性能的影响,提出了余压控制减小制动器作用时间的方法,试验结果验证了仿真分析的正确性和余压控制的可行性,减小了制动器作用时间,缩短了制动距离,使制动性能大大提高。

关键词: 液压制动系统 制动效能 余压控制 制动距离

中图分类号: TH137.7; U461.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)02-0335-08

Performance Study and Test of Hydraulic Braking System Based on Remaining Pressure Control

Zhang Chunhui^{1,2} Zhao Jingyi^{1,2} Qin Jing^{1,2} Guo Rui^{1,2}

(1. Hebei Provincial Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China
2. Key Laboratory of Advanced Forging & Stamping Technology and Science, Ministry of Education, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: In order to improve the performance of hydraulic braking system, the influencing factors of vehicle braking performance and system principle of mine dump truck were analyzed. Results indicated that the shorter the action time, the smaller the braking distance under certain conditions of maximum braking deceleration and initial braking speed. The simplified model of hydraulic brake system was established, and characteristic analysis was made toward its key component brake pedal valve. The simulation model was built by AMESim to study the influence of brake performance with parameter variation. Conclusion showed that braking system response speed and pressure building time were impacted by several parameters such as accumulator volume, charging pressure and brake pipe length. The methods of decreasing brake action time by residual pressure control were proposed. Correctness of the simulation analysis was verified by experiment results which showed that the action time of brake was reduced and braking distance was shortened with this method. Braking performance was improved greatly, which provided theoretical basis for the design and optimization of similar products.

Key words: Hydraulic braking system Braking efficiency Residual pressure control Braking distance

引言

制动系统是确保工程车辆行驶安全及提高作业

效率的关键,液压制动系统以其优越的制动性能及较高的可靠性被国外许多厂家应用于大型工程车辆^[1]。矿用自卸车作为大型工程车辆的一种,多在

收稿日期: 2014-09-28 修回日期: 2014-12-06
* 国家自然科学基金资助项目(51175448,51405424)和河北省自然科学基金资助项目(E2012203071)
作者简介: 张春辉,博士生,主要从事电液控制系统创新设计及应用研究,E-mail: cheliang_chunhui@163.com
通讯作者: 赵静一,教授,博士生导师,主要从事电液控制系统创新设计及应用研究,E-mail: zjy@ysu.edu.cn

野外场地作业,如大型露天矿、水利工程等,为运输煤矿、沙石的专用自卸车^[2-3]。制动性能主要由制动效能、制动效能的恒定性和制动时汽车的方向稳定性 3 个方面来评价。在制动效能参数中,制动距离是最直观的参数;制动减速度是影响制动距离的直接因素;而制动力又是制动减速度的本质因素,所以这些参数具有一致性。

国内外对工程车辆制动系统研究主要有:通过建立其数学模型或虚拟样机仿真模型,研究影响制动系统性能的主要因素^[4-6];从制动时方向的稳定性角度通过理论、试验和仿真研究,优化制动力和分配系数^[7-9]。然而,目前的研究没有从制动效能的角度研究提高工程车辆制动性能的方法,因此无法对工程车辆制动性能的研究和优化提供工程应用指导。本文建立液压制动系统的简化模型,对其关键元件制动踏板阀进行特性分析。通过 AMESim 建立液压制动系统的仿真模型,研究参数变化对系统性能的影响,提出余压控制减小制动器作用时间的方法。

1 液压制动系统制动效能和原理分析

1.1 制动效能分析

车辆的制动效能是指汽车迅速降低车速直至停车的能力。评定制动效能的指标是制动距离和制动减速度。车辆在制动过程中,制动时间分为 4 个阶段,包括驾驶员见到信号后作出行动反应、制动器起作用、持续制动和放松制动器^[10-11],如图 1 所示。

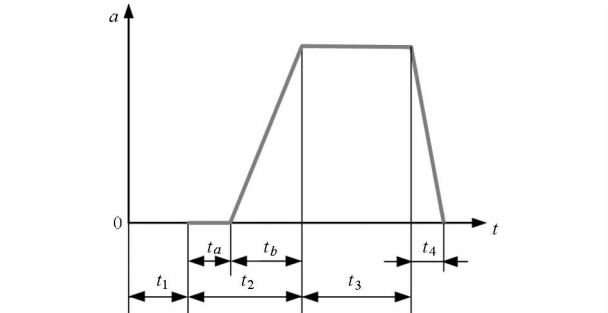


图 1 车辆制动过程分析
Fig. 1 Analysis of brake process

图中 t_1 ——驾驶员的反应时间
 t_2 ——制动器作用时间
 t_a ——制动器消除间隙所需要的时间
 t_b ——制动压力建立所需要的时间
 t_3 ——持续作用时间
 t_4 ——制动器释放时间

一般所指的制动距离是开始踩着制动踏板到完全停车的距离 s_2 和 s_3 。

在制动器起作用阶段,汽车驶过的距离 s_2 估算

如下:
在 t_2 时间内的制动距离为

$$s_2 = v_0 t_a + v_0 t_b - \frac{1}{6} a_{\max} t_b^2 \tag{1}$$

在持续制动阶段制动距离为

$$s_3 = \frac{v_0^2}{2 a_{\max}} - \frac{v_0 t_b}{2} + \frac{a_{\max} t_b^2}{8} \tag{2}$$

式中 v_0 ——起始制动车速
 $a_{\max}$ ——制动减速度
故总的制动距离为

$$s = s_2 + s_3 = \left(t_a + \frac{t_b}{2} \right) v_0 + \frac{v_0^2}{2 a_{\max}} - \frac{a_{\max} t_b^2}{24} \tag{3}$$

因为 t_b 很小,故略去 $\frac{a_{\max} t_b^2}{24}$ 项,将车速单位 m/s 转换成 km/h,则式(3)可写成

$$s = \frac{1}{3.6} \left(t_a + \frac{t_b}{2} \right) v_0 + \frac{v_0^2}{25.92 a_{\max}} \tag{4}$$

由式(4)可知,在最大制动减速度即附着力以及起始制动车速一定的情况下,制动器起作用的时间越短制动距离越小,因此减小制动器消除间隙所需要的时间和制动压力建立所需要的时间是减小制动距离,提高制动效能的关键所在。

1.2 制动原理分析

某矿用自卸车制动系统的原理如图 2 所示,其工作过程如下:整车供电电源接通后,负载敏感变量泵以最大排量待命压力开始工作,此时系统的压力信号反馈到负载敏感控制口,泵在最大排量情况下为蓄能器充液,当蓄能器的压力达到卸荷阀的设定值时,此时蓄能器完成充液过程,卸荷阀打开,负载信号卸荷,液压泵只需提供很小的用于补偿内部泄漏的流量以维持系统的待命压力,此时电磁阀得电,

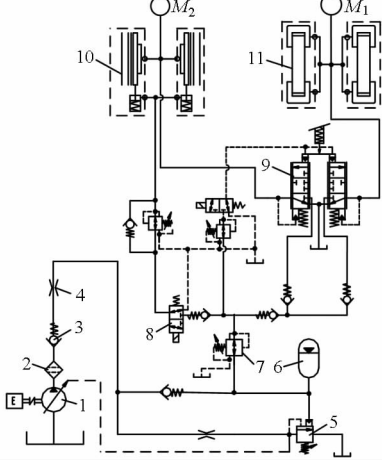


图 2 制动系统原理简图

Fig. 2 Schematic diagram of brake system

1. 负载敏感泵 2. 过滤器 3. 单向阀 4. 阻尼 5. 卸荷阀
6. 蓄能器 7. 减压溢流阀 8. 电磁换向阀 9. 制动踏板阀
10. 湿盘制动器(带驻车制动) 11. 钳盘制动器

驻车制动器打开,车辆可以行驶。

车辆行驶过程中根据路面状况和行驶速度驾驶员踩下制动踏板阀进行制动,此时蓄能器作为应急动力源向前钳盘制动器和后湿盘制动器提供压力和流量,当制动数次后,系统压力降到卸荷阀设定值的 80% 时,卸荷阀关闭,变量泵继续为蓄能器充液直至达到卸荷阀设定值,如此往复^[12-13]。卸荷阀的设定值决定了系统充液的最高压力,减压溢流阀降低系统的最高压力以满足制动系统的要求。前后制动压力为测压点 M_1 、 M_2 处的压力。

2 液压制动系统模型建立

2.1 简化模型建立

由于车辆行驶中行车制动使用最为频繁,行车制动性能直接影响到整车的工作安全性,因此本文重点对矿用自卸车行车制动方式下的系统性能影响进行研究,考虑不同结构参数对液压制动系统性能的影响。

在正常制动的情况下,由蓄能器(作为持续动力源)直接向制动液压缸供油。因此,液压泵充油过程和系统制动过程可看作是两个相对独立的过程,故对系统进行动态研究时,不考虑泵对制动系统的影响^[14],其简化模型如图 3 所示。

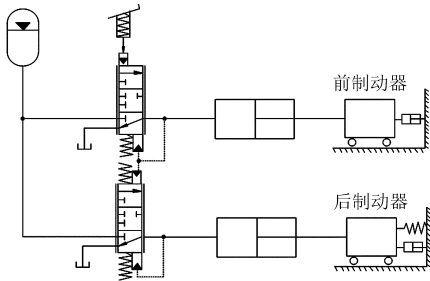


图 3 制动系统简化模型

Fig. 3 Simplified model of braking system

2.2 制动踏板阀原理

制动踏板阀用来控制行车制动和紧急制动的动作及压力,其性能决定了整个制动系统的安全稳定^[15]。图 4 是无制动状态下制动踏板阀剖面图。

滑阀在复位弹簧的作用下处于上位,调节阀芯在阀芯复位弹簧的作用下处于上位,此时,阀体 T 口和 B 口相通,制动器油液流回油箱, P 口处于关闭状态。当踩下制动阀后,滑阀克服复位弹簧的作用向下移动,通过弹簧将弹簧力传递给调节阀芯,调节阀芯向下移动, T 口与 B 口的通道逐渐被关闭,当行程达到一定距离后,通道完全关闭,此时 P、B、T 口彼此隔开,继续踩下脚踏板,阀芯进过一段空行程后, P 口与 B 口的通道逐渐被打开, P 口制动油液流向 B 口,输出制动油压至前后桥制动器。其输出的

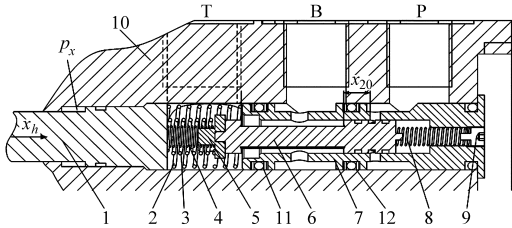


图 4 制动踏板阀结构示意图

Fig. 4 Structure diagram of brake pedal valve

1. 滑阀 2. 滑阀复位弹簧 3、4. 调节弹簧 5. 弹簧座 6. 调节阀芯 7. 调节衬套 8. 阀芯复位弹簧 9. 反作用滑阀 10. 阀体 11. 支撑环 12. “O”形圈

制动油液压力和流量与阀芯的开口度有关,即踩下的制动踏板行程越大,滑阀和调节阀芯的位移越大,阀芯开口度也越大,输出的制动油压和油液流量也就越大。调节阀芯的最大位移由调节衬套机械限位,输出的制动油压在一定范围内,制动踏板阀前制动输出油压范围是 0 ~ 15.5 MPa,后制动输出油压范围是 0 ~ 5.3 MPa。其中,反作用滑阀的端面作用着来自制动阀出口的油压,使得调节阀芯受到反向作用力,使调节阀芯向阀口关小的方向移动,两者动态平衡从而实现了制动踏板阀减压作用。

2.3 制动踏板阀特性分析

2.3.1 制动踏板阀静态特性分析

在制动踏板阀中,滑阀、调节阀芯、反作用滑阀这 3 个阀芯决定着制动踏板阀的输出流量和压力,因此,其静态特性分析主要针对这 3 个阀芯及相连弹簧来进行,其中输入信号为 x_h ,即滑阀的位移。静态数学模型描述如下:

作用在调节阀芯上的弹簧力和稳态液动力的受力平衡方程

$$K_{dr}(x_{dr0} + x_r) + K_{xr}(x_{xr0} + x_r) = K_{xf}(x_{xf0} + x_{xf}) + F_m \tag{5}$$

其中 $F_m = 2C_d C_v W(x_t - x_{20})(p_{in} - p_{out}) \cos \alpha$ (6)

式中 K_{dr} ——调节弹簧 3 的刚度

K_{xr} ——调节弹簧 4 的刚度

K_{xf} ——阀芯复位弹簧的刚度

x_{dr0} ——调节弹簧 3 的初始压缩量

x_{xr0} ——调节弹簧 4 的初始压缩量

x_{xf0} ——阀芯复位弹簧的初始压缩量

x_r ——调节弹簧 3、4 的压缩量

x_{xf} ——阀芯复位弹簧的压缩量

F_m ——调节阀芯受到的稳态液动力

C_d ——阀口流量系数

C_v ——阀口流速系数

W ——阀口面积梯度

p_{in} ——阀口进口压力,即 P 口压力

p_{out} ——阀口出口压力,即 B 口压力
 x_t ——调节阀芯位移量
 x_{20} ——调节阀芯 P 口处的正遮盖量
 α ——阀口射流角

反作用滑阀的受力平衡方程

$$p_{out}A_{fh} = K_{sf}(x_{xf0} + x_{sf}) \tag{7}$$

式中 A_{fh} ——反作用滑阀油液作用面积

滑阀、调节阀芯、反作用滑阀位移量以及调节弹簧压缩量关系式

$$x_h - x_t = x_r \tag{8}$$

$$x_t - x_{fh} = x_{sf} \tag{9}$$

式中 x_h ——滑阀的位移量,即输入信号量

x_{fh} ——反作用滑阀的位移量

调节阀芯阀口的流量连续性方程

$$Q = C_d W(x_t - x_{20}) \sqrt{(p_{in} - p_{out})/\rho} \tag{10}$$

2.3.2 制动踏板阀动态特性

对制动踏板阀进行动态特性分析,在阀芯受力平衡方程中增加因阀芯加速度产生的质量惯性力和由于阀芯运动速度产生的粘性摩擦阻力;在流量连续性方程中增加压力变化过程中油液压缩性对流量的影响,及阀芯位移对流量产生的影响。分别选取反作用滑阀和调节阀芯研究,忽略瞬态液动力的影响,得出以下方程:

反作用滑阀的受力平衡方程

$$p_{out}A_{fh} = K_{sf}(x_{xf0} + x_{sf}) + m \frac{d^2 x_{fh}}{dt^2} + f_1 \frac{dx_{fh}}{dt} \tag{11}$$

式中 m ——反作用滑阀的等效质量,等于阀芯质量加阀芯复位弹簧质量的 1/3

f_1 ——反作用滑阀的运动粘性阻尼系数

调节阀芯的受力平衡方程

$$K_{dr}(x_{dr0} + x_r) + K_{xr}(x_{xr0} + x_r) = K_{sf}(x_{xf0} + x_{sf}) + M \frac{d^2 x_t}{dt^2} + f_2 \frac{dx_t}{dt} + F_m \tag{12}$$

式中 M ——调节阀芯的等效质量,等于阀芯质量加调节弹簧、调节弹簧和阀芯复位弹簧质量和的 1/3

f_2 ——调节阀芯的运动粘性阻尼系数

调节阀芯阀口流量连续性方程

$$Q = C_d W(x_t - x_{20}) \sqrt{(p_{in} - p_{out})/\rho} + \frac{V_0 dp_{in}}{E dt} + A_1 \frac{dx_t}{dt} \tag{13}$$

式中 V_0 ——调节阀芯受控容积

E ——油液弹性模量

A_1 ——调节阀芯受控截面环形面积

由式(5)~(13)可求解制动踏板阀的动态特性压力流量方程。

3 AMESim 建模与仿真分析

3.1 系统仿真模型建立

根据制动踏板阀和前后制动器的原理利用 AMESim 中的液压元件设计库(HCD)建立该系统的动态仿真模型如图 5 所示,模型的部分参数如表 1 所示。

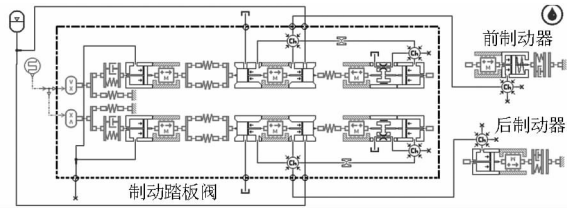


图 5 液压制动系统 AMESim 仿真模型

Fig.5 AMESim model of hydraulic brake system

表 1 仿真模型参数

Tab.1 Parameters of simulation model

参数	滑阀先导	滑阀质量	前制动	后制动
	油腔外径		滑阀行程	滑阀行程
	d_0/mm	m_a/kg	h_1/mm	h_2/mm
数值	18	0.15	0~12	0~8.5
参数	制动油缸	后制动活塞	前制动活塞	后制动活塞
	直径 d_1/mm	环形腔外径	质量 m_1/kg	质量 m_2/kg
		d_2/mm		
数值	50	681	15	38.23

3.2 系统仿真

3.2.1 比例信号输入,制动输出比例特性

在制动过程中,制动踏板阀最初为空行程阶段,随后是压力输出阶段,此时要求输出压力与制动踏板阀输入位移要有较好的线性关系。因此,在 18 s 时刻给制动踏板即滑阀输入 0~12 mm 的位移信号,如图 6a 所示,对应液压制动阀前后制动滑阀的位移曲线如图 6b 所示。

根据制动踏板阀的原理可知,除了调节弹簧的刚度不同外,各滑阀的行程限位不同导致前后制动制动压力不同,从图 6b 可以看出后制动滑阀的最大位移达到 8.5 mm 左右,而前制动滑阀是在 12 mm 左右,与设置参数一致。对应的制动踏板阀前后制动制动压力响应曲线如图 7 所示,从图中可以看出前制动在前 0.25 s 内为空行程阶段,此时 B 口仍和回油口 T 口相通,随后制动压力逐步上升,在 19 s 时达到峰值,上升曲线呈线性关系。对于后制动在前 0.2 s 内为排除调节阀芯的正遮盖量阶段,随后调节阀芯 P、B 口相通,输出制动压力,在前 0.2~0.65 s 内为克服制动活塞与摩擦片之间的间隙,输出压力为 0.2 MPa 左右,此压力用于克服制动器复位弹簧的初始压缩力,在前 0.65~0.7 s 内制动输

出压力迅速上升,随后制动压力保持在 5.2 MPa 左右,而制动压力上升阶段,制动输出曲线也呈线性关系。

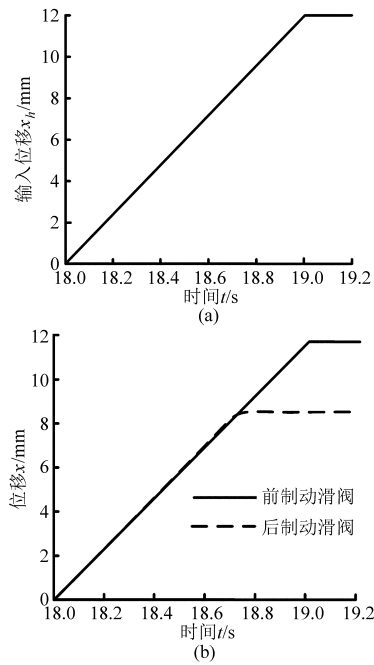


图 6 比例输入信号滑阀位移响应曲线

Fig. 6 Displacement response curve of proportion input signal

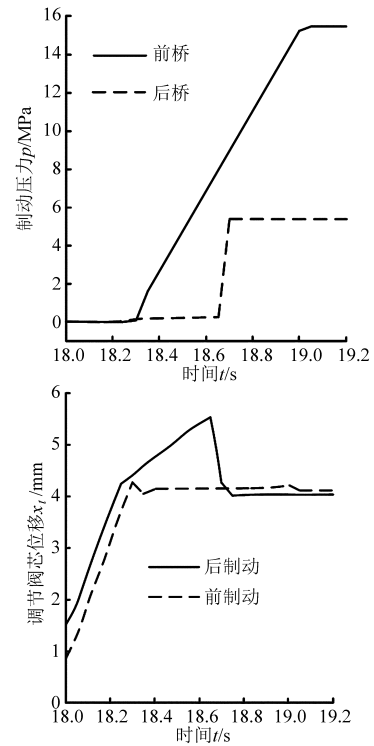


图 7 比例输入信号压力响应曲线

Fig. 7 Pressure response curve of proportion input signal

由以上分析可知,对制动踏板阀输入线性位移比例信号,前后桥制动响应均有一段排除阀芯初始遮盖量时间,随后的制动输出呈线性平稳上升趋势,符合实际情况,可以说明仿真模型的正确性。

3.2.2 蓄能器体积变化对制动系统的影响

在满足应急制动至少 4~5 次的前提下,分别采用 10、16、20 L 蓄能器进行仿真,其结果如图 8 所示。

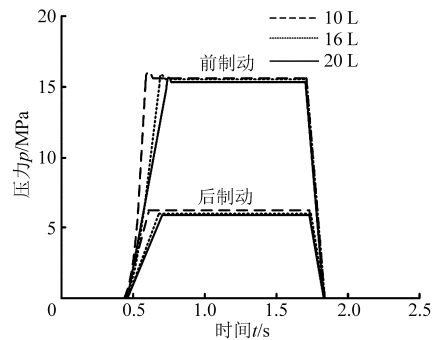


图 8 不同蓄能器体积下制动压力响应曲线
Fig. 8 Braking pressure response curve of different accumulator volumes

从图 8 中可以看出,在相同的充气压力下,蓄能器体积越小前后制动器制动压力响应时间越快,但蓄能器的体积大到一定值之后对制动压力响应时间的影响不大,因此在不影响性能的前提下应适当减小蓄能器的体积,这样也有利于蓄能器的安装使用。

3.2.3 蓄能器充气压力变化对制动系统的影响

在不同充气压力下系统前后制动压力响应曲线如图 9 所示。

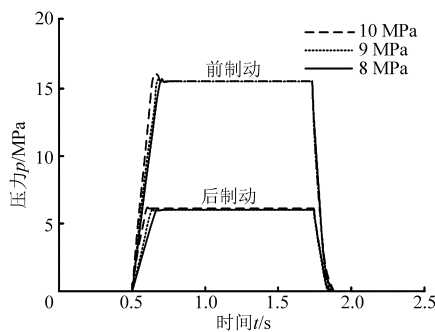


图 9 不同充气压力下制动压力响应曲线
Fig. 9 Braking pressure response curve of different charge pressures

由于充气压力受到系统性能的影响,因此其参数只能在一定范围内取值,从图中可以看到充气压力高会在一定程度上提高响应速度,但会对系统的稳定性产生一定的影响。

3.2.4 管路长度变化对制动系统的影响

不同管路长度制动系统压力响应曲线如图 10 所示。图中前后制动的管路的长度仿真参数根据现场实际情况进行选取,由于各个元件安装位置造成通往前制动器的管路要比通往后制动器的管路短,加之制动压力要比后制动压力要高很多,因此管路长度对前制动系统的影响不大,而对后制动系统的影响较为明显,因此为提高后制动响应的速度应

尽量减小管路长度,同时增加硬管的使用长度以提高等效弹性模量,从而提高制动压力响应速度。

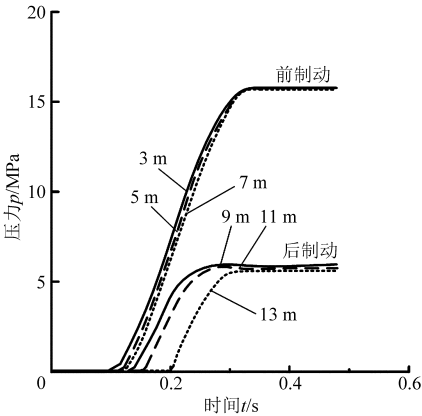


图 10 不同管路长度制动压力响应曲线
Fig. 10 Braking pressure response curve under different brake pipe lengths

从整个制动液压系统的角度,影制动系统的因素除上述参数外还有很多,如蓄能器液容、回位弹簧刚度、活塞行程;此外制动阀的结构参数如阀芯直径、回位弹簧刚度及预压缩量对系统动态响应特性均有一定的影响^[16-17]。

4 液压制动系统试验与优化设计

4.1 液压制动系统压力试验

按照 GB/T 19929—2005《土方机械履带式机器制动系统的性能要求和实验方法》及 GB 12676—1999《汽车制动系统结构、性能和实验方法》对全液压制动系统进行压力测试及压力动态响应性能测试。由图 2 的制动系统测试数据采集点 M_1 、 M_2 分别测试前后桥制动油路的压力变化。

根据分析中的最优参数,选用容积为 10 L、充气压力为 10 MPa 的蓄能器,安装过程中实测管路长度为 6 m,仿真分析与现场实车数据采集对比结果如图 11、12 所示,由于湿盘制动器制动活塞与制动缸之间的安装间隙与理论值之间存在着一定的误差^[18-19],因此在制动活塞空行程阶段的响应时间理论值和实测值之间会有一定的差异,该仿真分析与实测结果基本吻合。

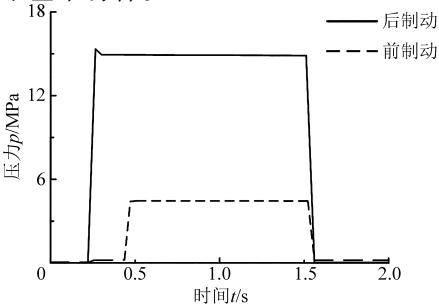


图 11 制动压力响应仿真曲线
Fig. 11 Braking pressure response simulation curve

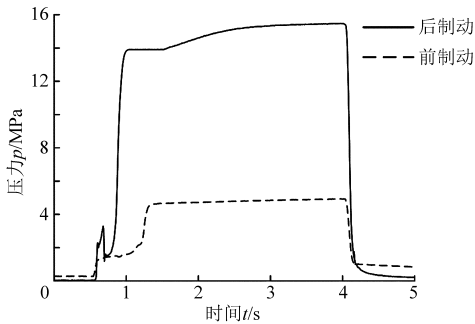


图 12 实测制动压力响应曲线
Fig. 12 Actual measured braking pressure response curve

4.2 余压控制原理

从图 12 中可以看出,实际测得的系统制动力的分配值虽然能够满足要求,但在制动踏板迅速踩下的瞬间,在制动缸消除间隙和压力上升阶段,后制动压力 and 前制动压力不能实现同步即前制动器会比后制动器优先抱死,多次测试后判断确实存在上述问题,因此需要进一步对系统进行优化,使后制动压力响应进一步提升,采用如图 13 所示的余压控制阀组,使后湿盘制动器中始终存在一定的压力。

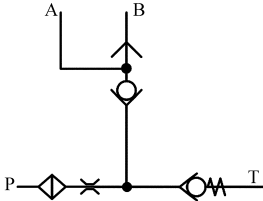


图 13 余压控制阀组
Fig. 13 Remaining pressure control valve

余压控制的原理为:发动机供电电源接通后,通过打开驻车制动开关解除整车的驻车制动使车辆可以行驶,通过将解除驻车所用的压力油引入 P 口,经过梭阀之后从 A 口被引入后湿盘制动器行车制动缸,此路油的压力决定了行车制动缸中存在的余压,以此来提高制动器响应的时间,正常行车制动时,通过 B 口将行车制动的压力引入,通过梭阀与 P 口压力进行比较,从而将较高的压力经过 A 口引入。图 14 为余压控制阀组现场安装位置图。按照以上方法进行优化后系统的测试结果如图 15 所示。

由图 15 可看出,余压控制方式使后制动中始终



图 14 余压控制阀组安装位置图
Fig. 14 Install location of remaining pressure control valve

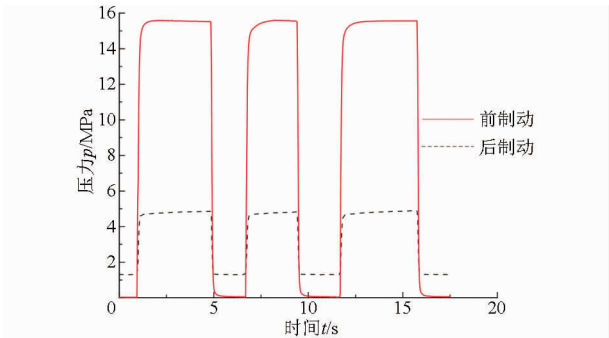


图 15 实测优化后制动压力响应曲线

Fig. 15 Actual measured braking pressure response curve after optimization

存在一定的压力,用来消除制动器的制动间隙即制动缸的空载运行阶段,使得后制动响应速度提高,作用时间可提高 0.5 ~ 1 s,前后制动最大压力稳定在 (155,53)且前后制动压力达到最大值的时间差小于 0.5 s,满足制动同步性及矿用自卸车的使用工况要求。

4.3 制动距离测试

为了进一步验证优化后的制动性能,采取相应的措施进行制动距离测试^[20]。为了避免人为踩踏制动踏板阀时产生的时间误差,造成对整个测试的影响,现采用紧急制动时的控制油路对脚制动阀进行控制,通过控制器设定的程序来发出控制信号控制电磁换向阀的开关动作,并通过发动机转速传感器采集车速信号进入控制器进行处理,从而实现不同车速下对脚制动阀的精确控制。

现通过控制器设定 3 个脉冲信号,每个脉冲信号的持续时间足以使车辆完全停止,这里设定为 8 s,为了保证制动效能的恒定性,每次测试仅完成一次制动。在干燥、良好的路面上对该时间下的制动距离进行优化前后的对比试验,并按最小二乘法原理拟合得到制动距离曲线如图 16 所示。

由图 16 可以看出,同一辆车随着起始制动速度

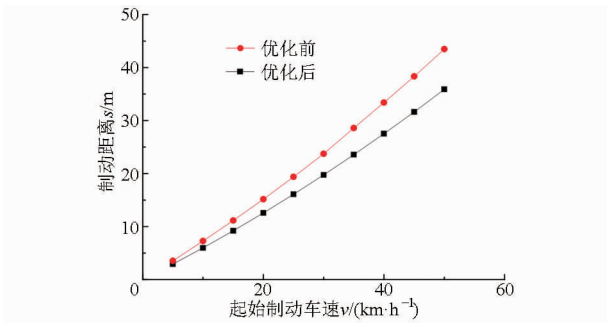


图 16 8 s 脉冲信号下的制动距离曲线

Fig. 16 Brake distance curve in 8 s pulse signal

的增加,制动距离不断增大,且优化后的系统在图示的起始制动速度范围内,制动距离最大可以减小约 7 m,从而说明优化系统参数和采用余压控制方式尽可能使前后制动器制动保持同步对于减小制动距离,提高制动系统性能的作用,为同类产品制动系统的设计和优化提供参考。

5 结论

(1)对车辆制动效能的影响因素进行了分析,表明在最大制动减速度即附着力以及起始制动车速一定的情况下,制动器起作用的时间越短制动距离越小。

(2)建立某矿用自卸车液压制动系统简化模型,并应用 AMESim 对系统进行了仿真,研究系统主要参数变化对制动响应速度的影响,得出了蓄能器体积,蓄能器充气压力,制动管路长度等参数对提高制动系统响应速度,减小制动压力建立时间的影响。

(3)通过现场压力测试验证仿真分析的正确性,为系统的设计和优化提供参考;分析了余压控制方式的原理及其对制动响应时间的减小,提高了前后制动同步性的作用。通过制动距离的测试验证了整车制动性能。

参 考 文 献

1 宋金宝,林慕义,张锦,等. 车辆全液压制动系统充液特性研究[J]. 建筑机械,2008(3):100-104.
Song Jinbao, Lin Muiyi, Zhang Jin, et al. Research on charging characteristics of full power hydraulic braking system on vehicle [J]. Construction Machinery, 2008(3):100-104. (in Chinese)

2 Zhao Jingyi, Zhang Chunhui, Guo Rui, et al. The optimization design of brake system in mine dump truck [J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 233:328-331.

3 罗利军,杨军,马永生,等. 矿用自卸车制动同步性研究与试验[J]. 矿山机械,2014,42(5):39-42.
Luo Lijun, Yang Jun, Ma Yongsheng, et al. Research and test on braking synchronization of mine dump truck [J]. Mining Machinery, 2014, 42(5):39-42. (in Chinese)

4 谢斌,李静静,鲁倩倩,等. 联合收割机制动系统虚拟样机仿真及试验[J]. 农业工程学报,2014,30(4):18-24.
Xie Bin, Li Jingjing, Lu Qianqian, et al. Simulation and experiment of virtual prototype braking system of combine harvester[J]. Transactions of the CSAE, 2014,30(4):18-24. (in Chinese)

5 Gong Mingde, Wei Hailong. Full power hydraulic brake system based on double pipelines for heavy vehicles[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011, 24(5):790-797.

6 Chung W S, Hyun S S, Do H J, et al. Development of a systematic process for hydraulic brake system design and for hot judder

- characteristic estimation [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(12): 3893–3901.
- 7 赵迎生, 赵又群, 魏超. 汽车联合制动系统制动力分配系数优化[J]. 农业机械学报, 2009, 40(10): 14–17.
Zhao Yingsheng, Zhao Youqun, Wei Chao. Optimization of braking force distribution parameter of united brake system of automobile [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(10): 14–17. (in Chinese)
- 8 范小彬, 夏群生. 矿用自卸车制动性能试验和仿真研究[J]. 煤矿机械, 2009, 30(4): 33–36.
Fan Xiaobin, Xia Qunsheng. Mine dump truck braking performance test and simulation [J]. Coal Mine Machinery, 2009, 30(4): 33–36. (in Chinese)
- 9 卞荣花, 王秀梅, 张红党, 等. 汽车制动不同步控制方法的研究[J]. 农业装备与车辆工程, 2011(1): 17–25.
Bian Ronghua, Wang Xiumei, Zhang Hongdang, et al. Study of not synchronized control method during car's brake process [J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2011(1): 17–25. (in Chinese)
- 10 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.
- 11 姚树军, 董志明, 韩曙光. 矿用自卸车制动性能研究[J]. 机械制造, 2011, 49(6): 25–27.
- 12 郭锐, 唱荣蕾, 赵静一, 等. 液压制动系统蓄能器充液特性研究[J]. 农业机械学报, 2014, 45(7): 14–17.
Guo Rui, Chang Ronglei, Zhao Jingyi, et al. The research of the accumulator charging characteristics in the hydraulic brake system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(7): 14–17. (in Chinese)
- 13 陈晋市, 刘昕晖, 王同建, 等. 全液压制动系统的仿真分析与试验[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2012, 42(2): 360–364.
Chen Jinshi, Liu Xinhui, Wang Tongjian, et al. Performance simulation and test of full hydraulic braking system [J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2012, 42(2): 360–364. (in Chinese)
- 14 胡江平. 超大型矿用自卸车全液压湿式制动系统特性研究[D]. 长沙: 中南大学, 2011.
- 15 Chenvisuwat T, Park S H, Kitagawa A. Poppet-type brake pressure control valve for the hydraulic brake system of railway rolling stock [J]. Proc. IMech E, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2004, 218(8): 655–665.
- 16 林慕义, 宁晓斌. 工程车辆全动力制动系统[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2007.
- 17 林慕义, 孙大刚, 张文明. 全动力制动系统蓄能器充液阀的稳健设计[J]. 农业机械学报, 2007, 38(8): 22–25.
Lin Muyi, Sun Dagang, Zhang Wenming. Robust design of accumulator charging valve in full power braking system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(8): 22–25. (in Chinese)
- 18 姜勇. 湿式多盘制动器时变不确定性优化设计方法[J]. 农业工程学报, 2012, 28(9): 52–56.
Jiang Yong. Optimal design method with time-varying uncertainty for wet multi-disc brakes [J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(9): 52–56. (in Chinese)
- 19 张鹏, 崔立林, 何乐, 等. 液压盘式制动器模型试验[J]. 农业机械学报, 2013, 44(6): 24–28.
Zhang Peng, Cui Lilin, He Le, et al. Experiment on hydraulic disk brake model [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6): 24–28. (in Chinese)
- 20 Hakan Koylu, Ali Cinar. Experimental design of control strategy based on brake pressure changes on wet and slippery surfaces of rough road for variable damper setting during braking with activated anti-lock brake system [J]. Proc. IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2012, 226(10): 1303–1324.

(上接第 311 页)

- 12 Badih Jawad, Nabil Hachem, Sasa Cizmici, et al. Traction control applications in engine control [C]. SAE Paper 2000–01–3464, 2000.
- 13 Hori Y. Future vehicle driven by electricity and control research on four-wheel-motored “UOT Electric March II” [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2004, 51(5): 954–962.
- 14 Zou Guangcai, Luo Yugong, Li Keqiang, et al. Traction slip ratio control based on fuzzy DSMC for independent AWD EV [J]. Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics, 2008, 1(3): 293–304.
- 15 郝茹茹, 赵祥模, 周洲. 整车防抱死制动系统台架检测与道路对比试验[J]. 农业机械学报, 2013, 44(4): 21–26.
Hao Ruru, Zhao Xiangmo, Zhou Zhou. Bench detection and road comparison test for auto anti-lock braking system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(4): 21–26. (in Chinese)
- 16 刘学军, 何仁. 电磁-液压复合防抱死制动系统滑模控制[J]. 农业机械学报, 2014, 45(5): 1–7.
Liu Xuejun, He Ren. Sliding mode control in electromagnetic-hydraulic hybrid anti-lock braking system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(5): 1–7. (in Chinese)
- 17 刘志新, 张大卫, 李幼德. 基于滑转率的四轮驱动汽车防滑模糊控制仿真[J]. 农业机械学报, 2005, 36(12): 21–24.
Liu Zhixin, Zhang Dawei, Li Youde. Research on acceleration slip regulation system for four-wheel drive vehicle using fuzzy control method [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(12): 21–24. (in Chinese)
- 18 Brach M. Adhesion, hysteresis and the peak longitudinal tire force [J]. PE Brach Engineering, 2006: 1–10.
- 19 Zhang C, Ordóñez R. Extremum-seeking control and applications [M]. London: Springer-Verlag, 2012.
- 20 Dinçmen E, üüvenç B A, carman T. Extremum-seeking control of ABS braking in road vehicles with lateral force improvement [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2014, 22(1): 230–237.