

文章编号:1671-6833(2011)03-0068-04

300 t 矿用自卸车全液压湿式制动系统研究

胡江平¹, 杨务滋¹, 彭国普², 罗春雷¹

(1. 中南大学 机电工程学院, 湖南 长沙 410083; 2. 湘电重型装备股份有限公司, 湖南 湘潭 411101)

摘 要: 提出了一套新型的全液压湿式制动系统, 该系统具有多级制动功能, 节能效果良好, 采用独特的油路冷却湿式制动器。在建立该系统的 AMESim 仿真模型的基础上, 对其进行了动态性能研究, 研究结果表明: 行驶制动与制动锁定的动态响应时间分别约为 0.03 s、0.035 s; 在正常制动压力下, 紧急制动的动态响应时间也约为 0.03 s; 制动蓄能器的容量至少能够满足 5 次行驶制动。因此该多级制动系统的动态性能与蓄能器的参数均能满足自卸车制动可靠性的设计要求, 为开发新型全液压湿式制动系统和优化其性能参数提供了重要依据。

关键词: 多级制动; 卸荷溢流阀; 湿式制动器; AMESim 模型; 动态响应

中图分类号: TD57 **文献标志码:** A

0 引言

矿用自卸车广泛应用于大型露天矿区, 特别是 300 t 以上的自卸车已成为国内外大型矿山的主流运输设备。由于 300 t 矿用自卸车自重约 200 t, 满载后的总重量约 500 t, 行驶速度最高达到 64 km/h, 而且矿山的行驶环境恶劣, 保证自卸车行驶的安全性和制动的可靠性已成为设计者和使用人员十分关注的问题。目前特大型矿用自卸车技术主要被欧美发达国家所掌握, 国内则刚刚起步。国外关于全液压湿式制动系统理论研究的文献资料尚不多见。文献[1]综合阐述了 Dresser 公司生产的大型矿用自卸车的液压制动控制系统。该系统采用了独特的紧急制动控制系统来实现其他高压油路的紧急制动。文献[2]对矿用典型的全液压制动系统进行了频率响应特性以及固有频率、阻尼比等动态参数的研究。笔者通过参考国外相关产品, 对全液压湿式制动系统进行了比较全面的设计研究。

1 全液压湿式制动系统的设计

图 1 是新型 300 t 矿用自卸车全液压湿式制动系统原理图。该系统具有行驶制动、紧急制动、制动锁定、停车制动 4 个功能。行驶制动工作原

理: 踩下制动踏板时, 双油路踏板阀 12 分别液控前后双继动阀 13、14 来实现相应的制动蓄能器 4 向前后湿式制动器 15、17 供油; 紧急制动工作原理: 当压力低于 12 MPa 时, 紧急制动电磁阀 6 动作 8 的先导控制油路接油箱, 顺序阀阀芯在弹簧力的作用下将蓄能器与双油路踏板阀的液控先导油路导通, 接着踏板阀向前后双继动阀施加压力, 实现所有行驶制动器紧急制动; 制动锁定工作原理: 车辆装载或卸载时制动锁定电磁阀 9 得电, 将转向蓄能器 3 内的油液开启后双继动阀, 实现制动锁定; 停车制动为弹簧施加, 通过控制停车制动电磁阀 11 来实现其液压解除。多级制动系统为某油路故障后任何可工作的其它油路, 比如踏板阀卡滞时, 制动锁定油路可作为次级制动系统^[3]。

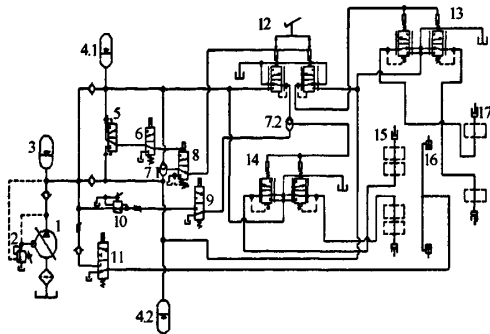
变量柱塞泵供油控制系统工作原理(详见图 2): 卸荷溢流阀 2 通过转向蓄能器 3 的反馈压力来控制变量柱塞泵 1 斜盘的角度, 以实现蓄能器充油量和压力的控制。只有当转向蓄能器的压力低于 17 MPa 时变量柱塞泵才充油, 一旦开始充油将直到蓄能器的压力重新达到 19 MPa 为止; 当转向蓄能器的压力高于 19 MPa 时, 变量柱塞泵处于小排量低压卸荷。制动冷却系统工作原理: 将 300 t 矿用自卸车的液压举升系统的回油管路连接到湿式制动器的冷却管路以实现制动器的冷却。

收稿日期: 2011-01-07; 修回日期: 2011-03-10

基金项目: 湖南省科技重大专项(计划项目 2010FJ1003)

通信作者简介: 杨务滋(1949-), 男, 湖南长沙人, 高级工程师, 硕士生导师, 主要研究方向为液压机械与控制,

Email: wzyang@mail.csu.edu.cn.



1. 变量柱塞泵; 2—卸荷溢流阀; 3—转向蓄能器; 4—制动蓄能器; 5—梭阀; 6—紧急制动电磁阀; 7—梭阀; 8—顺序阀; 9—制动锁定电磁阀; 10—减压阀; 11—停车制动电磁阀; 12—踏板阀; 13—前双继动阀; 14—后双继动阀; 15—后湿式制动器; 16—停车制动器; 17—前湿式制动器

图1 300 t矿用自卸车全液压湿式制动系统原理图
Fig.1 Principle of full power hydraulic wet braking system of 300 t mining truck

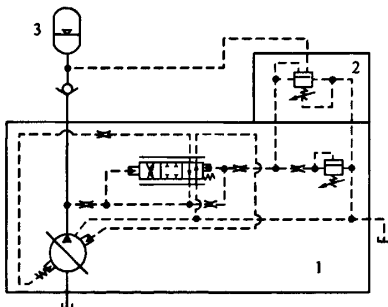


图2 变量柱塞泵供油控制系统原理图
Fig.2 Principle of oil feeding control system of axial piston pump

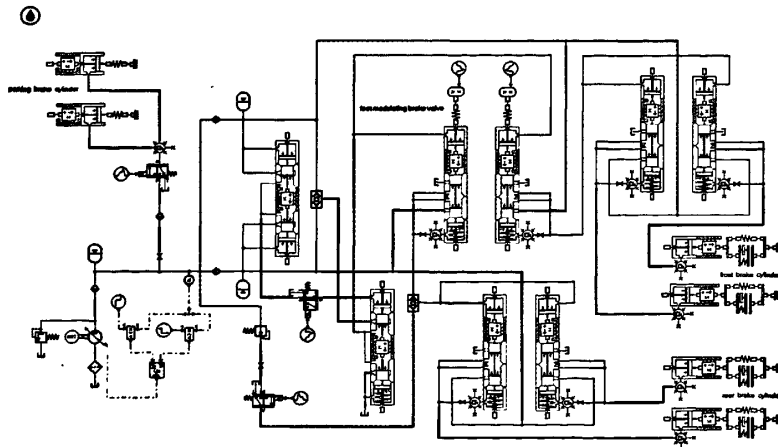


图3 300 t全液压湿式制动系统的AMESim模型
Fig.3 AMESim model of full power hydraulic wet braking system of 300 t mining truck

当该液压举升系统处于浮动或保持位置时,举升泵变为制动冷却泵专为制动冷却系统供油。

该新型300 t矿用自卸车全液压湿式制动系统具有如下独特的功能:

(1)系统采用多回路液压控制,提供了多级制动功能,即使在单独的制动油路失灵情况下,车辆也有足够的制动力。(2)提供了制动锁定功能,以允许操作人员在卸载或装载时松开制动踏板。(3)采用卸荷溢流阀代替传统的充液阀以实现蓄能器充油量和压力的控制,结构更简单;当蓄能器不补油时,泵的压力和流量都卸荷,具有良好的节能效果。(4)采用了独特的制动冷却油路,避免了增添专门的冷却油路和冷却泵。

2 技术参数设计

笔者以某公司正在研发的某新型300 t矿用自卸车为例进行设计计算。其关键参数如下:制动系统压力16.5 MPa;制动流量65 L/min;单个制动缸的体积130 mL;制动缸活塞直径900 mm;制动缸活塞杆直径870 mm;活塞及动摩擦片总质量56.3 kg;制动蓄能器初始油压19 MPa;制动蓄能器预充气压9.6 MPa;制动蓄能器有效体积35 L;踏板阀、双继动阀均采用MICO公司的。

3 全液压湿式制动系统的建模

为了更好地研究该全液压湿式制动系统的动态性能,笔者将对其进行AMESim仿真研究。根据前述全液压湿式制动系统的原理与元件结构选择合理的元件子模型构建整个系统的AMESim仿真模型^[4-5]如图3所示。

3.1 行驶制动仿真结果分析

不考虑操作人员的反应时间,双油路踏板阀顶杆的位移采用阶跃输入信号,对液压制动系统进行了动态研究,其仿真结果见图4~6中的曲线1,2所示。其中曲线1为行驶制动时前湿式制动器的活塞运动位移、速度及制动缸压力;曲线2为行驶制动时后湿式制动器的活塞运动位移、速度及制动缸压力。

由图4中曲线1,2可知:前桥制动系统的动态响应时间约为0.029 s,后桥制动系统的动态响应时间约为0.032 s,瞬间制动器的动、静摩擦片完全接触。由于前后桥制动管路长度不一样,故存在前后桥的动态响应时间不一致,后桥响应时间比前桥滞后0.003 s。一般液压制动系统的反应时间为0.015~0.03 s^[6]。因此该液压制动系统的动态响应特性满足制动可靠性的设计要求。从图5~6中可以看出,制动缸活塞的最大运动速度为0.12 m/s。该车制动过程存在一定的液压冲击,活塞开始和停止运动瞬间不平稳,但在很短时间内就稳定下来了。造成冲击的原因是由于制动阀开启时有瞬时冲击和活塞停止运动时制动缸压力的突然增大^[7]。

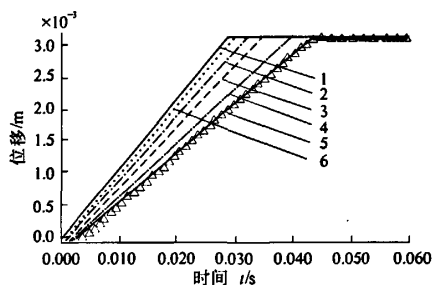


图4 制动缸活塞位移变化曲线

Fig.4 The displacement curve of braking cylinder piston

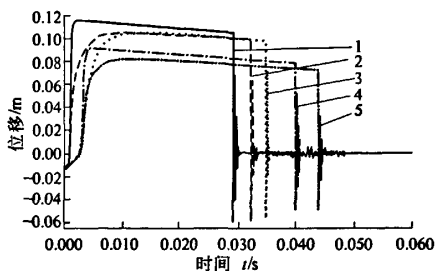


图5 制动缸活塞运动速度变化曲线

Fig.5 The velocity curve of braking cylinder piston

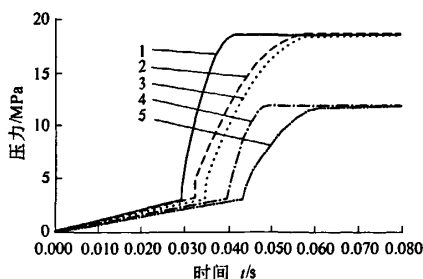


图6 制动缸压力变化曲线

Fig.6 The pressure curve of brake cylinder

3.2 紧急制动、制动锁定仿真结果分析

为了研究该车辆二级制动系统的动态响应特性,分别独立对紧急制动、制动锁定液压回路进行动态研究,其仿真结果如图4~6中曲线3,4,5所示。其中曲线3为制动锁定时后湿式制动器的活塞运动位移、速度及制动缸压力;曲线4,5分别为紧急制动时前、后湿式制动器的活塞运动位移、速度及制动缸压力。

由图4中曲线3,4,5可知:紧急制动时前、后桥制动系统的动态响应时间分别约为0.04 s、0.044 s,与上述行驶制动仿真结果相比滞后0.01 s左右,这是由于自动紧急制动时制动缸压力低于12 MPa(从图6中曲线4,5可以看出)。所以在正常的制动压力下,按下紧急制动按钮时紧急制动可以作为二级制动使用,此时其动态响应时间约为0.03 s(由图4中曲线6可得)。制动锁定时后桥制动系统的动态响应时间约为0.035 s,与上述行驶制动时后桥制动系统的仿真结果相差时间很短约为2 ms,不影响制动性能。因此该车辆二级制动系统的动态响应特性能够满足制动可靠性的设计要求。

3.3 制动蓄能器的动态研究

图7为车辆连续实施制动时制动蓄能器压力变化曲线。考虑转向蓄能器对制动系统的影响时,制动蓄能器油液由于得到了转向蓄能器的补充,至少能够满足车辆9次以上行驶制动。不考虑转向蓄能器的影响时,制动蓄能器的容量能够满足5次行驶制动符合蓄能器参数设计的要求(制动压力 ≥ 16.5 MPa)。

图8为制动蓄能器充液过程压力变化曲线,当蓄能器的压力低于17 MPa时,变量柱塞泵会同给转向和制动蓄能器充油液,该充液过程需要3.5 s。

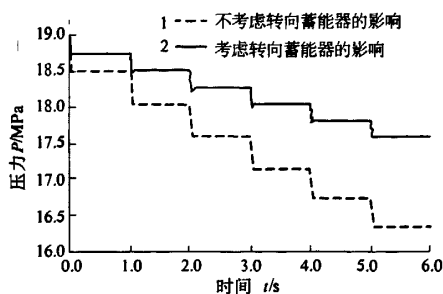


图7 制动蓄能器压力变化曲线

Fig.7 The pressure curve of braking accumulator

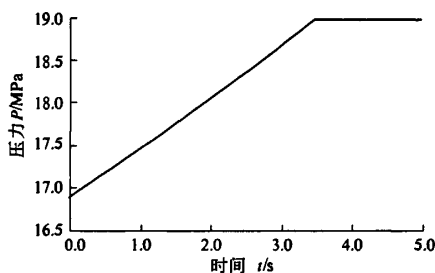


图8 制动蓄能器充液过程压力变化曲线

Fig.8 The pressure curve of charging process of braking accumulator

5 结论

笔者在对全液压湿式制动系统进行设计和理论分析的基础上,建立了该系统的仿真模型并进行了动态性能研究,研究结果表明该多级制动系统能够满足自卸车制动可靠性指标和设计要求。为开发新型全液压湿式制动系统和优化其性能参数提供重要依据。

参考文献

- [1] JAMES K. Hydraulic brake control system for off-highway vehicles [J]. SAE Technical Paper Series, 1991(9): 81-89.
- [2] 于英,刘刚. 矿用自卸车全液压制动系统的动态性能分析[J]. 矿山机械, 2004(8): 31-32.
- [3] 罗春雷,赵遵平,张友林,等. 220t 电传动矿用自卸车全液压制动系统设计[J]. 工程机械, 2008, 39(3): 66-68.
- [4] 王瑜,林立,姜建胜,等. 基于 AMESim 液压盘式刹车系统建模与仿真研究[J]. 石油机械, 2008, 36(9): 31-35.
- [5] 陈健. 装载机制动控制系统的研究[D]. 浙江大学机械与能源工程学院, 2008.
- [6] 汽车工程手册编委会. 汽车工程手册—基础篇[M]. 北京: 人民出版社, 2001.
- [7] 程振东,田晋跃,刘刚,等. 工程车辆全液压制动系统性能分析及仿真研究[J]. 工程机械, 2005, 36(12): 50-53.

Dynamic Research on Full Power Hydraulic Wet Braking System of 300 t Mining Truck

HU Jiang-ping¹, YANG Wu-zi¹, PENG Guo-pu², LUO Chun-lei¹

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China; 2. Xiangtan Electric Manufacturing Corporation Ltd, Xiangtan 411101, China)

Abstract: This paper presents a new set of full power hydraulic wet braking system, which has multi-stage braking function and better energy-saving effect, and uses a particular oil circuit for cooling. Dynamic research has been done by its AMESim model establishment and simulation. Results indicate that the dynamic response time of running brake and loading brake is respectively about 0.03s and 0.035s, and time of emergency brake under the normal braking pressure is approximately 0.03s, and the capacity of braking accumulator can meet running brake at least five times. A conclusion is drawn that both dynamic characteristics of the multi-stage brake system and accumulator parameters meet brake reliability requirements of mining truck, which is very valuable for the development and optimization of a new type of full power hydraulic wet braking system.

Key words: multi-stage brake; pressure relief and unloading valve; wet brake; AMESim model; dynamic response