

文章编号:1671-6833(2011)03-0064-04

湿喷机泵送系统换向液压冲击仿真研究

吴万荣, 周现奇, 翁武钊

(中南大学机电工程学院, 湖南长沙 410083)

摘 要: 混凝土湿喷机在油泵换向时, 由于外载荷的突然变化, 泵送油缸的油压从高压转化为低压, 同时油液的流向也发生急剧改变, 将会产生较大液压冲击, 瞬间压力超调达到40%以上。针对湿喷机泵送系统换向时存在较大液压冲击的问题, 提出一种通过改变闭式泵换向时间, 实现减小泵送换向过程液压冲击的方法。在综合考虑液压油的可压缩性和油管的动态特性的基础上, 建立了泵送系统的数学模型和AMESim仿真模型, 在不同液压泵换向时间的条件下进行仿真, 得出泵送油缸压力随时间的变化曲线。仿真结果表明, 增大闭式泵的换向时间, 可以显著地减小泵送过程的液压冲击, 压力超调量也明显减小, 从而验证了此方法的可行性。

关键词: 湿喷机; 闭式泵送系统; 数学模型; AMESim; 仿真

中图分类号: TH137.7 **文献标志码:** A

0 引言

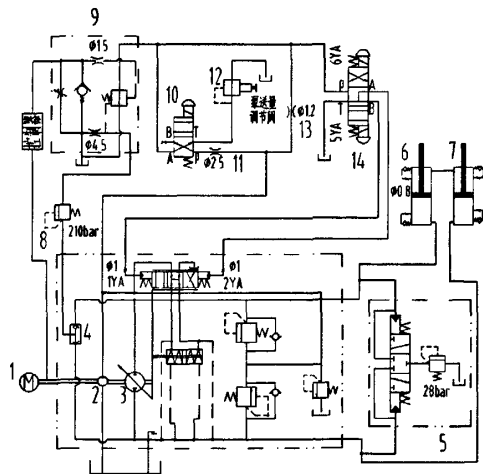
混凝土湿喷机是在矿山巷道、铁路和公路隧道、水利涵洞、各地下工程、高层建筑基坑、军事工程等的施工中广泛采用的工程设备。它的工作原理是将柱塞式混凝土泵作为湿喷机的基体, 在输送管出口装以喷嘴并通入压缩空气, 将混凝土喷射出去。泵送液压系统是湿喷机泵送性能的关键因素, 混凝土湿喷机在油泵换向时, 两活塞油缸交替工作, 由于外载荷的突然变化, 泵送油缸的油压从高压转化为低压, 同时油液的流向也发生急剧改变, 油液流动的急剧变化, 在液压系统中极易产生液压冲击现象, 瞬间压力超调量很大, 严重影响着混凝土泵的使用效率与寿命^[1]。

笔者提出通过改变闭式泵换向时间, 实现减小泵送过程液压冲击的方法。在建立闭式泵送液压系统数学模型的基础上, 综合考虑液压油的可压缩性和油管的动态特性, 建立了闭式泵送系统的数学模型和AMESim仿真模型。在改变泵换向时间的仿真条件下, 得出泵送油缸压力和速度随时间的变化曲线。

1 闭式泵送液压系统介绍

混凝土湿喷机闭式泵送液压系统原理图如图

1所示^[2]。该液压系统包括了泵送主回路、主泵排量控制回路。



1—发动机; 2—补油泵; 3—主泵 A4VG125HD; 4—梭阀; 5—冲洗阀; 6, 7—泵送油缸; 8—溢流阀; 9—压力控制阀; 10—换向电磁阀; 11, 13—节流孔; 12—比例溢流阀; 14—闭式泵换向电磁阀

图1 湿喷机闭式泵送液压系统原理图

Fig. 1 The closed hydraulic pump system of wet spraying machine

1.1 泵送主回路

闭式泵3来的压力油流进泵送油缸6或者

收稿日期:2010-12-09; 修回日期:2011-02-06

作者简介:吴万荣(1965-),男,湖南益阳人,博士后,中南大学教授,博士生导师,主要从事工程机械机电液一体化智能控制技术等方面的研究开发与应用工作,Email:city398506498@126.com.

7,两油缸采用串联方式连接,回油流入闭式泵。从齿轮泵2来的冷却压力油经单向阀进入闭式系统低压侧,对闭式系统起补油和冷却作用。闭式泵的溢流阀起安全阀作用,一般不开启。液压泵的换向通过控制电磁换向阀14来实现。

1.2 主泵排量控制回路

主泵排量控制回路在液压系统中起了关键的作用。液压系统换向时,由于吸入料缸的混凝土中含有空气,此时的混凝土具有较大的压缩性。在换向结束时,系统要求主油泵给主油缸最大的流量、以最快的速度压实吸入的混凝土。当输送缸中的压实混凝土与管路中的高压混凝土接触时,又要求主油泵流量迅速减少,提供足够的推力,然后再以正常速度泵送。主泵排量控制回路正是起到流量控制的作用。

由泵送主回路和排量控制回路可知,混凝土湿喷机工作时,两油缸6和7交替工作。当闭式泵换向时,泵送油缸从泵送混凝土转换成吸入混凝土,另一油缸则从吸入混凝土转换成泵送混凝土,由于外载荷的突然变化,相应油管中的油压会从高压转化为低压,或从低压转化为高压,同时油液的流向也会发生改变。油液流动的急剧变化,在液压系统中不可避免地会产生液压冲击。在两活塞油缸换向工作时,如何减小液压冲击现象是湿喷机液压系统的一个关键技术问题^[2-3]。

2 泵送液压系统数学模型建立

建立液压系统数学模型时忽略补油回路的影响,忽略管道内的流动阻力及管道内液流惯性的影响,两液压缸两腔活塞有效面积相等^[4]。

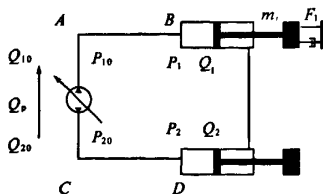


图2 闭式泵送液压系统简化原理图

Fig.2 The simplified model of closed hydraulic pump system

(1) 液压泵流量方程

$$Q_p = \begin{cases} Q_{10} = Q_{20} & t < 0 \\ Q_{01} = k_q Q_m & 0 \leq t \leq t_h \\ -\frac{Q_{-01} - Q_{02}}{t_h} t + Q_{01} & 0 \leq t \leq t_h \\ Q_{02} = -k_q Q_m & t > t_h \end{cases} \quad (1)$$

$$Q_p = \begin{cases} Q_{01} = k_q Q_m & t < 0 \\ -\frac{Q_{-01} - Q_{02}}{t_h} t + Q_{01} & 0 \leq t \leq t_h \\ Q_{02} = -k_q Q_m & t > t_h \end{cases} \quad (2)$$

式中: Q_p 为液压泵换向时的流量; Q_{10} 为液压泵流向管道 AB 的流量; Q_{20} 为管道 CD 流向液压泵的流量; Q_{01} 、 Q_{02} 为泵换向前、后流量; t_h 为液压泵换向时间; Q_m 为液压泵最大流量。

(2) 管道动态特性方程

$$Q_{10} - Q_1 = \frac{V_{11}}{K} \frac{dP_1}{dt} \quad (3)$$

$$P_{10} = P_1 \quad (4)$$

$$Q_{20} - Q_2 = \frac{V_{12}}{K} \frac{dP_2}{dt} \quad (5)$$

$$P_{20} = P_2 \quad (6)$$

式中: P_{10} 为泵和 AB 管道连接处压力; P_{20} 为泵和 CD 管道连接处压力; P_1 、 P_2 为泵送缸 1 腔和 2 腔的压力; Q_1 、 Q_2 为油管 AB 和油管 CD 流入液压缸的流量; V_{11} 、 V_{12} 为油管 AB 和油管 CD 的容积; K 为油液等效体积弹性模量。

(3) 泵送液压缸流量方程

$$Q_1 = Av + \frac{V_{c1}}{K} \frac{dP_1}{dt} \quad (7)$$

$$Q_2 = Av + \frac{V_{c2}}{K} \frac{dP_2}{dt} \quad (8)$$

式中: v 为活塞运动速度; A 为活塞有效作用面积; V_{c1} 、 V_{c2} 为液压缸油腔 1 和油腔 2 容积。

(4) 泵送液压缸与负载的动力学平衡方程

$$P_1 A - P_2 A - 2\beta_c v = 2m \frac{dv}{dt} \quad (9)$$

式中: m , 运动体质量; β_c , 黏性阻尼系数。

由式(1)~(9)拉氏变换,整理得:

$$P_1(s) = \frac{V_{12} + V_{c2}}{V_{11} + V_{c1}} P_2(s) \quad (10)$$

$$P_2(s) = \frac{b_1 w_n^2 + b_2 w_n^2 s}{s^2 + 2\xi w_n^2 s + w_n^2} Q_p(s) \quad (11)$$

$$Q_p(s) = -\frac{Q_{01} - Q_{02}}{t_h s^2} (1 - e^{-t_h s}) \quad (12)$$

式中:

$$b_1 = \frac{2\beta_c (V_{11} + V_{c1})}{A^2 (V_{11} + V_{c1} + V_{12} + V_{c2})} P_2(s);$$

$$b_2 = \frac{2m (V_{11} + V_{c1})}{A^2 (V_{11} + V_{c1} + V_{12} + V_{c2})} P_2(s);$$

$$\xi = \frac{\beta_c}{2w_n m};$$

$$w_n = \sqrt{\frac{\beta_c A^2 (V_{11} + V_{c1} + V_{12} + V_{c2})}{2m (V_{11} + V_{c1}) (V_{12} + V_{c2})}}.$$

由式(10)~(12)可知,影响换向冲击压力的因素有很多,包括液压油弹性模量、管道的动态特

性、油缸的状态和黏性阻尼系数等,而闭式泵的换向时间 t_h 将直接影响换向时系统的压力. 研究闭式泵换向时间对换向时液压系统的冲击压力的影响,对减小换向时液压系统的冲击有重要意义.

3 液压系统建模仿真

3.1 系统 AMESim 模型的建立

根据前述液压系统的实际结构,利用 AMESim 软件在液压系统中建模的优势,选择液压模型库中元件子模型构建混凝土湿喷机泵送系统和主泵排量控制系统的仿真模型图^[5]. 系统仿真模型如图 3 所示. 主要元件的建模依据说明如下:

(1) 闭式泵的排量控制通过获取主泵排量控制回路的压力,变换成油泵的输入信号,大小范围是 -1 到 1,负号表示液压油流向相反.

(2) 通过设置输入二位四通电磁换向阀信号的大小和变化率,可以调节阀芯的开口度,进而控制主泵排量控制回路的压力的变化,用以调节主泵的换向时间.

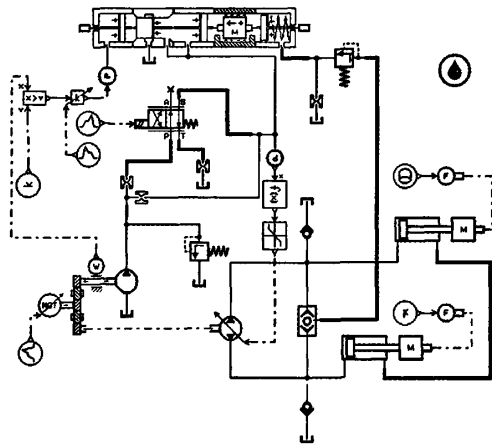


图 3 湿喷机闭式泵送液压系统 AMESim 模型

Fig. 3 The AMESim simulation model of closed hydraulic pump system of wet spraying machine

3.2 系统仿真参数设定

仿真时,设置输入比例电磁阀电信号使得闭式泵的换向时间 t_h 分别设置为 0.1 s 和 0.2 s,得到闭式泵在不同换向时间下液压系统的泵送压力和泵送油缸活塞的运动速度随时间的变化曲线,仿真结果如图 4~7 所示. 部分仿真参数设置如下表 1.

表 1 系统仿真参数

Tab. 1 System simulation parameters

参数名称	数值	参数名称	数值
发动机转速/($r \cdot \min^{-1}$)	1 480	液压油密度/($kg \cdot m^{-3}$)	850
主泵排量/($mL \cdot r^{-1}$)	125	补油泵排量/($mL \cdot r^{-1}$)	26
泵送缸直径/mm	110/63	节流孔 14 直径/mm	2.5
泵送缸行程/mm	1 000	节流孔 19 直径/mm	1.5
节流孔 13 直径/mm	1.2	节流孔 20 直径/mm	4.5
推进泵送油缸		回程泵送油缸	
外加负载/N	120 000	外加负载/N	0
溢流阀 17 设定压力/MPa	21	压力控制阀 18 弹簧刚度/($N \cdot mm^{-1}$)	40
主泵溢流阀设定压力/MPa	31	压力控制阀 18 弹簧初始压力/N	43
压力控制阀 18 阀芯直径/mm	6	仿真时间/s	0.3

4 仿真结果分析

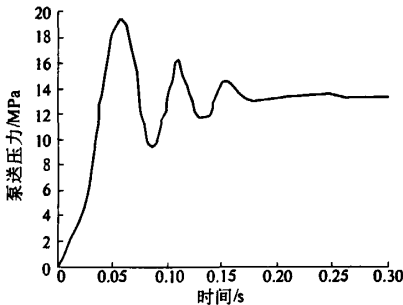


图 4 $t_h = 0.1$ s 时泵送压力随时间变化曲线

Fig. 4 The pumping pressure curve over time when t_h is 0.1 s

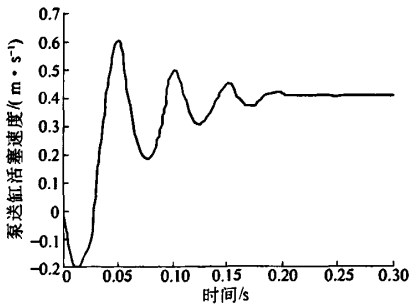


图 5 $t_h = 0.1$ s 时泵送油缸活塞速度变化曲线

Fig. 5 The speed of pumping cylinder piston over time when t_h is 0.1 s

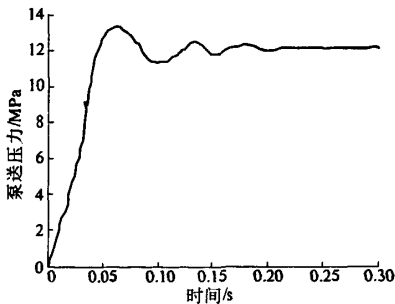


图 6 $t_h = 0.2$ s 时泵送压力随时间的变化曲线

Fig. 6 The pumping pressure curve over time when t_h is 0.2 s

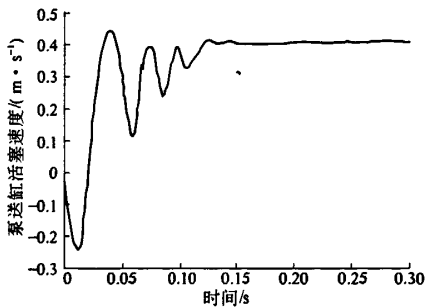


图7 $t_k = 0.2$ s时泵送油缸活塞速度变化曲线

Fig.7 The speed of pumping cylinder piston over time when t_k is 0.2 s

由图4和图6可以看出,在负载一定,泵送油缸换向时泵送压力是一个波动的曲线,均会产生一定的冲击压力^[6]。在闭式泵换向时间为0.1 s时,将产生一个19.25 MPa的波峰压力,其稳态值为13.24 MPa,超调量为45.4%;在闭式泵换向时间为0.2 s时,产生一个13.26 MPa的波峰压力,其稳态值为12.08 MPa,超调量为10%;可见增大换向时间可以明显减小换向时的压力冲击和压力超调量。由图5和图7可知,刚开始换向时,由于油缸的惯性运动,油缸活塞速度是负值;之后经过一定的波动,活塞速度趋于稳定值。延长换向时间后,活塞的运动速度的波动幅度也将明显减小。

5 结论

(1)笔者介绍了混凝土湿喷机闭式泵送液压

系统,建立了闭式泵送液压系统的数学模型和AMESim仿真模型。通过仿真可知闭式液压系统的换向冲击压力是一个波动的过程。

(2)通过仿真可知,湿喷机换向过程中,在负载压力一定,综合考虑液压油弹性模量影响的情况下,延长泵的换向时间的方法可以很好地减小湿喷机换向时的液压冲击。延长泵的换向时间可以明显减小湿喷机换向时的压力波动和活塞速度波动幅度,压力超调量明显减小。仿真结果表明理论研究与所建模型是正确可信的,为完善闭式泵送液压系统的设计提供了理论依据。

参考文献

- [1] 李云江,樊炳辉,张志献. 国内外湿喷机的发展现状[J]. 中国设备工程, 2003, 29(2): 29-30.
- [2] 张庚云. 混凝土湿喷机液压冲击与脉动机理分析[D]. 西安: 长安大学机电工程学院, 2007.
- [3] 陈英, 荆宝德, 魏宏宇, 等. 闭式混凝土泵液压系统研究[J]. 农业机械学报, 2006, 37(10): 132-135.
- [4] 杨善国, 冯秦淮, 杜长龙, 等. 混凝土泵泵送系统换向中活塞运动速度仿真研究[J]. 煤矿机械, 2007, 28(9): 34-35.
- [5] 付永领, 祁晓野. AMESim系统建模和仿真—从入门到精通[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.
- [6] 王清标. HBT60混凝土输送泵液压系统换向冲击研究[D]. 长沙: 中南大学机电工程学院, 2005.

Research on Switching Hydraulic Shock of Pumping System of Wet Shotcrete Machine

WU Wan-rong, ZHOU Xian-qi, WONG Wu-zhao

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China)

Abstract: When the pump of wet spraying machine switches, due to sudden changes in external load, pumping oil from high into a low pressure, at the same time the direction of oil dramatically changes, this will cause great hydraulic shock and the instantaneous pressure overshoot will be more than 40%. For the problem of hydraulic shock of pumping system when switching, the paper presents a method to reduce the impact of hydraulic shock by changing the switching time. In this paper, on the basis of considering the compressibility of hydraulic oil and dynamic characteristics of the tube, the paper established a mathematical model of the pumping system and AMESim simulation model. Under the conditions that the pump switching time is different, we obtained the curves of the pumping cylinder pressure changing with time. The computer simulation shows that increasing the switching time of closed pump can significantly reduce the hydraulic shock of pumping process, and it also verifies the feasibility of this method.

Key words: wet shotcrete machine; closed pumping system; mathematical model; AMESim; simulation