

CWG250X型擦窗机台车液压调平系统研究

吴玉厚¹,元东维¹,张珂¹,龙彦泽¹,吴杰²

(1. 沈阳建筑大学机械工程学院,辽宁 沈阳 110168; 2. 申锡机械有限公司,江苏 无锡 214101)

摘要 目的 研究液压自动调平系统的PWM脉宽调制控制的滞后性,解决轨道式擦窗机行走时坡度变换调平的快速响应问题. 方法 借助数学分析法和MATLAB动态系统可视化仿真技术,针对液压阀控制的基本特征建立数学模型和液压流量和位移随时间变化的波动曲线. 结果 当PWM的控制信号为高电平和低电平时,液压阀的总体响应时间为4.5ms,PWM脉宽调制技术对擦窗机台车进行调平时所产生的滞后性不影响液压油缸的调平速度. 结论 自动调平控制系统能够很好地识别在爬坡过程中的倾斜信号,具备反馈调节功能可以简单智能地实现调平,解决了擦窗机台车在行走过程中手动调平精度低、耗时、耗力的问题,为擦窗机产品设计提供了参考.

关键词 擦窗机;液压调平;PWM控制;液压阀

中图分类号 TU69 文献标志码 A

Research on Hydraulic Level Adjusting System of CWG250X BMU Trolley

WU Yuhou¹, YUAN Dongwei¹, ZHANG Ke¹, LONG Yanze¹, WU Jie²

(1. School of Mechanical Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168; 2. Shenxi Machinery Co. Ltd, Wuxi, China, 214101)

Abstract: The research aimed at investigating the hysteresis problem in the PWM pulse width modulation control to deal with the rapid adjustment of hydraulic automatic level adjusting system when the BMU trolley walking along the slope. Mathematical model and the wave curve of hydraulic flow and displacement were established for investigate the control characteristics of the hydraulic valve based on mathematical analysis and MATLAB dynamic visualization simulation technology. When the PWM control signal was changed from high level to low level, the response time of hydraulic valve was 4.5ms. Hysteresis generated by PWM has no impact to the level adjusting speed of hydraulic cylinder when the BMU trolley adjusting. The incline signal could be tracked by the automatic level adjusting control system during climbing process with feedback regulating,

收稿日期:2016-06-25

基金项目:国家自然科学基金项目(51375317);教育部“创新团队发展计划”滚动支持项目(IRT_15R45);住房和城乡建设部科学技术计划项目(2015-K3-009);辽宁省高校创作团队支持计划项目(LT2014011);国家(地方)联合工程实验室开放基金项目(SJSC-2015-1, SJSC-2015-17)

作者简介:吴玉厚(1955—),男,教授,博士研究生导师,主要从事工程机械方面研究.

which improved the low accuracy, time consuming and power consuming problems of manual level adjusting system and provided the reference to BMU design.

Key words: BMU; hydraulic level adjusting; PMW control; hydraulic valve

擦窗机作为外墙维护和清洗的大型建筑机械装置,近年来被高层建筑施工和维护时广泛采用.随着建筑行业发展,其需求量也与日俱增.擦窗机设计^[1-3]以安全性作为核心内容,对于轨道式擦窗机,使擦窗机台车车载平台在行走过程中保持水平是保证稳定性的重要组成部分,因为立柱是吊臂与底盘连接的纽带,其结构为箱体薄壁结构,垂直位于车载平台.在工作过程中要使其均匀受力,尽量避免受到不均匀弯扭倾覆力矩,车载平台要尽量一直处于水平状态进而保证立柱的稳定性.因此擦窗机台车的调平需要具有快速响应特性.关于结构的调平问题针对于不同机械产品所采用的调平侧重点有很大差异.黄金侠^[4]在关于沥青混凝土摊铺机的自动调平方式指出传感器的设置位置是调平过程中的重要环节,传感器要精准的识别路面的不平整程度,控制机身两侧的牵引装置上下移动,使得熨平板的工作角度在合理的范围内,保证摊铺路面的平整度,提高了公路的修建质量.崔海蓉^[5]关于自动调平系统的传感器指出磁液水平传感器是一个崭新的研究方向,将磁性液体作为敏感元件,通过磁性液体随被测物体的相对于水平面的小角度流动,使感应线圈发生自感变化,将非电量水平倾角转化为可测电压量,揭示了影响磁性液体水平传感器输出信号和灵敏度的因素和规律.液压自动调平系统^[6-7]在军事器械方面应用较多,例如车载雷达就应用了此系统.在建筑机械领域中,液压自动调平技术应用较少.笔者将液压自动调平系统应用到擦窗机项目中,针对于采用 PWM 脉宽调制技术对液压缸控制响应时间方面进行深入研究,对液压阀的阀芯和液压油的流量建立合理的数学模型,并运用计算机动态仿真技术对液压

阀进行动态仿真,得出阀芯位移和流量随时间的变化曲线及稳定时间,结果表明采用 PWM 脉宽调制技术对液压阀的控制的响应时间较短,适合在工程实践中广泛应用.

1 擦窗机的施工工况和调平结构介绍

以 CWG250X 轨道式擦窗机为例(见图 1),在轨道转换过程中,调平系统通过油缸举升使得与立柱连接的上底盘架保持水平,以适应不同的爬坡角度,这样擦窗机立柱、吊臂及吊船能够平稳工作.

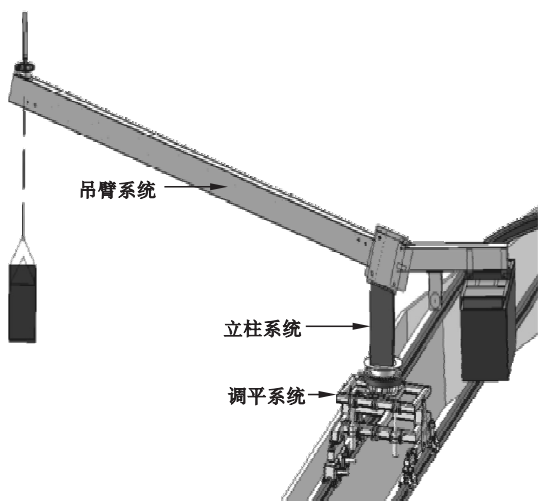


图 1 CWG250X 型轨道式擦窗机结构

Fig. 1 The structure of CWG250X BMU

根据擦窗机的工作和工况特点,笔者设计了一套自动调平反馈系统,并将其应用于擦窗机台车液压自动调平系统,擦窗机台车液压自动调平系统原理如图 2 所示.

在不同工作状态过渡中,爬坡角度改变,传感器接收到信号,将角度变量以电压为改变量输出, A/D 转换电路将电信号以数字信号输出,经过 CPU 以车载平台水平为原则,将数字信号识别、处理并做出反馈,将命令传

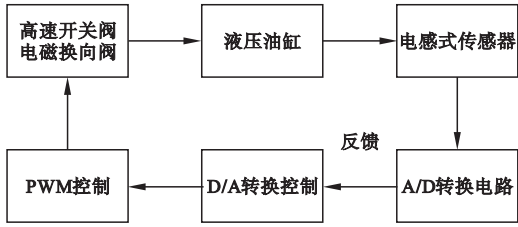


图2 液压调平系统原理

Fig. 2 Schematic diagram of the hydraulic level adjusting system

递给PWM控制系统,经过放大器,高速开关阀和电磁换向阀以此为信号做出通电和断电操作,控制液压缸无杆腔内液压油的压进和排除,进而来实现液压杆的伸出和缩进来控制。这样擦窗机台车在轨道行走过程中对于不同坡度改变都可以实现自动调平。传感器利用重力始终竖直向下作为标准,处于水平时,衔铁在两线圈的中间,电桥平衡。车载平台倾斜时,衔铁受重力保持铅垂,衔铁与两铁芯的间隙产生增减,电桥失去平衡,输出电压会改变。

A/D转换中心内容是把连续的模拟量转换成离散的二进制数字量,即通过IC芯片把模拟电信号转换成脉冲形式的数字信号输出。此集成电路的设计结构简单、转换速度快。

将液压自动调节控制系统应用到擦窗机设备,使其工作时具有智能性和便捷性。

2 建立PWM脉宽调制控制

车载平台水平时,经过A/D转换输出的二进制数字量作为CPU的判断标准,当CPU接收到其他二进制数字量信号时与标准信号进行比较,并做出相应的反馈,输出一条控制信号,此信号传递给PWM控制系统。PWM控制系统^[8-10]主要工作原理为通过改变脉冲宽度来调节占空比,从而实现对控油开关时间的控制。此控制信号与锯齿波信号进行耦合产生脉冲信号,其耦合原理是当控制信号电压高于锯齿波电压时,输出高电压,驱动开关导通,相反则输出低电压,驱动开关关

闭。将所得到的脉冲信号作为控制信号,对液压系统中的高速开关阀,电磁换向阀进通断电控制。

输出脉冲信号的占空比越大,其液压油缸的举升速度越快,控制信号的斜率越大则脉冲信号的占空比增长速度越快。若传感器的电压偏差值在 $\pm 0.5V$ 范围内默认为水平状态,在 $\pm 0.5V$ 到 $\pm 2V$ 选择小斜率的控制信号,输出占空比较小的脉冲信号,避免在平衡点处产生震荡,良好地控制调平精度。当电压偏差值在 $\pm 2V$ 到 $\pm 6V$ 时,倾斜角度则比较大,发出斜率较大的控制信号,这样产生的脉冲占空比较大,调节速度较快。电压偏差值在 $\pm 6V$ 以上时,控制信号的斜率为0,其幅值高于锯齿波最高点,脉冲信号占空比为100%,在进入在调平过程中,不断进行反馈,当倾斜角度逐渐变成小角度时,则输出的控制信号斜率随反馈偏差电压改变。控制原理与波形输出如图3所示。

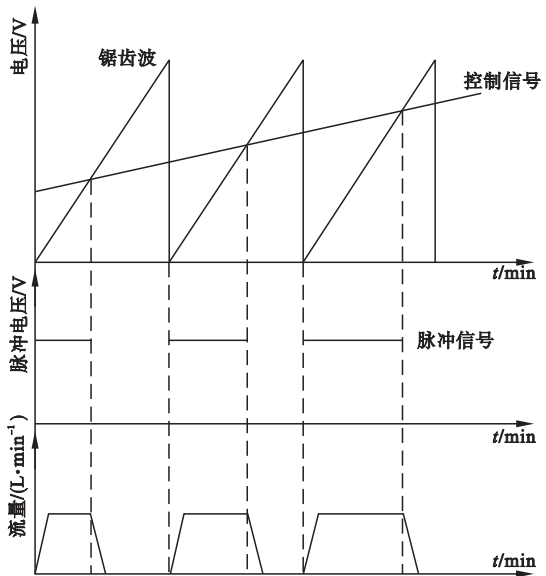


图3 PWM脉宽调制与液压流量输出

Fig. 3 PWM pulse width modulation with hydraulic flow output

因此,电路的设计应采用3路控制,前两路 $0V$ 到 $2V$ 和 $2V$ 到 $6V$ 信号采用电位器调定控制信号斜率,锯齿波的幅值设置为 $6V$,第三路 $6V$ 到 $10V$ 输出高于锯齿波最高点的

水平信号,一直输出高电平脉冲.每个控制路的比较器有四路通道分别是控制极一路、输入两路和输出一路.经过调制的信号传递给液压控制系统. Q_s 代表电磁换向阀每秒钟输出的液压油流量,在电磁换向阀接收到PWM控制信号响应,电磁铁推动阀芯换位和液压油流动存在响应时间,其脉冲控制信号频率不能过高,避免阀芯不能够完全打开或关闭,其控制具有滞后性.

3 建立液压控制系统

液压系统控制主要是接收到PWM的调制信号,对高速开关阀和电磁换向阀进行通断电操作,实现油缸的举升或收缩.其主要元件有高速开关阀、电磁换向阀和电磁换向阀.

高速开关阀^[11-13]的工作原理是利用电磁铁的通断来决定控制油液是否流出,通过脉冲信号的形式控制.

电磁换向阀^[14-16]借助电磁铁的吸力推动阀芯在阀体中相对运动,运用两个PWM控制器,分别控制左右两边电磁铁.

液控单向阀^[17-19]具有良好闭锁性能、无泄漏,往往与高速开关阀组合使用.控制油进入会推动活塞上升顶开主阀芯,使控制油可以反向流动,液控单向阀允许正向油路自由通过,反向流通则需要借助控制油路进油使反向油路流动.

液压油缸工作原理是通过控制液压阀的通断来进行的,如图4所示.图中1、2为高速开关阀;3、4为液电控制阀;5为电磁换向阀;6、7为单向控制阀;8为平衡阀;9为液压缸;P为进油口;T为油箱;A和B为出油口或者回油口.

电磁换向阀右边通电,处于右档位,由P口流向A口,此时,高速开关阀2电磁铁接通,无控制油流入液控单向阀中,使得液压油单行流通,进入液压缸的无杆缸中,推动液压杆伸出,同时控制平衡阀换位,使得有杆缸内

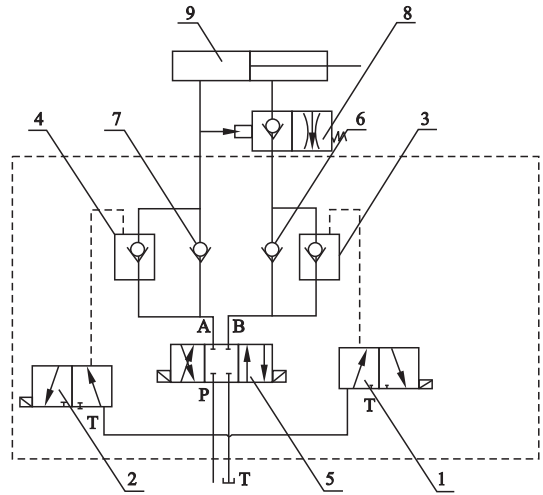


图4 液压控制原理

Fig. 4 Schematic diagram of the hydraulic control
的液压油通过平衡阀9进行节流回油,此时单向阀7处于单向导通关闭状态,高速开关阀左边通电,有控制油进入液压单向阀3中,使得液压单向阀可以逆向导通,于是液压油经由液控单向阀3再从B口流向油箱T,这一过程实现油缸的举升动作.电磁换向阀左边通电,处于左档位,由P口流向B口,同理,通电常开高速开关阀3,断电常开高速开关阀4,液压油由A口回流到油箱,这一过程实现液压杆的缩进动作.

根据液压控制原理,在实际调平的过程中,当液压系统接收到PWM的控制信号,电磁铁通电,高速开关阀的阀芯向右移动直至完全关闭,液控单向阀向上移动至完全打开,输出的调制脉宽控制信号对液压系统的液压油输出具有一定的滞后性,这种控制的滞后响应特性是否影响工作时的调平速度,需要对液压系统的控制过程中进行仿真与验证.

4 液压自动调平系统仿真与验证

在液压系统中,高速开关阀和液控单向阀对进油或回油效果起到决定性作用,液压系统动态模型的通过由液体连续方程、动力学方程和物体运动方程组成,运用数学分析

法建立以时间 t 为独立变量建立一阶微分方程或状态方程,描述在时域内,输入和输出之间的关系.将所建立的平衡方程、流量方程、控制方程导入到 MATLAB 的 SIMULINK 模块,进而得到位移、流量随时间变化的曲线.

4.1 液压阀方程建立

运用数学分析法所建立的模型是液压系统的内部特性与外部联系的一种数学描述,液压系统的特性有液压阀的质量、弹簧劲度系数和阻尼系数决定,外部影响主要由电磁力、系统压力等决定.运用此方法研究高电平和低电平控制后的稳态工作点附近阀芯位移和流量输出随时间变化的关系.

(1) 高速开关阀阀芯受力平衡方程

$$F_m - P_s A_1 - F_{y1} + F_{y2} = m_1 y'' + B y'. \quad (1)$$

式中: F_m 为电磁力, N; P_s 为系统压力, 取 10 MPa; A_1 为进油口作用面积, 取 $0.785 \times 10^{-6} \text{ m}^2$; F_{y1} 、 F_{y2} 分别为右边、左边弹力, N; m_1 为高速开关阀质量, 取 $1.72 \times 10^{-4} \text{ kg}$; B 为阻尼系数, 取 0.8; y 为阀芯位移, mm; 阀芯行程为 0.2 mm, 设阀芯连接的弹簧劲度系数为 k ; 电磁铁通电, 处于右位, $F_{y1} = k(y - 0.2 \times 10^{-3})$; 断电, 处于左位, $F_{y1} = -ky$.

(2) P 口到 A 口的流量方程

$$Q_1 = C_1 A_p \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_A)}. \quad (2)$$

式中: Q_1 为 P 口至 A 口流量, L/min; C_1 为球阀流量系数, 取 0.62; A_p 为球阀流过面积, m^2 , $A_p = 0.75\pi d(0.2 \times 10^{-3} - y) = 2.356 \times 10^{-3}(0.2 \times 10^{-3} - y)$; ρ 为液压油密度, 取 900 kg/m^3 ; P_A 为 A 口压力, MPa.

(3) T 口的流量方程

$$Q_2 = C_1 A_T \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_A - P_T)}. \quad (3)$$

式中: Q_2 为 T 口流量, L/min; A_T 为 T 口过流面积, m^2 , $A_T = 0.75\pi dy = 2.356 \times 10^{-3} y$; P_T 为 T 口压力, 取 0.

(4) 流量平衡方程

$$Q_2 = Q_1 + Q_3. \quad (4)$$

式中: Q_3 为 A 口流入阀腔内部的流量, L/min.

(5) 控制方程

高速开关阀对电液控制阀主要起到压力控制作用, 其压力控制方程为

$$A_3 x' - Q_3 = \frac{V_0 - A_3 x}{E} P_A'. \quad (5)$$

式中: A_3 为电液控制阀面积, 取 $5.026 \times 10^{-5} \text{ m}^2$; x 为电液控制阀位移, mm; A_0 为高速开关阀至电液控制阀容积, 取 $3.016 \times 10^{-7} \text{ m}^3$; E 为油液弹性模量, 取 700 MPa;

(6) 电液控制阀受力平衡方程

$$K(x_0 - x) + P_1 A_4 + P_T A_5 - P_A A_3 - F_{x1} + F_{x2} = m_2 x'' + B x'. \quad (6)$$

式中: K 为电液控制阀弹性模量, $K = 4000 \text{ N/m}$; x_0 弹簧初始压缩量, $x_0 = 5 \text{ mm}$; P_1 电液控制阀入口压力, $P_1 = 6 \text{ MPa}$; A_4 电液控制阀入口压力面积, $2.199 \times 10^{-5} \text{ m}^2$; 电液控制阀回油口作用面积, $2.827 \times 10^{-5} \text{ m}^2$; F_{x1} 电液控制阀阀芯上端弹力; F_{x2} 电液控制阀阀芯下端弹力, N; x 为阀芯位移, mm; m_2 为阀芯质量, kg; A_5 为液控单向阀回油口的作用面积, $7.405 \times 10^{-3} \text{ m}^2$; B 为黏性阻尼系数;

(7) 电液控制阀流量方程

$$Q_4 = C_2 A_\Delta \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_T)}. \quad (7)$$

式中: Q_4 为电液控制阀流量, L/min; C_2 为电液控制阀流量系数, 取 0.62; A_Δ 电液控制阀面积梯度, 取 60° .

4.2 液压控制阀仿真

SIMULINK 模块在视觉上表现为直观的方块图, 在文件上则扩展名为 MDL 的 ASCII 代码, 在数学上体现为微分方程, 在行为上可以模拟液压阀的器件构成液压系统的动态性状, 利用库标准模块建立液压系统的系统的仿真模型. 将式(1)至式(7)以状态方程的形式表示, 并考虑各种边界条件, 运用 MATLAB 中 SIMULINK 模块^[20-21], 在模型窗中用 S 函数封装(见图 5).

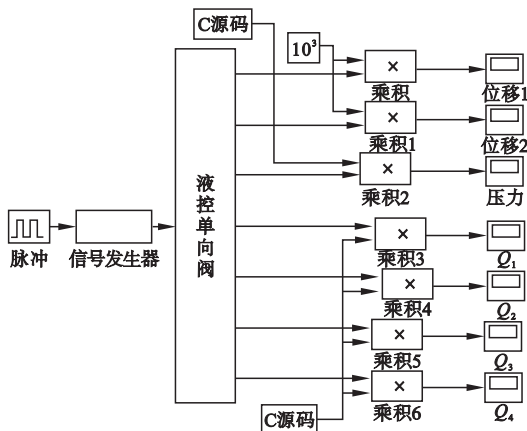


图 5 S 函数模块

Fig. 5 Function S module

仿真模型输入一个 PWM 控制信号, 周期为 1s, 占空比为 50%, 观察两个周期, 设置初始变量 $S_0 = [0, 0, 0, 0]$, 运行后得以下曲线.

(1) 高速开关阀阀芯位移曲线

高速开关阀阀芯位移曲线如图 6 所示, 电磁铁通电时, 高速开关阀阀芯迅速移动到最大行程, 碰到阀体后, 被弹回来, 经过多次震荡后稳定在最大行程 0.2 mm 处, 进油口被挡住, 进而控制液控单向阀关闭, 电磁铁断电, 阀芯迅速返回最左边, 进油口和出油口导通, 控制液控单向阀打开.

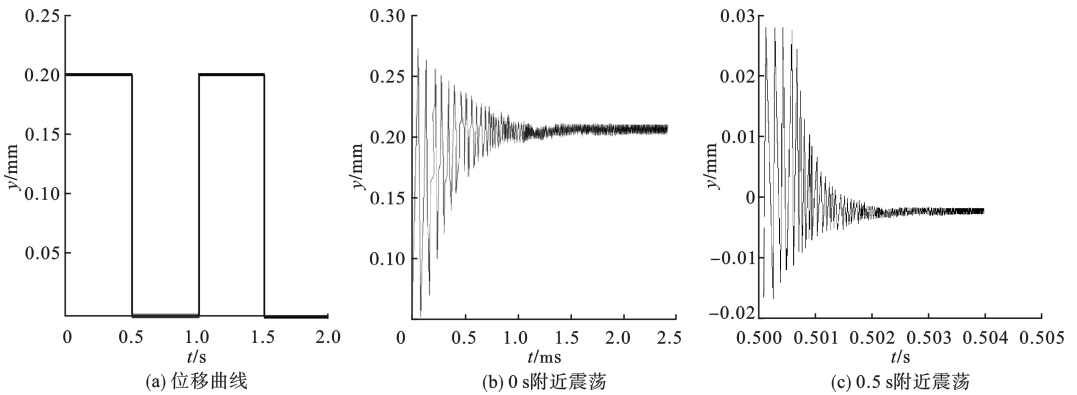


图 6 高速开关阀阀芯位移曲线

Fig. 6 The displacement curve of the core in high-speed on-off valve

收到高电平或低电平的信号后高速开关阀阀芯的质量很小, 在达到终点位置后不能停在一个位置不动, 而是持续震荡.

(2) 液控单向阀阀芯位移曲线

电磁铁断电后, 高速开关阀 A 口回油,

至液控单向阀完全打开. 电磁铁通电时, 高速开关阀 A 口进油, 液控单向阀逐渐关闭. 液控单向阀位移曲线如图 7 所示. 由图可以看出液控单向阀在通断电的瞬间震荡比较大, 但震荡频率较小, 最后慢慢趋于稳定.

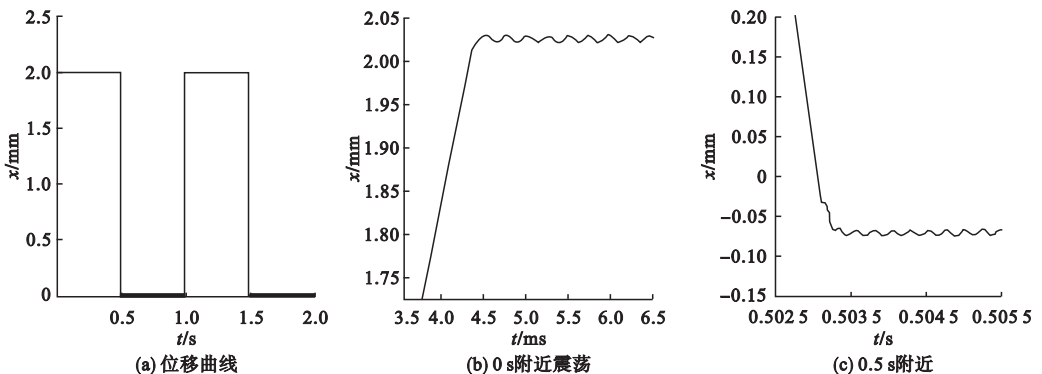


图 7 液控单向阀位移曲线

Fig. 7 The displacement curve of pilot operated check valve

(3) 高速开关阀 A 口压力曲线

图 8 是高速开关阀 A 口的压力曲线. 刚断电时容腔内迅速冲液, 压力接近系统的额定压力, 容腔内液油充满后, P 口逐渐关闭,

随后在震荡 4.5 ms 后, 油液全部回油, 压力降为 0. 通电后, 高速开关阀阀芯向左运动, P 口逐渐打开, 关闭 T 口, 使 A 口的压力振荡之后上升至系统压力.

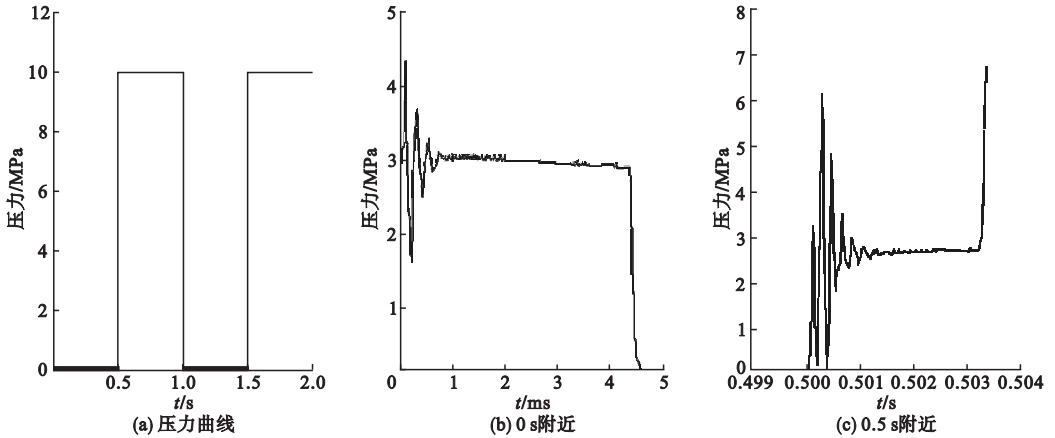


图 8 高速开关阀出口压力曲线

Fig. 8 The outlet pressure curve of high-speed on-off valve

(4) 高速开关阀入口流量曲线

图 9 所示为高速开关阀 P 口的流量曲线. 当 P 口迅速向 A 口进油时, 阀芯向右移, 开始流量反复振荡较大, 随后振荡逐渐减弱, 振荡 0.9 ms 之后, 流量降为 0. 阀芯向左运

动时, P 口打开, 流量迅速增大, T 口回油, 使流量开始振荡, T 口被封闭时后, P 口继续向 A 口进油, 振荡 3.5 ms 左右, 流量降为 0.

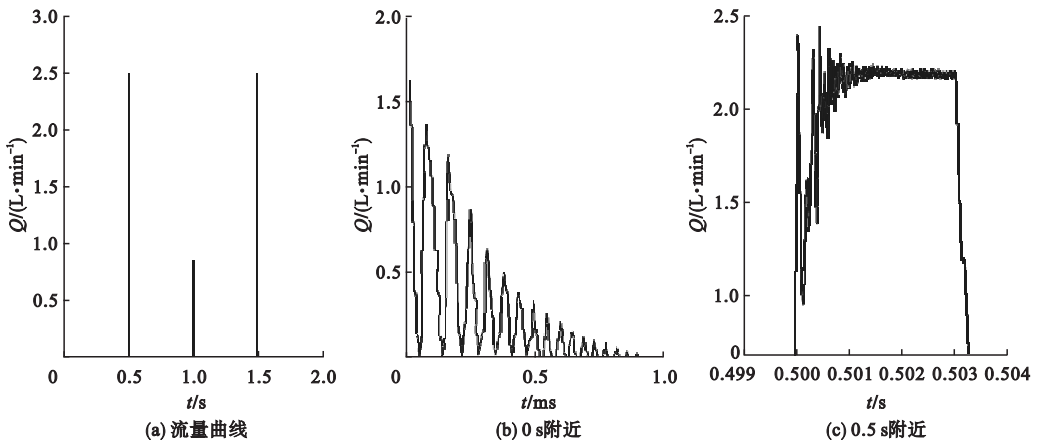


图 9 高速开关阀入口的流量曲线

Fig. 9 The inlet flow curve of high-speed on-off valve

(5) 高速开关阀回油口流量曲线

图 10 为 T 口回油流量曲线. 当 T 口打开回油, 流量迅速增大, 随着位移振荡而振荡, 当 P 口完全封闭时, T 口的流量振荡 4.5 ms 左右后, 降为 0, 容腔内油全部流出.

P 口打开供油, 回油口回油, 此时流量较小, 最大为 0.5 L/min, 振荡 1.5 ms 后, 阀口关闭不再回油. 断电 1.5 ms 后, 在负位移振荡, 阀口已经完全关闭.

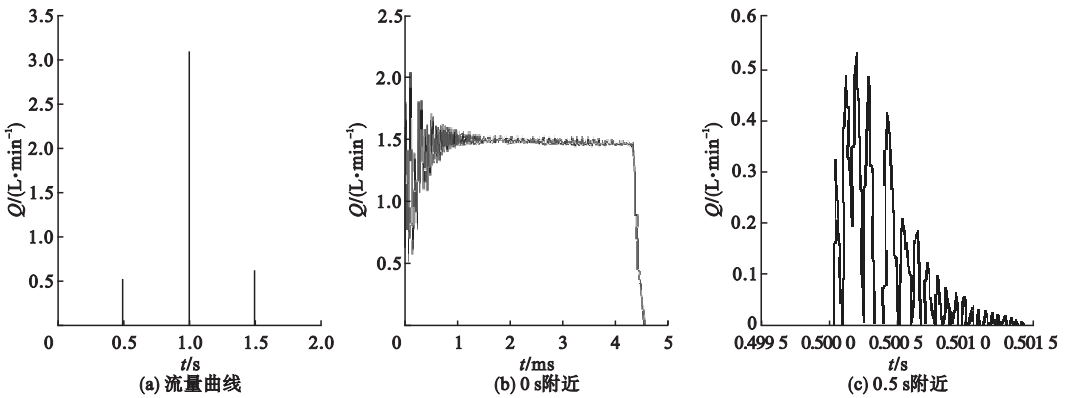


图 10 高速开关阀回油口流量曲线

Fig. 10 Oil returning flow curve of high-speed on-off valve

(6) 高速开关阀出口流量曲线

图 11 为高速开关阀 A 口的流量曲线。电磁铁断电后, 流量迅速上升至最大 3 L/min, 同时 T 口回油, 经过 0.9 ms 后, 阀

芯不再运动, 流量降为 0; 断电时, T 口回油, P 口进油, A 口进油, 流量此时为负值, 过 1.5 ms 后, T 口回油流量 Q_2 降为 0, 3.5 ms 后, 流量 Q_3 也降为 0。

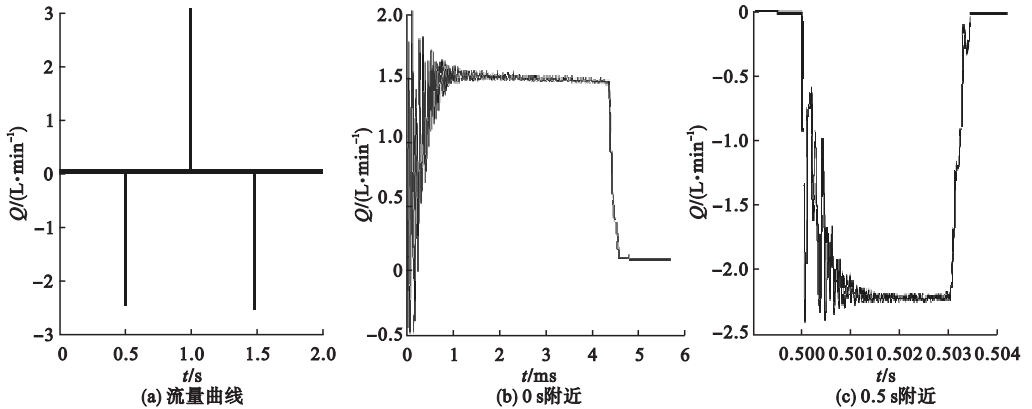


图 11 高速开关阀出口流量曲线

Fig. 11 The outlet flow curve of high-speed on-off valve

(7) 液控单向阀流量曲线

图 12 为液控单向阀的流量曲线。 Q_4 只

与阀芯位移有关, 在电磁铁断电时, 振幅比较小且稳定; 通电时, 液控单向阀能够快速关

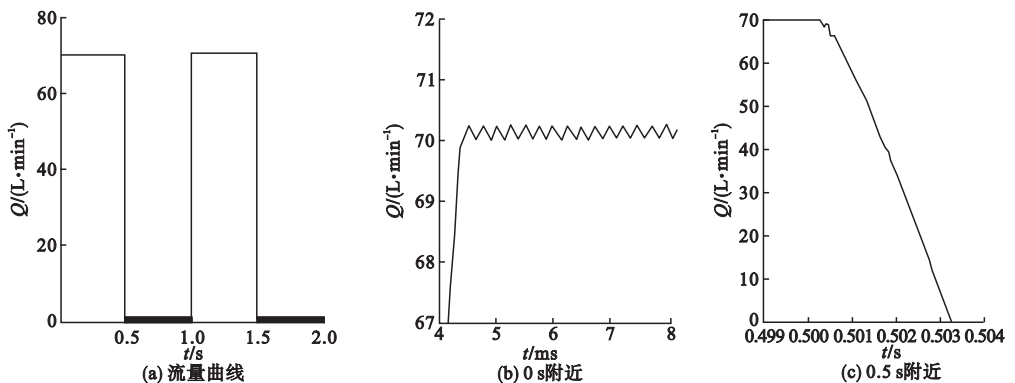


图 12 液控单向阀流量曲线

Fig. 12 The flow curve of pilot operated check valve

闭,几乎不振荡.在断电时, Q_4 最大流量69.3 L/min,由此可以看出,高速开关阀最大流量在25 L/min,可以控制液控单向阀的流量实现69.3 L/min.

表1 高速开关阀和液控单向阀各参数稳定时间

Table 1 The stabilization times of high-speed on-off valve and pilot operated check valve ms

高速开关阀 位移		液控单向阀 位移		高速开关阀 A口压力		高速开关阀 P口流量		高速开关阀 T口流量		高速开关阀 A口流量		液控单向阀 流量	
t_1	t_2	t_1	t_2	t_1	t_2	t_1	t_2	t_1	t_2	t_1	t_2	t_1	t_2
1.5	1.5	4.5	3.5	4.5	3.5	0.9	3.5	4.5	1.5	4.5	3.5	4.5	3.5

注: t_1 为上升稳定时间; t_2 为下降稳定时间.

在PWM脉冲高电平时,高速开关阀位移在1.5 ms稳定,液控单向阀位移在4.5 ms稳定,P口至A口流量、T口流量、电液控制阀流量、A口流入流量均在4.5 ms稳定.PWM为低电平,高速开关阀阀芯位移在1.5 ms稳定,液控单向阀位移在3.5 ms时稳定,同时P口至A口流量、T口流量、电液控制阀流量、A口流入流量在3.5 ms稳定.高速开关阀响应时间1.5 ms,液控单向阀响应时间4.5 ms,高速开关阀和液控单向阀总的响应时间为4.5 ms,根据擦窗机的电路控制系统频率为10 Hz,周期为100 ms,液压阀的响应时间应小于100 ms,满足擦窗机的控制调平条件.

5 结论

(1) 液压自动调平反馈系统中,采用PWM脉宽调制控制技术对液压油缸系统进行控制的滞后性问题实质是高速开关阀和液控单向阀的阀芯的运动过程导致,阀芯的质量较小,在打开和关闭的过程中需要一定的稳定时间.

(2) 运用数学分析法针对阀芯的运动分别建立了平衡方程、受力方程控制方程和流量方程,并运用MATLAB计算机动态仿真技术,将所建立的微分方程进行可视化处理,得出了流量和位移随时间变化的曲线,得出高速开关阀和液控单向阀总体的响应时间为

通过仿真高速开关阀控制液控单向阀的数学模型,得出各个参数随时间变化的运动趋势,分析0 s和0.5 s附近的变化曲线,并得出各参数稳定的时间,如表1所示.

4.5 ms小于控制系统的控制周期,对擦窗机的调平速度没有影响.

参考文献

- [1] 兰阳春,薛抱新.擦窗机设计概述[J].建筑机械化,2010,31(7):43-46.
(LAN Yangchun, XUE Baoxin. Design of building maintenance units [J]. Construction mechanization, 2010, 31(7): 43-46.)
- [2] 黄日龙.大型轨道式擦窗机的结构优化设计和稳定性分析[D].无锡:江南大学,2014.
(HUANG Rilong. Structural optimization design and stability analysis of large orbital BMU [D]. Wuxi: Jiangnan University, 2014.)
- [3] 符述林.高层建筑擦窗机设计过程应注意的问题[J].科技资讯,2010(4):81.
(FU Shulin. Problem needing attention of high-rise buildings BMU designing process [J]. Science and technology information, 2010(4): 81.)
- [4] 黄金侠.沥青混凝土摊铺机自动调平系统设计分析[J].黑龙江科技信息,2014(14):11.
(HUANG Jinxia. Asphalt concrete paver automatic leveling system design and analysis [J]. Heilongjiang science and technology information, 2014(14): 11.)
- [5] 崔海蓉.磁性液体水平传感器的理论与实验研究[D].北京:北京交通大学,2010.
(CUI Hairong. Theoretical and experimental study on magnetic fluid level sensor [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2010.)
- [6] 张卫东,莫旭辉,彭劲松.基于MSC Easy5的180t平板车液压自动调平系统仿真[J].计算机辅助工程,2008,17(2):14-20.
(ZHANG Weidong, MO Xuhui, PENG Jinsong. Simulation on automatic hydraulic level-

- ing system for 180t platform vehicle based on MSC Easy5 [J]. Computer aided engineering, 2008, 17(2): 14 - 20.)
- [7] 陆作其, 单春贤, 赵志磊, 等. 车载雷达自动调平系统中虚腿的模糊控制[J]. 数学的实践与认识, 2010, 14(3): 115 - 122. (LU Zuoqi, SHAN Chunxian, ZHAO Zhilei, et al. Fuzzy control using in the virtual leg of car radar leveling system [J]. Mathematics in practice and theory, 2010, 14(3): 115 - 122.)
- [8] YAZDANI D, BAKHSHAI A, JOOS G, et al. A real-time three-phase selective harmonic extraction approach for grid-connected converters [J]. IEEE transactions on industrial electronics, 2009, 56(10): 4097 - 4106.
- [9] BI Shengyao, ZHOU Meila, GAO Zhaoming. Research on torque modulation for permanent brushless DC motor based on DSP [C]. Power electronics and motion control conference. [S. l.]: IEEE, 2012: 251 - 252.
- [10] ZHANG Yongchang, XIE Wei, LI Zheng, et al. Model predictive direct power control of PWM rectifier with duty cycle optimization [J]. IEEE transactions on power electronics, 2013, 28(11): 5343 - 5351.
- [11] CHEN B, JOOS G. Direct power control of active filters with averaged switching frequency regulation [J]. IEEE transactions on power electronics, 2008, 23(6): 2729 - 2737.
- [12] 胡竟湘, 李建军, 钟定清. 高速开关阀及其发展趋势[J]. 机电产品开发与创新, 2009, 22(2): 60 - 62. (HU Jingxiang, LI Jianjun, ZHONG Dingqing. Speed on-off valve and its development trend [J]. Development & innovation of machinery & electrical products, 2009, 22(2): 60 - 62.)
- [13] 丁凡, 姚健娣, 笪靖, 等. 高速开关阀的研究现状[J]. 中国工程机械学报, 2011, 9(3): 351 - 358. (DING Fan, YAO Jiandi, DA Jing, et al. Advances on high-speed on-off valves [J]. Chinese journal of construction machinery, 2011, 9(3): 351 - 358.)
- [14] 马忠孝. 基于 GMA 的液压高速开关阀结构设计与研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2013. (MA Zhongxiao. Design and research on hydraulic high speed on-off valve based on GMA [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2013.)
- [15] YUAN Gexia, WANG Zhongmin. Optimum design for shrink-fit multi-layer vessels under ultrahigh pressure using different materials [J]. Chinese journal of mechanical engineering, 2010, 23(5): 582 - 589.
- [16] DEOKAR V H, CHAVAN D S. Optimization of 16 plug valve body using fea and experimental stress analysis method [J]. International journal of mechanical engineering, 2012, 1(1): 79 - 83.
- [17] JATKAR D K H, DHANWE S S. Finite element analysis of gate valve [J]. International journal of engineering and innovative technology, 2013, 10(2): 277 - 281.
- [18] CHUL K, CHA S W, KIM J H. A study of durability analysis methodology for engine valve considering head thermal deformation and dynamic behavior [C]. Simulia community conference, 2014.
- [19] TANG Hongbin, WU Yunxin, MA Changxun. Inner leakage fault diagnosis of hydraulic cylinder using wavelet energy [C]. International conference on manufacturing engineering and automation, 2010.
- [20] KIM W, WON D, SHIN D, et al. Output feedback nonlinear control for electro-hydraulic systems [J]. Mechatronics, 2012, 22(6): 766 - 77.
- [21] WANG Chengwen, JIAO Zongxia, WU Shuai, et al. A practical nonlinear robust control approach of electro-hydraulic load simulator [J]. 2014, 27(3): 735 - 744.