

文章编号:1671-251X(2018)02-0090-06

DOI:10.13272/j.issn.1671-251x.2017090034

带式输送机拉紧装置及其张力控制系统研究

揭施军, 熊晓燕, 武兵, 刘点点

(太原理工大学 机械工程学院, 山西 太原 030024)

摘要:针对带式输送机拉紧系统非线性、大惯性、滞后和时变的问题,建立了拉紧装置数学模型,并提出在其中串联一个校正环节,以消除系统振荡;提出将动态矩阵控制和PID控制相结合,充分利用动态矩阵对惯性、延迟适应能力强的特点和PID控制抗干扰性强的优点,建立带式输送机拉紧装置张力控制系统模型;采用AMESim/Simulink分别对带式输送机的机械液压部分和控制算法部分进行建模。仿真分析结果表明,在动态矩阵和PID串行控制下,带式输送机拉紧装置张力控制系统对延时和变结构有很强的鲁棒性,张力峰值小,能精确地跟踪张力设定值。

关键词:带式输送机;拉紧装置;张力控制;动态矩阵控制;PID控制

中图分类号:TD634.1

文献标志码:A

网络出版时间:2018-01-09 11:27

网络出版地址:<http://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1627.TP.20180109.1101.001.html>

Research on tension device and its tension control system of belt conveyor

JIE Shijun, XIONG Xiaoyan, WU Bing, LIU Diandian

(College of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract:In view of problems of nonlinearity, large inertia, hysteresis and time variation of tensioning system of belt conveyor, a mathematical model of tension device was established, and it was proposed to connect a correction links in series to eliminate system shocks; it was proposed to combine dynamic matrix control with PID control to design tension control system for tension device of belt conveyor, making good use of advantages of strong anti-jamming ability of PID control and good adaptability to inertia and retardation of dynamic matrix. AMESim/Simulink was used to model mechanical hydraulic and control algorithm of belt conveyor. The simulation analysis results show that under serial control of dynamic matrix and PID, the tension control system of the tension device of belt conveyor is robust to time-delay and variable-structure, has low peak tension, and can precisely track tension settings.

Key words:belt conveyor; tension device; tension control; dynamic matrix control; PID control

0 引言

带式输送机逐渐向大运量、长距离和高带速方向发展,输送带动态特性变得越来越显著,主要表现为输送带尾部的速度、加速度及张力的变化范围增大。若不对其拉紧装置进行有效控制,当张力下降

到一定值时,会造成输送带打滑,甚至淤带;张力过大或有较大变化时,会造成输送带断带。因此,对拉紧装置的张力控制系统进行实时有效的控制,对增强带式输送机的安全性、延长使用寿命具有重要意义。

在实际运行中,由于输送带模型的非线性及负

收稿日期:2017-09-12;修回日期:2017-12-20;责任编辑:胡娴。

基金项目:山西省优秀人才科技创新项目(201705D211009)。

作者简介:揭施军(1990—),男,湖北荆州人,硕士研究生,研究方向为机电系统动态设计,E-mail:897732489@qq.com。

引用格式:揭施军,熊晓燕,武兵,等.带式输送机拉紧装置及其张力控制系统研究[J].工矿自动化,2018,44(2):90-95.

JIE Shijun, XIONG Xiaoyan, WU Bing, et al. Research on tension device and its tension control system of belt conveyor[J]. Industry and Mine Automation, 2018, 44(2): 90-95.

载的变化会造成系统参数的不确定性,使输送带张力发生突变,导致系统运行不稳定^[1]。众多学者对此展开了研究,侯友夫^[2]设计的两点式拉紧控制系统减小了带式输送机的启动张力,但未考虑相互的耦合作用。徐强强^[3]提出模糊 PID 自适应张力控制系统,降低了启动阶段的张力波动和张力峰值,但因为模糊规则的设计比较复杂,一旦确定,很难修改,如果设计不当,系统会发生振荡。褚衍坤^[4]提出专家 PID 控制策略,该方法中张紧装置能快速完成从停机到启动及张力的过渡,但由于需要专家和技术人员参与,提高了设计成本。

动态矩阵控制(Dynamic Matrix Control, DMC)适用于非线性模型,对模型的精度要求不高,利用在线滚动优化和实时反馈自校正技术,能处理带有大时滞和模型失配的对象^[5-6]。传统 PID 控制算法简单、参数调整方便,能快速抑制高频干扰。因此,本文将 DMC 与传统 PID 控制相结合,设计了基于 DMC-PID 控制的带式输送机拉紧装置张力控制系统。

1 带式输送机拉紧装置建模

1.1 拉紧装置工作原理

拉紧装置结构如图 1 所示。拉力传感器和流量传感器分别安装在钢丝绳和液压缸的进油口上,用于检测拉紧装置的张力和伺服阀的出口流量。将检测值与设定值进行比较,得到控制信号,控制伺服阀的开口大小,使负载压差产生变化,减小张力误差^[7]。通过减速器和滑轮组驱动拉紧小车在拉紧轨道运动,实现输送带拉紧或放松。

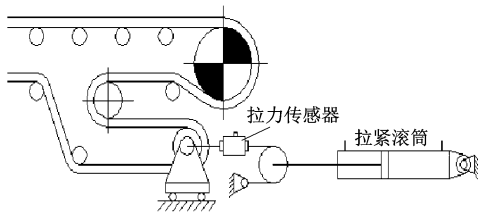


图 1 拉紧装置结构

Fig. 1 Structure of tension device

1.2 拉紧装置数学模型

伺服阀的线性化流量方程为^[8]

$$q_L = K_q x_v - K_c p_L \quad (1)$$

式中: K_q 为流量增益; x_v 为阀芯位移; K_c 为流量压力系数; p_L 为液压缸压力。

液压缸流量 Q_L 的连续性方程如式(2)所示,其中等号右边第 1 项为总泄漏流量,第 2 项为推动液

压缸活塞运动所需要的流量,第 3 项为总的压缩流量。

$$Q_L = C_{tp} p_1 + A_p \frac{dx_p}{dt} + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_1}{dt} \quad (2)$$

式中: C_{tp} 为液压缸总泄漏系数; p_1 为进油腔压力; A_p 为液压缸活塞有效面积; x_p 为活塞位移; V_t 为总压缩容积; β_e 为有效体积弹性模量。

液压缸的输出力与负载力的平衡方程为

$$F_g = A_p p_L = m \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + K x_p + F_L \quad (3)$$

式中: F_g 为液压缸的输出力; m 为活塞及负载总质量; B_p 为活塞及负载的黏性阻尼系数; K 为负载弹簧刚度; F_L 为拉紧小车的摩擦力。

选定的伺服阀的频宽为液压固有频率的 3~5 倍,故伺服阀传递函数为

$$K_{sv} G_{sv}(s) = \frac{K_{sv}}{T_{sv}s + 1} \quad (4)$$

式中: K_{sv} 为伺服阀的流量增益; $G_{sv}(s)$ 为伺服阀传递函数; T_{sv} 为伺服阀的时间常数。

对式(1)~式(3)作拉氏变换可得

$$\frac{F_g(s)}{X_v(s)} = \frac{\frac{K_q}{K_{ce}} A_p \left(\frac{s^2}{\omega_m^2} + 1 \right)}{\left(\frac{s}{\omega_r} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\xi_0}{\omega_0} s + 1 \right)} \quad (5)$$

式中: K_{ce} 为总流量压力系数; ω_m 为负载固有频率; ω_r 为惯性环节的转折频率; ω_0 为综合固有频率; ξ_0 为综合阻尼比^[9]。

拉紧装置液压系统传递函数框图如图 2 所示,其中 U_r, U_f, U_e 分别为指令电压、反馈电压、偏差电压; K_a 为伺服放大器增益; K_{ff} 为压力传感器增益。

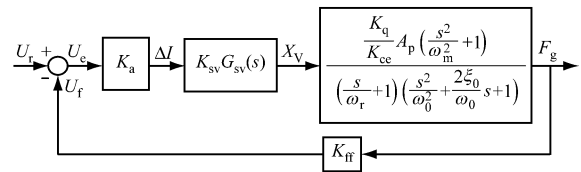


图 2 拉紧装置液压系统传递函数框图

Fig. 2 Hydraulic system transfer function block diagram of tension device

1.3 拉紧装置校正

拉紧装置参数设置见表 1,将参数代入图 2 所示的传递函数框图中并整理,得到如下三阶传递函数:

$$G(s)H(s) = \frac{141\,750 + 1\,152.144s^2}{0.083\,496s^3 + 4.204\,2s^2 + 147s + 1} \quad (6)$$

校正前液压系统伯德图如图 3 所示。

表1 拉紧装置参数设置

Table 1 Parameter settings for tension device

项目	参数名称	参数值
输送带	带式输送机全长/m	1 000
	带速/($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	4.0
	弹性模量/($\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$)	16 000
	输送带质量/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$)	42
滚筒参数	改向滚筒直径/mm	630/1 000
	驱动滚筒直径/mm	1 000
游动小车	质量/kg	8 323
摩擦阻力系统	摩擦因数	0.026
	启动曲线	“s”形
启动	启动拉紧力/kN	300
	液压缸行程/mm	3 750
液压系统	流量压力系数 $K_c/((\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}) \cdot \text{Pa})$	3.99×10^{-12}
	流量增益 $K_q/((\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}) \cdot \text{mA})$	9.96×10^{-3}
	负载弹簧刚度 $K/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	1 024
	体积弹性模量 β_e/MPa	700
	总泄漏系数 $C_{tp}/((\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}) \cdot \text{Pa})$	4.7×10^{-13}
	活塞有效面积 A_p/m^2	2.364×10^{-2}
	压力传感器增益 K_{ff}	2.364×10^3

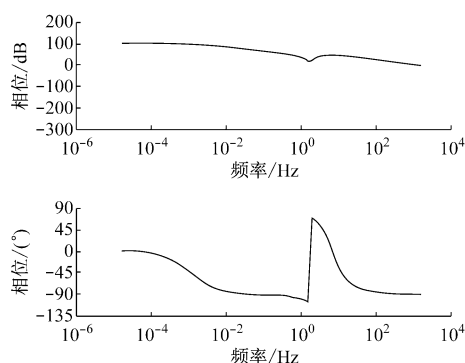


图3 校正前液压系统伯德图

Fig. 3 Byrd chart of hydraulic system before calibration

该系统较稳定,但由于存在二阶微分环节,系统阶跃响应有振荡,对此,本文串联一个校正环节,以消除系统振荡。串联的传递函数如式(7)所示,校正后液压伯德图如图4所示。

$$G_1(s) = \frac{1}{s^2 + 123} \quad (7)$$

校正后拉紧装置液压系统传递函数为

$$G(s)H(s) = \frac{1\ 152.144}{0.083\ 496s^3 + 4.204\ 2s^2 + 147s + 1} \quad (8)$$

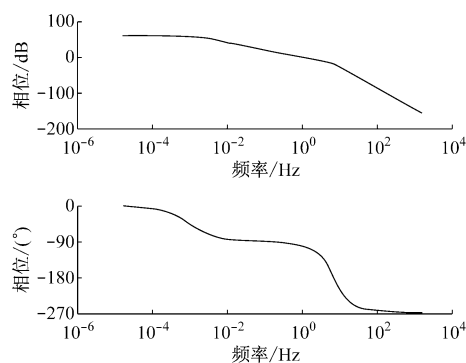


图4 校正后液压系统伯德图

Fig. 4 Byrd chart of hydraulic system after calibration

2 张力控制系统建模

2.1 DMC 算法

DMC算法主要包括预测模型、滚动优化和反馈校正3个步骤。

(1) 建立预测模型。根据线性系统理论,可以利用系统阶跃响应系数 $a_i (i=1, 2, \dots, N)$ 对被控对象的未来输出值进行预测。系统预测模型为

$$y_{PM}(k) = y_{po}(k) + \mathbf{A} \Delta \mathbf{u}_M(k) \quad (9)$$

式中: $y_{PM}(k)$ 为在时间 $\Delta \mathbf{u}_M(k)$ 的影响下系统未来输出的个数; $y_{po}(k)$ 为时刻 k 的初始输出预测; $\mathbf{A}$ 为单位阶跃响应系数矩阵。

(2) 滚动优化。为了使输出跟踪预测值,同时避免控制增量剧烈变化,一般在其性能指标中加上软约束条件,其性能指标可取为

$$\min J(k) = [\text{ref}(k) - y_p(k)]^T \times$$

$$\mathbf{Q}[\text{ref}(k) - y_p(k)] + \Delta \mathbf{u}_M^T(k) \mathbf{R} \Delta \mathbf{u}_M(k) \quad (10)$$

式中: $J(k)$ 为性能指标函数; $\text{ref}(k)$ 为参考轨迹; y_p 为预测输出值; $\mathbf{Q}$ 为误差加权矩阵; $\mathbf{R}$ 为控制权矩阵。

通过极值必要条件,即 $dJ(k)/d\Delta \mathbf{u}_M(k) = 0$, 可求得最优的全局控制增量^[10]。

(3) 反馈校正。实际应用过程中,由于复杂的环境和输送带的非线性特性,会引起系统模型失配和外界干扰,由式(6)计算的预测值一般会偏离实际值,需进行修正,才能成为下一时刻的预测初值。误差 $e(k+1)$ 为实际输出 $y(k+1)$ 与预测输出 $y(k+1/k)$ 之差^[11]:

$$e(k+1) = y(k+1) - y(k+1/k) \quad (11)$$

该算法利用滚动优化取代传统的最优控制,能在模型失配和环境干扰时进行修正,增强系统鲁棒性^[12]。

2.2 张力控制系统结构

张力控制系统结构如图5所示。由于PID控

制具有抗高频干扰的功能,液压张紧系统有高频响的特性,故在副回路的设计中采用PID控制来调节伺服阀的出口流量;由于输送带模型的非线性及副回路中PID控制器的作用,会造成系统模型的失配,故在液压缸和拉紧小车构成的外层回路中,采用DMC来保证系统良好的动态特性和鲁棒性。这种分层控制结构充分利用了PID和DMC算法的性能优点。

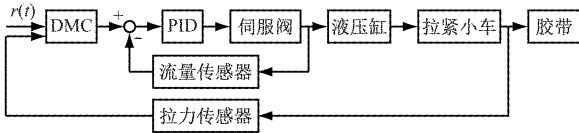


图5 张力控制系统结构

Fig. 5 Structure of tension control system

2.3 张力控制系统数学模型

校正后的系统传递函数为

$$G(s)H(s) = \frac{1\ 152.144}{0.083\ 496s^3 + 4.204\ 2s^2 + 147s + 1} \quad (12)$$

将该传递函数转化为状态方程的形式:

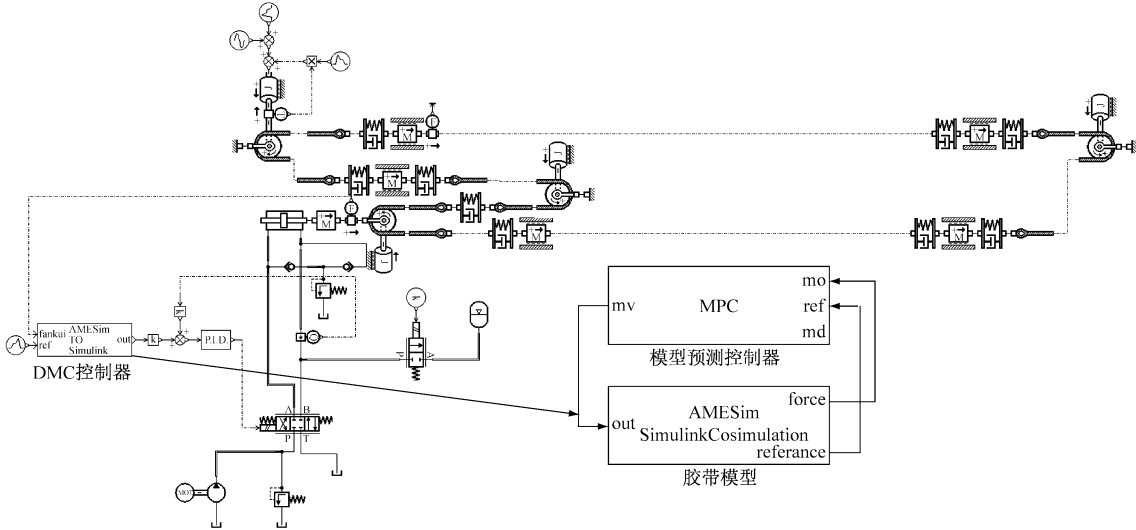


图6 带式输送机拉紧装置联合仿真模型

Fig. 6 Co-simulation model of tension device of belt conveyor

图7为带式输送机启动和稳定运行时在3种不同控制方式下的张力响应。从图7可知,带式输送机在理想情况下运行时,PID控制系统调整时间最短,跟踪精度最高。由于设备工况复杂及输送带的非线性特性,带式输送机在工作过程中会受到延时、干扰和变结构的影响,图8为带式输送机在工作过程中受到延时、干扰和变结构的影响时,在3种控制方式下的张力跟踪响应。从图8(a)、(b)可知,在系统有延时和变结构特性时,普通PID控制的拉紧装置张力波动大,跟踪性能差,易发生振荡,在PID-

$$\dot{x} = Ax(t) + Bu(t) \quad (13)$$

$$\dot{y} = Cx(t) + D \quad (14)$$

式中: $A = \begin{bmatrix} -50.4 & -1\ 760.6 & -12 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$; $B = [1\ 0\ 0]^T$; $C = [0\ 0\ 13\ 799]$; $D = 0$ 。

根据以上状态方程,可进行模型预测控制器的设计。

3 AMESim/Simulink 联合仿真分析

AMESim 软件提供了一整套模型用于对液压、气动、电气和机械系统的建模仿真分析,并与其他软件提供了丰富的接口。MathWorks Simulink 具有强大的矩阵运算能力,主要用于控制系统的建模仿真,能够方便地改变控制系统仿真参数^[13]。充分利用2套软件在系统建模和数据处理方面的能力优势,分别对带式输送机的机械液压部分和控制部分进行建模,然后通过接口技术进行仿真分析。带式输送机拉紧装置联合仿真模型如图6所示。

DMC 串行控制下,系统对延时和变结构有很强的鲁棒性,张力峰值小,能精确地跟踪张力设定值;当系统受到干扰时,从图8(c)可知,这3个控制算法都能有效控制。

4 结论

(1) 介绍了带式输送机拉紧装置的工作原理、数学模型及其校正,设计了基于DMC-PID控制的带式输送机拉紧装置张力控制系统。通过AMESim/Simulink联合仿真建立了完整的带式输

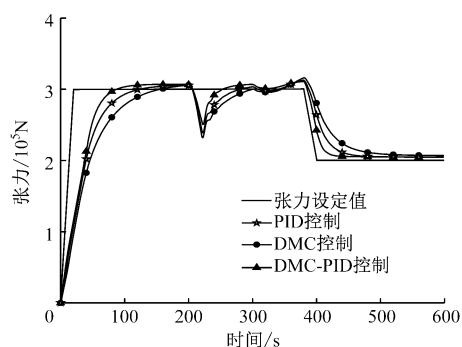
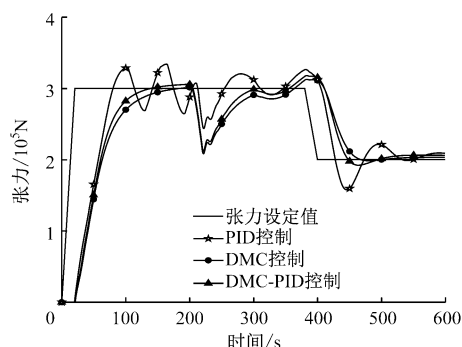
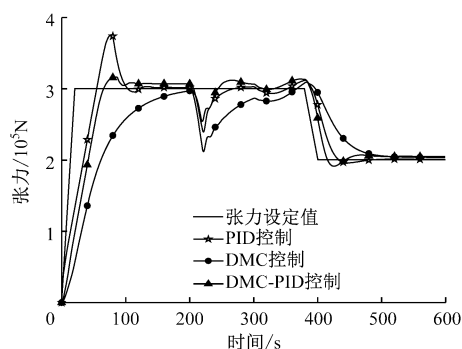


图7 理想情况下的张力响应

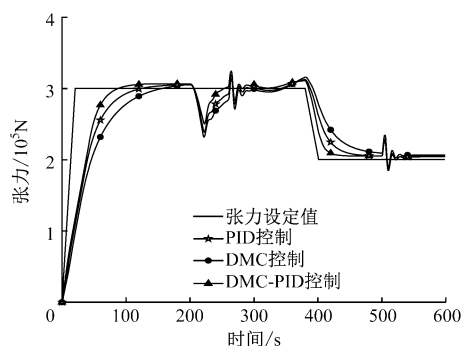
Fig. 7 Tension response under ideal conditions



(a) 延时影响



(b) 变结构影响



(c) 干扰影响

图8 受延时、干扰和变结构影响时的张力跟踪响应

Fig. 8 Tension tracking response with delay, disturbance and variable structure effects

送机系统模型,克服了单一软件建模仿真的不足,结合智能控制算法,提高了仿真数据的准确性。

(2) 联合仿真分析表明,在系统有延迟和变结

构影响时,基于 DMC-PID 控制的带式输送机拉紧装置张力控制系统能缩短带式输送机启动时间,降低张力峰值,精确跟踪张力设定值,同时也能快速消除系统干扰。

参考文献(References):

- [1] 闵永军. 车辆排气污染物测试技术与工程实现 [D]. 南京: 东南大学, 2006.
- [2] 侯友夫, 刘肖健, 张永忠. 胶带自控液压拉紧装置动态特性的研究 [J]. 中国矿业大学学报, 1999, 28(4): 18-21.
HOU Youfu, LIU Xiaojian, ZHANG Yongzhong. Research on dynamic properties of self-controlled hydraulic take-up system [J]. Journal of China University of Mining & Technology, 1999, 28(4): 18-21.
- [3] 徐强强, 陈同宝, 王光炳, 等. 液压绞车张紧装置液压控制系统的研究 [J]. 煤矿机械, 2009, 30(1): 123-125.
XU Qiangqiang, CHEN Tongbao, WANG Guangbing, et al. Study on hydraulic control system of press tension device of hydraulic winch [J]. Coal Mine Machinery, 2009, 30(1): 123-125.
- [4] 褚衍坤, 李文国. 基于 PID 算法的带式输送机张紧装置的控制研究 [J]. 煤矿机械, 2014, 35(5): 61-62.
CHU Yankun, LI Wenguo. Study on control of tension device for belt conveyor based on PID [J]. Coal Mine Machinery, 2014, 35(5): 61-62.
- [5] 杜旭红, 张文字, 郑建国, 等. 基于 DMC-PID 串级控制的恒压供水系统 [J]. 自动化与仪器仪表, 2015(11): 23-24.
DU Xuhong, ZHANG Wenyu, ZHENG Jianguo, et al. Constant pressure water supply system based on DMC-PID cascade control [J]. Automation & Instrumentation, 2015(11): 23-24.
- [6] 於静, 莫修权, 徐楠. 矿山高压三电平 ANPC 变频器预测控制研究 [J]. 工矿自动化, 2016, 42(10): 85-90.
YU Jing, MO Xiuquan, XU Nan. Reserch on predictive control for mine high-pressure three-level ANPC inverter [J]. Industry and Mine Automation, 2016, 42(10): 85-90.
- [7] 董立红, 赵鹏兵. 带式输送机拉紧装置张力的灰色预测 PID 控制 [J]. 煤炭学报, 2013, 38(2): 342-347.
DONG Lihong, ZHAO Pengbing. Grey predictive PID control of the tensioning device system in belt conveyor [J]. Journal of China Coal Society, 2013, 38(2): 342-347.

- [8] 张婉茹,熊晓燕,黄家海,等.非对称轴向柱塞泵变排量控制特性分析[J].液压与气动,2017,17(2):11-16.
ZHANG Wanru, XIONG Xiaoyan, HUANG Jiahai, et al. Analysis on variable displacement control characteristics of asymmetric axial piston pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2017, 17(2): 11-16.
- [9] 钟旭佳,高晓丁,严楠.电液比例压力控制系统的PID参数优化[J].西安工业大学学报,2015,35(2):106-111.
ZHONG Xujia, GAO Xiaoding, YAN Nan. PID parameter optimization of electro-hydraulic proportional pressure control system[J]. Journal of Xi'an Technological University, 2015, 35(2): 106-111.
- [10] KHAN M, TAHIYAT M, IMTIAZ S, et al. Experimental evaluation of control performance of MPC as a regulatory controller[J]. ISA Transactions, 2017, 70: 512-520.
- [11] 郭若飞,张欣宇,张旭,等.基于DMC-PID串级控制的再热汽温控制系统的仿真研究[J].工业控制计算机,2010,23(2):53-54.
GUO Ruofei, ZHANG Xinyu, ZHANG Xu, et al. Simulation of reheated steam control system based on DMC-PID bunches control [J]. Industrial Control Computer, 2010, 23(2): 53-54.
- [12] 曾辉.交流液压隔震装置的机理分析与实验研究[D].秦皇岛:燕山大学,2012.
- [13] XU M, NI J, CHEN G. Co-simulation of energy regulation based variable-speed electrohydraulic drive [J]. Procedia Engineering, 2011, 15: 1103-1109.