

燃气发电锅炉主汽压滑模预测优化控制策略

章家岩, 王胜, 冯旭刚, 鲍立昌, 魏舜昊, 陈雨薇, 徐帅
(安徽工业大学电气与信息工程学院, 243032, 安徽马鞍山)

摘要: 针对燃气发电锅炉主汽压控制的非线性、纯滞后和强干扰特点,提出了一阶时延模型的主汽压滑模预测优化控制策略。利用广义预测控制对滑模控制器的增益及主汽压作出实时预测,根据主汽压预测偏差对滑模增益进行反馈校正和滚动优化,以降低滑模控制系统的抖振。对煤气调节阀的流量特性进行非线性补偿,通过优化目标函数求出离散形式的最佳控制律。仿真结果表明:与常规 PID、滑模控制和动态矩阵控制相比,模型适配时所提出的控制策略使调节时间最多减少 19.1 s,超调量最多降低 16.4%;滑模函数抖振小,系统抗干扰及鲁棒性良好。工程应用表明:使用所提策略后,系统抖振比单一滑模控制的降低 60%,主汽压控制偏差小于 ± 0.05 MPa,系统稳定性和抗干扰能力明显提高。

关键词: 燃气发电锅炉;主汽压;广义预测控制;滑模控制;滚动优化

中图分类号: TM621 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202101008 **文章编号:** 0253-987X(2021)01-0060-08



OSID 码

Sliding Mode Predictive Optimization Control Strategy of Main Steam Pressure in Gas-Fired Power Boiler

ZHANG Jiayan, WANG Sheng, FENG Xugang, BAO Lichang,
WEI Shunhao, CHEN Yuwei, XU Shuai

(School of Electrical and Information Engineering, Anhui University of Technology, Ma'anshan, Anhui 243032, China)

Abstract: Aiming at the characteristics of non-linearity, pure lag and strong interference in the main steam pressure control of gas-fired power boilers, a first-order time-delay model of the main steam pressure sliding mode predictive optimization control strategy is proposed. The generalized predictive control is used to make real-time predictions of the gain and main steam pressure of the sliding mode controller. According to the prediction deviation of the main steam pressure, feedback correction and rolling optimization are exerted on the sliding mode gain to reduce the chattering of the sliding mode control system. By providing a nonlinear compensation to the flow characteristics of the gas control valve, the best control law in discrete form is obtained via optimizing the objective function. Compared with conventional PID control, sliding mode control and dynamic matrix control, the simulations show that the proposed control strategy during model adaptation reduces the adjustment time by up to 19.1 s and the overshoot by up to 16.4%; the sliding mode function chattering is small, and the system has good anti-interference, following and robust performances. The engineering application indicates that once adopting the

收稿日期: 2020-06-27。 作者简介: 章家岩(1963—),男,教授;冯旭刚(通信作者),男,教授。 基金项目: 安徽省重点研究与开发计划项目(1804a09020094);安徽省高校自然科学研究重点项目(KJ2018A0060);安徽省自然科学基金资助项目(1908085ME134)。

proposed strategy, the system chattering is reduced by 60% compared with single sliding mode control, the main steam pressure control deviation is less than ± 0.05 MPa, and the system stability and anti-interference ability are significantly improved.

Keywords: gas-fired power boiler; main steam pressure; generalized predictive control; sliding mode control; rolling optimization

主汽压是衡量发电锅炉蒸汽产量与负荷是否匹配的重要指标,反映了锅炉燃烧过程的能量平衡状态。锅炉燃烧控制系统的主要任务是根据汽轮机负荷来调整燃料供应量,从而达到保持主汽压稳定的目的^[1-2]。炼铁和炼钢生产过程中产生的高炉煤气和转炉煤气是冶金企业自备电厂燃气发电锅炉的燃料。由于高炉煤气和转炉煤气压力和热值波动较大,所以燃气发电锅炉主汽压难以控制稳定,这将给发电机组的安全稳定运行带来严重的隐患^[3-4]。

工程上针对锅炉主汽压通常采用常规的 PID 控制方法,难以达到理想的控制效果。为此,国内外专家学者进行了先进控制策略的研究。文献[5]针对主汽压被控对象模型参数不确定的问题,采用动态矩阵算法建立了多步预测、滚动优化和反馈校正的控制策略,提高了系统的鲁棒性,但并没有对系统的非线性作补偿,因此不能满足工程实际需要。文献[6]通过 Smith 预估器对主汽压的纯滞后进行补偿,利用 RBF 神经网络对 PID 控制器参数进行整定,进一步提高了主汽压控制系统的稳定性,但其本质上还是 PID 控制,对主汽压系统大惯性的抑制能力较弱,导致波形波动较大。文献[7]针对锅炉主汽压设计了一种延迟观测器的滑模控制策略,实现了蒸汽压力的一阶及二阶导数的延迟观测,具有较好的跟踪性能,但该研究只局限于理论分析仿真,并没有在实际工程中开展应用。

滑模控制(SMC)采用可变结构的控制原理,是一种特殊的非线性控制方法,其滑动模态控制律为非线性函数,控制策略根据系统的结构做出相应改变,因此对于处理模型参数易变的非线性系统效果良好^[8-9]。减小高频抖振是滑模控制器设计的一个重要环节^[10-11],而广义预测控制(GPC)是一种基于多步预测、滚动优化和反馈校正的自适应控制策略^[12]。

综上,本文提出了将两种控制方法相结合的主汽压优化控制策略,利用 GPC 对 SMC 的增益进行实时预测,并通过在线反馈校正来降低 SMC 控制系统的抖振,同时对主汽压控制器采取分步滚动优化,从而达到有效抑制主汽压控制系统扰动的目的。

1 主汽压控制系统构建

1.1 主汽压系统动态特性分析

对燃气发电锅炉燃烧系统的动态特性进行分析是设计主汽压控制系统的前提。由文献[13],锅炉燃烧系统的动态模型通常表示成

$$\begin{bmatrix} y_1(s) \\ y_2(s) \\ y_3(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & 0 & 0 \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) & 0 \\ 0 & G_{32}(s) & G_{33}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1(s) \\ u_2(s) \\ u_3(s) \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: y_1 、 y_2 、 y_3 分别是主汽压(MPa)、炉膛负压(Pa)和烟气含氧量; u_1 、 u_2 、 u_3 分别是燃气体积流量(m^3/s)、送风流量(m^3/s)和引风流量(m^3/s)。

整个燃烧系统包含主汽压、空气过剩系数和炉膛负压共 3 个控制回路。系统输入变量是燃气体积流量、冷空气送风流量和烟气引风流量;输出变量分别是主汽压、空气过剩系数和炉膛负压。由于燃气量变化对主汽压的影响最为直接,所以一般采用燃气量作为主汽压系统的控制量^[14]。

鉴于 PID 控制原理简单且工程应用广泛^[15-16],因此在锅炉主汽压控制系统中常使用 PID 控制。主汽压控制器主要用来稳定主蒸汽压力,燃气供应控制器通过调节燃气流量间接达到稳定主汽压的目的。主汽压控制器的输出由燃气控制器跟踪。引入空燃比系数 α ,将 α 和燃气供应控制器输出相乘的结果作为送风量的设定值,以确保燃料充分燃烧,提高锅炉运行效率。炉膛负压则由烟气引风机控制在负压的设定值。主汽压变化主要是由燃气流量变化和主蒸汽流量变化引起的,在锅炉正常稳定运行条件下,主蒸汽流量变化很小,可以认为其是稳定的。因此,主汽压传递函数可以表示成一阶加时延过程模型

$$G(s) = \frac{K}{1 + Ts} e^{-\tau s} \quad (2)$$

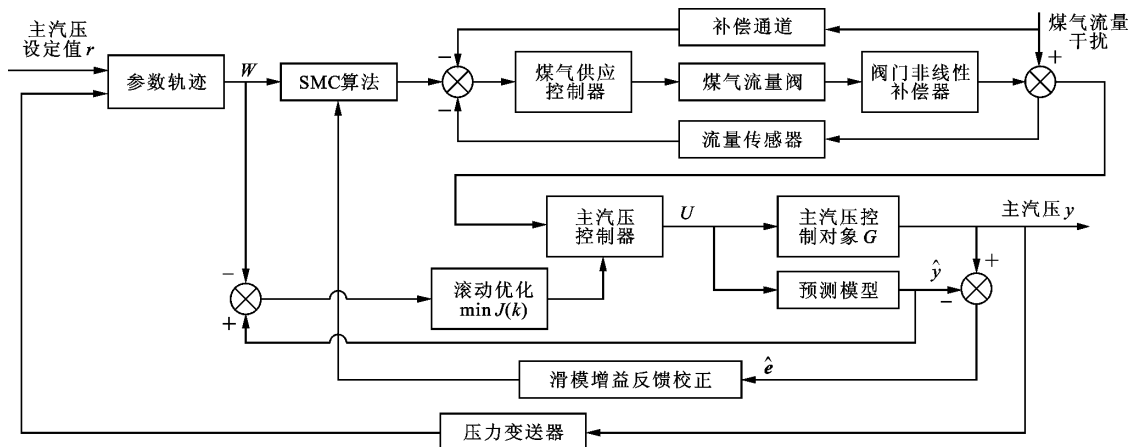
式中: K 是比例系数; τ 是延迟时间; T 是时间常量。

1.2 主汽压控制方案设计

本文设计的主汽压滑模预测(PSMC)控制方案如图 1 所示。 W 为主汽压系统的未来设定参考值,可由未来采样时刻的主汽压描述。用主汽压实际测

量值 y 和预测值 $\hat{y}$ 间的差值列向量 $\hat{e}$ 对 SMC 的增益进行反馈校正,引入滚动优化性能指标函数对主汽压控制器进行滚动优化,使 $\hat{y}$ 尽可能逼近 W ,且避免主汽压调节过程中的剧烈波动。同时,对煤气流量干扰进行前馈补偿。前馈作用对扰动极其灵

敏,一旦煤气流量受到扰动,煤气调节阀在本文设计的控制策略作用下即可迅速作出响应,及时补偿煤气扰动对主汽压的影响。此外,将煤气流量控制在串级系统的副回路,一定程度上可以克服因煤气流量扰动造成的主汽压控制系统的非线性。



$J(k)$ — k 时刻滚动优化性能指标函数; U —控制器输出。

图1 主汽压 PSMC 整体控制方案

煤气调节阀作为主汽压控制系统的执行器,其流量的非线性特性是造成主汽压系统非线性的主要原因。本文对采用的煤气电液数字调节阀的控制信号占空比进行非线性补偿,以改善调节阀流量的非线性特性,进一步提高主汽压控制系统的稳定性。电液数字调节阀的流量特性由死区、线性区和饱和区共 3 个部分组成,对死区和饱和区的控制信号占空比进行补偿,补偿公式分别为

$$D_{\text{com}} = \frac{t_2}{t_1 + t_2} D + \frac{t_1}{T_c} \quad (3)$$

$$D_{\text{com}} = \frac{t_4}{t_3 + t_4} D + \frac{t_3}{t_3 + t_4} - \frac{t_3}{T_c} \quad (4)$$

式中: T_c 为阀门控制信号周期; t_1 、 t_2 、 t_3 、 t_4 分别为阀芯的吸合延迟时间、吸合运动时间、释放延迟时间、释放运动时间(ms); D 为控制器输出的控制信号占空比; D_{com} 为补偿后的控制信号占空比。以 HSV-3101S1 型电液数字阀门为例进行计算,对应的阀门控制信号周期 T_c 为 30 ms,对不同开度下的流量特性进行分析,得出参数 t_1 、 t_2 、 t_3 、 t_4 分别为 1.5、1、1.5、1 ms。因此,基于死区、线性区和饱和区的分段补偿控制信号占空比为

$$D_{\text{com}} = \begin{cases} \frac{2}{5} D + 0.05, & D \in [0, 0.083) \\ D, & D \in [0.083, 0.917) \\ \frac{2}{5} D + 0.55, & D \in [0.917, 1] \end{cases} \quad (5)$$

2 滑模预测控制器设计

GPC 控制的主汽压预测模型由阶跃响应数据建立,通过燃气发电锅炉运行现场的阶跃响应实验,可以得到主汽压采样值 $\alpha_i = \alpha(iT_p)$, $i = 1, 2, \dots, N$, 其中 T_p 为采样周期, N 为预测范围。根据线性系统叠加原理, k 时刻对 $k+i$ 时刻的主汽压输出预测值为

$$\hat{y}(k+i|k) = \hat{y}_0(k+i|k) + \alpha_i \Delta u(k) \quad (6)$$

$$i = 1, 2, \dots, N$$

式中: $\hat{y}_0(k+i|k)$ 为主汽压初始预测值; $\Delta u(k)$ 为 k 时刻的控制量增量。

SMC 控制器的设计步骤如下。

(1) 滑模函数设计。根据系统主汽压设定值 $r(t)$ 和输出测量值 $y(t)$ 之间的偏差 $e(t)$ 来定义滑模函数,得到

$$\bar{s}(t) = \frac{de(t)}{dt} + \eta_1 e(t) + \eta_2 \int_0^t e(t) dt \quad (7)$$

式中: η_1 和 η_2 为可调参数; $\bar{s}(t)$ 为滑模面,表示主汽压系统在稳定性和跟踪性方面的期望全局特征。

(2) 控制律设计。控制律设计具体包含两部分: ①当 $e(t)$ 较小时,设计连续部分来控制主汽压系统; ②当系统受干扰时,设计不连续部分,通过改变系统结构以维持主汽压稳定。连续部分使用等效滑模控制进行设计,等效滑模控制必须满足

$$\frac{d\bar{s}(t)}{dt} = 0 \quad (8)$$

将式(8)代入式(7),可得

$$\frac{d^2 e(t)}{dt^2} + \eta_1 \frac{de(t)}{dt} + \eta_2 e(t) = 0 \quad (9)$$

由于 $e(t) = r(t) - y(t)$, 所以式(9)可表示成

$$\frac{d^2 y(t)}{dt^2} = \frac{d^2 r(t)}{dt^2} + \eta_2 e(t) + \eta_1 \frac{d(r(t) - y(t))}{dt} \quad (10)$$

在微分域中用式(2)替换式(10),可得

$$KU_{eq}(t) - (T + \tau) \frac{dy(t)}{dt} - y(t) = \frac{d^2 r(t)}{dt^2} + \eta_2 e(t) + \eta_1 \frac{d(r(t) - y(t))}{dt} \quad (11)$$

因此,等效滑模控制律可表示成

$$U_{eq}(t) = \frac{T\tau}{K} \left[\left(\frac{T+\tau}{T\tau} - \eta_1 \right) \frac{dy(t)}{dt} + \frac{1}{T\tau} y(t) + \eta_2 e(t) + \frac{d^2 r(t)}{dt^2} + \eta_1 \frac{dr(t)}{dt} \right] \quad (12)$$

由文献[17]可知,舍弃系统设定值的微分,不影响系统的控制性能,因此式(12)变为

$$U_{eq}(t) = \frac{T\tau}{K} \left[\left(\frac{T+\tau}{T\tau} - \eta_1 \right) \frac{dy(t)}{dt} + \frac{1}{T\tau} y(t) + \eta_2 e(t) \right] \quad (13)$$

同样,由文献[17]可知, η_1 最佳值取为

$$\eta_1 = \frac{T+\tau}{T\tau} \quad (14)$$

文献[18]已证明 η_2 的最佳值为

$$\eta_2 = \frac{1}{4} \left(\frac{T+\tau}{T\tau} \right)^2 \quad (15)$$

因此,等效滑模控制律的离散形式表示为

$$U_{eq}(k) = \frac{1}{K} y(k) + \frac{(T+\tau)^2}{4KT\tau} e(k) \quad (16)$$

(3)到达模式控制律设计。到达模式控制律设计用于改变系统结构,使位于滑模面之外的系统状态尽快到达滑模面上。本文采用 GPC 获得最佳预测增益 K_p 以取代到达模式控制律中的固定增益 K_s , 复合控制律表示为

$$U(t) = U_{eq}(t) + K_s \frac{\bar{s}(t)}{\bar{s}(t) + \beta} \quad (17)$$

式中: K_s 与滑模运动到达滑模面的速度有关; 调节 β 可以确保主汽压控制动作的平稳性。由文献[19]的时域性能方法可知,控制器的调节参数为

$$K_s = \frac{0.72}{|K|} \left(\frac{T}{\tau} \right)^{0.76} \quad (18)$$

$$\beta = 0.68 + 0.12 |K| K_s \frac{T+\tau}{T\tau} \quad (19)$$

预测控制是基于离散系统的,因此将主汽压被控对

象式(2)进行离散化,得到

$$G(z^{-1}) = \frac{n_1 z^{-1}}{1 - d_1 z^{-1}} z^{-d} \quad (20)$$

式中: $d_1 = e^{-T_p/T}$; $n_1 = K(1 - d_1)$; $d = \tau/T_p$ 。为计算方便,时延 τ 取整数且为 T_p 的整数倍。

通过最小化 GPC 中的性能指标函数,可使未来 $d+1$ 采样时刻的主汽压预测偏差快速降到最小值,且预测增益 K_p 的出现将会使系统在预测滑模面 s_p 上工作,而不是现在的滑模面 $\bar{s}$ 。由式(7)可知, s_p 的离散形式为

$$s_p(k) = \frac{e(k+d+2) - e(k+d+1)}{T_p} + \eta_1 e(k+d+1) + \eta_2 \sum_{i=0}^k e(k+d+1) \quad (21)$$

基于 K_p 和 s_p 的到达模式控制律表示为

$$U_{reach}(k) = K_p \frac{s_p(k)}{|s_p(k)| + \beta} = [U(k-1) + \mathbf{k}_{GPC} \mathbf{e}] \frac{s_p(k)}{|s_p(k)| + \beta} \quad (22)$$

式中 $\mathbf{k}_{GPC}$ 是增益矩阵 $\mathbf{K}_{GPC}$ 的首行。

利用 $\mathbf{e}$ 对 K_p 进行反馈校正,使其不断更新以优化滑模运动到达滑模面的速度,降低滑模控制系统的抖振。 $\mathbf{e}$ 为

$$\mathbf{e} = [y(k+d+1) - \hat{y}(k+d+1|k), \dots, y(k+d+N) - \hat{y}(k+d+N|k)]^T \quad (23)$$

$\mathbf{K}_{GPC}$ 为

$$\mathbf{K}_{GPC} = (\mathbf{G}^T \mathbf{G} + \lambda \mathbf{E}_{\tilde{N} \times \tilde{N}})^{-1} \mathbf{G}^T \quad (24)$$

式中: $\mathbf{E}_{\tilde{N} \times \tilde{N}}$ 是 $\tilde{N}$ 维单位矩阵; $\mathbf{G}$ 是主汽压过程模型状态空间表达的系数矩阵。

k 时刻滚动优化性能指标函数为

$$J(k) = \sum_{j=d+1}^{N+d+1} [\hat{y}(k+j|k) - W(k+j)]^2 + \sum_{j=1}^{N+d+1} \lambda [\Delta u(k+j-1)]^2 \quad (25)$$

式中: $W(k+j)$ 为主汽压系统未来 $k+j$ 时刻的设定参考值; λ 为控制权重,表示对控制量变化 Δu 的抑制,引入 λ 可降低主汽压调节过程中的剧烈波动。性能指标 J 通过式(22)中的 K_p 达到最小值,此时主汽压预测值与设定参考值最接近。

当主汽压系统设定参考值改变时,预测滑模面 s_p 和当前滑模面 $\bar{s}$ 都可能产生变化。要使系统在时延时间内保持到达模式控制律不变,则还应考虑当前时刻与未来时刻之间的参考状态之差,可以用 $W(k+d+1) - W(k)$ 表示, $W(k+d+1)$ 是未来 $d+1$ 采样时刻的设定参考。若二者之差不为 0,说明到

达模式控制律仍然有效;若二者之差为 0,则 K_p 将仅受 s_p 状态的影响。因此,完整的到达模式控制律为

$$U_{\text{reach}}(k) = [U(k-1) + k_{\text{GPC}}e] \frac{s_p(k)}{|s_p(k)| + \beta} + W(k+d+1) - W(k) \tag{26}$$

将式(16)和式(26)相加,可得离散滑模预测控制律的完整表达式

$$U_{\text{PSMC}}(k) = U_{\text{eq}}(k) + U_{\text{reach}}(k) \tag{27}$$

PSMC 控制器共含 5 个调节参数,其中, η_1 、 η_2 、 β 分别由式(14)(15)(19)给出,预测范围 N 和控制权重 λ 通常选择常数,且 N 越大,系统计算时间越长,而 λ 越大,系统响应越慢。考虑到控制器性能, N 和 λ 取值不宜过大。

3 仿真分析

以某发电厂 42 MW 火电机组 150 t 燃气锅炉作为被控对象进行仿真研究,采用最小二乘辨识法对燃气锅炉主汽压模型参数进行辨识,辨识过程如图 2 所示。

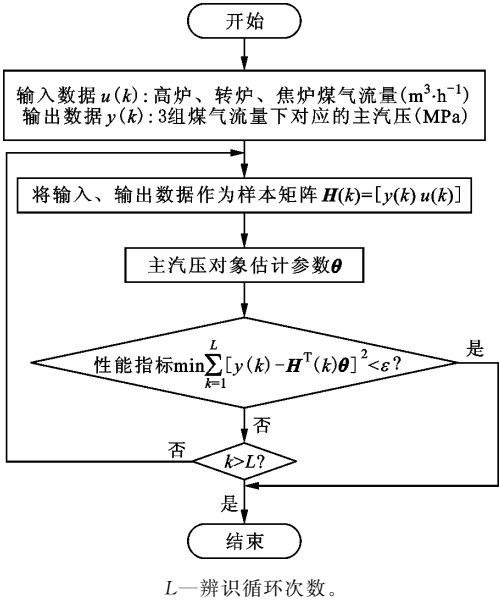


图 2 主汽压模型参数辨识流程

对燃气锅炉运行现场的 3 600 组高炉、转炉、焦炉煤气量和在 3 组煤气量下对应的主汽压数据进行剔除异值、平滑处理等预处理,作为参数辨识的输入数据和输出数据。辨识循环次数 L 为 3 600,辨识精度 ϵ 为 0.00 1。当系统辨识过程达到精度要求时,得到主汽压近似数学模型,其传递函数为

$$G(s) = \frac{0.54}{1 + 40.1s} e^{-83.6s} \tag{28}$$

系统采样周期为 1 ms,主汽压初始状态为 1。

将常规 PID、SMC 和动态矩阵控制(DMC)共 3 种控制方案与 PSMC 控制策略进行仿真对比。PID 参数根据 Ziegler-Nichols 整定方法选取^[20],PSMC 中的广义预测参数 N 和 λ 以及 DMC 的参数均根据预测控制的一般参数选取规则进行选取,各控制器参数如表 1 所示,表中,DMC 的参数 H 为模型长度, P 为优化时域, M 为控制时域, Q 和 R 分别是误差权矩阵和控制权矩阵,对应的初始值分别取 P 维单位矩阵 $E_{P \times P}$ 和 0 矩阵。

表 1 燃气锅炉控制器参数

控制器	参数	数值	控制器	参数	数值	
PID	k_P	1.60	PSMC	η_1	0.263	
	k_I	0.04		η_2	0.017	
	k_D	28.60		β	0.806	
SMC				N	20	
				λ	1	
		DMC	H	500		
			P	400		
			M	4		
Q	$E_{P \times P}$					
R	$\mathbf{0}$					

为验证 PSMC 控制策略的跟踪性能和抗干扰性能,向主汽压系统施加 0.2sin*t* 的干扰信号,主汽压设定信号为 $r = \text{sin}t$ 。

(1)固定增益 SMC 控制仿真。采用式(17)的控制律,SMC 控制的跟踪曲线及跟踪误差如图 3 所示。

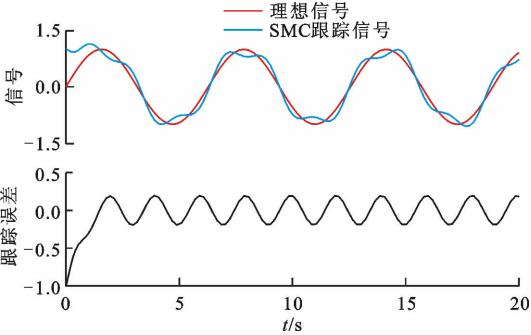


图 3 SMC 控制的跟踪曲线及跟踪误差

(2)预测增益 PSMC 控制仿真。采用式(27)的控制律,PSMC 控制的跟踪曲线及跟踪误差如图 4 所示,SMC 和 PSMC 控制的对应滑模函数如图 5 所示。

从图 3 和图 4 可以看出,在相同的正弦干扰信号下,采用 SMC 控制的跟踪误差在 ± 0.25 之间,而采用 PSMC 控制的跟踪误差在 ± 0.05 之间,PSMC 较 SMC 控制的跟踪性能和抗干扰性能较好。从图 5 可以看出,PSMC 对 SMC 控制的固定增益进行了

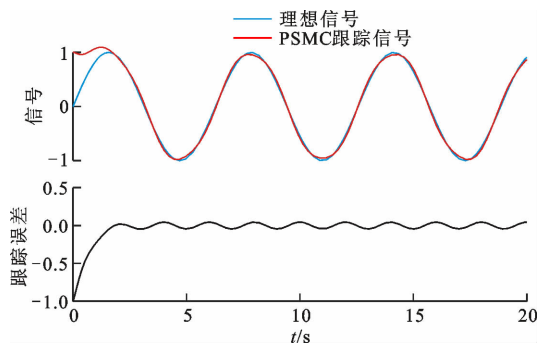


图 4 PSMC 控制跟踪曲线及跟踪误差

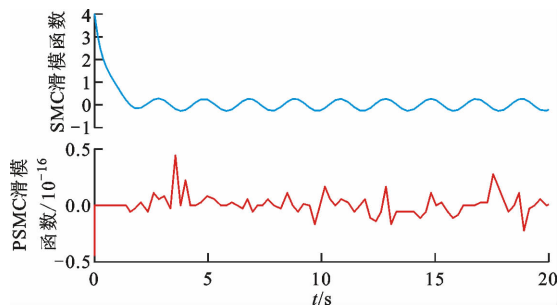


图 5 SMC 和 PSMC 控制的滑模函数

预测优化,滑模函数更加平坦,几乎无波动,系统抖动得到有效遏制。

(3)前馈和非线性补偿仿真比较。在 PSMC 控制策略下,对煤气扰动和煤气调节阀分别进行前馈及非线性补偿仿真对比,结果如图 6 所示。

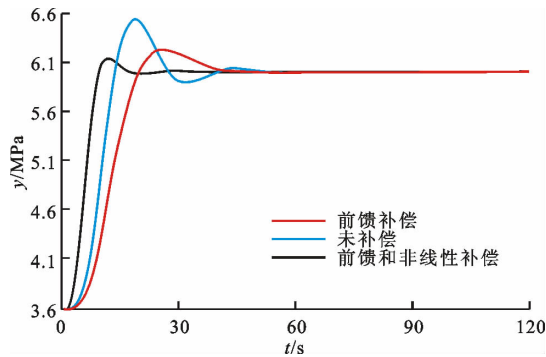


图 6 PSMC 下煤气扰动及调节阀的前馈和非线性补偿结果对比

从图 6 可以看出:未对煤气扰动和煤气调节阀进行补偿时的系统超调量为 9.17%,主汽压调节过程中波动较大;对煤气扰动进行前馈补偿时的超调量为 5.02%;对煤气扰动及煤气调节阀分别进行前馈和非线性补偿时的超调量分别为 2.81%,主汽压波动得到有效抑制,系统稳定性显著提高。

(4)模型适配与失配仿真比较。在式(28)主汽压精确模型仿真的基础上,对 K 、 τ 和 T 均增大 10%进行仿真,以此模拟模型失配情况下 PSMC 控

制策略的鲁棒性,结果如图 7、图 8 所示。从图 7 可以看出,在主汽压模型参数精确时:采用 PSMC 控制的超调量为 5.1%,调节时间为 39.3 s;采用 SMC 控制的超调量为 15.3%,调节时间为 40.2 s;采用 DMC 控制的超调量为 18.2%,调节时间为 43.4 s;采用常规 PID 控制时的超调量为 21.5%,调节时间为 58.4 s。从图 8 可以看出,在主汽压模型参数失配时:采用 PSMC 控制的超调量为 5.8%,调节时间为 40.4 s;采用 SMC 控制的超调量为 18.9%,调节时间为 42.1 s;采用 DMC 控制的超调量为 17.5%,调节时间为 40.8 s;采用常规 PID 控制的超调量为 27.8%,调节时间为 63.6 s。分析表明,PSMC 控制策略在主汽压模型失配的工况下具有更强的鲁棒性。

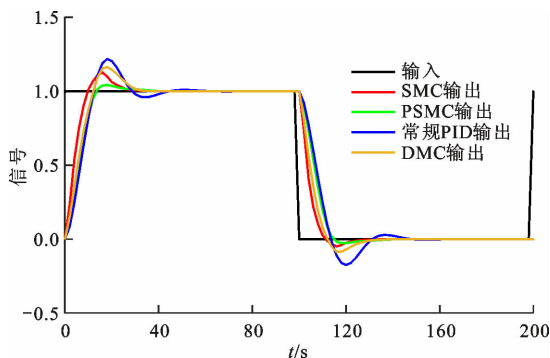


图 7 模型参数准确时 4 种控制策略的仿真

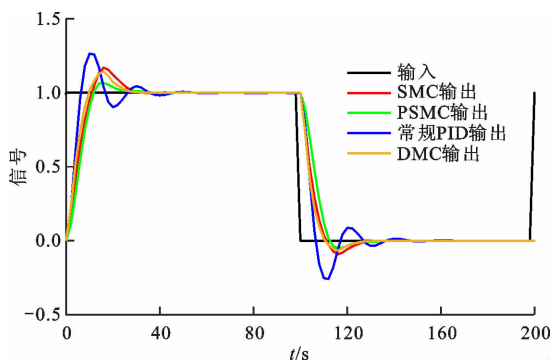


图 8 模型参数不准确时 4 种控制策略的仿真

4 工程应用

为验证 PSMC 控制策略的有效性,以某发电厂 42 MW 火电机组 150 t 燃气发电锅炉主汽压为控制对象进行工程应用。在保持原有集散控制系统(DCS)配置不变的基础上,增加一套由工业控制计算机和优化控制器组成的锅炉主汽压优化控制系统。整个优化控制系统的拓扑结构如图 9 所示。本文设计的 PSMC 控制策略程序在 CoDesys 软件中编写,下载到 PLC 中运行。数据采集和传输通过

Kepware 进行, Kepware 软件将 DCS 系统中的数据通过 OPC 服务器与 CoDesys 服务器中的数据进行交换, 实现数据的共享。利用力控软件建立监控画面, 读取 CoDesys 中的数据到组态画面中, 并对数据的历史趋势进行保存, 实现报表统计、考核、参数设置、手自动切换和语言报警等功能。

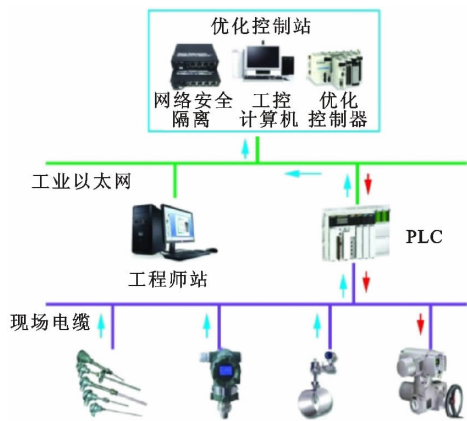


图9 主汽压优化控制系统

图10~12是在燃气锅炉额定负荷下连续3天分别采用常规PID控制、SMC控制和PSMC控制的主汽压实时曲线, 主汽压设定值为6 MPa, 每次监测时间为8小时。从图10~12可知: 采用常规PID控制的主汽压在5.7~6.2 MPa之间波动, 波动范围较大, 这是因为常规PID控制系统存在惯性, 无法及时抑制因煤气扰动带来的主汽压变化; 采用SMC控制和PSMC控制的主汽压分别在5.85~6.1 MPa以及5.95~6.05 MPa之间波动; 相较SMC控制, PSMC控制的系统抖振降低了60%, 主

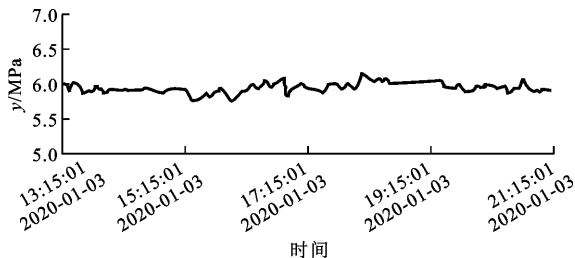


图10 PID控制的主汽压实时曲线

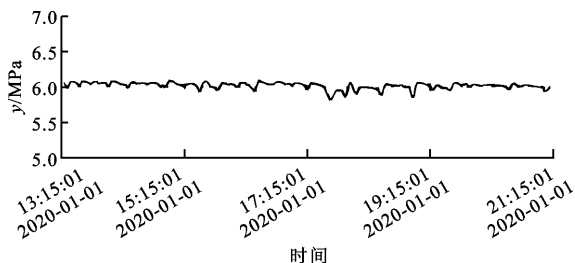


图11 SMC控制的主汽压实时曲线

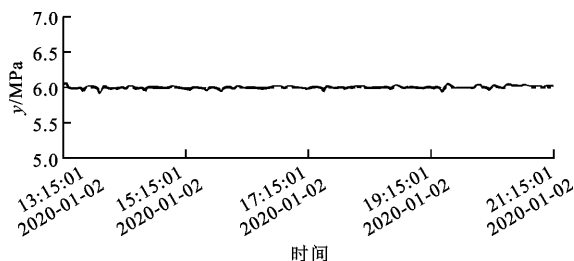


图12 PSMC控制的主汽压实时曲线

汽压曲线没有出现明显的波峰和波谷, 整体走势平稳, 系统稳定性和抗干扰能力明显提高。

5 结论

燃气发电锅炉主汽压控制系统具有非线性、纯滞后的特点, 且机组运行时受现场扰动大, 被控对象模型参数易变。鉴于常规控制方法无法达到理想的控制效果, 本文提出了一种PSMC的主汽压优化控制策略, 采用GPC预测SMC的增益并在线校正更新, 在此基础上对主汽压控制器进行滚动优化, 进一步提高控制器的控制性能。仿真结果表明, 本文PSMC控制策略跟踪性能良好、抗干扰能力强, 在主汽压超调量和调节时间等性能指标方面均优于常规PID、SMC和DMC控制的, 具有更强的鲁棒性。工程应用表明, 采用本文PSMC控制策略后, 系统抖振比单一SMC控制的降低60%, 主汽压的控制偏差在±0.05 MPa以内, 有效提高了发电机组运行的安全性和主汽压控制系统的稳定性。

本文提出的PSMC控制策略对于其他燃煤或燃油发电锅炉的主汽压控制应具有一定的借鉴意义。

参考文献:

- [1] 戴文智, 陈玥涵, 杨新乐. 基于调优规则和惯性权重对数递减粒子群算法的蒸汽动力系统运行优化研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(10): 145-150.
DAI Wenzhi, CHEN Yuehan, YANG XinLe. Operation optimization study on steam power system based on adjustment rules and particle swarm optimization algorithm with inertia weight logarithmic decrement [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(10): 145-150.
- [2] 张晓宇, 王天伟, 李燕, 等. 火电机组燃烧系统智能综合优化控制研究[J]. 中国电机工程学报, 2019, 39(9): 2544-2553.
ZHANG Xiaoyu, WANG Tianwei, LI Yan, et al. Study of intelligent integrated optimization control of thermal power unit combustion system [J]. Proceed-

- ings of the CSEE, 2019, 39(9): 2544-2553.
- [3] TERHAN M, COMAKLI K. Energy and exergy analyses of natural gas-fired boilers in a district heating system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 121: 380-387.
- [4] SZEGA M, CZYZ T. Problems of calculation the energy efficiency of a dual-fuel steam boiler fired with industrial waste gases [J]. *Energy*, 2019, 178: 134-144.
- [5] 李俊利, 杨绍武, 袁平, 等. 基于动态矩阵控制的燃煤锅炉蒸汽压力控制 [J]. *控制工程*, 2016, 23(11): 1685-1689.
- LI Junli, YANG Shaowu, YUAN Ping, et al. Steam pressure control of coal fired boiler based on dynamic matrix control [J]. *Control Engineering of China*, 2016, 23(11): 1685-1689.
- [6] 高锦, 章家岩, 冯旭刚, 等. 基于失配补偿 Smith-RBF 神经网络的主蒸汽压力控制技术 [J]. *重庆大学学报*, 2019, 42(7): 105-113.
- GAO Jin, ZHANG Jiayan, FENG Xugang, et al. Main steam pressure control technique based on mismatch compensation Smith predictor and RBF neural network [J]. *Journal of Chongqing University*, 2019, 42(7): 105-113.
- [7] 崔志强, 刘吉臻, 刘金琨. 基于输出延时观测器的燃料—汽压系统锅炉蒸汽压力滑模控制 [J]. *中国电机工程学报*, 2011, 31(S1): 200-204.
- CUI Zhiqiang, LIU Jizhen, LIU Jinkun. Sliding mode control for the boiler steam pressure of fuel-steam pressure system based on delayed output observer [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2011, 31(S1): 200-204.
- [8] WANG Yueying, SHEN H, KARIMI H R, et al. Dissipativity-based fuzzy integral sliding mode control of continuous-time T-S fuzzy systems [J]. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 2018, 26(3): 1164-1176.
- [9] SAAD W, SELLAMI A, GARCIA G. Robust stabilization of one-sided Lipschitz nonlinear systems via adaptive sliding mode control [J]. *Journal of Vibration and Control*, 2020, 26(7/8): 399-412.
- [10] 章家岩, 张子蒙, 冯旭刚. 转炉炉口微差压的模糊滑模控制系统设计 [J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(5): 142-148, 157.
- ZHANG Jiayan, ZHANG Zimeng, FENG Xugang. Design of fuzzy sliding mode control system for converter furnace differential pressure [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2020, 54(5): 142-148, 157.
- [11] 薛晗, 邵哲平, 潘家财, 等. 动力定位的分数阶双环自适应终端滑模控制 [J]. *控制理论与应用*, 2019, 36(10): 1745-1754.
- XUE Han, SHAO Zheping, PAN Jiakai, et al. Fractional-order dual-loop adaptive terminal sliding mode control for dynamic positioning [J]. *Control Theory & Applications*, 2019, 36(10): 1745-1754.
- [12] 李中奇, 丁俊英, 杨辉, 等. 基于控制器匹配的高速列车广义预测控制方法 [J]. *铁道学报*, 2018, 40(9): 82-89.
- LI Zhongqi, DING Junying, YANG Hui, et al. Generalized predictive control tuning for high-speed train based on controller matching method [J]. *Journal of the China Railway Society*, 2018, 40(9): 82-89.
- [13] ZHANG Jiaying, WU Xinmei. Predictive functional control simulation of boiler combustion control system [C]// *Proceedings of the 2011 2nd International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering*. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2011: 529-532.
- [14] SIVAKUMAR L, JIMS S H, DHARMALINGAM S. An investigation on the efficacy of classical tuning algorithm to satisfy advanced requirements; control of main steam pressure during fuel switching and load disturbances in coal fired boilers [J]. *IFAC-PapersOn-Line*, 2016, 49(1): 443-449.
- [15] SHAH P, AGASHE S. Review of fractional PID controller [J]. *Mechatronics*, 2016, 38: 29-41.
- [16] KHUBALKAR S, CHOPADE A, JUNGHARE A, et al. Design and realization of stand-alone digital fractional order PID controller for buck converter fed DC motor [J]. *Circuits, Systems, and Signal Processing*, 2016, 35(6): 2189-2211.
- [17] CAMACHO O, ROJAS R, GARCÍA W. Variable structure control applied to chemical processes with inverse response [J]. *ISA Transactions*, 1999, 38(1): 55-72.
- [18] CAMACHO O, ROJAS R. A general sliding mode controller for nonlinear chemical processes [J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2000, 122(4): 650-655.
- [19] CAMACHO O, SMITH C A. Sliding mode control: an approach to regulate nonlinear chemical processes [J]. *ISA Transactions*, 2000, 39(2): 205-218.
- [20] GARRO A. On the misunderstanding of the Ziegler-Nichols's formulae usage [J]. *IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica*, 2019, 6(1): 142-147.

(编辑 陶晴)