

6-4-2020

Dynamics Analysis of Flue Gas Compression System in Oxy-coal Fired Boiler

Jianqiang Gao

School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China;

Zhang Chen

School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China;

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

Dynamics Analysis of Flue Gas Compression System in Oxy-coal Fired Boiler

Abstract

Abstract: Taking the flue gas compression system in a 300MW oxy-coal fired boiler unit as an object of study by concept design, math model of gas compressor and gas cooler were established with the method of lumped parameter, and dynamic simulation of flue gas compression system was developed. The disturbance experiments on coal-feeder speed and flue gas compressor speed, etc. were carried out based on B-MCR stable condition. As a result, *the operating parameters of gas compressor have a more sensitive response and larger change magnitude when the perturbation of coal feeder speed and gas compressor speed is disturbed; when the opening of primary recirculating fan damper and water valve of flue gas cooler is disturbed, the gas compressor operating parameters change less, and the response is longer.*

Keywords

oxy-coal fired boiler, simulation model, flue gas compression system, dynamic characteristics

Recommended Citation

Gao Jianqiang, Zhang Chen. Dynamics Analysis of Flue Gas Compression System in Oxy-coal Fired Boiler[J]. Journal of System Simulation, 2017, 29(10): 2528-2537.

富氧燃煤锅炉烟气压缩系统动态特性分析

高建强, 张晨

(华北电力大学能源动力与机械工程学院, 河北 保定 071003)

摘要: 以概念设计的 300 MW 富氧燃煤锅炉烟气压缩系统为研究对象, 采用集中参数法建立了烟气压缩机和烟气冷却器动态数学模型, 并建立了相应仿真模型。在 B-MCR 工况下, 进行了给煤机转速和烟气压缩机转速等扰动试验。结果表明: 当给煤机转速扰动或烟气压缩机转速扰动时, 烟气压缩系统各运行参数响应较为灵敏, 变化幅度较大; 而一次再循环风机挡板开度扰动和烟气冷却器冷却水阀门开度扰动, 对系统各运行参数影响小, 响应时间长。

关键词: 富氧燃煤锅炉; 仿真模型; 烟气压缩系统; 动态特性

中图分类号: TP391.9 文献标识码: A 文章编号: 1004-731X (2017) 10-2528-10

DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.201710037

Dynamics Analysis of Flue Gas Compression System in Oxy-coal Fired Boiler

Gao Jianqiang, Zhang Chen

(School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China)

Abstract: Taking the flue gas compression system in a 300MW oxy-coal fired boiler unit as an object of study by concept design, math model of gas compressor and gas cooler were established with the method of lumped parameter, and dynamic simulation of flue gas compression system was developed. The disturbance experiments on coal-feeder speed and flue gas compressor speed, etc. were carried out based on B-MCR stable condition. As a result, *the operating parameters of gas compressor have a more sensitive response and larger change magnitude when the perturbation of coal feeder speed and gas compressor speed is disturbed; when the opening of primary recirculating fan damper and water valve of flue gas cooler is disturbed, the gas compressor operating parameters change less, and the response is longer.*

Keywords: oxy-coal fired boiler; simulation model; flue gas compression system; dynamic characteristics

引言

近年在火力发电领域, 富氧煤粉燃烧技术被认为是减少电厂 CO₂ 排放的最好办法之一^[1]。在富氧煤粉燃烧机组中, 烟气压缩系统是实现 CO₂ 捕集和回收的关键系统, 通过多级压缩多级冷却, 脱去

烟气中的大部分水分并且提高烟气的压力, 为烟气的进一步纯化和回收创造条件。

由于拥有独特的烟气再循环系统、空分系统和烟气压缩系统, 富氧煤粉燃烧机组的烟气系统与常规空气煤粉燃烧炉机组存在很大差异^[2]。如图 1 所示, 省煤器后的排烟分为三部分: 第一部分烟气经过预热器、除尘和冷凝脱水以后, 进入制粉系统, 与煤粉混合后进入炉膛, 形成一次再循环烟气; 第二部分烟气经除尘后直接引入炉膛, 用以调节炉膛的燃烧温度, 形成二次再循环烟气; 第三部分烟气经过



收稿日期: 2015-10-16 修回日期: 2015-12-29;
作者简介: 高建强(1966-), 男, 河北定州, 博士, 教授, 研究方向为系统建模与仿真; 张晨(1990-), 男, 安徽宿州, 硕士, 研究方向为系统仿真。

<http://www.china-simulation.com>

• 2528 •

预热器、除尘和多级压缩多级冷凝脱水, 成为回收烟气。烟气压缩系统与机组中的锅炉本体、烟气再循环系统、空分系统和制粉系统等子系统连接成一个有机整体, 各个系统之间相互影响。研究其动态特性, 可以把握系统工况变化下的调节规律, 为该系统乃至整个机组的安全稳定运行创造有利条件。

目前, 对富氧煤粉燃烧锅炉烟气压缩系统研究包括系统的设计、优化和建模等方面。文献[3~5]借助 Aspen Plus 软件对烟气压缩纯化系统进行建模和功耗分析, 并提出相应优化措施, 计算模型是采用静态模型。Martin Pottmann^[6]和 Chansomwong A^[7]等人分别利用 Aspen HYSYS 和 GPROMS 软件建立富氧煤粉燃烧锅炉烟气压缩纯化系统动态仿真模型, 分析了系统部分过程参数的动态变化规律, 文献[8]借助 Gensystem 一体化模型开发平台研究了炉膛漏风对烟气压缩系统运行参数静态变化的影响, 但关于压缩机运行参数动态变化规律讨

论较少。

以数学模型为基础的实时动态仿真已成为热力系统动态特性研究的主要手段之一, 广泛应用于技术方案研判、控制策略论证、运行特性分析、人员培训等领域^[9~10]。本文借助自主开发的一体化模型开发平台(GenSystem)在线模块化的模型开发、调试、运行等功能^[11], 以概念设计的 300 MW 富氧煤粉燃烧锅炉烟气压缩系统为研究对象, 建立其动态仿真模型, 并与该机组其他子系统仿真模型耦合, 形成了一个完整的 300 MW 富氧煤粉燃烧锅炉机组仿真模型, 通过仿真试验, 研究烟气压缩系统的动态特性。

1 系统简介及模型的建立

1.1 离心式烟气压缩系统流程

如图 2 所示, 为所设计的 300 MW 富氧煤粉燃烧锅炉烟气压缩系统简图^[8]。

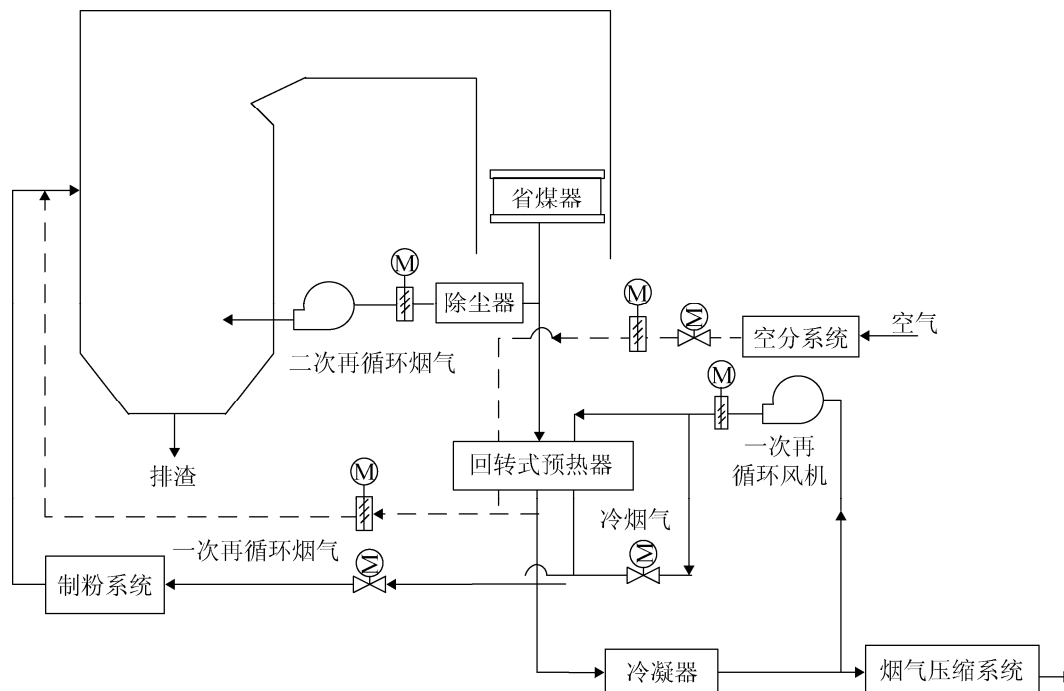


图 1 300 MW 富氧煤粉燃烧锅炉燃烧和烟气系统简图

Fig. 1 Combustion and flue gas system of 300 MW oxy-coal fired boiler

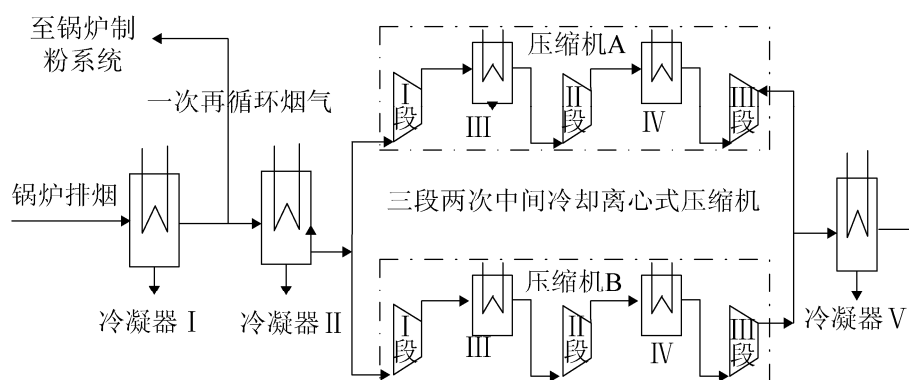


图2 300 MW 富氧煤粉燃烧锅炉烟气压缩系统简图
Fig. 2 Flue gas compression system of 300 MW oxy-coal fired boiler

采用两台同规格多级离心式烟气压缩机 A 和 B 并联运行，每台烟气压缩机分低压、中压和高压三段，其间配备烟气冷却器。锅炉排烟经过冷凝器 I 冷却后，一部分作为一次再循环烟气进入一次再循环风机，另一部分烟气先通过压缩机前的冷却器 II，达到降温和脱水的目的，冷却到 30 °C 后送往压缩机，进行多级压缩和中间冷却，压力达到 3 MPa(此压力为后面的三甘醇脱水装置的最佳运行压力)，最后被送到提纯装置并再进一步压缩储存。

该系统中主要设备为烟气压缩机和烟气冷却器，因此建立烟气压缩系统仿真模型的工作重点即为建立压缩机和冷却器的动态数学模型。

1.2 离心式烟气压缩机的数学模型

对压缩机级的压缩过程做以下假设：级中烟气流动速度快，忽略其流动过程中动量的动态变化过程^[12-14]；叶轮叶片垂直无弯曲；且暂不考虑其失速和喘振工况。

叶轮传给压缩烟气的理想比焓为^[8]：

$$\Delta h_{\text{ideal}} = \sigma U_2^2 \quad (1)$$

式中： σ 为周速系数， U_2 为叶轮出口气体圆周速度，m/s。

级的压比：

$$\varepsilon = \frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{in}}} = \left(1 + \frac{\eta_i \cdot \Delta h_{\text{ideal}}}{C_{\text{pin}} \cdot T_{\text{in}}} \right)^{k/(k-1)} \quad (2)$$

式中： P_{in} ， P_{out} 分别为级的进出口压力，kPa； η_i

为级的等熵效率； T_{in} 为级的进口烟气温度，K； C_{pin} 为进口烟气的定压比热容，J/(kg·K)； k 为混合气体的绝热指数。

级的压缩功率：

$$P = G_m \cdot \Delta h_{\text{ideal}} \cdot (1 + B_1 + B_{\text{df}}) \quad (3)$$

式中： G_m 为质量流量，kg/s； B_1 、 B_{df} 为轮阻及漏气系数。

1.3 烟气冷却器的数学模型

烟气冷却器为间壁式换热器，由于换热过程的复杂性，用集中参数法对烟气冷却器进行研究并对模型做出简化：由于烟气温度较低，假设烟气在烟气冷却器中不发生辐射换热，只有对流换热；由于烟气中不凝结气体占很大份额(通常在 80% 以上)，忽略凝结液膜热阻。

烟气侧的能量守恒关系式：

$$\rho_{\text{fg}} V_{\text{fg}} C_{\text{pfg}} \frac{dT_{\text{fg}}''}{d\tau} = G_{\text{fg}}' C_{\text{pfg}} T_{\text{fg}}' - G_{\text{fg}}'' C_{\text{pfg}} T_{\text{fg}}'' - Q_{\text{fg-m}} + r M_{\text{water}} \quad (4)$$

式中： T_{fg}' 、 T_{fg}'' 为烟气进、出口温度，°C； G_{fg}' 、 G_{fg}'' 为进出口烟气的质量流量，kg/s； M_{water} 为烟气的析水量，kg/s； ρ_{fg} 为烟气密度，kg/m³； V_{fg} 为烟气容积，m³； C_{pfg} 为烟气的平均比热容，kJ/(kg·°C)； $Q_{\text{fg-m}}$ 为烟气传给金属的热量，kJ/s； r 为进、出口烟气的对应分压力下，单位质量 H₂O 的平均气化潜热，kJ/kg； M_{water} 为烟气的析水量，kg/s，详细计算方法参考文献[15]。

建模过程中, 将传热过程分为烟气传热给管壁金属和管壁金属传热给冷却水两个过程。可以得出烟气传给管壁的热量、管壁传给冷却水的热量^[16]。

$$Q_{fg-m} = \theta H \alpha_{fg} \left(\frac{T'_{fg} + T''_{fg}}{2} - T_m \right) \quad (5)$$

$$Q_{m-cw} = \theta H \alpha_{cw} \left(\frac{d_w}{d_n} \right) \left(T_m - \frac{T'_{cw} + T''_{cw}}{2} \right) \quad (6)$$

式中: θ 为对数温压修正系数; H 为换热面积, m^2 ; α_{fg} 、 α_{cw} 分别为烟气对金属、金属对冷却水的传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; T_m 、 T'_{cw} 、 T''_{cw} 分别为金属管壁平均温度和冷却水进出口温度, $^{\circ}C$; d_w 、 d_n 为传热管束的内外径, m 。

1.4 仿真模型的建立

将上述烟气压缩机和烟气冷却器的数学模型,

用 FORTRAN 语言编写成计算机程序, 形成相应的仿真算法, 并放入 GenSystem 模型开发平台的算法库中, 即可用于建立烟气系统中各级压缩机和烟气冷却器设备的仿真模型。

借助 GenSystem 模型开发平台, 采用模块化的建模方式, 按照烟气压缩系统工作过程中相关过程参数的传递关系, 连接系统中各设备、过程仿真模块的输入输出变量, 即可完成整个烟气压缩系统的模块化仿真模型的建模工作。其仿真模块连接图如图 3 所示, 其中, 压缩机算法名为 COMPRESSOR, 冷却器算法名为 CPCOOLER。

同样, 把烟气压缩系统仿真模型的系统边界模块与机组其他子系统仿真模型的相关边界模块连接, 从而构建一个 300 MW 富氧煤粉燃烧锅炉机组整体仿真模型。

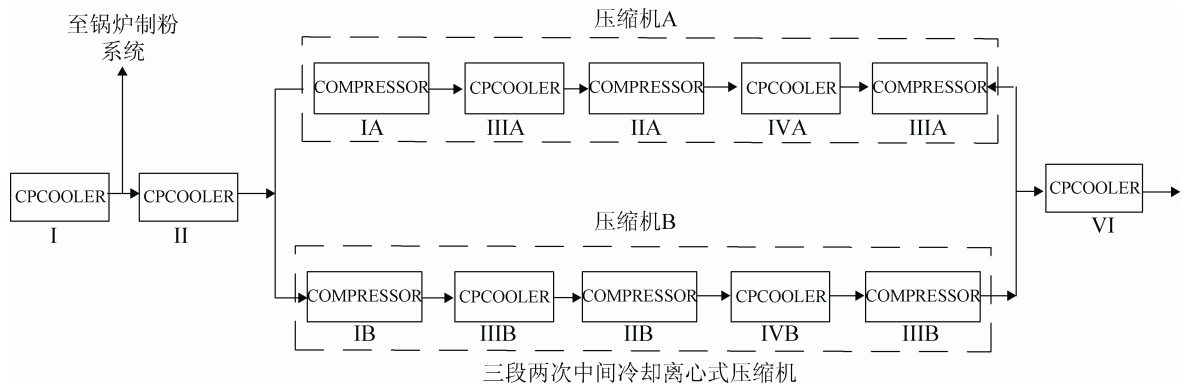


图 3 烟气压缩系统仿真模块连接示意图

Fig. 3 Simulation module connection diagram of flue gas compression system

2 仿真试验结果与分析

B-MCR 工况下, 300 MW 富氧煤粉燃烧锅炉烟气压缩系统的烟气压缩机和烟气冷却器的主要设计参数如表 1~2 所示。

表 1 单台烟气压缩机的主要设计参数

Tab. 1 Main design parameters of flue gas compression system

项目	单位	数值
压比		34.21
出口压力	kPa	3015
转速	r/min	6302
低压段烟气流量	kg/s	40.37
中压段烟气流量	kg/s	39.23
高压段烟气流量	kg/s	38.74
功率	W	13.60×10^6

表 2 烟气冷却器的主要设计参数

Tab. 2 Main design parameters of flue gas cooler

项目	单位	数值
第一级烟气冷却器进、出口烟温	$^{\circ}C$	47/29
第二级烟气冷却器进、出口烟温	$^{\circ}C$	151/29
第三级烟气冷却器进、出口烟温	$^{\circ}C$	139/29
第四级烟气冷却器进、出口烟温	$^{\circ}C$	103/31
冷却水进口温度	$^{\circ}C$	20

在该稳定工况下, 分别进行给煤机转速扰动(4 台同操)、一次再循环风机挡板开度扰动、压缩机转速扰动和烟气冷却器冷却水阀门开度扰动等单变量扰动试验, 记录烟气压缩系统各主要参数的仿真试验数据, 并对试验结果进行分析。

2.1 给煤机转速扰动

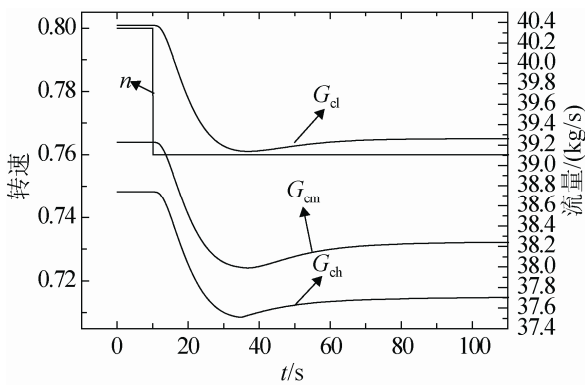
将给煤机标准化转速 n 减少 5% 时, 仿真结果见表 3 和图 4。由于锅炉机组的燃煤量减少, 出口烟气流量减少, 炉膛出口烟温下降, 烟气成分发生了变化。当烟气压缩系统入口烟气流量减少时, 由图 4(a) 可看出, 烟气压缩机高、中、低三段的入口烟气流量迅速减少, 减少过程持续大约 20 s, 变化

幅度超过 2.5%, 这与燃煤量的变化规律一致; 由图 4(b) 可看出, 烟气冷却器中单位质量烟气的换热量增大, 导致各级冷却器出口烟温缓慢下降并持续了长达 700 s, 这是因为烟气冷却器中冷却水和金属壁存在较大的热惯性, 使其出口烟温变化较为缓慢, 相比流量、压力等变量, 其过渡时间明显较长。

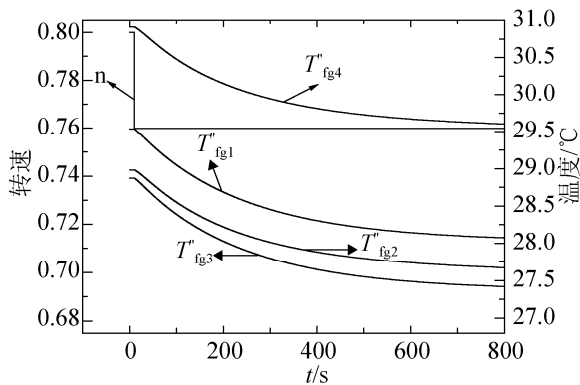
表 3 给煤机转速扰动下烟气压缩系统主要运行参数变化表

Tab. 3 Main operating parameters of flue gas compression system under the disturbance of coal feeder speed

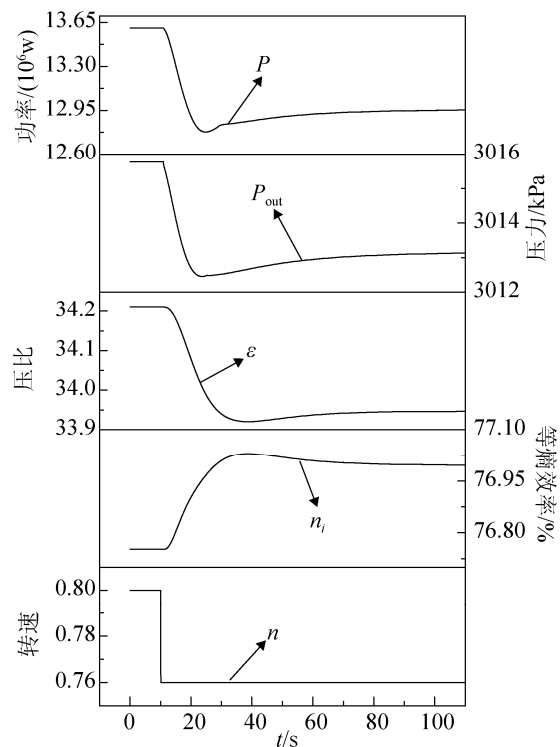
项目	扰动前	扰动后	变化幅度/%	过渡时间/s
烟气压缩机低压段烟气流量(单台) $G_{cl}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	40.37	39.24	-2.78	70
烟气压缩机中压段烟气流量(单台) $G_{cm}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	39.22	38.23	-2.52	75
烟气压缩机高压段烟气流量(单台) $G_{ch}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	38.74	37.75	-2.55	75
烟气压缩机等熵效率 $n_i/\%$	76.75	76.99	0.31	55
烟气压缩机压比 ε	34.21	33.95	-0.77	55
烟气压缩机出口压力 p_{out}/kPa	3015.77	3013.21	-0.09	75
烟气压缩机功率(单台) P/W	13.61×10^6	12.98×10^6	-4.62	75
第一级烟气冷却器出口烟温 $T''_{fg1}/^\circ\text{C}$	29.54	28.07	-4.95	700
第二级烟气冷却器出口烟温 $T''_{fg2}/^\circ\text{C}$	28.98	27.67	-4.53	750
第三级烟气冷却器出口烟温 $T''_{fg3}/^\circ\text{C}$	28.87	27.42	-4.50	750
第四级烟气冷却器出口烟温 $T''_{fg4}/^\circ\text{C}$	30.91	29.60	-4.24	750



(a) 单台烟气压缩机各段进口烟气流量动态响应曲线



(b) 各级烟气冷却器出口烟温动态响应曲线



(c) 烟气压缩系统主要参数响应曲线

图 4 给煤机转速扰动对烟气压缩系统主要运行参数的影响
Fig. 4 Influence of speed disturbance of coal feeder on main operating parameters of flue gas compression system

当炉膛出口烟气成分变化时, 由图 4(c)可看出, 由于烟气压缩机入口烟气中 CO_2 摩尔份额大幅减少(从 93.65%减少到 87.24%), 导致烟气的定压比热容和绝热系数分别增大了 0.23%和 0.24%, 使烟气压缩机压比 ε 呈现减小的趋势, 减少过程持续大约 20 s; 之后, 受级进口烟气温度下降的影响, 压比 ε 开始小幅回升, 并最终趋于稳定。在压比 ε 变化的影响下, 烟气压缩机出口压力 P_{out} 呈现相同的变化趋势, 当 P_{out} 小幅回升时, 烟气压缩系统进出口压力差增大, 各段入口烟气流量开始呈现小幅上升的变化。

当烟气压缩机各段进口烟气流量迅速减少时, 其流动损失减少(级的摩擦损失与进口烟气流量成正比), 整机等熵效率 n_i 迅速提高, 变化幅度为 0.31%; 当烟气压缩机转速不变时, 烟气压缩机的功率 P 主要受各段进口烟气流量影响, 功率 P 的变化趋势与各段进口流量一致。

2.2 一次再循环风机挡板开度扰动

当一次再循环风机的挡板开度 a 下降 5%时, 如表 4 和图 5 所示, 一次再循环烟气流量减少, 图 5(a)可看出烟气压缩系统各段的进口烟气流量迅速增多, 但随着烟气循环次数增多时, 炉膛出口烟气量减少, 烟气压缩系统进口烟气流量开始大幅回

落, 最终的涨幅不明显; 由图 5(b)可看出, 由于烟气压缩系统进口烟气流量的增多, 使得各级烟气冷却器出口烟温出现较微弱的涨幅, 原因是冷却水和金属壁存在较大的热惯性。

一次再循环风机的挡板开度 a 扰动使入口烟气成分也发生变化。 CO_2 的摩尔份额在 15 s 内上升 0.8 个百分点, 烟气的定压比热容和绝热系数分别减小了 0.01%。扰动开始时压缩烟气流量迅速增多, 由图 5(c)可看出, 烟气压缩机的 n_i 降低时, 压比 ε 迅速减小, 下降幅度约为 0.6%, 随后在烟气定压比热容和绝热系数减小的影响下又迅速回升。当压缩烟气流量大幅回落时, CO_2 份额恢复到扰动前水平, ε 再次呈现减小的趋势, 变化过程持续大约 40 s 后趋于稳定, 受压比影响, 烟气压缩机出口压力 P_{out} 呈现与 ε 同样的变化趋势。

当烟气压缩机各级进口烟气流量增多时, 级的摩擦损失增大, 整机等熵效率 n_i 迅速降低, 当烟气流量回落时, n_i 也相应回升, 总的变化幅度不明显; 当烟气压缩机转速不变时, 烟气压缩机的功率 P 主要受各段进口烟气流量的影响, 其变化趋势与各段进口流量的变化一致。

表 4 一次再循环风机挡板开度扰动下烟气压缩系统主要运行参数变化表

Tab. 4 Main operating parameters of flue gas compression system under the disturbance of recycling fan baffle opening

项目	扰动前	扰动后	变化幅度/%	过度时间/s
烟气压缩机低压段烟气流量(单台) $G_{cl}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	40.37	40.39	0.04	30
烟气压缩机中压段烟气流量(单台) $G_{cm}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	39.22	39.25	0.06	20
烟气压缩机高压段烟气流量(单台) $G_{ch}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	38.74	38.76	0.06	30
烟气压缩机等熵效率 $n_i/\%$	76.75	76.75	0.00	55
烟气压缩机压比 ε	34.21	34.20	-0.03	45
烟气压缩机出口压力 $p_{\text{out}}/\text{kPa}$	3 015.77	3 015.78	0.00	50
烟气压缩机功率(单台) P/W	13.61×10^6	13.61×10^6	0.05	45
第一级烟气冷却器出口烟温 $T_{fg1}^{\circ}/^{\circ}\text{C}$	29.54	29.54	0.00	110
第二级烟气冷却器出口烟温 $T_{fg2}^{\circ}/^{\circ}\text{C}$	28.98	29.99	0.03	120
第三级烟气冷却器出口烟温 $T_{fg3}^{\circ}/^{\circ}\text{C}$	28.87	28.88	0.03	150
第四级烟气冷却器出口烟温 $T_{fg4}^{\circ}/^{\circ}\text{C}$	30.91	30.91	0.00	120

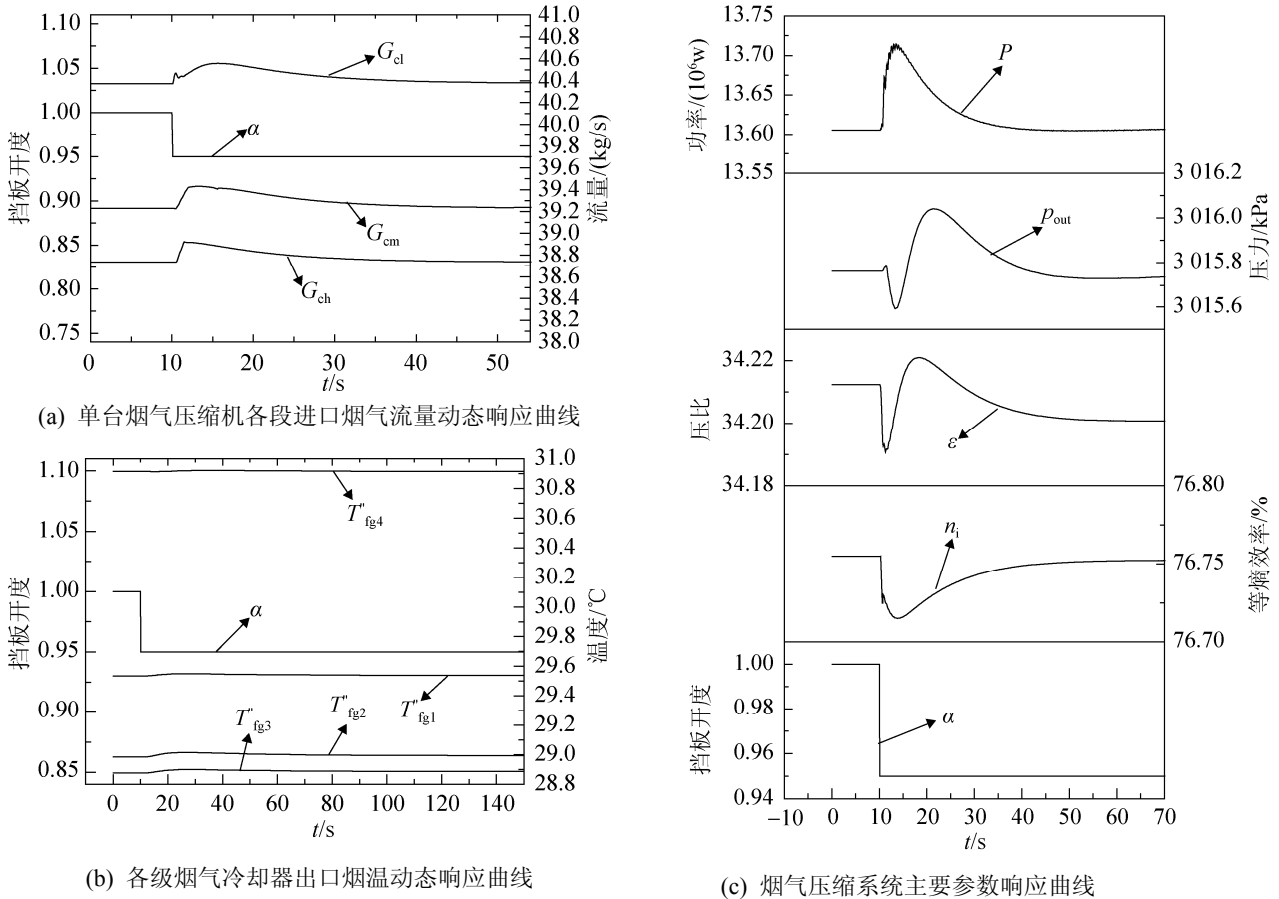


图5 一次再循环风机挡板开度扰动对烟气压缩系统主要运行参数的影响

Fig. 5 Influence of a recycling fan baffle opening disturbance on main operating parameters of flue gas compression system

2.3 烟气压缩机转速扰动

当烟气压缩机的标准化转速 n_c 上升 1% 时, 如表 5 和图 6 所示, 烟气压缩机压比 ε 立即增大 0.8%。其出口压力 p_{out} 也相应升高, 受烟气压缩系统入口压力降低的影响, 出现小幅回落的趋势, 最终涨幅为 0.8 kPa。当 p_{out} 升高时, 烟气压缩系统进出口压差增大, 由图(a)可看出各段入口烟气流量(G_{cl} 、 G_{cm} 、 G_{ch})急剧上升, 并随着 p_{out} 的回落而回落。图(b)可看出, 当烟气冷却器烟气流量增多时, 单位质量烟气的换热量减少, 因此各级冷却器出口烟温(T''_{fg1} 、 T''_{fg2} 、 T''_{fg3} 、 T''_{fg4})有所上升, 并随着烟气流量的下降而回落, 整个变化过程持续时间超过 150s, 降幅接近 0.5℃, 各级冷却器出口烟温的过渡时间明显较长。

当烟气压缩机各段进口烟气流量迅速增多时,

其流动损失急剧增多(级的摩擦损失与烟气流量成正比), 整机的等熵效率 n_i 迅速降低, 变化幅度为 0.7%; 此时, 烟气压缩机功率 P 受转速上升和各段进口烟气流量增多的影响迅速增大, 并随着进口烟气流量减少稍有回落。

2.4 烟气冷却器冷却水阀门开度扰动

当烟气冷却器冷却水阀门开度 a_w 减少 10% 时, 如表 6 和图 7 所示, 冷却水量减少 10%, 烟气冷却器的换热量下降, 各级烟气冷却器的出口烟温(T''_{fg1} 、 T''_{fg2} 、 T''_{fg3} 、 T''_{fg4})缓慢上升。由于冷却水和金属壁热惯性的影响, 烟温的过渡时间长达 600 s, 增幅超过 0.5℃。

各段入口烟气温度增大时, 烟气压缩机压比 ε 缓慢变小, 其出口压力 p_{out} 随之降低。 p_{out} 减少时, 烟气压缩系统进出口压力差减少, 各段入口烟气流

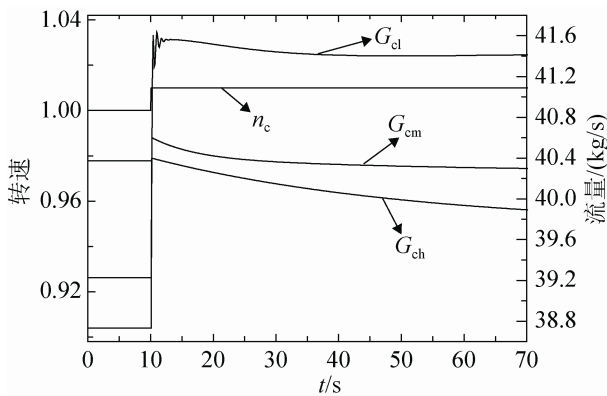
量缓缓减少, 其减少幅度约为 0.1kg/s 。当烟气压缩机各段进口烟气流量(G_{cl} 、 G_{cm} 、 G_{ch})缓慢减少时, 其流动损失减少, 整机的等熵效率 n_i 逐渐提高, 变化幅度为 0.1% ; 此时, 烟气压缩机的功率 P 各段进口烟气流量减少的影响而下降。

烟气压缩系统各设备和过程主要参数变化都是由烟气冷却器出口烟温的变化引起的, 因此, 各参数的响应和变化幅度都较小, 但过渡时间较长。当各级烟气冷却器的出口烟温趋于稳定时, 各参数也逐渐趋于稳定。

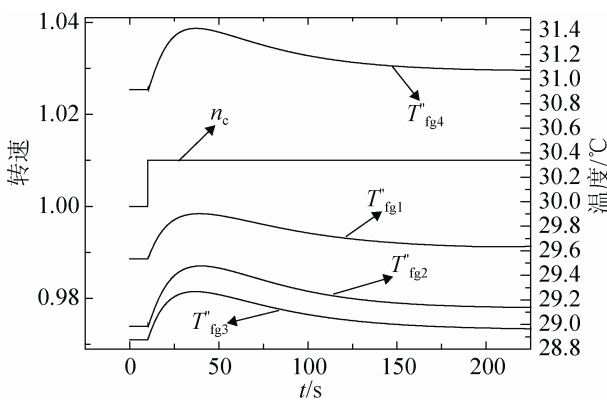
表 5 烟气压缩机转速扰动下烟气压缩系统主要运行参数变化表

Tab. 5 Main operating parameters of flue gas compression system under the disturbance of flue gas compressor speed

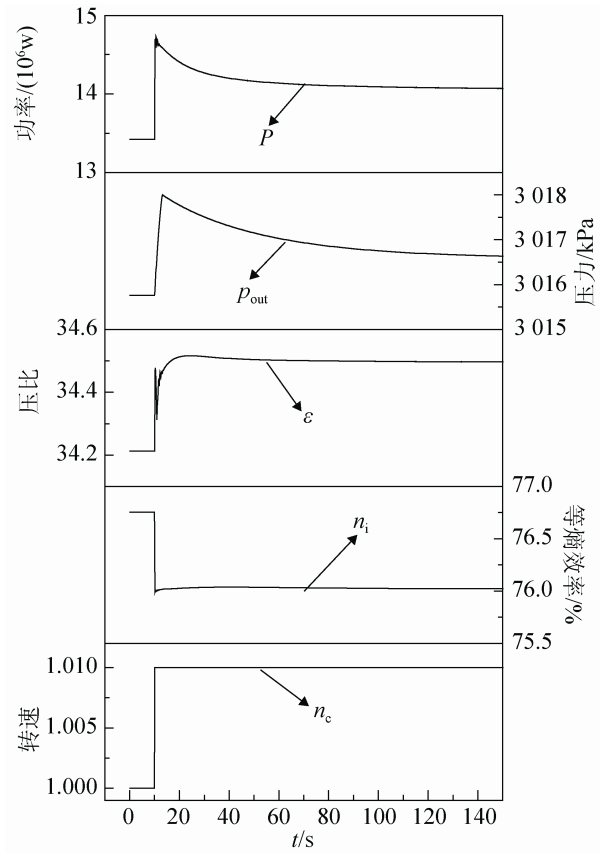
项目	扰动前	扰动后	变化幅度/%	过渡时间/s
烟气压缩机低压段烟气流量(单台) $G_{cl}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	40.37	41.40	2.56	35
烟气压缩机中压段烟气流量(单台) $G_{cm}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	39.22	40.23	2.56	35
烟气压缩机高压段烟气流量(单台) $G_{ch}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	38.74	39.71	2.52	50
烟气压缩机等熵效率 $n_i/\%$	76.75	76.04	-0.94	40
烟气压缩机压比 ε	34.21	34.49	0.81	50
烟气压缩机出口压力 p_{out}/kPa	3015.77	3016.57	0.03	130
烟气压缩机功率(单台) P/W	13.61×10^6	14.23×10^6	4.60	80
第一级烟气冷却器出口烟温 $T_{fg1}^r/^\circ\text{C}$	29.54	29.66	0.41	175
第二级烟气冷却器出口烟温 $T_{fg2}^r/^\circ\text{C}$	28.98	29.14	0.54	180
第三级烟气冷却器出口烟温 $T_{fg3}^r/^\circ\text{C}$	28.87	28.96	0.30	183
第四级烟气冷却器出口烟温 $T_{fg4}^r/^\circ\text{C}$	30.91	31.07	0.50	190



(a) 单台烟气压缩机各段进口烟气流量动态响应曲线



(b) 各级烟气冷却器出口烟温动态响应曲线



(c) 烟气压缩系统主要参数响应曲线

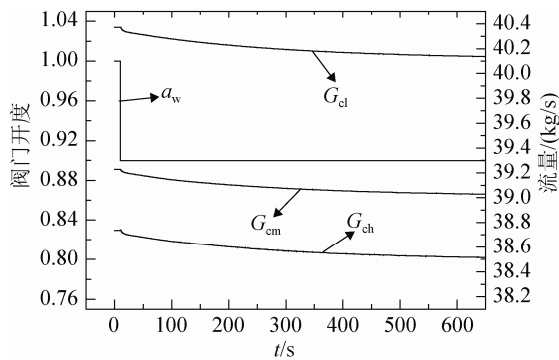
图 6 烟气压缩机转速扰动对烟气压缩系统主要运行参数的影响

Fig. 6 Influence of flue gas compressor speed on main operating parameters of flue gas compression system

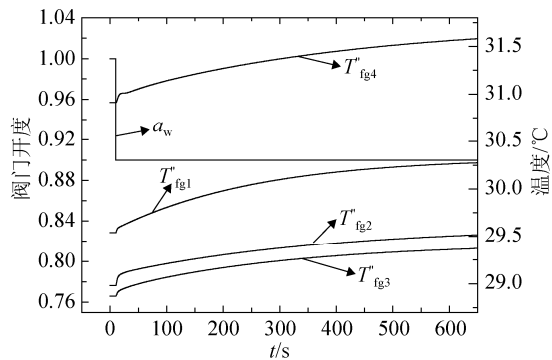
表6 烟气冷却器冷却水阀门开度扰动下烟气压缩系统主要运行参数变化表

Tab. 6 Main operating parameters of flue gas compression system under the disturbance of flue gas cooler cooling water valve opening

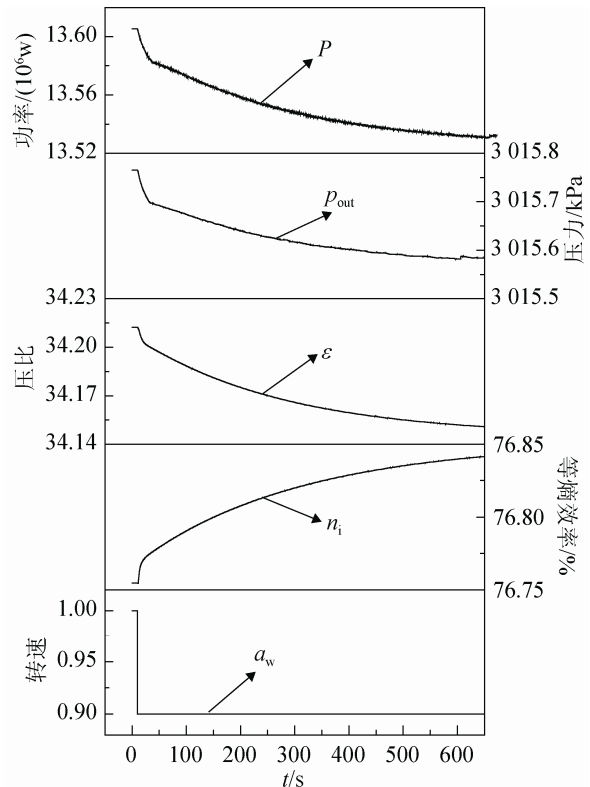
项目	扰动前	扰动后	变化幅度/%	过渡时间/s
烟气压缩机低压段烟气流量(单台) $G_{cl}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	40.37	40.14	-0.59	600
烟气压缩机中压段烟气流量(单台) $G_{cm}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	39.22	39.02	-0.51	600
烟气压缩机高压段烟气流量(单台) $G_{ch}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	38.74	38.52	-0.57	610
烟气压缩机等熵效率 $n_i/\%$	76.75	76.83	0.10	600
烟气压缩机压比 ε	34.21	34.15	-0.18	590
烟气压缩机出口压力 p_{out}/kPa	3 015.77	3 015.58	-0.01	600
烟气压缩机功率(单台) P/W	13.61×10^6	13.54×10^6	-0.55	590
第一级烟气冷却器出口烟温 $T_{fg1}^r/^\circ\text{C}$	29.54	30.18	2.15	600
第二级烟气冷却器出口烟温 $T_{fg2}^r/^\circ\text{C}$	28.98	29.43	1.55	600
第三级烟气冷却器出口烟温 $T_{fg3}^r/^\circ\text{C}$	28.87	29.42	1.47	590
第四级烟气冷却器出口烟温 $T_{fg4}^r/^\circ\text{C}$	30.91	31.49	1.70	590



(a) 单台烟气压缩机各段进口烟气流量动态响应曲线



(b) 各级烟气冷却器出口烟温动态响应曲线



(c) 烟气压缩系统主要参数响应曲线

图7 烟气冷却器冷却水阀门开度扰动对烟气压缩系统主要运行参数的影响

Fig. 7 Influence of flue gas cooler cooling water valve opening disturbance on main operating parameters of flue gas compression system

3 结论

仿真试验结果表明,本文所开发的烟气压缩系统仿真模型,能够正确地模拟主要运行参数的动态

变化过程。B-MCR 工况下,当给煤机转速和烟气压缩机转速的扰动时,烟气压缩系统主要运行参数的响应较灵敏,且变化幅度较大;而一次再循环风机挡板开度和烟气冷却器冷却水阀门开度的扰动,

对系统主要参数的影响不明显。仿真结果可为 300 MW 富氧煤粉燃烧锅炉烟气压缩系统的运行控制提供参考。

参考文献:

- [1] 郑楚光, 赵永椿, 郭欣. 中国富氧燃烧技术研发进展 [J]. 中国电机工程学报, 2014, 34(23): 3856-3864.(Zheng Chuguang, Zhao Yongchun, Guo Xin. Research and Development of Oxy-fuel Combustion in China [J]. Proceedings of the CSEE (S0258-8013), 2014, 34(23): 3856-3864.)
- [2] 阎维平, 米翠丽. 富氧煤粉燃烧锅炉概念设计研究 [J]. 热力发电, 2011, 40(2): 1-7.(Yan Weiping, Mi CuiLi. Study on Conceptual Design of Utility Boiler Burning Oxygen-Enriched Pulverized Coal. [J]. Power System Engineering (S1002-3364), 2011, 40(2): 1-7.)
- [3] 孔红兵, 柳朝晖, 陈胜, 等. 600 MW 富氧燃烧系统过程建模及优化 [J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(2): 53-60.(Kong Hongbing, Liu Chaohui, Chen Sheng, et al. Process Simulation and Optimization of a 600 MW O₂/CO₂ Power Plant[J]. Proceedings of the CSEE (S0258-8013), 2012, 32(2): 53-60.)
- [4] 韩冬, 段伦博, 段钰锋, 等. 富氧燃烧全流程建模及系统优化 [J]. 煤炭学报, 2013, 38(12): 2241-2246.(Han Done, Duan Lunbo, Duan Yufeng, et al. Process simulation and optimization of oxy-fuel combustion system[J]. Journal of China coal society (S0253-9993), 2013, 38(12): 2241-2246.)
- [5] Posch S, Haider M. Optimization of CO₂ compression and purification units (CO₂ CPU) for CCS powerplants [J]. Fuel (S0016-2361), 2012, 101 (4): 254-263.
- [6] Chansomwong A, Zanganeh K E, Ricardez-Sandoval L A, et al. Dynamic modelling of a CO₂ capture and purification unit for an oxy-coal-fired power plant [J]. International Journal of Greenhouse Gas Control (S1750-5836), 2014, 22(2): 111-122.
- [7] E.Kakaras, A.Koumanakos, A.Doukelis. Simulation of a Greenfield Oxyfuel Liginte-Fired Power Plant [J]. Energy Conversion and Management (S0196-8904), 2007, 48(11): 2879-2887.
- [8] 高建强, 孙少东. 炉膛漏风对富氧煤粉燃烧锅炉烟气压缩系统运行特性的影响 [J]. 电站系统工程, 2015, 31(4): 9-12.(Gao Jianqiang, Sun Shaodong Influence on Flue Gas Compression System Operating Characteristics of Oxy-coal fired Boiler from Furnace Air Leakage[J]. Power System Engineering (S1005-006X), 2015, 31(4): 9-12.)
- [9] 倪维斗, 徐向东, 任挺进, 等. 热动力系统建模与控制的若干问题 [M]. 北京: 科学出版社, 1996. Ni Weidou, Xu Xiangdong, Ren Tingjin, et al. Some Problems in Modeling and Control of Thermal Power System [M]. Beijing: Science Press, 1996.
- [10] 崔凝, 徐国强, 马士英. DSG 槽式聚光集热系统实时动态仿真模型研究 [J]. 系统仿真学报, 2014, 26(12): 2839-2848.(Cui Ning, Xu Guogiang, Ma Shiyang. Study on Real-time Dynamic Simulation Model for DSG Parabolic Trough Collectors [J]. Journal of System Simulation (S1004-731X), 2014, 26(12): 2839-2848.)
- [11] 高建强, 王立坤, 孙少东, 等. 漏风对 300 MW 富氧煤粉燃烧锅炉参数影响的研究 [J]. 华北电力大学学报, 2015, 42(2): 72-77.(Gao Jianqiang, Wang Likun, Sun Shaodong, et al. Research on Affecting of Air Leakage on Parameters of a 300 MW Oxy-coal Fired Boiler[J]. Journal of North China Electric Power University (S1008-2603), 2015, 42(2):72-77.)
- [12] 褚菲, 王福利, 王小刚, 等. 多级离心烟机压缩机防喘模型与防喘控制策略 [J]. 控制与决策, 2013, 28(3): 439-444.(Chu Fei, Wang Fu-li, Wang Xiaogang, et al. Multi-stage centrifugal compressor model and anti-surge[J]. control strategy Control and Decision (S1001-0920), 2013, 28(3): 439-444.)
- [13] Jiang W, Khan J, Dougal R A. Dynamic centrifugal compressor model for system simulation [J]. Journal of Power sources (S0378-7753), 2006, 158(2): 1333-1343.
- [14] 徐忠. 离心式烟机压缩机原理 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.(Xu Zhong. Centrifugal compressor principle [M]. Beijing: China Machine Press, 1990.)
- [15] 周健. CCPP 机组多级煤气压缩机系统建模 [D]. 沈阳: 东北大学, 2011.(Zhou Jian. Modeling of CCPP Units Multistage Gas Compressor System [D]. Northeastern University, 2012.)
- [16] 侯致福. O₂/CO₂ 燃煤锅炉机组实时仿真模型研究 [D]. 保定: 华北电力大学, 2012.(Hou Zhifu. Study of real-time simulation model for oxy-coal fired boiler unit [D]. North China Electric Power University, 2012.)