

# 蒸汽型高温固体储热系统建模与控制仿真研究

陈梦东<sup>1</sup>, 康伟<sup>1</sup>, 张楠<sup>2</sup>, 刘文亮<sup>3</sup>

(1. 北京智慧能源研究院, 北京 102209; 2. 华北电力大学, 北京 100096;  
3. 国网福建省电力有限公司厦门供电公司, 福建 厦门 361004)

**摘要:** 基于 MATLAB/simulink 软件, 建立了包含蓄热体、余热锅炉、风机、水泵等部件的蒸汽型固体储热供热系统仿真模型, 分析了恒定入口风量和恒定出口风温模式下的系统动态特性。针对汽包压力升高和用户热负荷降低工况, 根据汽包出口阀门开度和风机风量先后调节顺序组成 4 种控制方法。结果表明: 当风量维持 5.5 kg/s 时, 蓄热体出口热风温度及余热锅炉的产汽量均会持续减小, 在 6 000 s 内蓄热体温度由 710 °C 降到了 612 °C, 余热锅炉的产汽量由 0.88 kg/s 降低到 0.67 kg/s。针对压力升高工况, 先调节汽包出口阀门开度、后控制风机出口风量, 较相反的调节顺序, 使系统供汽压力变化的调节时间节省 1 倍, 仅需 90 s 左右。针对用户热负荷降低工况, 先调节汽包出口阀门开度再调节风机出口风量, 仅需 60 s 左右将蒸汽热负荷由 0.6 kg/s 降到 0.4 kg/s, 但是汽包压力和汽包水位波动较大, 波动值分别为 0.08 MPa 和 0.03 m。

**关键词:** 固体储热系统; 蓄热体; simulink 仿真; 动态特性; 控制策略

中图分类号: TK11 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.03.011

[引用本文格式] 陈梦东, 康伟, 张楠, 等. 蒸汽型高温固体储热系统建模与控制仿真研究[J]. 热能动力工程, 2024, 39(3): 82-91. CHEN Meng-dong, KANG Wei, ZHANG Nan, et al. Study on modeling and control simulation of steam-type high temperature solid heat storage system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(3): 82-91.

## Study on Modeling and Control Simulation of Steam-type High Temperature Solid Heat Storage System

CHEN Meng-dong<sup>1</sup>, KANG Wei<sup>1</sup>, ZHANG Nan<sup>2</sup>, LIU Wen-liang<sup>3</sup>

(1. Beijing Institute of Smart Energy, Beijing, China, Post Code: 102209;  
2. North China Electric Power University, Beijing, China, Post Code: 100096;  
3. State Grid Xiamen Power Supply Company, Xiamen, China, Post Code: 361004)

**Abstract:** Based on MATLAB/simulink software, a simulation model of a steam-type solid heat storage and heating system was established, which included components such as thermal storage body, waste heat boiler, fan and water pump. The dynamic characteristics of the system were analyzed under constant inlet air volume and constant outlet air temperature modes. Results show that four control methods are formed according to the opening of steam drum outlet valve and the sequence of fan air volume adjustment for the conditions of steam drum pressure rise and user heat load reduction. When the air volume is maintained at 5.5 kg/s, the outlet hot air temperature of the heat storage body and the steam production of the waste heat boiler will continue to decrease. Within 6 000 seconds, the temperature of the heat storage body decreases from 710 °C to 612 °C, and the steam production of the waste heat boiler reduces from 0.88 kg/s to 0.67 kg/s. Under the working condition of pressure rise, first adjust the opening of the steam drum outlet

收稿日期: 2023-05-24; 修订日期: 2023-07-05

基金项目: 国家电网有限公司总部科技项目资助(5419-202021250A-0-0-00)

**Fund-supported Project:** Research and Demonstration on Key Technology of Steam-type High Temperature Phase Change Heat Storage for Electric Energy Substitution in Industrial Field (5419-202021250A-0-0-00)

作者简介: 陈梦东(1985-), 男, 北京智慧能源研究院高级工程师。

valve, and then control the air volume at the fan outlet. Compared with the opposite adjustment sequence, this saves half of the adjustment time of the system's steam supply pressure change, which needs only about 90 seconds. In response to the user's heat load reduction condition, first adjust the opening of the steam drum outlet valve and then adjust the fan outlet air volume. It only takes about 60 seconds to reduce the steam supply heat load from 0.6 kg/s to 0.4 kg/s. However, the steam drum pressure and water level fluctuate greatly, with fluctuation values of 0.08 MPa and 0.03 m, respectively.

**Key words:** solid heat storage system, heat storage body, simulink simulation, dynamic characteristics, control strategy

## 引言

随着中国“双碳”目标的提出,新能源发电的占比将逐渐增高。由于新能源发电的波动性和间歇性,需要大容量储能技术来减小电力生产和消纳之间在时间和空间上的不平衡。高温固体储热技术是近年来大力发展的大容量储能技术之一<sup>[1-4]</sup>,得到研究者广泛关注。

邢作霞等人<sup>[5-6]</sup>开展了储热单元的数值模拟和多参数协同优化、前馈补偿控制研究,为固体电制热储热系统的应用提供指导。孙德明等人<sup>[7]</sup>设计了3种不同结构的蓄热体装置,对比分析了不同结构对蓄热体蓄热和释热的影响。刘春蕾等人<sup>[8]</sup>设计了一种基于模糊PID的固体蓄热温度控制系统,该系统具有较小的超调量及更快的响应速度。杨成祥<sup>[9]</sup>采取分工况变论域模糊PID控制方法实现供热系统稳定运行。崔高健等人<sup>[10]</sup>将模糊控制方法应用于集中供热控制器,提升供暖效果的同时还可减少运维成本。宋盼想<sup>[11]</sup>提出以串级PID控制为主的调节方法并进行了可行性验证。杨凯悦<sup>[12]</sup>和刘建博<sup>[13]</sup>将神经网络算法应用于锅炉供暖系统的仿真计算,结果表明,该算法的使用可减小系统仿真误差。王国宇<sup>[14]</sup>在供热系统控制单元同时加入神经网络算法和PID控制,仿真结果表明,该策略可以提高系统供热的稳定性。石征锦等人<sup>[15]</sup>设计了一种基于PLC的谷电蓄热供热系统控制策略,用于预测和调节供热系统的运行参数。顾清之<sup>[16]</sup>从经济性 & 实际运行角度对比分析了电储热供汽系统与其他供汽系统之间的差异。徐耀祖等人<sup>[17]</sup>提出了一种基于热物理参数非定值分析的数值模拟方法,通过截面优化和功率分布优化开展运行性能研究。叶凯旋等人<sup>[18]</sup>研究了不同布置方式下接触式换热固体蓄热过程的传热规律。

目前,针对电制热储热供热系统的研究较多,但

多集中于材料选择、蓄热体结构设计、储热系统设计及经济性分析等方面。本文基于MATLAB/simulink平台建立了包含相变蓄热体、余热锅炉、风机及水泵等部件的仿真模型,分析了恒定入口风量和恒定出口风温模式下的系统动态特性,提出应对汽包压力升高和用户热负荷降低的控制方法,为蒸汽型高温固体储热系统的设计提供参考与指导。

## 1 蒸汽型高温相变储热系统简介

图1为典型的蒸汽型高温相变储热系统示意图。该系统包括相变蓄热体、保温层、余热锅炉、变频风机、给水泵等。

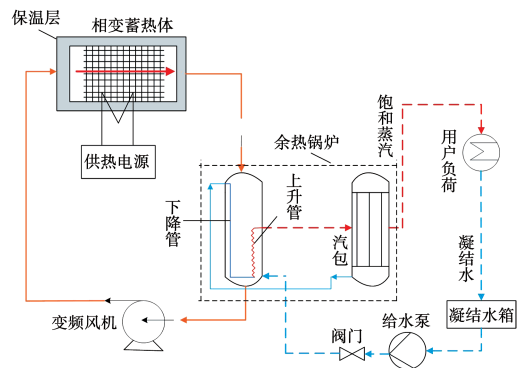


图1 蒸汽型高温相变储热系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of steam-type high temperature solid heat storage system

## 2 蒸汽型高温相变储热系统数学模型

### 2.1 相变蓄热体模型

基于MATLAB/simulink仿真平台建立系统的动态模型。蓄热体的数学模型为:

$$Q = Q_1 - Q_2 \quad (1)$$

式中: $Q$ —蓄热体储存的热量, J;  $Q_1$ —电加热元件将电能转化为热能并存储于蓄热体的热量, J;  $Q_2$ —蓄热体传递给空气的热量, J。

$$Q_1 = W_e \cdot \eta_e \quad (2)$$

式中:  $W_e$ —电加热器功率,取值 1 MW;  $\eta_e$ —电加热器效率,取值 0.99。

$$Q_2 = hA(T_b - T_a) \quad (3)$$

式中:  $h$ —蓄热体与空气间的传热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $A$ —蓄热体与空气间的换热面积,  $m^2$ ;  $T_b$ —蓄热体平均温度,  $K$ ;  $T_a$ —蓄热体进出口空气平均温度,  $K$ 。

蓄热体未发生相变时温度控制方程:

$$\frac{\partial T_b}{\partial t} = \frac{1}{m_b c_b} \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (4)$$

式中:  $c_b$ —未发生相变时蓄热体的平均比热容,  $J/(kg \cdot K)$ ;  $m_b$ —蓄热体总质量,  $kg$ ;  $t$ —时间,  $s$ 。

蓄热体发生相变时其温度等于相变温度,公式为:

$$T_b = T_p \quad (5)$$

式中:  $T_p$ —相变介质的相变温度,  $K$ 。

已发生相变的蓄热材料质量表示为:

$$m_p = \frac{Q - [m_b c_b (T_b - T_0)]}{\Delta H} \quad (6)$$

式中:  $m_p$ —发生相变的蓄热材料质量,  $kg$ ;  $T_0$ —蓄热初始温度,  $K$ ;  $\Delta H$ —蓄热材料相变焓,  $J/kg$ 。

## 2.2 余热锅炉模型

忽略管路上的热量损失,余热锅炉可简化为上升管、汽包、下降管 3 部分。

### 2.2.1 上升管模型

高温空气进入余热锅炉加热上升管中的给水。根据能量守恒计算高温热空气在上升管中的放热量:

$$Q_h = \dot{m}_a (c_{p,in} T_{in} - c_{p,out} T_{out}) \quad (7)$$

式中:  $Q_h$ —热空气与上升管中给水换热时释放的热量,  $J$ ;  $\dot{m}_a$ —空气质量流量,  $kg/s$ ;  $c_{p,in}$  和  $c_{p,out}$ —热空气与上升管中给水换热前后的空气的比定压热容,  $J/(kg \cdot K)$ ;  $T_{in}$  和  $T_{out}$ —热空气与上升管中给水换热前后的空气温度,  $K$ 。

换热过程中热空气先将热量传递给上升管的金属管壁,热平衡方程为:

$$\dot{m}_a c_p \frac{\partial T_a}{\partial t} = \dot{m}_a (c_{p,in} T_{in} - c_{p,out} T_{out}) - h_1 A_1 \frac{\partial (T_a - T_m)}{\partial t} \quad (8)$$

式中:  $T_a$ —热空气与上升管中给水换热过程中的空气平均温度,  $K$ ;  $T_m$ —上升管金属平均温度,  $K$ ;  $h_1$ —上升管与热空气之间的传热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $A_1$ —上升管与热空气之间的换热面积,  $m^2$ 。

上升管壁吸收热量后再传递给低温给水,上升

管的能量平衡方程为:

$$\dot{m}_m c_{p,m} \frac{\partial T_m}{\partial t} = h_1 A_1 \frac{\partial (T_a - T_m)}{\partial t} - h_2 A_2 \frac{\partial (T_m - T_w)}{\partial t} \quad (9)$$

式中:  $m_m$ —上升管的质量,  $kg$ ;  $c_{p,m}$ —上升管的比定压热容,  $J/(kg \cdot K)$ ;  $h_2$ —上升管与热空气之间的传热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $A_2$ —上升管与给水之间的换热面积,  $m^2$ ;  $T_w$ —上升管中给水的平均温度,  $K$ 。

上升管中给水吸收热量后,  $t$  时刻产生的蒸汽量可由下式进行计算<sup>[19]</sup>:

$$\frac{\partial m_{gas}}{\partial t} = \frac{h_2 A_2 \frac{\partial (T_m - T_w)}{\partial t} - \dot{m} (H_w - H_{in})}{H_{gas} - H_w} \quad (10)$$

式中:  $m_{gas}$ —上升管内产生的蒸汽量,  $kg$ ;  $H_{gas}$ —汽包压力下的饱和蒸汽焓值,  $J/kg$ ;  $\dot{m}$ —水的流量,  $kg/s$ ;  $H_w$ —汽包压力下的饱和水焓值,  $J/kg$ ;  $H_{in}$ —上升管入口水的焓值,  $J/kg$ 。

上升管出口汽水混合物的干度  $x$  为:

$$x = m_{gas} / \dot{m} \quad (11)$$

### 2.2.2 汽包模型

汽包具有暂存和保证余热锅炉正常水循环的功能,其参数变化可能引起汽包水位的波动。先求得汽包存液量,再根据汽包体积计算汽包水位。汽包数学模型如下:

汽包内蒸汽的存汽量<sup>[20]</sup>为:

$$\frac{\partial m_{gas,d}}{\partial t} = \dot{m}_{mix} \cdot x - \dot{m}_{steam} + \dot{m}_f - \dot{m}_c \quad (12)$$

式中:  $m_{gas,d}$ —汽包内蒸汽存汽质量,  $kg$ ;  $\dot{m}_{mix}$ —上升管出口汽水混合物质量流量,  $kg/s$ ;  $\dot{m}_{steam}$ —汽包出口蒸汽质量流量,  $kg/s$ ;  $\dot{m}_f$ —动态闪蒸量,  $kg/s$ ;  $\dot{m}_c$ —动态凝结量,  $kg/s$ 。

汽包内的蒸气比体积可由汽侧容积和蒸汽存汽量进行计算:

$$v_{steam} = \frac{V_{steam}}{m_{gas,d}} \quad (13)$$

式中:  $v_{steam}$ —汽包内蒸汽比体积,  $m^3/kg$ ;  $V_{steam}$ —汽包内蒸汽侧容积,  $m^3$ 。

根据质量守恒计算汽包存液量:

$$\frac{\partial m_{L,d}}{\partial t} = \dot{m}_{mix} (1 - x) + \dot{m}_p - \dot{m}_{down} - \dot{m}_{steam} - \dot{m}_f + \dot{m}_c \quad (14)$$

式中:  $m_{L,d}$ —汽包存液量,  $kg$ ;  $\dot{m}_p$ —给水泵给水质量流量,  $kg/s$ ;  $\dot{m}_{down}$ —下降管中的给水质量流量,  $kg/s$ 。

根据汽包存液量计算汽包水位:

$$D_L = K(m_{L,d} - m_0) \quad (15)$$

式中: $D_L$ —汽包水位, m;  $K$ —水位折算系数, m/kg;  $m_0$ —0 m 水位时, 汽包的存液量, kg。

汽包内存液量的焓值可由下式进行计算:

$$\frac{\partial H_L}{\partial t} = \frac{m_{\text{mix}}(1-x)H_{L,p} + m_p H_p - m_{\text{down}} H_{\text{down}}}{m_{L,d}} \quad (16)$$

式中: $H_L$ —汽包内存液量的焓值, J/kg;  $H_{L,p}$ —汽包压力下的饱和水焓值, J/kg;  $H_p$ —给水泵给水焓值, J/kg;  $H_{\text{down}}$ —下降管中水的焓值, J/kg。

### 2.2.3 下降管模型

下降管中水的流速是由下降管和上升管中工作介质的压力差决定的, 其流速可由下式进行计算:

$$u_{\text{down}} = \sqrt{\Delta p / (\xi \times 0.5 \times \rho)} \quad (17)$$

式中: $u_{\text{down}}$ —下降管中液体的流速, m/s;  $\Delta p$ —下降管与上升管之间的压差, Pa;  $\rho$ —下降管中水的密度, kg/m<sup>3</sup>;  $\xi$ —流量系数, (Pa·kg·s<sup>2</sup>)/m<sup>5</sup>。

下降管中出口质量流量为:

$$\dot{m}_{\text{down}} = \pi \cdot r^2 \cdot u_{\text{down}} \cdot \rho \quad (18)$$

式中: $\dot{m}_{\text{down}}$ —下降管出口质量流量, kg/s;  $r$ —下降管的半径, m。

## 2.3 风机和水泵模型

### 2.3.1 风机模型

风机的数学模型:

$$dp_{\text{real}} = dp_{\text{max}} \cdot n^2 \quad (19)$$

式中: $dp_{\text{real}}$ —风机实际运行最大全压, Pa;  $dp_{\text{max}}$ —设计工况下风机最大全压, kPa;  $n$ —风机标称转速, 取值范围为 0 ~ 1。

$$dp = p_{\text{up}} + dp_{\text{real}} - p_{\text{down}} \quad (20)$$

式中: $dp$ —流体经过风机的压力变化, Pa;  $p_{\text{up}}$ —风机上游压力, Pa;  $p_{\text{down}}$ —风机下游压力, Pa。

$$\dot{V} = C \sqrt{dp} \quad (21)$$

式中: $\dot{V}$ —风机出口体积流量, m<sup>3</sup>/s;  $C$ —设计工况下风机导纳, m<sup>6</sup>/(s<sup>2</sup>·Pa)。

### 2.3.2 水泵模型

水泵的工作原理与风机类似, 其模型可参考风机模型。

## 2.4 模型验证

本文研究的蒸汽型高温固体储热系统的主要设计参数如表 1 所示。为了对所建蓄热体模型的精度进行验证, 将系统仿真结果与文献[21]中的固体电蓄热运行数据进行了对比, 具体结果如表 2 所示。

表 1 系统设计点参数取值

Tab. 1 Parameter values at system design points

参数	数值
风机出口空气量/kg·s <sup>-1</sup>	7
蓄热体质量/kg	44 000
蓄热体比热容/J·(kg·K) <sup>-1</sup>	1 000
蓄热体相变温度/°C	710
蒸汽温度/°C	151.8
蒸汽压力/MPa	0.5
蒸汽流量/kg·s <sup>-1</sup>	1.03

表 2 系统主要运行参数模拟值和文献值对比

Tab. 2 Comparison between simulated value and literature value of main operating parameters of system

蓄热体温度/°C	空气流量/kg·s <sup>-1</sup>	空气入口温度/°C	蓄热体出口空气温度/°C		
			文献值	模拟值	误差/%
627	2.3	26.85	526.85	531.10	0.82
427	2.3	26.85	310.35	312.65	0.74

由于相变状态下蓄热体温度保持不变, 在蓄热体入口空气流速和温度恒定的情况下, 蓄热体出口空气温度也保持恒定, 相变释热结束后才能计算系统动态特性。在保持入口空气流量和温度不变的情况下, 除设计点工况外, 再选取两个蓄热体释热状态的出口空气温度, 可验证模型在能量平衡和传热特性的仿真精度。由上述对比结果可见, 本文所建模型的模拟值与系统文献中数值之间的误差在 1% 范围内, 模型精度良好。

基于上述模型, 对蒸汽型高温固体储热系统进行模拟计算, 计算流程如图 2 所示。

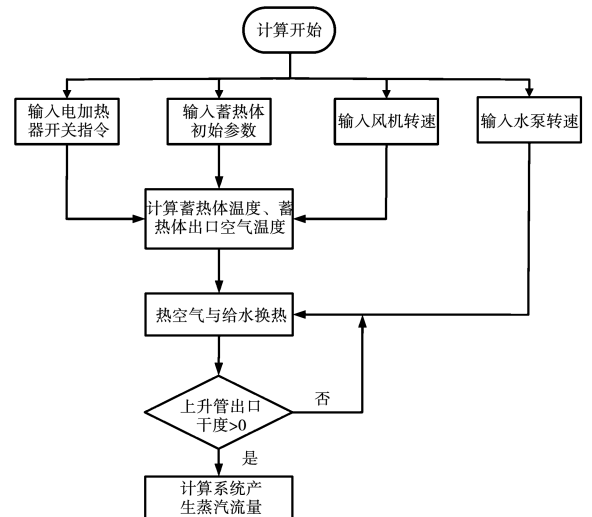


图 2 系统仿真流程图

Fig. 2 Flow chart of system simulation

### 3 蒸汽型高温相变储热系统动态性能分析

系统的初始条件为:温度 710 °C 时蓄热体完成蓄热,电加热器停止加热,蓄热体开始对空气进行放热。在维持汽包水位不变情况下,分别对风机出口风量恒定及蓄热体出口风温恒定的运行工况进行动态模拟。

#### 3.1 风机出口空气流量恒定运行工况

图 3 给出风机出口风量和蓄热体温度随时间的变化。由图 3 可知,通过设置风机的转速恒定来确保风机的出口风量不变,使风量始终维持在 5.5 kg/s。当热风与蓄热体进行换热时,电加热器已不对蓄热体进行放热,因此蓄热体温度会越来越低,蓄热体温度在 6 000 s 内由 710 °C 降到 612 °C。

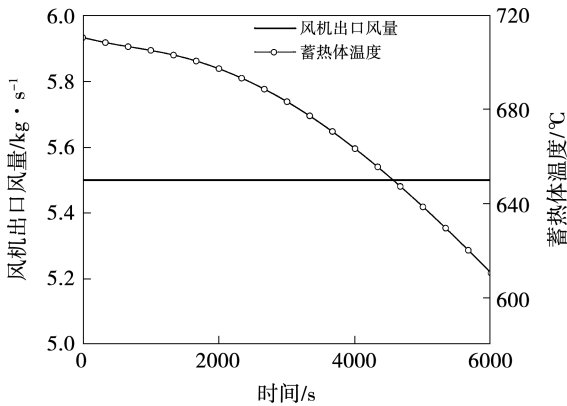


图 3 风机出口恒定风量工况下蓄热体温度随时间变化曲线

Fig. 3 Changing curve of heat storage body temperature with time under constant fan outlet air volume

图 4 为蓄热体出口风温和余热锅炉产汽量随时间的变化曲线。由图 4 可知,蓄热体出口风温先维持一段时间的恒定,后续逐渐降低,主要是流入蓄热体的空气先与蓄热体入口段蓄热材料换热。当空气流至蓄热体出口附近时,空气已达到较高温度,在出口处与蓄热体换热量较小,故运行初期蓄热体出口风温会有一段不变的趋势。随着系统的运行,蓄热体温度持续降低,蓄热体的出口风温也会随之降低。当蓄热体风温逐渐减小时,余热锅炉的产汽量随之降低,在 6 000 s 内产汽量由 0.88 kg/s 降低到 0.67 kg/s。此过程中,余热锅炉出口风温随时间的变化如图 5 所示。由图 5 可知,由于蓄热体出口风温的不断降低,使得余热锅炉出口风温也随之降低。

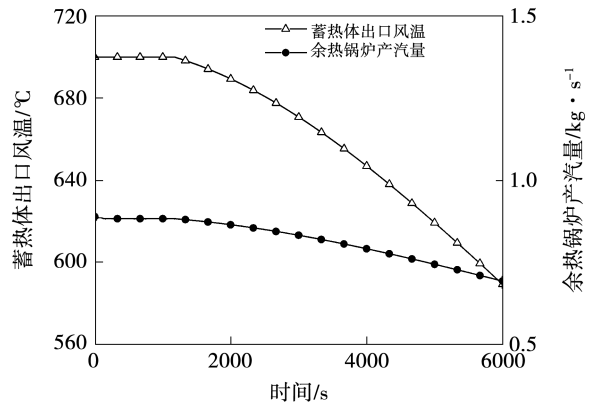


图 4 蓄热体出口风温和产汽量随时间变化曲线  
Fig. 4 Changing curve of outlet air temperature of heat storage body and steam production of waste heat boiler with time

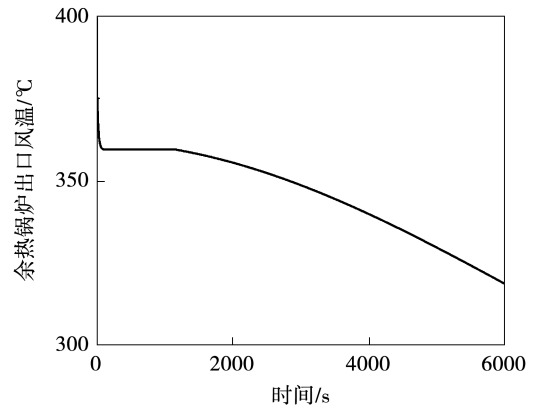


图 5 余热锅炉出口风温随时间的变化曲线

Fig. 5 Changing curve of outlet air temperature of waste heat boiler with time

#### 3.2 蓄热体出口风温恒定运行工况

对蓄热体出口风温恒定工况进行了模拟分析,结果如图 6 和图 7 所示。图 6 为蓄热体出口风量和风温随时间的变化曲线。由图 6 可知,在 400 ~ 900 s 内,蓄热体的出口风温始终保持 528 °C 不变,而风机的出口风量则由 7 kg/s 减小到 1.3 kg/s。这是因为电加热器停止加热后,随着供热的不断进行,蓄热体温度会不断降低,即热源温度降低,为了维持蓄热体出口风温不变,则需减小风机的出口风量。

图 7 为蓄热体温度和余热锅炉产汽量随时间的变化曲线。由图 7 可知,随着运行时间的增长,蓄热体温度逐渐降低,当风量逐渐减小而风温不变时,给水的换热能力降低,余热锅炉的产汽量随之降低。由图中还可看到,开始时余热锅炉产汽量迅速减小,

而后减小速率慢慢变缓,这与风量的变化趋势相同。在运行的 500 s 内,余热锅炉产生的蒸汽流量由 0.73 kg/s 降到了 0.18 kg/s。

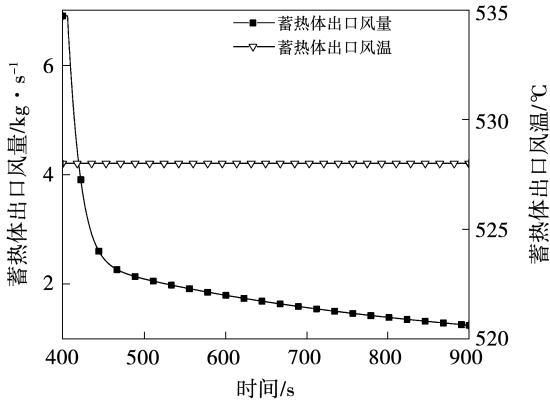


图6 蓄热体出口风温和风量随时间的变化曲线

Fig. 6 Changing curve of outlet air temperature and air volume of heat storage body with time

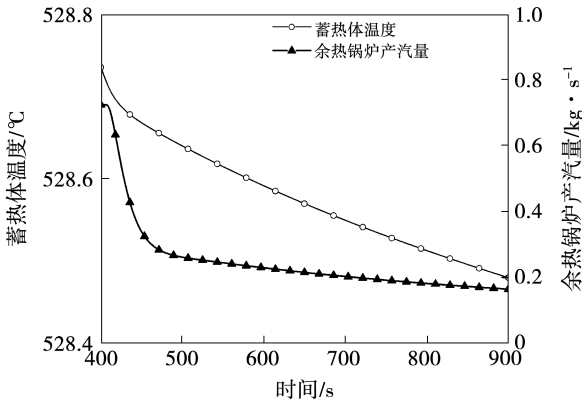


图7 蓄热体温度和余热锅炉产汽量随时间变化曲线

Fig. 7 Changing curve of temperature of heat storage body and steam production of waste heat boiler with time

#### 4 系统动态性能及控制策略分析

为了探究系统的动态性能,针对系统不同运行工况,基于PID控制提出不同的控制方法,分析相应工况下的系统动态特性。各仿真工况的初始状态为:蓄热体已蓄满热,温度为 710 °C,电加热器停止加热。

##### 4.1 不同汽包压力下系统动态性能分析

当系统对热用户进行供热时,由于蒸汽的用途不同,热用户对蒸汽参数的要求也会有所不同。为此,以热用户用汽流量维持 0.4 kg/s 不变为基准,将所供蒸汽压力从 0.5 MPa 升至 0.6 MPa 进行仿真

计算,分析系统的动态运行特性。

控制方法 1:先调节汽包出口阀门开度,再控制风机出口风量。当供汽压力由 0.5 MPa 升至 0.6 MPa 时,首先改变汽包出口阀门的开度,再通过 PID 调节风机出口风量。在此过程中,利用 PID 对给水泵给水量进行调节,保证汽包水位的平稳。该控制方法下系统的动态仿真过程如图 8 和图 9 所示。

图 8 为控制方法 1 调节模式下运行过程中余热锅炉产汽流量和汽包出口蒸汽流量(供给用户的蒸汽流量)变化情况。在 1 000 s 时,用户蒸汽供热压力需由 0.5 MPa 升至 0.6 MPa,此时汽包出口处的阀门开度开始减小,导致汽包出口的蒸汽流量降低,经过 2~3 个周期的调节,汽包出口蒸汽流量重新恢复到 0.4 kg/s。当汽包出口的蒸汽流量发生变化时,为了维持供给用户的蒸汽流量不变,需对风机的出口风量进行调节,从而改变余热锅炉的产汽量。由图 8 可知,在 1 000~1 200 s 期间,余热锅炉产汽量有明显波动,但系统稳定运行后仍可保持 0.4 kg/s 不变。

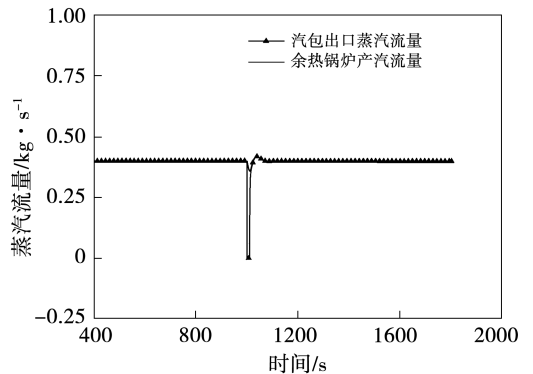


图8 控制方法 1 时汽包出口蒸汽量和余热锅炉产汽流量的变化曲线

Fig. 8 Changing curve of outlet steam flow of steam drum and steam production of waste heat boiler by control method 1

系统运行过程中,控制方法 1 调节模式下汽包压力和汽包水位的变化如图 9 所示。在 1 000 s 时,汽包压力开始上升,在大约 1 100 s 时,汽包压力升至 0.6 MPa,整个过程较为平稳。由于汽包压力的变化和汽包内蒸汽流量的波动,使得汽包水位不可避免地发生变化。虽然汽包水位在汽包压力变化过程中会有明显的波动,但通过控制系统对给水泵出口给水量调节,汽包水位最终恢复到 0 m。

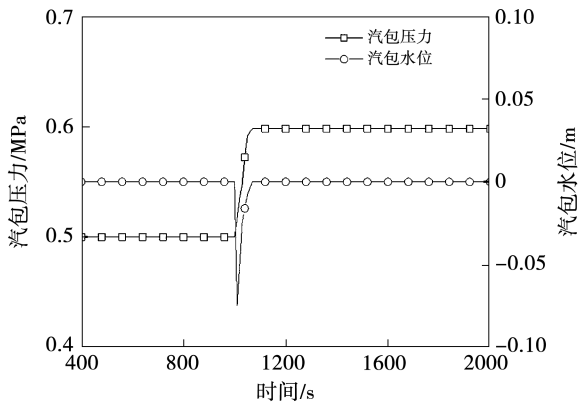


图9 控制方法1时汽包压力和汽包水位变化曲线

Fig. 9 Changing curve of steam drum pressure and water level by control method 1

控制方法2:先控制风机出口风量再控制汽包出口阀门开度。当供汽压力由0.5 MPa升至0.6 MPa时,先改变风机出口流量,在此过程中,通过汽包出口阀门开度来控制供给用户的蒸汽流量,并利用PID对给水泵进行控制,确保汽包水位的稳定。该控制方法下系统的动态仿真过程如图10和图11所示。

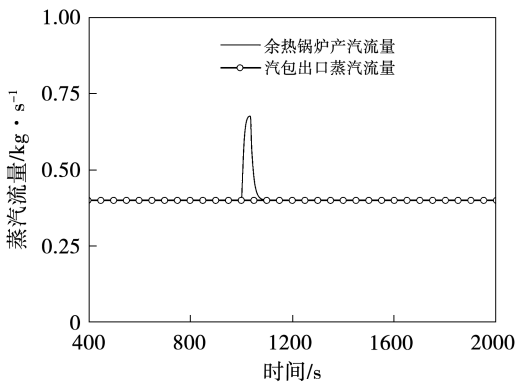


图10 控制方法2时汽包出口蒸汽流量和余热锅炉产汽流量的变化曲线

Fig. 10 Changing curve of outlet steam flow of steam drum and steam production of waste heat boiler by control method 2

图10为在控制方法2的调节下系统余热锅炉产汽量和汽包出口蒸汽流量的变化情况。在1000s后,余热锅炉的产汽量由0.4 kg/s逐渐升至0.7 kg/s,而后又恢复到0.4 kg/s。这是因为,当汽包压力需要升高时,控制系统首先增大风机的风量来增加余热锅炉的产汽量,通过增加汽包内蒸汽存汽量来实现汽包压力的升高,当汽包压力升至一定时产汽量又逐渐降低至0.4 kg/s。在此过程中,汽包出口蒸

汽流量基本可保持0.4 kg/s不变。

图11为控制方法2的模式下系统汽包压力和汽包水位变化情况。通过风机进行转速调节,在1000s后汽包压力开始上升,180s后汽包压力由0.5 MPa升至0.6 MPa。因风机的调节使得余热锅炉的产汽量发生的较大变化,因此为维持汽包水位的平稳需要对给水泵出口给水量进行调节。经过给水泵的调节,汽包水位虽有明显的波动,但最终仍可维持稳定。

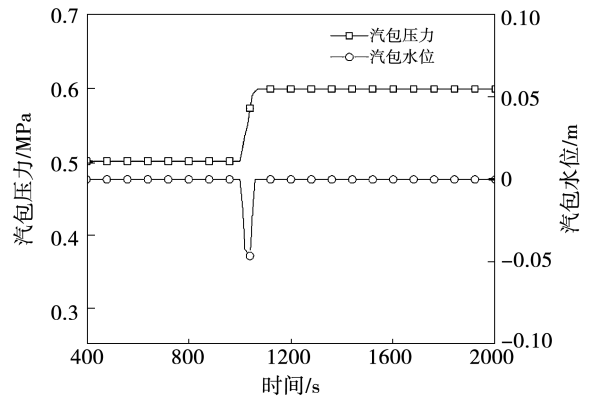


图11 控制方法2时汽包压力和汽包水位变化曲线

Fig. 11 Changing curve of steam drum pressure and water level by control method 2

表3为汽包压力调整时控制方法1和控制方法2的运行参数的变化对比。由表3的对比结果可发现,两种运行控制方法具有各自的优缺点。与运行控制方法1相比,系统运行在控制方法2的模式下,供汽压力变化的调节时间较长,大约要180s,且余热锅炉产汽量的变化幅度较大,超调量为75%,然而供给用户的热负荷的较为稳定,汽包水位的波动也较小。

表3 不同控制方法下运行参数的变化对比

Tab. 3 Comparison of changes in operating parameters by different control methods

控制方法	产汽量	汽包出口蒸汽流量	汽包水位波动值/m	汽包压力调节时间/s
1	7%超调,波动小	100%超调,波动大	0.08	90
2	75%超调,波动大	基本无波动	0.06	180

#### 4.2 不同供汽负荷下系统动态性能分析

热用户在不同时间段对热负荷的需求有所不同,因此系统在供热过程中可能存在着供汽负荷变

化的运行工况。本节针对系统在保证供汽品质的前提下,供汽负荷由 0.6 kg/s 突降到 0.4 kg/s 的运行工况进行了动态模拟,对比分析了不同控制方法下系统的动态性能。

控制方法 3:先控制风机风速再调节汽包出口阀门开度。当供汽负荷发生变化时,先控制风机出口风速,通过调节风量改变余热锅炉的产汽量。再通过 PID 对汽包出口阀门开度进行调节,维持汽包压力不变。同时,给水泵处也需进行 PID 调节,维持汽包水位的稳定。利用该控制方法对系统进行仿真模拟,其结果如图 12 和图 13 所示。

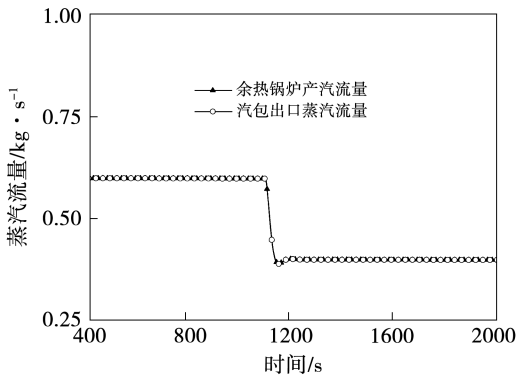


图 12 控制方法 3 时汽包出口蒸汽流量和余热锅炉产汽量的变化曲线

Fig. 12 Changing curve of outlet steam flow of steam drum and steam production of waste heat boiler by control method 3

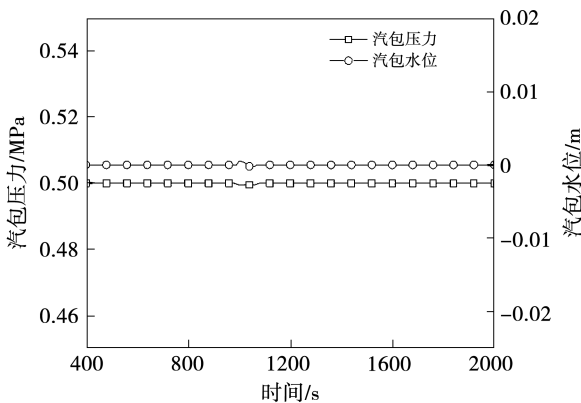


图 13 控制方法 3 时汽包压力和汽包水位变化曲线

Fig. 13 Changing curve of steam drum pressure and water level by control method 3

图 12 为在控制方法 3 调节模式下余热锅炉产汽流量和汽包出口蒸汽流量随时间变化的情况。由图 12 可看到,运行的前 1 000 s 系统产生的蒸汽流量为 0.6 kg/s。在 1 000 s 时由于用户供热需求负荷由

0.6 kg/s 降低到 0.4 kg/s,余热锅炉的产汽量在风机风量的调整下开始降低,大约在 1 150 s 后余热锅炉的产汽量稳定在 0.4 kg/s,整个调节过程约为 150 s,余热锅炉负荷的超调量约为 7.5%。为了保证蒸汽品质不变,汽包出口的阀门也开始关小,因此汽包出口蒸汽流量开始降低,其变化趋势与余热锅炉负荷基本一致。

图 13 为在控制方法 3 调节模式下汽包压力和汽包水位的变化。通过对汽包出口阀门开度的调节,即便余热锅炉产汽量和供给热用户的蒸汽流量发生变化,汽包压力基本可以保持在 0.5 MPa 不变。通过控制系统对给水泵的调节,汽包水位也较为平稳。总体来看,整个运行调节过程中参数变化较小。

控制方法 4:先调节汽包出口阀门开度再调节风机出口风量。当系统负荷降低时,首先利用 PID 调节汽包出口阀门开度,来满足用户的热负荷,而后再利用 PID 调节风机出口的风量,通过改变风量来改变余热锅炉的产汽量,从而保证汽包压力不变。在此过程中,给水泵处也需进行 PID 调节,维持汽包水位的稳定。在此控制方法指导下,系统的动态运行过程如图 14 和图 15 所示。

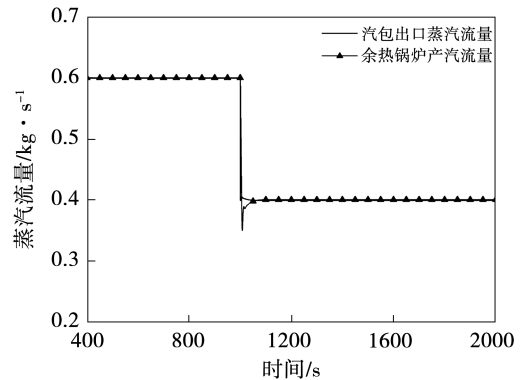


图 14 控制方法 4 时汽包出口蒸汽流量和余热锅炉产汽量的变化曲线

Fig. 14 Changing curve of outlet steam flow of steam drum and steam production of waste heat boiler by control method 4

图 14 为控制方法 4 调节模式下汽包出口蒸汽流量和余热锅炉产汽流量随时间变化趋势。系统运行至 1 000 s 时,热用户负荷需求由 0.6 kg/s 降至 0.4 kg/s,控制系统首先对汽包出口阀门开度进行调节,通过关小阀门来实现供汽流量的降低。因汽包阀门开度的变化动作较快,因此汽包出口蒸汽流



量可较快地由 0.6 kg/s 降至 0.4 kg/s。因其汽包出口蒸汽流量减少,使得汽包内储存的蒸汽量增加,为维持汽包压力的不变,在控制系统的作用下风机出口风量开始降低,导致余热锅炉的产汽量也随之降低。余热锅炉产汽量在调节过程中波动较大,存在 22.55% 的超调量。在 60 s 左右,余热锅炉的产汽量稳定在 0.4 kg/s 不变。

在控制方法 4 的调节下,系统中汽包压力和汽包水位的变化如图 15 所示。由图中可看到,汽包压力和汽包水位的波动较为明显,二者的波动值分别为 0.08 MPa 和 0.03 m。经过控制系统 1~2 个周期的调节,汽包水位和汽包压力重新保持平稳。

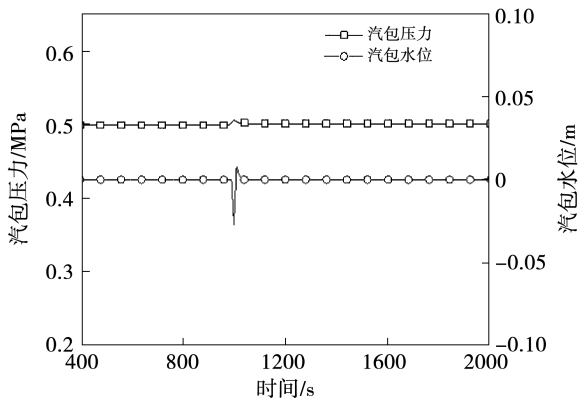


图 15 控制方法 4 时汽包压力和汽包水位变化

Fig. 15 Changing curve of steam drum pressure and water level by control method 4

表 4 为供汽负荷调整时,控制方法 3 和控制方法 4 运行参数的变化对比。对比上述分析结果可发现,方法 4 比方法 3 系统调节控制时间减少 90 s,供汽热负荷可快速实现由 0.6 MPa 降至 0.4 MPa,但汽包水位和余热锅炉产汽量的波动较大,超调量分别为 0.03 m 和 22.55%。

表 4 供汽负荷调整时控制方法 3 和控制方法 4 运行参数的对比

Tab. 4 Comparison of operating parameters by control methods 3 and 4 during steam supply load adjustment

控制方法	产汽量	汽包压力	汽包水位	供汽负荷调整时间/s
3	7.5% 超调, 波动小	基本无波动	基本无波动	150
4	22.55% 超调, 波动大	0.16% (超调)	0.03 m (波动值)	60

## 5 结论

针对某蒸汽型高温固体储热供热系统,借助 Matlab/simulink 搭建了系统动态模型,提出不同运行工况下相对应的控制策略,进一步开展动态性能仿真研究,得到以下结论:

(1) 建立了蒸汽型高温固体储热系统动态仿真模型。仿真结果表明:在维持蓄热体入口风量不变时,蓄热体出口热风温度及余热锅炉的产汽量均会持续减小,余热锅炉的产汽量由 0.88 kg/s 降低到 0.67 kg/s;在维持蓄热体出口风温不变时,在运行的 500 s 内蓄热体入口风量由 7 kg/s 减小到 1.3 kg/s,余热锅炉产生的蒸汽流量由 0.73 kg/s 降到了 0.18 kg/s。

(2) 针对系统供热蒸汽压力由 0.5 MPa 升至 0.6 MPa 的运行工况,提出了 2 种控制方法,即先调节汽包出口阀门开度后调节风机出口风量的控制方法 1 和先控制风机出口风量后调节汽包出口阀门开度的控制方法 2,并开展了系统动态特性的仿真模拟。结果表明:两种控制方法均可实现系统工况要求。与控制方法 2 相比,利用控制方法 1,系统供汽压力变化的调节时间可节省 1 倍,仅需 90 s 左右,但汽包水位及供给热用户的蒸汽负荷波动较大,比系统 1 的波动值分别增加 33.3% 和 25% 左右。

(3) 针对系统蒸汽热负荷由 0.6 kg/s 突降到 0.4 kg/s 的运行工况,提出了先控制风机风速后调节汽包出口阀门开度的控制方法 3 和先调节汽包出口阀门开度后控制风机出口风量的控制方法 4,并对系统动态特性进行了仿真模拟。结果表明:两种控制方法均具有较好的调节效果。在控制方法 4 的调节模式下,供汽热负荷可快速实现由 0.6 kg/s 将至 0.4 kg/s,仅需 60 s 左右,然而利用控制方法 3 需 150 s 左右才可完成调节。但与控制方法 3 相比,汽包压力和汽包水位均有明显波动(控制方法 1 中几乎无波动),波动值分别为 0.08 MPa 和 0.03 m。

## 参考文献:

- [1] 刘冠杰,韩立鹏,王永鹏,等. 固体储热技术研究进展[J]. 应用能源技术,2018,3:1-4.  
LIU Guan-jie, HAN Li-Peng, WANG Yong-peng, et al. Research progress of solid thermal storage technology [J]. Applied Energy Technology, 2018, 3: 1-4.
- [2] 凌浩恕,何京东,徐玉杰,等. 清洁供暖储热技术现状与趋势[J]. 储能科学与技术,2020,9(3):861-868.  
LING Hao-shu, HE Jing-dong, XU Yu-jie, et al. Status and prospect of thermal energy storage technology for clean heating [J].

- Energy Storage Science and Technology, 2020, 9(3): 861-868.
- [3] 姜竹, 邹博杨, 丛琳, 等. 储热技术研究进展与展望[J]. 储能科学与技术, 2022, 11(9): 2746-2771.  
JIANG Zhu, ZOU Bo-yang, CONG Lin, et al. Recent progress and outlook of thermal energy storage technologies [J]. Energy Storage Science and Technology, 2022, 11(9): 2746-2771.
- [4] 吴娟, 毕月虹, 鲁一涵. 固体电蓄热技术研究现状及展望[J]. 电力需求侧管理, 2022, 24(2): 65-71.  
WU Juan, BI Yue-hong, LU Yi-han. Research status and prospect of solid electric heat storage technology [J]. Power Demand Side Management, 2022, 24(2): 65-71.
- [5] 邢作霞, 樊金鹏, 陈雷, 等. 固态电制热储热传热匹配特性及热控制方法[J]. 电工技术学报, 2020, 35(11): 2439-2447.  
XING Zuo-xia, FAN Jin-peng, CHEN Lei, et al. Heat transfer matching characteristic and heat control method of solid-state electric heating thermal storage system [J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2020, 35(11): 2439-2447.
- [6] 邢作霞, 赵海川, 马士平, 等. 电制热固体储热装置关键参数设计研究和经济性评估[J]. 储能科学与技术, 2019, 8(6): 1211-1216.  
XING Zuo-xia, ZHAO Hai-chuan, MA Shi-ping, et al. Study on key parameters design and economic evaluation of the electric heating and solid sensible heat thermal storage device [J]. Energy Storage Science and Technology, 2019, 8(6): 1211-1216.
- [7] 孙德明, 马昕霞, 朱泊旭, 等. 多种固体蓄热装置放热特性的数值模拟研究[J]. 上海电力大学学报, 2022, 38(3): 227-233.  
SUN De-ming, MA Xin-xia, ZHU Bo-xu, et al. Numerical simulation study on heat dissipation characteristics of multiple solid regenerative devices [J]. Journal of Shanghai University of Electric Power, 2022, 38(3): 227-233.
- [8] 刘春蕾, 王鹏, 武文捷, 等. 基于模糊PID的固体蓄热电加热设备温度控制系统设计[J]. 新型工业化, 2022, 12(11): 208-211.  
LIU Chun-lei, WANG Peng, WU Wen-jie, et al. Design of temperature control system for solid thermal storage electric heating equipment based on fuzzy PID [J]. The Journal of New Industrialization, 2022, 12(11): 208-211.
- [9] 杨成祥. 谷电固体储热供暖系统控制策略研究[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2019.  
YANG Cheng-xiang. Research on control strategy of valley electricity solid heat storage and heating system [D]. Shenyang: Shenyang University of Technology, 2019.
- [10] 崔高健, 曲永利, 凡东生. 基于模糊控制的集中供热控制器的研究[J]. 建筑节能, 2011, 39(4): 9-10, 28.  
CUI Gao-jian, QU Yong-li, FAN Dong-sheng. Controller analysis of centralized heating system based on fuzzy control [J]. Building Energy Efficiency, 2011, 39(4): 9-10, 28.
- [11] 宋盼想. 电加热固体储能供热控制系统优化研究[D]. 张家口: 河北建筑工程学院, 2020.  
SONG Pan-xiang. Study on the optimization of electric heating solid energy storage heating control system [D]. Zhangjiakou: Hebei University of Architecture, 2020.
- [12] 杨凯悦. 基于数据驱动的供热锅炉运行优化研究[D]. 大连: 大连海事大学, 2017.  
YANG Kai-rui. The research of heating boiler's operation optimization based on data driven [D]. Dalian: Dalian Maritime University, 2017.
- [13] 刘建博. 供暖网络计算机仿真系统的设计与实现[D]. 长春: 吉林大学, 2015.  
LIU Jian-bo. The design and application of computer simulation technique on network system of central heating [D]. Changchun: Jilin University, 2015.
- [14] 王国宇. 供暖锅炉集中控制系统研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2011.  
WANG Guo-yu. Research of heating boiler centralized control system [D]. Shenyang: Northeastern University, 2011.
- [15] 石征锦, 张荣山, 周帅. 低谷电蓄热和太阳能结合的供热控制系统设计与实现[J]. 节能, 2015, 34(12): 49-51.  
SHI Zheng-jin, ZHANG Rong-shan, ZHOU Shuai. Design and implementation of a heating control system combining low valley electric heat storage and solar energy [J]. Energy Conservation, 2015, 34(12): 49-51.
- [16] 顾清之. 电储热供蒸汽前景探讨[J]. 上海节能, 2020, 376(4): 324-327.  
GU Qing-zhi. Discussion on the prospect of electric thermal storage for steam [J]. Shanghai Energy Conservation, 2020, 376(4): 324-327.
- [17] 徐耀祖, 商向东, 徐景久, 等. 固体蓄热器蓄热过程分析与优化研究[J]. 热能动力工程, 2022, 37(1): 150-156.  
XU Yao-zu, SHANG Xiang-dong, XU Jing-jiu, et al. Study on heat storage process analysis and optimization of solid heat accumulator [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(1): 150-156.
- [18] 叶凯旋, 侯子维, 吉文丽, 等. 接触式换热固体蓄热系统传热模型建立与分析[J]. 河北建筑工程学院学报, 2022, 40(3): 119-128.  
YE Kai-xuan, HOU Zi-wei, JI Wen-li, et al. Analysis of the heat transfer pattern of heat exchanger tube contact solid electric heat storage systems [J]. Journal of Hebei Institute of Architecture and Civil Engineering, 2022, 40(3): 119-128.
- [19] ZHANG Nan, DUAN Li-qiang, HUANG Chang, et al. Operation strategy and dynamic performance study of integrated solar combined-cycle system [J]. Energy Conversion and Management, 2021, 228: 1-15.
- [20] 黄洁. 余热锅炉动态特性模拟研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2014.  
HUANG Jie. Simulation study on dynamic characteristic of HRSG [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2014.
- [21] 闫大海. 固体电蓄热系统传热建模与控制策略研究[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2022.  
YAN Shui-hai. Research on heat transfer modeling and control strategy of solid electric heat storage system [D]. Shenyang: Shenyang University of Technology, 2022.