

基于炉侧回热的超超临界直流锅炉推迟转湿态运行策略研究

汤永杰¹ 王超^{1,2} 谭智文¹ 刘铠瑞¹ 孙兴业² 王利民¹ 车得福¹

(1. 动力工程多相流国家重点实验室(西安交通大学), 710049, 西安; 2. 内蒙古电力科学研究院, 010000, 呼和浩特市)

摘要: 针对超超临界直流锅炉在深度调峰时转为湿态运行导致机组经济性、安全性和环保性降低的问题, 本文提出了基于炉侧回热的中间点抽汽回热、主蒸汽抽汽回热和炉侧储热回热三种推迟转湿态方案。建立了660 MW超超临界直流锅炉的模型并验证, 明确了三种方案下最低的转态临界与干态临界负荷, 分析了推迟转湿态前后工质参数与受热面温度的变化并对比了回热过程的焓效率。结果表明: 中间点抽汽回热、主蒸汽抽汽回热和炉侧储热回热可将最低转态临界负荷由25.67% THA分别推迟至19.71% THA、19.84% THA和19.77% THA, 最低干态临界负荷由26.84% THA分别推迟至21.12% THA、21.26% THA和21.19% THA。中间点抽汽回热方案对主/再热蒸汽流量的影响最小, 能提高蒸汽温度, 有利于机组稳定运行, 另外两种方案导致参数发生较大波动。炉侧储热回热的焓效率最高(91.98%), 中间点抽汽回热方案次之(89.97%)。综合考虑推迟能力、参数稳定性和回热焓效率, 中间点抽汽回热方案最优。研究结果可为优化超超临界直流锅炉深度调峰运行提供参考。

关键词: 超超临界直流锅炉; 低负荷运行; 推迟转湿态策略; 炉侧回热; 效率

中图分类号: TK22 **文献标志码:** AA

文章编号: 0253-987X(XXXX)XX-0001-18

Study on the Strategy for Delaying Transition to Wet Mode Operation of 660MW Ultra-Supercritical Boilers at Low Loads

TANG Yongjie¹, WANG Chao^{1,2}, TAN Zhiwen¹, LIU Kairui¹, SUN Xingye², WANG Limin¹,
CHE Defu¹

(1. State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiao Tong University, Xi'an 710049, China;

2. Inner Mongolia Power Research Institute, Huhehaote, 010000, China)

Abstract: To address the decline in economic efficiency, operational safety, and environmental performance of ultra-supercritical once-through boilers caused by wet mode operation during deep peak-shaving, this paper proposes three boiler-side regenerative heating schemes—namely intermediate-point extraction regenerative heating, main steam extraction regenerative heating, and boiler-side thermal energy storage regenerative heating—to delay the transition to wet mode. A 660 MW ultra-supercritical once-through boiler model is established and validated. The minimum critical loads for wet mode

收稿日期: XXXX-XX-XX。

transition and dry-mode operation are determined under the three schemes, the variations in working fluid parameters and heating surface temperature before and after delaying wet mode transition are analyzed, and the exergy efficiencies of the regenerative heating processes are compared. The results indicate that by adopting intermediate-point extraction, main steam extraction, and boiler-side thermal energy storage regenerative heating, the minimum critical load for transition to wet mode can be reduced from 25.67% THA to 19.71% THA, 19.84% THA, and 19.77% THA, respectively and the minimum load for dry-mode operation can be reduced from 26.84% THA to 21.12% THA, 21.26% THA, and 21.19% THA, respectively. Among the three schemes, intermediate-point extraction regenerative heating exerts the least influence on the main steam and reheat steam flow rates while effectively increasing steam temperature, thereby contributing to stable unit operation. In contrast, the other two schemes cause more pronounced parameter fluctuations. The boiler-side thermal energy storage regenerative heating achieves the highest exergy efficiency (91.98%), followed by the intermediate-point extraction regenerative heating (89.97%). Considering the delay capability, parameter stability, and regenerative exergy efficiency, the intermediate-point extraction regenerative heating scheme is identified as the optimal approach. The findings of this study can serve as a reference for optimizing deep peak-shaving operations in ultra-supercritical once-through boilers.

Keywords: ultra-supercritical once-through boiler; low-load operation; delaying transition to wet mode strategy; boiler-side regenerative heating; exergy efficiency

为实现“双碳”目标,我国电力系统的主力电源将从传统化石能源转向新能源,煤电机组将逐步转变为备份电源,通过灵活性改造参与用电调峰^[1]。在提升灵活性的同时,还要保证机组在低负荷下稳定运行^[2]。超超临界直流锅炉具有蒸汽参数高、蒸发量大、效率高等优点^[3],装机容量不断扩大,但其低负荷调峰面临着转为湿态运行的问题,即水冷壁出口工质由干蒸汽变为饱和湿蒸汽。若锅炉长期处于湿态运行,主/再热蒸汽温度降低,循环效率下降^[4]。湿态运行时启动再循环水泵增加厂用能耗,锅炉运行的经济性降低^[5],同时脱硝装置入口烟气温度达不到脱硝要求,导致氮氧化物的排放量增加^[6]。干湿态

转换还容易造成受热面传热恶化,威胁锅炉运行安全^[7]。因此,推迟超超临界直流锅炉转为湿态运行,拓宽干态运行的负荷范围对于提升其调峰经济性、环保性和安全性具有重要意义。

目前,针对超超临界直流锅炉推迟转湿态运行的研究较少。鲁鹏飞等^[8]提出利用主/再热蒸汽加热省煤器出口给水和一次风粉混合物,在实现低负荷稳燃的同时推迟转湿态,通过分析抽汽量与负荷的关系推算该方案可实现20%额定负荷下的干态运行。但该研究并未明确推迟方案所能实现的最低干态负荷,且未分析推迟转态后蒸汽流量、烟气温度和受热面温度等参数的变化。这些参数关系到锅炉运行的安全性和环保

性,值得重点关注。Liu等^[9]提出了一种转干态优化控制方案,在安全条件下通过优化再循环水流量的设定值提高给水温度,实现升负荷提前转干态,缩短转态时间,并加入给煤量补偿以防止频繁转态,可将最低干态负荷从25.5%降至23.8%。该方案利用再循环水加热给水,使锅炉提前转为干态运行,但在干态转为湿态运行的过程中,储水罐水量不足,无法实现推迟转湿态。Yan等^[10]建立了超超临界机组动态模型,将水冷壁温度变化速率作为前馈控制信号和转态判断的核心依据,优化了降负荷控制方案,探究了不同降负荷速率下的最低干态负荷。但该研究重点关注壁温安全条件下的最大降负荷速率,通过优化给水量与给煤量的控制延长干态运行的时间,转态负荷的变化并不明显,推迟转湿态的幅度小。以上研究在推迟转湿态方案、转态过程的时间与允许速率方面开展工作,但在推迟转湿态的幅度、工质参数的变化和安全性方面存在不足,缺乏有效且安全的推迟转湿态运行策略。

在保证受热面壁温安全的条件下,提高给水温度有利于维持锅炉干态运行,从而实现推迟转湿态。常规回热技术利用汽轮机抽汽分级加热给水,是提高给水温度和降低■损失的有效手段,但该系统在设计时并未考虑深度调峰工况,低负荷时回热抽汽的参数降低导致给水温度低于额定值^[11],无法满足推迟转湿态的要求。增设零级高压加热器

(零级高加)可利用更高参数的蒸汽进行回热,是低负荷下提高给水温度的有效手段^[12]。零级高加有主蒸汽抽汽和高压缸抽汽两种配汽方式,其中,高压缸抽汽需在机组设计期间预留抽汽孔^[13],并配合汽轮机通流改造^[14],改造难度与投资较大;主蒸汽抽汽无需改造汽轮机组,可行性更强,但主蒸汽抽汽与给水之间的温差大,存在较大的■损失。事实上,除汽轮机抽汽回热外,锅炉侧也广泛应用回热技术(简称炉侧回热),例如设置分级省煤器^[15],或利用锅炉省煤器出口烟气加热空气和给水^[16],通过设置合适的回热位置均可实现较小的回热■损失,提升锅炉的经济性。因此,本文提出基于炉侧回热的推迟锅炉转湿态方案,选择更易改造且回热■损失更小的炉侧抽汽点,以弥补现有回热系统的不足,更安全高效地实现锅炉低负荷干态运行。

本文基于炉侧回热提出三种推迟转湿态的方案,即中间点抽汽回热、主蒸汽抽汽回热和炉侧储热回热。使用Ebsilon软件建立660 MW超超临界直流锅炉模型并验证,获得三种方案所能实现的最低干态负荷,分析推迟转湿态前后工质参数与受热面壁温的变化,并对比不同方案回热的■效率。研究结果可为提升超超临界直流锅炉深度调峰的经济性、安全性和环保性提供参考。

1 系统建模与验证

1.1 锅炉概况与参数

本文以某660 MW超超临界变压运行直流锅炉为研究对象,该锅炉采用单炉膛对冲燃烧、一次再热、固态排渣、全钢架全悬吊Ⅱ型布置。炉膛四周为全焊膜式水冷壁,由下部的螺旋管圈和上部的垂直段管束组成,二者通过中间集箱连接。炉膛宽度为22.16 m,深度为16.98 m,高度为65.00 m,锅炉结构如图1所示。

根据锅炉热力计算手册,设计工况与设计煤种参数分别如表1、表2所示,THA (Turbine Heat Acceptance) 为机

组额定出力工况。

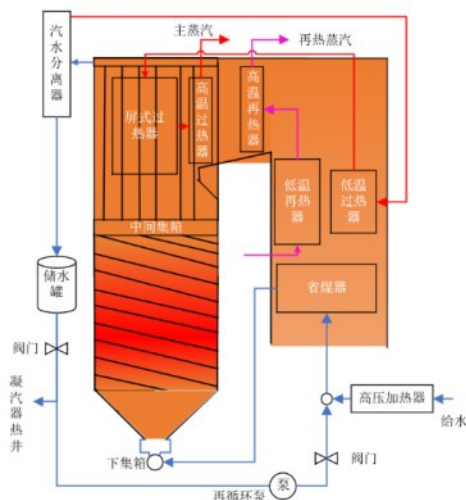


图1 锅炉结构示意图

Fig. 1 Boiler structure diagram

表1 设计工况参数

Tab 1 Design operating condition parameters

负荷/THA	100.00%	75.00%	50.00%	30.00%
主蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	1842.80	1337.80	879.80	550.00
主蒸汽压力/(MPa)	29.08	21.52	14.37	11.56
主蒸汽温度/(°C)	605.00	605.00	605.00	605.00
再热蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	1567.34	1161.90	780.92	496.66
再热蒸汽入口压力/(MPa)	6.01	4.48	3.03	1.90
再热蒸汽入口温度/(°C)	358.00	362.00	368.00	365.00
再热蒸汽出口温度/(°C)	623.00	623.00	623.00	592.00
再热蒸汽出口压力/(MPa)	5.85	4.36	2.95	1.84
给水压力/(MPa)	32.26	23.92	16.05	12.48
给水温度/(°C)	299.00	280.00	256.00	229.00

研究对象在表1所示设计工况下均为干态运行,对湿态过程展开研究需获取更低负荷的运行参数。已知该锅炉在30.00% THA 以下负荷采用定压运行,主蒸汽压力保持11.56 MPa 不变。为保证水冷壁水动力安全,给水流量不能低

于最小允许值^[17],故规定锅炉最小给水流量为锅炉25.00% BMCR 负荷下的流量,即146.17 kg·s⁻¹。本文根据设计工况参数建立各参数间的拟合关系式,对THA 负荷与给煤量、主蒸汽流量与再热蒸汽流量、空预器进口空气量与给煤

量进行一次函数线性拟合, 锅炉给水温度与主蒸汽流量采用二阶多项式进行拟合, 拟合计算结果与设计工况参数值的相对误差小于0.60%, 如关系式(1)-(4)所示。再热蒸汽入口温度在设计工况下的变化不大, 故取平均值363.25℃。

表2 煤种参数

Tab 2 Parameters of coal

收到基成分	含量/%
碳	48.63
氢	3.27
氧	9.07
氮	0.84
硫	0.75
灰分	26.04
全水分	11.40

$$N = 1.363284m_{\text{coal}} - 6.8091 \quad (1)$$

$$m_{\text{rs}} = 0.82749m_{\text{ms}} + 13.31813 \quad (2)$$

$$m_{\text{air}} = 5.67745m_{\text{coal}} + 105.50356 \quad (3)$$

$$T_{\text{fw, in}} = 176.32 + 0.395m_{\text{ms}} - 0.000305m_{\text{ms}}^2 \quad (4)$$

式中: m_{ms} 、 m_{rs} 、 m_{air} 和 m_{coal} 分别表示主蒸汽流量、再热蒸汽流量、空气流量、给煤量; N 为 THA 负荷; $T_{\text{fw, in}}$ 为给水温度。

1.2 模型与验证

使用 Ebsilon 软件分区块搭建锅炉系统静态模型。如图2所示, 烟气区包括燃烧区、燃尽区、水平烟道与尾部竖井。燃烧器分三层布置, 空气与煤粉进入炉膛发生反应, 不考虑风的旋流强度; 模型基于热平衡公式进行计算, 不区分一、二次风; 水冷壁沿高度方向分为七段, 便于分析各段内的工质干度。

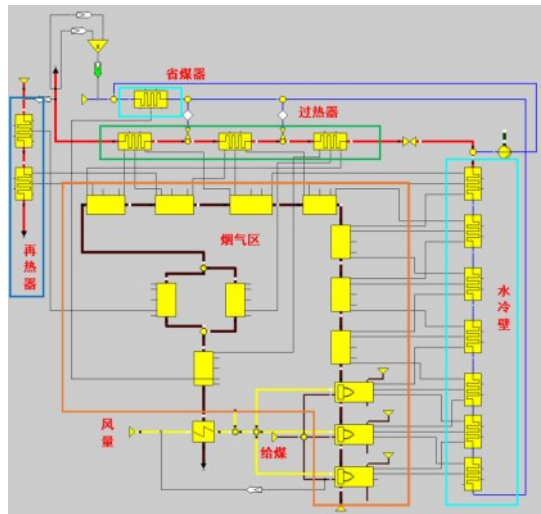


图2 锅炉静态仿真模型

Fig. 2 Boiler static simulation model

火焰向相邻水冷壁辐射的热量与工质侧传热量由以下公式进行计算。

受热面辐射换热:

$$Q_i = \varphi_i \sigma A \varepsilon (T_f^4 - T_w^4) \quad (5)$$

$$T_f = \varphi_T T_A + (1 - \varphi_T) T_2 \quad (6)$$

$$h_{out} = h_{in} - \frac{Q_{out} + Q_1 + Q_2 + Q_{loss}}{m} \quad (7)$$

式中: Q_i 为火焰对不同受热面的辐射传热量; ε 为系统黑度; σ 为黑体辐射常数; T_f 、 T_w 、 T_A 、 T_2 分别为火焰温度、管壁平均温度、绝热火焰温度和出口烟气温度; φ_i 与 φ_T 分别为形状系数与权重系数, φ_T 取 0.5; h_{in} 与 h_{out} 分别为进、出口烟气的焓值; Q_{out} 、 Q_1 、 Q_2 、 Q_{loss} 分别为火焰与同一高度受热面的辐射换热量、火焰向烟气上游受热面的辐射热量、向烟气下游受热面的辐射热量和损失热量; m 为烟气质量; A 为辐射换热

面积。

工质侧传热公式:

$$kA_{out} \Delta T + Q_{1,low} + Q_{2,high} = m_2 h_2 - m_1 h_1 \quad (8)$$

式中: k 为传热系数, 根据 VDI 热图册^[18] 计算得到; A_{out} 为管道外壁面积; ΔT 为烟气温度与受热面温度的平均对数温差; m_1 、 m_2 分别为受热面进出口工质流量; h_1 、 h_2 分别为受热面进出口的工质焓值。 $Q_{1,low}$ 和 $Q_{2,high}$ 分别表示下层火焰和上层火焰的辐射热量。

模型基于热平衡公式(5)-(8)迭代计算, 在 30.00% THA 负荷下的运行结果与锅炉设计工况参考值的相对误差如表 3 所示, 主要参数的计算结果与设计值的相对误差均小于 1%, 模型精度满足要求。

表 3 模型计算结果与参考值的相对误差对比

Tab 3 Comparison and relative error between calculation results and reference data

参数	计算值	参考值	相对误差/%
末级过热器出口汽温/(°C)	601.26	605.00	-0.62
一级过热器出口汽温/(°C)	441.09	441.00	0.02
二级过热器出口汽温/(°C)	584.16	584.00	0.03
低再出口汽温/(°C)	539.77	538.00	0.33
末级再热器出口汽温/(°C)	592.64	592.00	0.11
省煤器出口工质温度/(°C)	276.18	275.00	0.43
中间点蒸汽温度/(°C)	354.05	354.00	0.01
过热器出口压力/(MPa)	11.56	11.56	0.00
再热器出口压力/(MPa)	1.84	1.84	0.00
水冷壁出口压力/(MPa)	12.07	12.07	0.04
空预器进口烟温/(°C)	321.78	322.00	-0.07

2 推迟转湿态策略

本文基于炉侧回热提出中间点抽汽回热、主蒸汽抽汽回热和炉侧储热回热

方案。通过增加锅炉侧的回热环节提高给水温度以减少工质蒸发所需的吸热量, 实现推迟转湿态。各方案具体内容

如下:

中间点抽汽与主蒸汽抽汽回热方案的流程如图3所示,图中省略了再循环水回路。中间点抽汽回热方案在省煤器入口前增设零级高加,将汽水分离器出口的部分蒸汽送入零级高加,蒸汽放热后凝结为疏水,顺压力梯度与高压加热器的疏水混合,不增加厂用电耗。控制器根据抽汽量调整给水流量,保证省煤器入口工质流量为定值。

主蒸汽抽汽回热方案与中间点抽汽回热方案的流程类似,仅将抽汽位置由汽水分离器出口换为末级过热器出口。

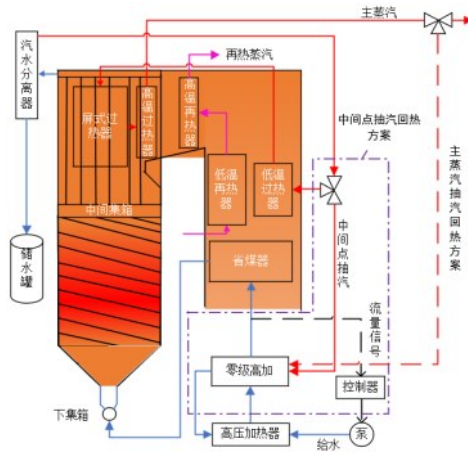


图3 抽蒸汽回热方案流程
Fig. 3 Steam extraction regenerative heating process

储热技术是火电机组灵活性改造的常用方法,在提升机组调峰深度方面已有研究成果^[19-21],而在推迟转湿态方面的作用尚缺乏研究。本文提出炉侧储热回热方案,流程如图4所示,储热过程将锅炉快速降负荷时多余的主/再热蒸

汽送入储热罐加热储热介质,然后送入除氧器。释热时将储热介质排入放热罐,分流一定量的给水(分流给水)进入放热罐吸热。升温后的分流给水进入省煤器,提高给水温度,冷却后的储热介质回到储热罐。热水具有稳定、投资成本低等优点^[22],故储热介质选择压力为12.48 MPa的热水。本研究仅关注推迟转湿态所需的储热量和加热给水过程,热水与给水的换热遵循能量守恒:

$$M_s(h_{s,1} - h_{s,2}) = M_m(h_{m,2} - h_{m,1}) \quad (9)$$

式中: M_s 和 M_m 分别表示热水流量和分流给水流量; $h_{s,1}$ 、 $h_{s,2}$ 、 $h_{m,1}$ 、 $h_{m,2}$ 分别表示热水进口、热水出口、分流给水进口、分流给水出口比焓。

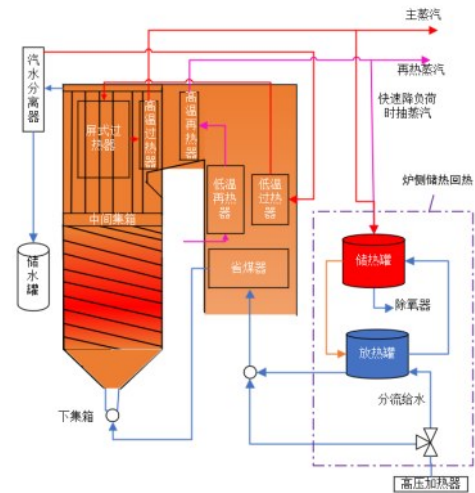


图4 炉侧储热回热方案流程
Fig. 4 Boiler-side regenerative heating with thermal energy storage process

三种推迟转湿态方案的细节与参数如表4所示,主蒸汽抽汽回热介质温度最高。电厂实际运行及试验中认为锅炉

在中间点蒸汽过热度达到 10.00 °C 左右时转为干态运行^[23, 24], 故将中间点蒸汽过热度达到 10.00 °C 时的状态定为干态临界状态。将水冷壁出口工质干度为 1

而过热度为 0.00 °C 的状态定为转态临界状态。为防止水冷壁出现传热恶化, 推迟转湿态的过程中需保证省煤器出口工质的过冷度不小于 10.00 °C。

表4 三种方案的细节与参数

Tab 4 Details and parameters of three schemes

回热方案	中间点抽汽	主蒸汽抽汽	炉侧储热
抽汽位置	汽水分离器出口	主蒸汽出口	主/再热蒸汽出口
新增设备	零级高加	零级高加	储/放热罐
回热介质	过热蒸汽	过热蒸汽	热水
回热介质温度	~330 °C	~500 °C	~320 °C
回热介质压力	12.01 MPa	11.56 MPa	12.48 MPa
回热工质流动	顺压力梯度	顺压力梯度	依靠泵
调控参数	中间点抽汽量	主蒸汽抽汽量	分流给水量
控制目标	中间点蒸汽过热度		
回热位置	省煤器入口		

■ 分析同时考虑了能量的“量”与“质”, 成为评估能量利用效率的重要工具^[25]。■ 效率由以下公式进行计算^[26, 27]:

$$\Delta E = M[h_2 - h_1 + T_0(s_1 - s_2)] \quad (10)$$

$$\eta = \frac{\Delta E_{\text{get}}}{|\Delta E_{\text{cost}}|} \quad (11)$$

式中: η 表示 ■ 效率; ΔE 、 ΔE_{get} 和 ΔE_{cost} 分别表示 ■ 变化量、换热设备冷侧工质的 ■ 变化量和热侧工质的 ■ 变化量; M 表示工质流量; h_1 、 h_2 表示工质进、出口比焓; s_1 、 s_2 表示工质进、出口比熵; $T_0=293.15$ K。工质的比焓与比熵均以“1.01325 bar, 293.15 K”为基准状态。

3 结果与讨论

3.1 转湿态过程分析

锅炉转为湿态运行需保证给水流量

稳定, 逐渐减少给煤量^[24]。根据拟合关系式确定不同负荷的边界条件, 模拟了降负荷过程。不同负荷下水冷壁内的工质干度如图 5 所示, 工质在水冷壁入口段的干度为 0.00, 工质干度随着高度的增加而增大。这是由于入口的工质处于欠焓状态, 在水冷壁内吸热逐渐达到饱和状态, 干度增加。受热内热负荷分布差异的影响, 工质的干度在燃烧区的变化速率最大, 燃尽区与垂直段的变化速率逐渐减小。此外, 随着负荷降低, 水冷壁各蒸发段的工质干度减小, 过热区间缩短直至消失。蒸发区间随负荷降低先增长, 达到 16.00% THA 时蒸发相变点位置上移, 蒸发区间缩短。

负荷、主/再热蒸汽流量和汽水分离器的排水量随给煤量的变化如图 6 所示, 在干态区, 主/再热蒸汽流量随给

煤量的减少而减少,汽水分离器排水量为0;在过渡区,主/再热蒸汽流量保持不变,汽水分离器排水量为0。这是由于给水量在过渡区达到最小值,不再随给煤量的减少而减少,此时的主蒸汽流量等于给水量,仍处于直流模式。在湿态区,随着给煤量的减少,主蒸汽流量减少,汽水分离器排水量增加,此时锅炉转为湿态运行。再热蒸汽流量的变化趋势与主蒸汽流量一致。由降负荷过程可知,发生转态的临界负荷为25.67% THA。

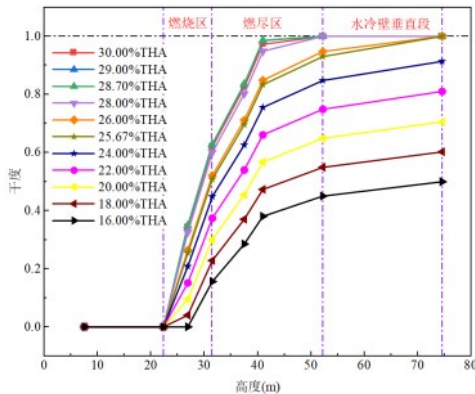


图5 不同负荷与高度下的水冷壁内工质干度

Fig. 5 Steam quality in waterwall at different heights and loads

3.2 中间点抽汽回热方案推迟转湿态分析

在保证给煤量、省煤器入口工质流量、压力等参数不变的条件下,使用控制器调控中间点抽汽量和给水量,将中间点蒸汽过热度维持在10.00℃。不同湿态负荷下水冷壁内工质的干度在抽汽

前后的变化如图7所示,中间点抽汽回热后各蒸发段的工质干度增大,出现过热区间,表明中间点抽汽能使25.00%-21.12% THA负荷转为干态运行。

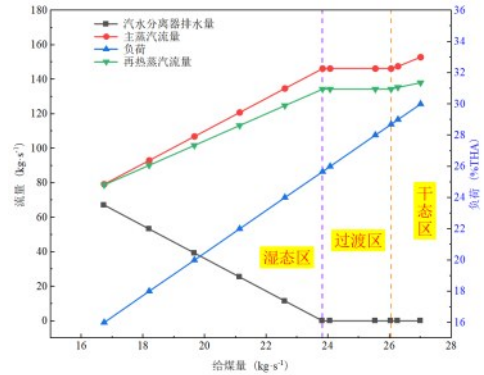


图6 负荷与蒸汽流量的变化

Fig. 6 Variation of loads and steam mass flow

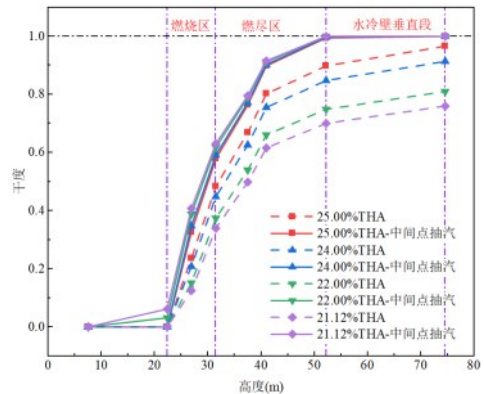


图7 中间点抽汽前后水冷壁内工质的干度

Fig. 7 Steam quality in waterwall before and after intermediate-point steam extraction

不同负荷下主/再热蒸汽温度与省煤器出口烟气温度在中间点抽汽前后的变化如图8所示,在25.00% THA-

21.12% THA 范围内, 主蒸汽温度在抽汽回热后升高 30.00 °C 左右, 再热蒸汽升温 10.00 °C 左右。在 19.71% THA 负荷下抽汽回热, 主蒸汽温度降低约 7.00 °C。常用 SCR 催化剂的正常工作温度为 320.00 °C-400.00 °C, 烟温超出正常温度范围会导致脱硝效率下降^[28]。省煤器出口烟温在 25.00% THA-16.00% THA 负荷下为 292.65 °C-306.56 °C, 而实施中间点抽汽回热后可达到 320.00 °C 以上, 达到常用 SCR 催化剂的正常工作温度范围, 有利于低负荷下烟气脱硝处理。锅炉在 21.12% THA 时达到干态临界状态, 且省煤器出口工质温度已达到安全限值, 此负荷即为最低干态临界负荷。负荷降至 19.71% THA 时达到转态临界状态, 且省煤器出口工质温度达到安全限值, 此负荷即为最低转态临界负荷。

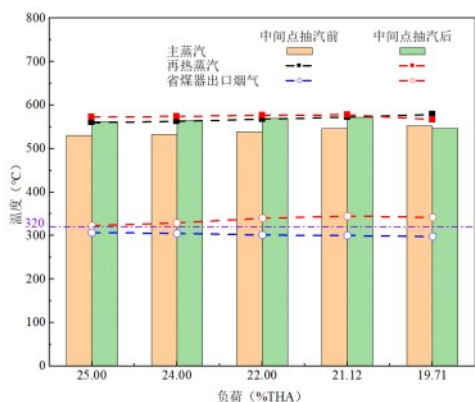


图8 中间点抽汽前后蒸汽与省煤器出口烟气温度

Fig. 8 Steam and flue gas temperature at economizer outlet before and after intermediate-point steam extraction

不同负荷下工质流量的变化如图9所示, 25.00%-21.12.00% THA 负荷下实施中间点抽汽, 主/再热蒸汽流量在 $\pm 5.00 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 范围内波动。这是由于抽取的中间点蒸汽量与该负荷下湿态运行时的再循环水量相近, 故蒸汽流量变化不大。由图9可知, 22.00% THA 以下负荷的中间点抽汽量小于湿态时的再循环水量, 循环工质量少, 故抽汽后锅炉输出的主/再热蒸汽流量增加。中间点抽汽携带的热量远高于再循环水, 因此虽然循环工质量相近, 但中间点蒸汽循环可实现干态运行。

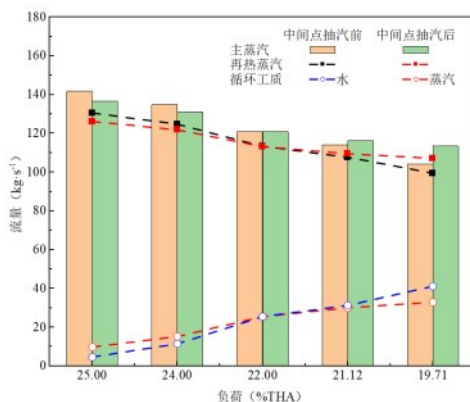


图9 中间点抽汽前后的工质流量

Fig. 9 Working fluid mass flow rate before and after intermediate-point steam extraction

3.3 主蒸汽抽汽回热方案推迟转湿态分析

通过控制器调控主蒸汽抽汽量和给水量, 使中间点蒸汽过热度达到 10.00 °C。不同负荷下水冷壁内工质的干度在主蒸汽抽汽前后的变化如图10

所示,主蒸汽抽汽回热后水冷壁各蒸发段内的工质干度增加,出现过热段。证明主蒸汽抽汽回热方案能使 25.00%-21.26% THA 负荷转为干态运行。

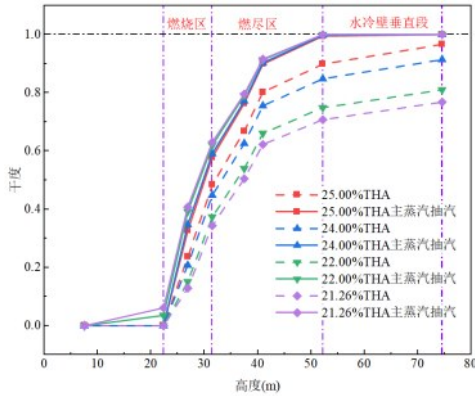


图 10 主蒸汽抽汽前后水冷壁内工质的干度

Fig. 10 Steam quality in waterwall before and after main steam extraction

不同负荷下主/再热蒸汽温度与省煤器出口烟气温度在主蒸汽抽汽回热前后的变化如图 11 所示,在 25.00% THA 和 24.00% THA 下主蒸汽与再热蒸汽的温度在抽汽后均升高。在其余三个负荷下抽主蒸汽回热均导致蒸汽温度降低,且负荷越低下降幅度越大,19.84% THA 时主汽温降低约 20.00 °C。省煤器出口烟气温度在主汽抽汽后可升高到 320.00 °C 以上。21.26% THA 为最低干态临界负荷,19.84% THA 为最低转态临界负荷。

不同负荷下工质流量在主蒸汽抽汽前后的变化如图 12 所示,主蒸汽抽汽导致主/再热蒸汽流量在 25.00% THA 负荷下略微减少,在 22.00% THA 及以下

负荷增加,负荷越低变化幅度越大。在 19.84% THA 负荷下采用主蒸汽抽汽回热,主蒸汽流量增加 17.00 kg·s⁻¹ 左右。原因同样是主蒸汽抽汽量与湿态下再循环水量的相对大小,与中间点抽汽回热引起的蒸汽流量变化同理。主蒸汽抽汽的温度更高,比焓更大,维持干态所需的抽汽量更少,故蒸汽流量在主蒸汽抽汽回热下的增幅比中间点抽汽回热下的增幅更大,进而导致蒸汽温度降低。

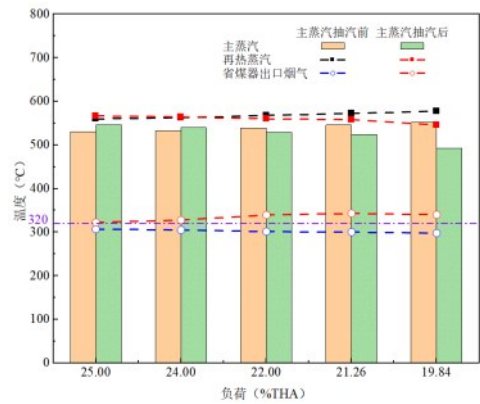


图 11 主汽抽汽前后蒸汽与省煤器出口烟气温度

Fig. 11 Steam and flue gas temperature at economizer outlet before and after main steam extraction

3.4 炉侧储热回热方案推迟转湿态分析

以中间点蒸汽过热度为控制目标调整进入放热罐吸热的给水流量(分流给水量),使中间点蒸汽过热度达到 10.00 °C。炉侧储热回热前后的工质干度如图 13 所示,储热回热后水冷壁各蒸发段内的工质干度均升高,出现过热

段。25.00% THA-21.19% THA 负荷下出口干度均能达到1, 并且过热度达到10.00 °C。

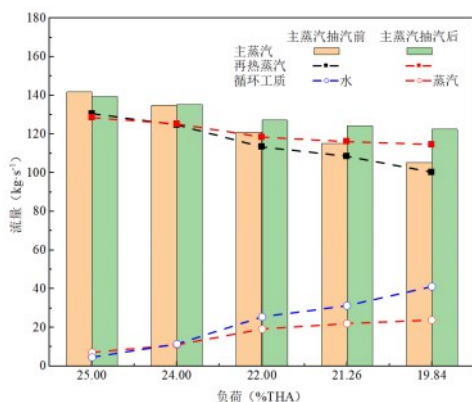


图 12 主蒸汽抽汽前后的工质流量
Fig. 12 Working fluid mass flow before and after main steam extraction

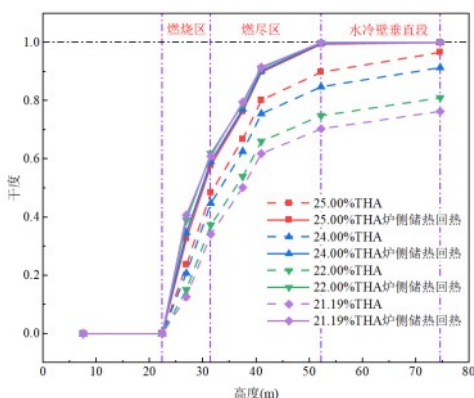


图 13 炉侧储热回热前后水冷壁出口工质干度

Fig. 13 Steam quality in waterwall before and after boiler-side regenerative heating with thermal energy storage

不同负荷下省煤器进出口工质温度在炉侧储热回热前后的变化如图 14 所示, 实施储热回热方案后省煤器进出口

给水温度均明显升高, 负荷越低, 升温幅度越大, 需要的储热加热量越多。储热回热后锅炉在 21.19% THA 达到干态临界状态, 省煤器出口工质温度达到安全限值, 此负荷即为最低干态临界负荷。19.77% THA 为最低转态临界负荷, 需要放热罐提供 52.78 MW 的热量。

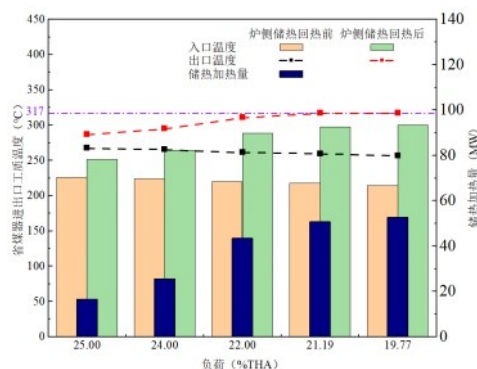


图 14 炉侧储热回热前后省煤器进出口工质温度

Fig. 14 Working fluid temperature at economizer inlet and outlet before and after boiler-side regenerative heating with thermal energy storage

不同负荷下主/再热蒸汽与省煤器出口烟气温度在炉侧储热回热前后的变化如图 15 所示, 在 22.00% THA 及以下负荷实施储热回热, 主/再热蒸汽温度降低, 21.19% THA 实施储热回热后主蒸汽温度约下降 26.00 °C; 在 25.00% THA 实施储热回热后主蒸汽温度升高 16.00 °C 左右, 蒸汽温度波动较大。省煤器出口烟气温度在储热回热后可提高到 320.00 °C 以上。

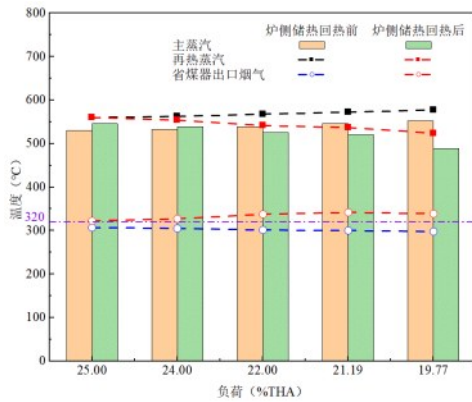


图 15 炉侧储热回热前后蒸汽与省煤器出口烟气温度

Fig. 15 Steam and flue gas temperature at economizer outlet before and after boiler-side regenerative heating with thermal energy storage

不同负荷下炉侧储热回热前后主/再热蒸汽流量的变化如图 16 所示, 储热回热后主/再热蒸汽流量均增大, 且负荷越低变化的幅度越大。这是由于储热回热方案仅依靠放热罐向系统中输入热量, 不存在工质循环, 蒸汽流量恒等于给水流量。分流给水量随负荷的降低而增加, 这是由于负荷越低, 维持干态运行所需的热量越多, 需要进入放热罐吸热的工质越多。

3.5 推迟转湿态方案对比

为评估本文所提出的三种方案的推迟转湿态效果, 将其与已有的代表性推迟转湿态方案进行对比。鲁鹏飞等^[8]提出利用主/再热蒸汽加热省煤器出口工质和一次风粉混合物的方案, 经抽汽量与负荷的关系推算出该方案可在 20%

额定负荷实现干态运行。但该方案在保证壁温安全条件下所能实现的最低干态负荷尚不明确。本文对已有方案进行改进与拓展, 提出了利用主蒸汽抽汽加热省煤器入口给水的方案, 并进一步提出中间点抽汽回热和炉侧储热回热两种方案。由 3.2~3.4 小节的分析可知, 中间点抽汽回热、主蒸汽抽汽回热和炉侧储热回热方案可将最低干态负荷由 26.84% THA 分别推迟至 21.12% THA、21.26% THA、21.19% THA, 同时可将省煤器出口烟气温度提高到脱硝催化剂正常工作的温度范围内。与已有方案相比, 本文提出的三种方案在推迟转湿态的基础上兼顾了低负荷脱硝优化。

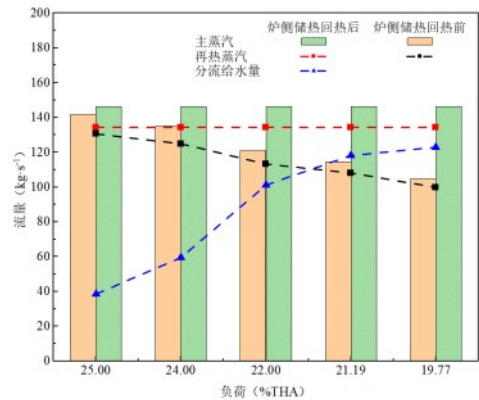


图 16 炉侧储热回热前后的工质流量

Fig. 16 Working fluid mass flow before and after boiler-side regenerative heating with thermal energy storage

在 22% THA 负荷下分别实施三种推迟转湿态的炉侧回热方案, 中间点过热度目标为 10.00 °C。工质参数对比结果如表 5 所示, 实施炉侧储热回热方案

后主/再热蒸汽流量明显增大, 蒸汽温度降低, 可能造成汽轮机湿汽损失增大。主蒸汽抽汽回热方案同样导致主/再热蒸汽流量增加, 蒸汽温度降低, 但变化幅度小于炉侧储热回热方案。中间点抽汽回热方案对主/再热蒸汽流量的影响最小, 同时可提高主/再热汽温, 有利于提高汽轮机排汽的干度, 减小湿汽损失, 对提升循环效率和汽轮机运行的安全性有利。

表5 实施推迟方案后蒸汽参数变化

Tab 5 Variations of steam parameters after using three schemes

	炉侧储热回热	主蒸汽抽汽回热	中间点抽汽回热
$\Delta m_{ms} (kg \cdot s^{-1})$	25.39	6.25	-0.12
$\Delta m_{rs} (kg \cdot s^{-1})$	21.01	5.17	-0.10
$\Delta T_{ms} (^{\circ}C)$	-13.86	-10.56	30.47
$\Delta T_{rs} (^{\circ}C)$	-26.21	-7.82	8.66

上述三种方案均通过提高给水温度实现推迟转湿态, 但水冷壁入口工质欠焓减小, 受热面的超温风险增大。平均壁温虽然无法反映受热面区域的最高温度水平, 但可以反映受热面整体的温度水平, 是判断受热面壁温是否整体偏离安全区间的重要参考指标。通过对比推迟转湿态前后的平均壁温, 分析三种推迟方案对壁温的影响程度, 能在一定程度上验证方案的安全性, 满足研究需求。三种方案实施前后各受热面的平均壁温如图17所示, 七段水冷壁自入口到出口分别由CW1-CW7表示。CW2处于主燃区中间层, 烟气温度最高, 辐射

换热最强, 故壁温高于其他段水冷壁; 水平烟道的烟气温度虽然降低, 但过热器及再热器内的工质为过热蒸汽, 冷却管道的能力降低, 故壁温明显升高。实施推迟转湿态方案后省煤器及水冷壁入口段CW1的壁温升高 50.00 $^{\circ}C$ 左右, 其余受热面的壁温并未发生明显变化。中间点抽汽回热后过热器与再热器的壁温略微升高, 但仍低于安全值, 证明推迟转湿态方案可保证受热面壁温安全。

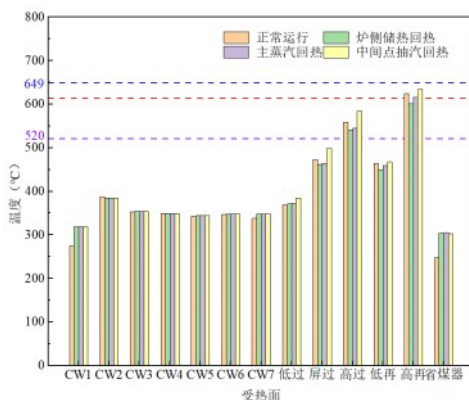


图17 受热面平均壁温

Fig. 17 Average temperature of heated surface

三种方案的最低转态临界负荷、最低干态临界负荷与■效率如表6所示, 中间点抽汽回热方案所能实现的最低转态临界负荷和最低干态临界负荷最低, 炉侧储热回热方案的回热■效率最高。三种方案推迟转湿态的能力排序为: 中间点抽汽回热方案>炉侧储热回热方案>主蒸汽抽汽回热方案; ■效率排序为: 炉侧储热回热方案>中间点抽汽回

热方案>主蒸汽抽汽回热方案。

表6 临界负荷与 η 效率对比

Tab 6 Comparison of threshold loads and exergy efficiency

负荷	中间点抽汽回热/(THA)	主蒸汽抽汽回热/(THA)	炉侧储热回热/(THA)
最低转态	19.71%	19.84%	19.77%
最低干态	21.12%	21.26%	21.19%
η 效率	89.97%	88.61%	91.98%

就方案的可行性和适用性而言，中间点抽汽回热方案需在汽水分离器出口增设抽汽管道和零级高加，改造涉及锅炉本体管道开口，投资适中，可行性高，适用于中间点蒸汽温度测点准确的直流锅炉。主蒸汽抽汽回热方案需在主蒸汽出口增设抽汽管道和零级高加，抽汽管道应选择耐高温高压的材料，无需对锅炉与汽轮机本体进行改造，可行性较强，适用于对汽轮机通流部分改造受限的机组。炉侧储热回热方案需增设储热罐、放热罐及相关管道，占地面积大，初始投资较高，但储热技术已较为成熟，可行性较高，适用于场地条件允许且需提升变负荷速率的机组。

4 结论

本文基于炉侧回热提出中间点抽汽回热、主蒸汽抽汽回热和炉侧储热回热三种推迟转湿态的方案。搭建 660 MW 超超临界直流锅炉的静态模型并验证，研究了三种方案所能实现的最低转态临界和干态临界负荷，分析了推迟转湿态前后工质参数与受热面温度的变化、回热过程的 η 效率和省煤器出口烟气温度

的变化，并进行了方案对比，主要结论如下：

(1) 三种炉侧回热方案均可有效推迟转态，中间点抽汽回热方案推迟能力最强。中间点抽汽回热、主蒸汽抽汽回热和炉侧储热回热方案可将转态临界负荷由 25.67% THA 分别推迟至 19.71% THA、19.84% THA、19.77% THA；将干态临界负荷由 26.84% THA 分别推迟至 21.12% THA、21.26% THA、21.19% THA。

(2) 中间点抽汽回热方案对主/再热蒸汽流量的影响最小，且能提高主/再热蒸汽温度，有利于机组安全稳定运行。主蒸汽抽汽回热方案和炉侧储热回热方案均导致主/再热蒸汽温度降低，蒸汽流量增大，参数变化幅度大，对机组运行的稳定性不利。

(3) 炉侧储热回热方案传热温差最小， η 效率最高，中间点抽汽回热次之。储热回热方案回热过程的 η 效率为 91.98%，中间点抽汽回热方案与主蒸汽抽汽回热方案的效率分别为 89.97%、88.61%。

(4) 三种方案在推迟转态的同时均能将低负荷下的省煤器出口烟温提升至

320℃以上,满足SCR脱硝装置正常运行的要求,实现推迟转态与低负荷脱硝的同时优化。其中,中间点抽汽回热方案效果最优。

参考文献

- [1] 林伯强, 杨梦琦. 碳中和背景下中国电力系统研究现状、挑战与发展方向[J]. 西安交通大学学报(社会科学版), 2022, 42(5): 1-10.
LIN B, YANG M. China's power system research in the context of carbon neutrality: current status, challenges, and development direction[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University(Social Sciences), 2022, 42(5): 1-10.
- [2] 卫子钰, 朱天如, 于婷婷, 等. 350 MW超灵活锅炉深度调峰下水冷壁流动不稳定性及动态特性分析[J]. 西安交通大学学报, 2026, 60(2): 92-102.
WEI Z, ZHU T, YU T, et al. Analysis of flow instability and dynamic characteristics in water wall of 350 MW ultra-flexible boiler during deep peak-shaving operation[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2026, 60(2): 92-102.
- [3] 欧阳诗洁, 李娟, 董乐, 等. 超超临界锅炉低负荷运行时的流动不稳定性计算分析[J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(7): 84-91.
OUYANG S, LI J, DONG L, et al. Calculation and analysis on the flow instability of an ultra supercritical boiler under low load[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(7): 84-91.
- [4] 甘益明, 黄畅, 彭世亮, 等. 面向深度调峰的汽轮机超音速喷嘴设计[J]. 工程热物理学报, 2024, 45(6): 1656-1662.
GAN Y, HUANG C, PENG S, et al. Design of high efficiency supersonic nozzle based on requirement of peak regulation[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2024, 45(6): 1656-1662.
- [5] 程兆轩, 朱新元, 徐东海, 等. 循环流化床锅炉深度调峰水动力安全研究现状[J]. 洁净煤技术, 2026: 1-14.
CHENG Z, ZHU X, XU D, et al. Current research on hydrodynamic safety of circulating fluidized bed boilers in deep peak shaving[J]. Clean Coal Technology, 2026: 1-14.
- [6] 李月娥, 吴彦丽, 郑立星, 等. 燃煤机组深度调峰脱硝性能提升技术分析[J]. 洁净煤技术, 2023: 1-16.
LI Y, WU Y, ZHENG L, et al. Technical analysis of denitrification performance improvement of coal-fired units under deep peak regulation[J]. Clean Coal Technology, 2023: 1-16.
- [7] 胡建根, 童家麟, 茅建波, 等. 典型燃煤锅炉深度调峰能力比较研究[J]. 锅炉技术, 2019, 50(6): 59-64.
HU J, TONG J, MAO J, et al. The research of the comparison of deep peak regulation capacity for typical coal-fired boilers[J]. Boiler Technology, 2019, 50(6): 59-64.
- [8] 鲁鹏飞, 薛宁. 超临界锅炉超低负荷调峰运行稳燃改造方案研究[J]. 热力发电, 2022, 51(1): 87-92.
LU P, XUE N. Flame stability upgrading scheme of supercritical boilers for ultra low load peak regulation operation[J]. Thermal Power Generation, 2022, 51(1): 87-92.
- [9] LIU Z, WANG C, FAN M, et al. Investigation on the allowable load ramping-up rate and wet-to-dry conversion time of a 660

- MW supercritical coal-fired power plant with deep peak-shaving work conditions [J]. *Energy*, 2025, 314.
- [10] YAN J, LIU Z, YI W, et al. Investigation on load cycling flexibility and safety considering dry-to-wet state conversion of an ultra-supercritical power unit under deep peak shaving conditions [J]. *Energy*, 2026: 140970.
- [11] 李千军, 刘光耀, 韩伟, 等. 采用喷射式热泵提高火电机组给水温度的理论研究[J]. *西安交通大学学报*, 2013, 47(11): 25-28+47.
- LI Q, LIU G, HAN W, et al. Heating feed-water of thermal power units using jet heat pump[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2013, 47(11): 25-28+47.
- [12] 刘博源, 王玮, 蔚伟, 等. 耦合0号高加的火电机组热经济性评估方法[J]. *科学技术与工程*, 2025, 25(2): 574-581.
- LIU B, WANG W, YU W, et al. Thermal economic evaluation method for thermal power units with No. 0 high-pressure heater[J]. *Science Technology and Engineering*, 2025, 25(2): 574-581.
- [13] 徐曙, 蒋北华. 0号高压加热器经济性的热力学分析[J]. *汽轮机技术*, 2018, 60(1): 57-58.
- XU S, JIANG B. Thermodynamic analysis about the economy of No.0 high pressure heater[J]. *Turbine Technology*, 2018, 60(1): 57-58.
- [14] 谢天, 吕凯, 黄嘉骊, 等. 适应深度调峰的广义回热系统热力特性研究[J]. *热力发电*, 2018, 47(5): 71-76.
- XIE T, LV K, HUANG J, et al. Study on the thermodynamic characteristics of generalized regenerative system used for deep peak load regulating operation[J]. *Thermal Power Generation*, 2018, 47(5): 71-76.
- [15] 靖长财. 锅炉省煤器分级改造技术分析 and 效果[J]. *锅炉技术*, 2016, 47(1): 70-73.
- JING C. Boiler economizer hierarchical transformation technology analysis and effect[J]. *Boiler Technology*, 2016, 47(1): 70-73.
- [16] 林跃, 李贵鹏, 于海义, 等. 1000MW机组机炉耦合烟气余热深度利用系统节能特性研究[J]. *洁净煤技术*, 2025, 31(S1): 741-746.
- LIN Y, LI G, YU H, et al. Research on energy-saving characteristics of 1000 MW unit-furnace coupling flue gas waste heat deep utilization system[J]. *Clean Coal Technology*, 2025, 31(S1): 741-746.
- [17] XU S, YU B, ZHOU Q, et al. Simulation of low-load operation for a 350 MW supercritical unit [J]. *Frontiers in Energy Research*, 2024, 12: 1448416-1448416.
- [18] Kindm, Martin H. *VDI Heat Atlas* [M]. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
- [19] 韩佩兴, 冯浩, 钟旭东, 等. 耦合太阳能储热的CFB机组长周期近零出力运行特性研究[J]. *煤炭转化*, 2025, 48(5): 3-12.
- HAN P, FENG H, ZHONG X, et al. Investigation on long-period near-zero load operation characteristics of CFB powerplants coupled with thermal energy storage[J]. *Coal Conversion*, 2025, 48(5): 3-12.
- [20] 王辉, 李峻, 祝培旺, 等. 应用于火电机组深度调峰的百兆瓦级熔盐储能技术[J]. *储能科学与技术*, 2021, 10(5): 1760-1767.
- WANG H, LI J, ZHU P, et al. Hundred-megawatt molten salt heat storage system for deep peak shaving of thermal power plant[J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2021, 10(5): 1760-1767.

- [21] 景浩, 王登亮, 陈祿, 等. 蒸汽-烟气逐级加热熔盐储热系统耦合燃煤机组的灵活性与热力性能研究[J]. 中国电机工程学报, 2025, 45(17): 6817-6828.
- JING H, WANG D, CHEN L, et al. Research on the flexibility and thermal performance of steam-flue gas stepwise heating molten salt thermal storage system coupled with coal-fired power plants[J]. Proceedings of the CSEE, 2025, 45(17): 6817-6828.
- [22] 周科, 李银龙, 李明皓, 等. 燃煤发电-物理储热耦合技术研究进展与系统调峰能力分析[J]. 洁净煤技术, 2022, 28(3): 159-172.
- ZHOU K, LI Y, LI M, et al. Research progress on the coupling technology of coal-fired power generation-physical thermal storage and analysis for the system peaking capacity[J]. Clean Coal Technology, 2022, 28(3): 159-172.
- [23] 邓拓宇, 田亮, 贾梦颖, 等. 超临界直流锅炉机组干湿转态柔性协调控制[J]. 中国电机工程学报, 2025, 45(8): 3056-3067.
- DENG T, TIAN L, JIA M, et al. Flexible coordinated control of dry and wet states conversion in supercritical once-through boiler units[J]. Proceedings of the CSEE, 2025, 45(8): 3056-3067.
- [24] 蒙玉仓, 崔振涛. 350 MW 超临界锅炉氧化皮生成、脱落机理及关键控制措施[J]. 锅炉技术, 2022, 53(4): 57-61.
- MENG Y, CUI Z. Mechanism and key control measures of oxide scale formation and exfoliation in 350 MW supercritical power plant boiler[J]. Boiler Technology, 2022, 53(4): 57-61.
- [25] 颜婉玲, 陈刚, 郭萌萌, 等. 基于 Modelica 的 300MW 亚临界燃煤机组 0 号高加动静态特性及能效分析[J]. 中国电机工程学报, 2026: 1-12.
- YAN W, CHEN G, GUO M, et al. The dynamic and static characteristics and energy efficiency analysis of the No. 0 high-pressure heater for a 300 MW subcritical coal-fired power unit based on modelica [J]. Proceedings of the CSEE, 2026: 1-12.
- [26] 魏乐, 周家俊, 张怡, 等. 耦合熔盐储热火电机组技术经济分析与运行优化[J]. 工程热物理学报, 2026, 47(1): 46-58.
- WEI L, ZHOU J, ZHANG Y, et al. Techno-economic analysis and operation optimization of thermal power units coupled with molten salt heat storage[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2026, 47(1): 46-58.
- [27] AYMAN T, AHMED R, AHMED E, et al. Energy and Exergy Analyses of an Existing Solar-Assisted Combined Cycle Power Plant [J]. Applied Sciences, 2020, 10(14).
- [28] 冯前伟, 张杨, 王丰吉, 等. 燃煤机组 SCR 脱硝超低排放改造前后性能对比分析[J]. 中国电机工程学报, 2020, 40(20): 6644-6653.
- FENG Q, ZHANG Y, WANG F, et al. Performance comparison and analysis before and after SCR ultra-low emission transformation of coal-fired units[J]. Proceedings of the CSEE, 2020, 40(20): 6644-6653.