

DOI: 10.11949/0438-1157.

集成地热与BEST的燃煤机组热力性能研究

于鑫星, 陈哲文, 张玉明, 张炜, 李家州

(中国石油大学(北京)重质油国家重点实验室, 北京 102249)

摘要: 面向煤电深度调峰与低碳转型需求, 探究背压抽汽式汽轮机 (Back Pressure Extraction Steam Turbine, BEST) 耦合中低温地热预热的协同优化机理。以1000MW超超临界二次再热机组为对象, 建立全工况热力学仿真模型, 对比评估BEST改造下完全替代低压回热加热器与部分凝水独立加热两种方案。结果表明: BEST的加入使额定工况煤耗降低1.33g/(kW·h), 40%THA工况降幅达3.33g/(kW·h)。部分凝水独立加热方案在100–200kg/s地热流量下可实现3.0–4.7g/(kW·h)节煤收益, 资源适应性优于完全替代方案。地热预热器效率随地热温度升高而下降, 中低温地热因传热温差匹配更优而具有更高效率。40%THA时200℃地热所需流量仅为额定工况的31%, 节煤效果达7.24g/(kW·h)。耦合系统通过“高压能级提升+低压品位替代”降低锅炉热负荷, 为煤电机组低碳化改造提供了参考。

关键词: 背压抽汽式汽轮机; 地热能; 效率分析; 变工况; 发电煤耗

中图分类号: TK 123

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-17

Thermodynamic performance study of coal-fired power unit integrating geothermal energy and BEST

YU Xinxing, CHEN Zhewen, ZHANG Yuming, ZHANG Wei, LI Jiazhou

(State Key Laboratory of Heavy Oil Processing, China University of Petroleum, Beijing 102249, China)

Abstract: Addressing the needs of deep peak shaving and low-carbon transition in coal-fired power plants, this study explores the synergistic optimization mechanism of a Back Pressure Extraction Steam Turbine (BEST) coupled with medium- and low-temperature geothermal preheating. This paper establishes a full-condition thermodynamic simulation model for a 1000 MW ultra-supercritical double-reheat unit to compare and evaluate two geothermal integration schemes under the BEST retrofit: completely replacing the low-pressure regenerative heaters with geothermal heat, and independently heating a portion of the condensate with geothermal heat. Results show that the BEST integration reduces the coal consumption rate by 1.33 g/(kW·h) under rated conditions and by up to 3.33 g/(kW·h) at 40 % THA load. The scheme with partial condensate independently heated reduces the coal consumption rate by 3.0–4.7 g/(kW·h) with geothermal flow rates of 100–200 kg/s, demonstrating better resource adaptability than the full replacement scheme. The exergy efficiency of the geothermal preheater decreases with rising geothermal temperature; medium- and low-temperature geothermal sources yield higher exergy efficiency due to better matching of heat transfer temperature differences. At 40 % THA, the required geothermal flow at 200 °C

收稿日期: 2026-05-06 修回日期: 2026-07-30

通信作者: 陈哲文(1990—), 男, 博士, 副教授, 2022880013@cup.edu.cn

第一作者: 于鑫星(2002—), 男, 硕士研究生, m18339099289@163.com

基金项目: 国家自然科学基金项目(52206036); 中国石油大学(北京)科研基金资助(2462022SZBH004, 2462021QNXZ007)

引用本文: 于鑫星, 陈哲文, 张玉明, 张炜, 李家州. 集成地热与BEST的燃煤机组热力性能研究[J]. 化工学报, XXXX, XX(XX): 1–17

Citation: YU Xinxing, CHEN Zhewen, ZHANG Yuming, ZHANG Wei, LI Jiazhou. Thermodynamic performance study of coal-fired power unit integrating geothermal energy and BEST[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(XX): 1–17

C is only 31 % of that at rated conditions, yet the reduction in coal consumption rate reaches 7.24 g/(kW·h). By leveraging the principle of 'enhancing high-pressure energy and replacing low-pressure energy', the coupled system reduces the boiler heat load, providing a reference for the low-carbon retrofit of coal-fired power units.

Keywords: back-pressure extraction steam turbine; geothermal energy; exergy analysis; off-design conditions; coal consumption for power generation

引 言

在全球气候变暖与“双碳”目标深入推进的背景下,电力行业作为碳排放的关键领域,正面临深刻的转型压力。煤电作为我国能源体系的重要组成部分,其绿色低碳发展路径主要围绕能效提升与多能融合两条主线展开。然而,机组自身改造边际效益递减,风电、光伏等可再生能源固有的波动性与煤电基荷运行特性之间的矛盾又给系统稳定性带来挑战^[1]。因此,探索与稳定可靠、可灵活调度的清洁能源深度融合,成为破解煤电减排困境的重要方向。

地热能出力稳定、调度灵活,与煤电基荷运行特性天然互补。我国中低温地热能储量丰富,主要采用有机朗肯循环(ORC)或闪蒸发电技术,但独立发电的利用方式效率低下,限制了地热能的大规模高效利用,数据显示截至2025年我国地热发电装机容量为60MW,仅占全球总装机容量的0.35%^[2],发展潜力尚未充分释放。若转换利用方式,将地热能嵌入化石燃料电站的热力循环,借助化石燃料侧高品位热能提高地热能低品位热的做功能力,从而在提高地热能利用效率的同时降低机组化石燃料消耗。

早期的地热-化石能源耦合系统研究有以下三个主要方向:(1)采用化石燃料过热地热闪蒸蒸汽用以驱动汽轮机做功发电的联合循环发电系统^[3];(2)传统燃煤电站采用地热预热锅炉给水系统^[4];(3)结合前两种方案,地热闪蒸蒸汽由锅炉过热,闪蒸后地热尾水用于预热锅炉给水的复合型地热-化石燃料发电系统。Bruhn指出,三种方案中被认为适合中低温低焓值地热资源的仅有方案(2)的地热预热锅炉给水系统^[5]。

地热预热锅炉给水系统最早于20世纪70年代由Khalifa与Dippopo提出^[6],该方案利用低品位地热能替代燃煤电站回热系统中的部分抽汽用于预热锅炉给水,使得原机组回热系统相应回热级的回热抽汽量减少,被取代的低压过热抽汽可继续在汽

轮机中膨胀做功。地热预热给水有与原回热系统并联和串联两种耦合形式。Buchta建立200MW混合电厂热平衡模型^[7],并基于加热量比例分离地热与燃煤在机组中的贡献,采用105℃地热时贡献可达8%。Varney建立了500MW超临界机组地热预热给水模型^[8],提出并联与串联两种预热方案。保持给水流量不变时,地热温度150~200℃下串联方案出力比ORC系统高65~135%,机组最大增容6.5%,热效率提高19.2~21.8%。地热能的接入使得回热抽汽减少,增加了做功蒸汽量,如保持发电功率不变,锅炉循环给水量相应降低,表现为单位发电煤耗量的减少,该运行方式称为节煤模式。此外还存在地热预热系统加入后,保持原锅炉给水量,机组可达到更高发电功率,成为增效模式。Zhou等使用Aspen HYSYS建立了500MW亚临界燃煤机组与增强型地热(EGS)耦合的混合系统热力学模型^[9],研究了增容和节煤两种运行模式,量化表明:150℃地热资源距离5km下,增容模式出力提升19%,节煤模式年省煤30万吨。Liu等建立了1000MW超临界机组与地热水(100~160℃/50kg/s)并联及串联预热给水模型^[10],推导了基于抽汽效率的增功率公式。结果表明:串联方案在100~130℃下增功比并联高10~18%,140℃以上并联方案略优;150℃地热资源0km距离时净增约2.1MW,20km时降至1.0MW;地热温度140~160℃,0km距离时比ORC多90%,20km时多39~49%;100℃资源距离超20km即无优势。Zhou等针对300MW亚临界机组研究了两种耦合方案下发电增量差异,考虑地热流体温度280℃、155℃和45℃时的热力性能。并联布置比串联功率增量高,280℃地热100kg/s流量时多2.1MW;全置换高压抽汽可增功38.9MW,混合效率约46%^[11]。Szturgulewski等建立了380MW亚临界机组与地热预热给水混合系统的热平衡模型^[12],模型采用DIAGAR软件的序贯迭代法求解热平衡,针对设计及部分负荷(300/260MW)分析了三种置换方案,260MW定功模式置换三级低压抽汽时增功18.16MW,净效率提升2.62%。

随着相关技术日趋成熟,以及全球气候变暖对碳减排提出的更高要求,地热与传统化石能源电站的耦合研究正受到越来越多的关注,并产生了新的耦合场景。Davidson 提出在传统 CCS(碳捕集与封存技术)中由于碳捕集系统耗能使得电站效率下降,地热预热系统的加入可抵消部分碳捕集系统带来的电力负荷,在部分场景下还能带来一定额外功率提升^[13]。Wang 研究了地热能用于提供碳捕集过程溶剂再生热量的耦合形式,但该技术对于钻井深度和储层温度极为敏感,为实现一定的经济价值,钻井深度要求小于 2.6km,地热储层温度需在 160℃ 以上^[14-15]。Xu 针对传统 CO₂ 基 EGS 发电系统效率低的问题,提出采用锅炉过热 CO₂ 的耦合形式,实现了锅炉冷端余热回收,提高了 CO₂ 工质参数,并可利用 CO₂ 膨胀做功后的余热加热给水和空气,系统整体可带来 10MW 的电厂额外出力,但要求使用深度为 5000m 下的 200℃ 地热资源,开发门槛较高^[16]。Zhang 提出了基于 ORC 循环的改进型地热-燃煤机组耦合发电系统,使用部分汽轮机低压缸抽汽过热地热 ORC 循环过程工质,增强了地热发电能力和低压缸废热回收效果^[17]。

与此同时,燃煤机组热力系统结构的演进为地热耦合创造了新的可能性。针对超超临界机组高压加热器抽汽过热度偏高的固有缺陷,背压抽汽式汽轮机(BEST)技术通过重构回热抽汽路径,显著提升了系统热经济性^[18-21]。研究表明,BEST 改造后的机组在全负荷范围内均保持效率优势^[22-23],且能有

效降低各级加热器的不可逆损失^[24]。地热-燃煤混合发电技术已从早期的概念验证发展至系统集成优化与工程挑战量化的新阶段。现有研究大多默认燃煤机组处于未改造的原设计回热系统结构,尚未触及 BEST 改造后的新型耦合场景。

综上,本文拟提出集成地热和 BEST 的燃煤发电系统,开展热力学分析,研究不同地热温度、资源量条件下的最佳耦合方案,针对变工况场景展开部分负荷下系统性能研究,并阐明各加热单元的能量品位匹配机理,为现役煤电机组低碳灵活性改造提供一种技术选择。

1 热力系统结构设计

1.1 超超临界二次再热常规系统

常规系统结构如图 1 所示。汽轮机参数为 31MPa/600℃/610℃/610℃,为单轴 5 缸 4 排气。回热系统包括 4 个高压加热器(H1~H4)、1 个除氧器(H5)、5 个低压加热器(H6~H10),其中 H1 的抽汽由超高压缸排汽提供, H2~H3 抽汽来自高压缸, H4~H7 抽汽由中压缸引出, H8~H10 抽汽来自低压缸。第 5 级抽汽部分用于除氧器 H5,另一部分用于驱动小汽轮机做功以满足回热系统给水泵的泵功需求,其排气直接由凝汽器回收。高压回热器 H1~H4 采用逐级放流疏水方式,最终汇集于除氧器 H5,低压加热器 H6、H7 的疏水逐级放流至汇集式加热器 H8,并汇集于加热器 H8 出口管段给水, H9 和 H10 疏水则逐级放流至凝汽器。

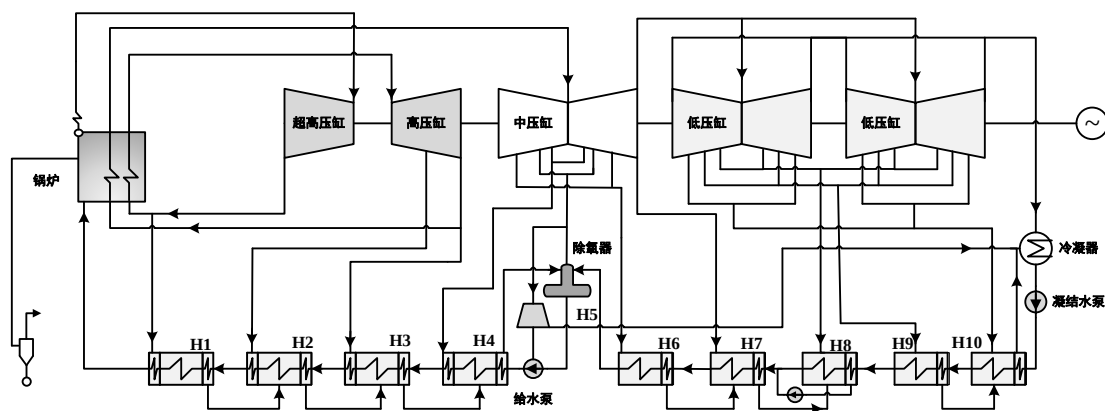


图1 常规机组系统模型

Fig. 1 Conventional unit system model

机组基本参数参照文献[25]如表1所示。

为对系统进行变工况及后续 BEST 改造和地热耦合计算,本文采用 REFPROP 软件依照国际标准

IAPWS-IF97 计算水蒸气物性参数,建立系统仿真模型,并进行如下假设^[26-27]:

(1)忽略各级抽汽管道压降,气缸漏汽损失;

表1 系统主要参数选取

Table 1 Main system parameter selection

	压力/MPa	温度/℃
主蒸汽	30	600
过热器出口蒸汽	31.14	605
一次再热进口蒸汽	10.529	427
一次再热出口蒸汽	10.319	613
二次再热进口蒸汽	3.326	443
二次再热出口蒸汽	3.086	613
超高压缸排汽	10.788	429
高压缸排汽	10.094	610
中压缸排汽	3.08	610
低压缸排汽	0.402	327
小汽轮机进汽	1.037	453
汽轮机排汽	0.0045	31
省煤器进口给水	34.64	314

(2) 锅炉给水温度、主蒸汽温度、再热温度,及机组背压参数在确定工况下保持不变;

(3) 在设计工况下,由参照机组已知参数反算出各气缸效率,分别为:88.637%、87.389%、86.863%、88.0%;变工况计算时,各级组等熵效率依据如下方案修正^[28-29]:调节级根据压比-焓降特性曲线确定,中间级压比变化视为效率不变,末级及湿蒸汽级采用文献[29]的经验公式修正(详见2.2节公式(13))。

(4) 设计工况锅炉效率为94.7%、管道效率为99.0%;变工况下锅炉效率参照国内同等级超超临界二次再热机组实际运行数据设定^[30]:75%THA及以上保持94.7%不变,50%THA时为94.2%,40%THA时为93.5%。

(5) H1高压加热器上端差为-1.6℃,H2-H4高压加热器上端差为5.6℃,H6-H10低压加热器上端差为2.8℃,H1-H4高压加热器和H6-H10低压加热器下端差为5.6℃,H5除氧器为混合式加热器,其出口水温对应饱和蒸汽压力下饱和温度。

选择文献机组边界条件(表1),采用本文计算模型,在THA设定工况下模型各回热器抽汽参数如表2所示;各典型调峰工况下,主要参数由2.2章节所述迭代方式计算,并考虑锅炉效率和汽缸效率修正,表3给出了同发电功率下模型主蒸汽流量以及单位发电煤耗量与设计值的对比,模型忽略各项漏汽损失因此主蒸汽流量偏小,煤耗计算结果与设计数据误差在1%以内,可证明模型的准确性。

表2 各级抽汽计算参数

Table 2 Calculation parameters for extraction steam at each stage

	压力/MPa	温度/℃		过热度/℃ (模拟值)
		设计值	模拟值	
H1 高压加热器	10.788	429	429.00	112.38
H2 高压加热器	6.189	532	530.31	252.69
H3 高压加热器	3.472	444	444.33	202.23
H4 高压加热器	1.810	528	528.74	321.36
H5 除氧器	1.089	454	456.70	273.09
H6 低压加热器	0.753	404	407.61	239.70
H7 低压加热器	0.410	326	332.94	188.44
H8 低压加热器	0.129	203	204.64	97.75
H9 低压加热器	0.060	133	135.83	49.91
H10 低压加热器	0.220	63	62.13	0

表3 模型变工况参数对比

Table 3 Off-design parameter comparison of the model

	100%T HA	75%TH A	50%TH A	40%TH A
发电功率/MW	986.79	727.14	481.13	384.57
主蒸汽流量(设计值)/t/h	2533	1866.23	1211.74	971.68
主蒸汽流量(模拟值)/t/h	2527.25	1836.61	1187.63	947.33
流量计算误差/%	0.2	1.6	2.0	2.5
单位发电煤耗(模拟值)/(g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹)	258.407	264.146	275.280	283.742
单位发电煤耗(设计值)/(g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹)	258.47	264.34	275.46	283.83
煤耗计算误差/%	0.25	0.74	0.65	0.31

1.2 集成BEST与地热预热的二次再热系统

常规机组的第2级回热抽汽及第4级回热抽汽分别取自一二次再热后的高温蒸汽,其抽汽过热度为252.7℃和321.4℃,第5级回热抽汽也存在273℃的过热度,明显的高过热度会增加换热温差,使得系统■损失增加,降低机组热经济性。

针对这一问题,采用BEST小汽轮机,以超高压缸排汽为汽源,取消高压缸和中压缸的级间抽汽,而使用BEST小汽轮机的抽汽提供加热器H2~H6所需回热抽汽,其做功在满足给水泵需求的前提下,多余的轴功用于驱动BEST发电机转化为电能。该结构避免了再热后高焓值蒸汽的能级损失。

在采用BEST机组优化机组高压侧回热结构的基础上,于低压回热侧进一步引入地热预热系统。根据文献[31]设置BEST汽轮机效率在额定工况下为90%。地热水预热凝水替代部分低压回热器,回灌率按100%计,被替代的抽汽继续在低压缸做功。

针对不同的地热预热系统替代回热器位置及耦合方式,建立了以下两种子系统方案。

1.2.1 地热替代回热加热器方案

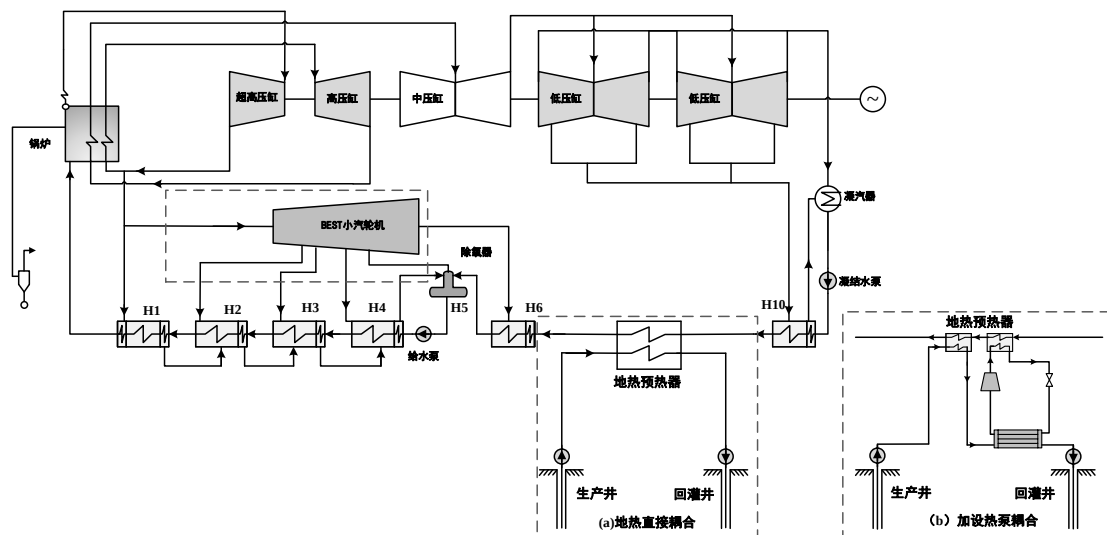


图2 地热替代回热方案模型

Fig. 2 Model of geothermal substitution for regenerative heating scheme

按照图2基本结构,采用如图2(a)所示地热耦合方式,设置替代7-9级抽汽、7-8级抽汽及8-9级抽汽三种替代形式,机组原回热加热器在对应方案中被完全取代,凝水全部进入地热预热器,加热至

与原回热器出口温度后汇入原回热系统。此外,为降低地热给水需求,增设热泵辅助方案,结构如图2(b)所示,替代7-8级抽汽进行对比。

1.2.2 部分凝水独立加热方案

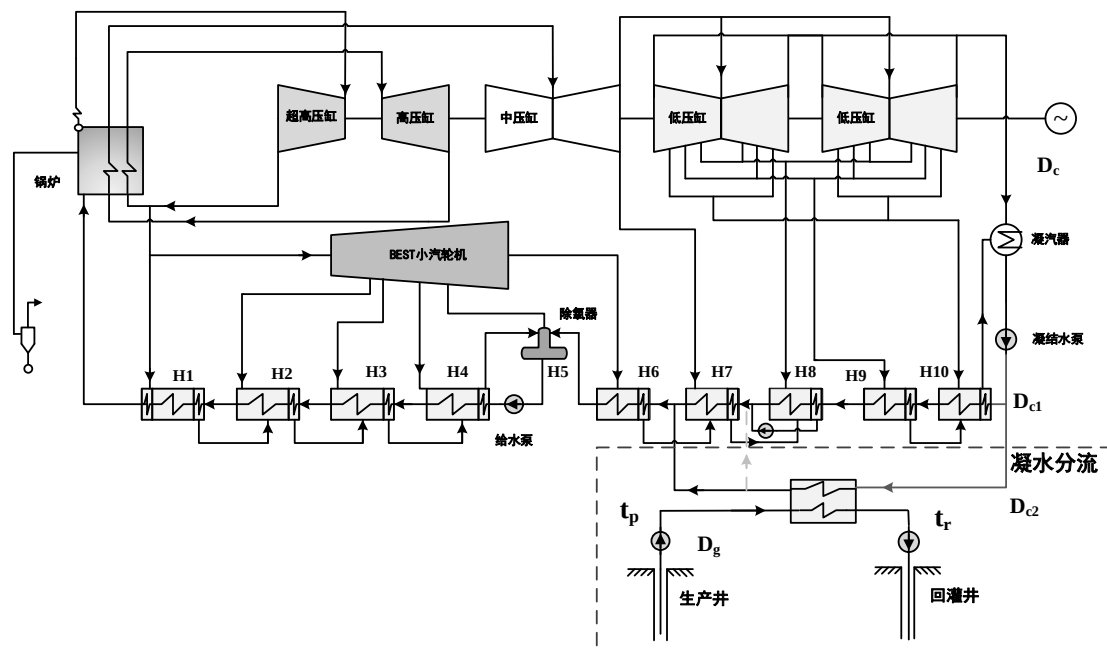


图3 凝水部分加热方案模型

Fig. 3 Model of condensate partial heating scheme

因替代低压加热器方案在给定工况下不论地热资源温度如何,预热系统承担的热负荷是固定的,不利于适配不同地热资源温度以及灵活调节地热取水流量,为在同一边界下系统对比不同地热温

度与资源量的影响,设立部分凝水独立加热方案,模型流程如图3所示。该方案在保有原回热结构不变的情况下,凝水经给水泵加压后分为两路:部分流经地热预热系统,加热至一定温度后与原回热器

出口给水汇合。考虑到地热温度与机组低压回热系统温度匹配性,本文假设:在地热取热 200℃-150℃温度区间,选用采出温度较高的 EGS 型地热资源对凝水进行加热,最终凝水汇集于 7 级加热器出口,参照文献选取地热回灌温度为 60℃^[32];在地热取热 140℃-110℃温度区间,选用采出温度相对较低的水热型地热资源,凝水经加热后汇集于 8 级回热加热器出口,设置地热回灌温度为 40℃。

2 系统数学模型构建

2.1 机组热效率计算模型

为了评估集成系统的热力性能,本文采用热效率分析方法对系统的能量转换与利用特性进行定量描述。热效率是衡量发电系统能量利用程度的关键指标,通常通过发电煤耗率、热耗率以及发电效率等参数来表征^[33]。

发电标准煤耗率 b_s 是指发电机组每生产 1kW·h 电能所消耗的标准煤量,是反映燃料利用经济性的重要指标。其计算式如下^[34]:

$$b_s = \frac{0.123}{\eta_{\text{coal}}} \#(1)$$

热耗率 q_{coal} 定义为汽轮发电机组每生产 1kW·h 电能所需的化石燃料热量,其数值由燃煤发电效率直接决定:

$$q_{\text{coal}} = \frac{3600}{\eta_{\text{coal}}} = \frac{Q_b}{P_e} \#(2)$$

其中, Q_b 为锅炉供热量, P_e 为机组发电功率。

式中 η_{coal} 为燃煤发电效率,可进一步表示为:

$$\eta_{\text{coal}} = \eta_b \eta_p \eta_c \#(3)$$

其中, η_c 为汽轮机机组循环热效率; η_b 为锅炉效率; η_p 为管道效率;

$$\eta_c = \frac{w}{q_0} \#(4)$$

w 为各级汽轮机总功

$$w = D_b h_b - \sum_{i=1}^{10} D_i h_i - D_c h_c \#(5)$$

D_i 、 h_i 为各级抽汽参数,流量和焓值; D_c 、 h_c 为凝汽参数; D_b 、 h_b 为锅炉供热参数。

回热抽汽流量由加热器能量平衡计算,回热系统有三类主要参数^[35]:

τ_j : 给水在加热器中的焓升; q_j : 蒸汽在加热器中的放热量; γ_j : 疏水在加热器中的放热量(以放热处的加热器为编号),可将加热器分成两类:

一类是疏水放流式加热器,它们属于面式加热

器,其疏水方式为逐级自流;另一类为汇集式加热器,如除氧器 H5 和 H8 加热器。其主要参数计算方式分别如下^[36]:

逐级放流式加热器(No2、No4):

$$\begin{cases} \tau_j = \bar{t}_j - \bar{t}_{j-1} \\ q_j = h_j - \bar{t}_{sj} \\ \gamma_j = \bar{t}_{s(j+1)} - \bar{t}_{sj} \end{cases} \#(6)$$

汇集式加热器(No1、No3):

$$\begin{cases} \tau_j = \bar{t}_j - \bar{t}_{j-1} \\ q_j = h_j - \bar{t}_{j-1} \\ \gamma_j = \bar{t}_{s(j+1)} - \bar{t}_{j-1} \end{cases} \#(7)$$

各级加热器所需抽汽量可由下式计算:

$$D_j = \frac{D_{fw} \tau_j - D_s \gamma_j}{q_j} \#(8)$$

其中, D_s 为上级加热器疏水量, D_{fw} 为加热器加热给水量。

2.2 机组变工况计算模型

当机组实际功率偏离原始工况时,其各级抽汽压力、抽汽流量等参数将发生变化。在已知变工况机组发电功率的条件下,求解此时的主蒸汽流量、各级抽汽压力及热耗率等参数,需要对各级抽汽参数进行迭代计算,在首次迭代时,假定各中间各级抽汽压力随功率线性变化。计算时,将各级组分为调节级(超高压缸第一级)、中间级、末级三类。

当主蒸汽参数偏离初始工况时,调节级压比参数可用如下公式进行修正^[37]:

$$\frac{p_g}{p_0} = \left\{ 1 - \frac{p_{01} v_{01}}{p_0 v_0} \left[1 - \left(\frac{p_{g1}}{p_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\}^{\frac{k}{k-1}} \#(9)$$

式中, p 为蒸汽压力, MPa; 下标 0 表示主蒸汽参数、 g 表示调节级参数、1 表示实际工况参数; v 为蒸汽比体积, m^3/kg ; k 为过热蒸汽等熵指数。

通过上式可由变工况前后机组主蒸汽参数计算出变工况调节级压力 p_{g1} 。

各级组蒸汽压力和流量的关系可通过弗留格尔公式进行计算,因机组调节级蒸汽温度、压力参数严重偏离理想气体参数,这里采用改进后的弗留格尔公式^[38]进行变工况前后蒸汽压力的计算,具体如下:

$$\frac{D_{g1}}{D_g} = \sqrt{\frac{p_{g1}^2 - p_{i1}^2}{p_g^2 - p_i^2}} \sqrt{\frac{p_g v_g}{p_{g1} v_{g1}}} \#(10)$$

式中, D 表示调节级后蒸汽流量, t/h ; p_i 为一段抽汽压力, MPa。

首次迭代时,使用下式计算变工况后的主蒸汽流量 D_{g1} :

$$\frac{D_{g1}}{D_g} = \sqrt{\frac{p_{g1} v_g}{p_g v_{g1}}} \quad \#(11)$$

并将结果回带入(10)式计算变工况后第一级抽汽压力 p_{11} 。

由此可计算得出工况变化后的主蒸汽流量 D_{g1} 和各级抽汽流量 D_{gi} 。

ASME PTC6—2004 标准指出,汽轮机每个抽汽口流入下一级的蒸汽流量 D 与该抽汽口处 $\sqrt{(p/v)}$ 的比值在不同工况下应大致相等,如果蒸汽为湿蒸汽则可用如下公式表示^[39]:

$$C = \frac{D}{\sqrt{p/v}} \frac{1}{\sqrt{1-M}} \quad \#(12)$$

本文采用文献[40]方法,根据THA工况下的流量系数 C 及上述计算主蒸汽流量值 D_{g1} 确认变工况计算过程中各中间机组及末级机组的计算抽汽压力 P_1 。

并将抽汽压力计算值与初始迭代值或上一次迭代值进行对比,如误差大于 10^{-3} 则将该计算值用作下一次迭代计算的初值进行抽汽流量参数的迭代计算,直至满足误差条件为止。

变工况低压汽轮机末级效率依照如下拟合公式进行修正^[29]:

$$Y = 7.2933x^3 - 11.86204x^2 + 4.88326x + 0.22036 \quad \#(13)$$

式中, Y 表示汽轮机末级效率; x 为末级压比。

具体的迭代步骤可参照图4。

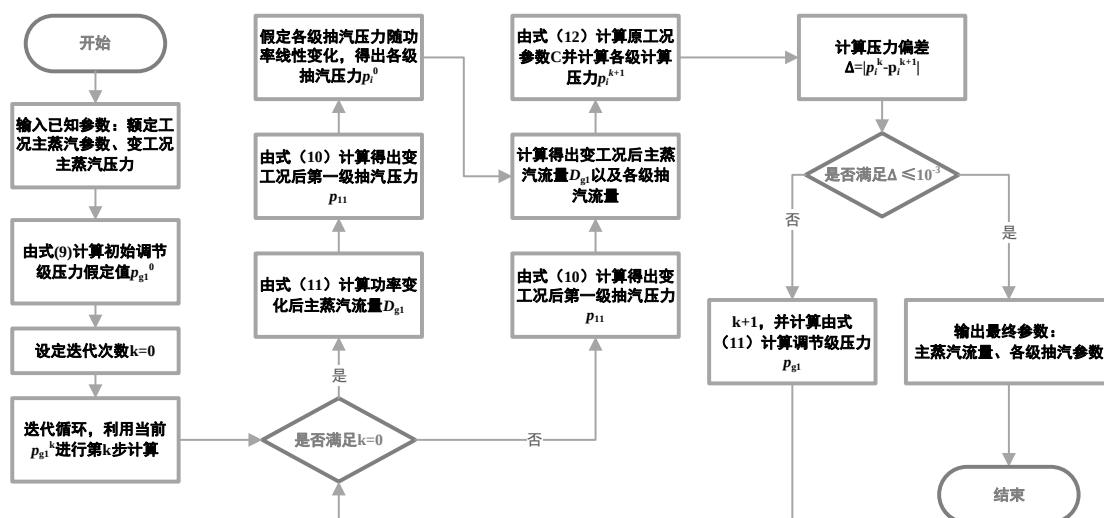


图4 变工况迭代计算过程

Fig. 4 Off-design iterative calculation process

2.3 地热预热系统计算模型

地热预热系统涉及换热器热交换过程,其承担热负荷 Q_{geo} 为^[41]:

$$Q_{geo} = m_{geo}(h_{in} - h_{out}) = D_{fw}(\dot{h}_{in} - \dot{h}_{out}) \quad \#(14)$$

其中, m_{geo} 为地热出水质量流量,kg/s; D_{fw} 为预热器加热凝水流量,kg/s; h_{in} 和 h_{out} 分别为地热采出和回灌时的焓值; $\dot{h}_{in}$ 和 $\dot{h}_{out}$ 则分别为加热凝水进出口焓值。假定换热器无环境热损失。

章节1.2.1中模型涉及热泵等熵压缩过程,热泵循环选择工质为r1233zd(e),热泵的等熵压缩耗功为:

$$w_s = h_2 - h_1 \quad \#(15)$$

其中, h_2 为等熵出口比焓; h_1 为入口比焓,kJ/kg。

耦合机组加入地热能后,全厂热效率 η_{ep} 可由如下公式计算^[9]:

$$\eta_{ep} = \frac{w}{Q_{geo} + \frac{Q_b}{\eta_b \eta_p}} \quad \#(16)$$

2.4 系统 ■ 分析模型

■ 分析的关键在于识别系统中能量的“贬值”过程,也就是不可逆性带来的损失。在评价设备或系统性能时,可参考两个关键指标: ■ 效率和 ■ 损失。■ 效率反映了设备将输入 ■ 转化为有用 ■ 的比例,而 ■ 损失则指在能量转换和传递过程中不可逆因素导致的 ■ 耗散。这里关注各级换热器的 ■ 损失和 ■ 效率。

对于开口系统,焓 ■ 可由如下公式计算:

$$e_x = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (17)$$

$$E_x = De_x \quad (18)$$

式中, E_x 为 ■ 流率, kW; e_x 为比 ■, kJ/kg; h 和 s 分别为流体在当前状态下的比焓和比熵, 单位分别为

kJ/kg、kJ/(kg·K); h_0 、 s_0 分别为环境状态 $T_0=25^\circ\text{C}$ (298.15K)、 $p_0=0.1\text{MPa}$ 下的比焓和比熵。

针对各不同加热器部件的 ■ 损失和 ■ 效率计算参照表4进行计算^[42-44]。

表4 各加热器 ■ 损失和 ■ 效率计算

Table 4 Exergy destruction and exergy efficiency calculation for each heater

部件名称	部件结构	■ 损失	■ 效率
表面式加热器		$E_1 + E_2 + E_4 + W - E_3 - E_5$	$\frac{E_3 - E_2}{E_1 + E_4 - E_5 + W}$
汇集式加热器		$E_1 + E_2 + W_1 + W_2 - E_3$	$\frac{D_3(e_3 - e_2)}{D_1(e_1 - e_4) + W_1 + W_2}$
除氧器		$E_1 + E_2 + E_3 - E_4$	$\frac{D_4(e_4 - e_2)}{D_1(e_1 - e_2) + D_3(e_3 - e_2)}$
地热预热器		$E_1 + E_4 + E_2 - E_3$	$\frac{E_2 - E_1}{E_4 - E_3}$

3 结果与讨论

3.1 BEST 机组变工况计算结果

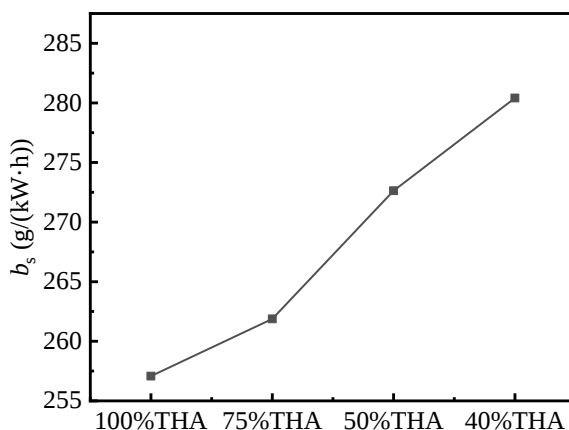


图5 BEST机组变工况单位发电煤耗量

Fig. 5 Off-design coal consumption rate of the BEST unit

图5给出了BEST机组在额定工况以及各典型调峰工况下的单位发电煤耗量。相较于常规机组, BEST机组的加入降低了回热加热器H2-H6抽汽回热过热度, 并通过做功替代原小汽轮机驱动给水泵, 使得机组单位发电煤耗量得到有效下降, 在额定工况下, 可降低 $1.33\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$, 并随着工况的降低

节能效果更加显著, 最高可在40%THA工况降低 $3.33\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。

图6、7给出了常规机组和BEST机组各级回热加热器的 ■ 效率。通常情况下, 常规机组的各加热器 ■ 效率随负荷降低而普遍下降, 特别是在低负荷时, 各级加热器的 ■ 效率劣化较为明显。BEST小汽

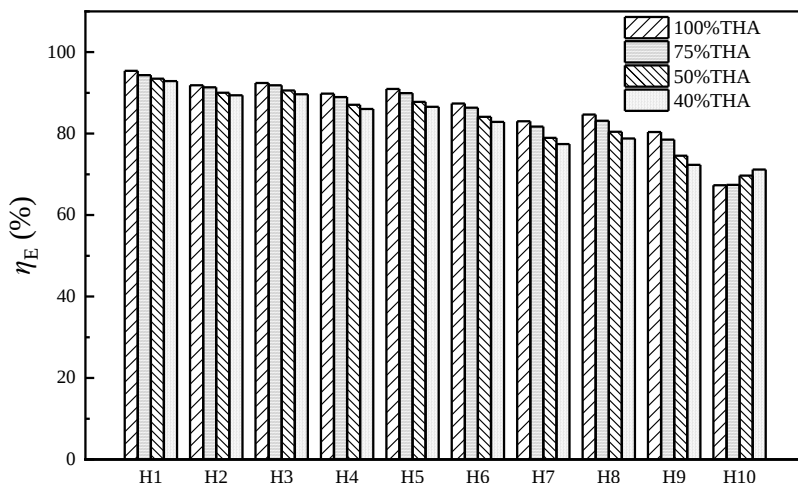


图6 常规机组各级回热加热器 ■ 效率

Fig. 6 Exergy efficiency of regenerative heaters at each stage in conventional unit

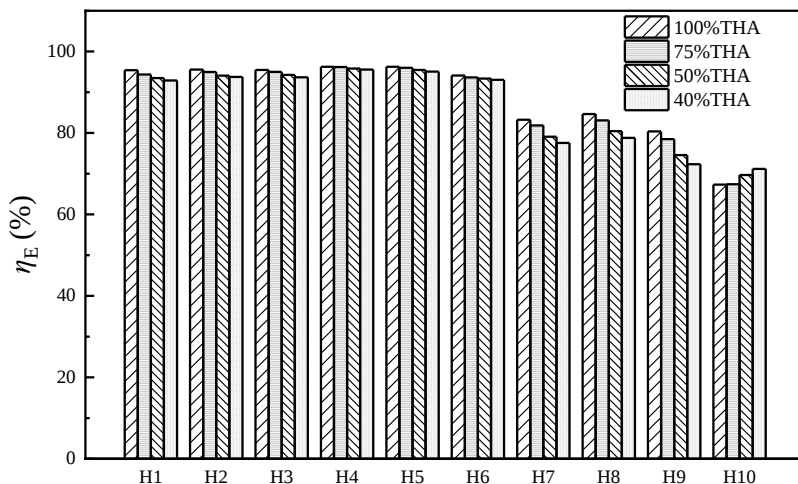


图7 BEST机组各级回热加热器 ■ 效率

Fig. 7 Exergy efficiency of regenerative heaters at each stage in BEST unit

轮机技术通过优化能级匹配,显著降低了其替代抽汽的过热度,将原本 ■ 效率下降较大的第2~6级加热器提升至更高水平,使整个回热系统的 ■ 利用更加合理。额定工况及各调峰工况下,带BEST机组的加热器 ■ 效率曲线更平坦。低工况下,末级抽汽压力大幅降低,抽汽状态接近排汽,减小了与凝水间的换热温差,因此末级加热器 ■ 效率反而上升。BEST改造对高压级加热器的 ■ 效率提升显著,但对

低压级加热器(H7~H10)的改善效果有限。这为引入地热预热系统替代部分低压抽汽提供了改进空间。

3.2 不同地热预热方案额定工况计算结果

如图8所示,四种替代方案分别为:替代H7~H9、替代H7~H8、替代H8~H9,以及对替代H7~H8增设热泵辅助,将上述四种方案(散点表示)与部分凝水独立加热方案(曲线表示)置于同一坐

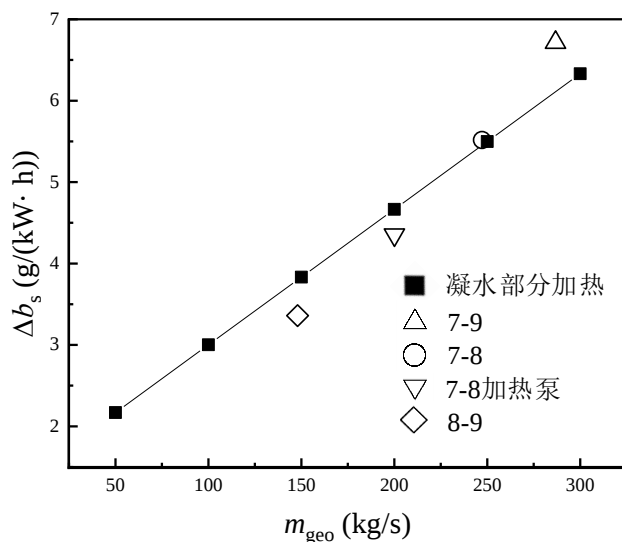


图8 不同地热预热方案额定工况发电煤耗减少效果

Fig. 8 Coal consumption reduction of different geothermal preheating schemes

标系中进行对比,采用地热给水为200℃饱和水,机组额定工况,横坐标为地热出水需求流量,纵坐标为对应的系统单位发电煤耗减少量。地热资源替代更多抽汽级可得到较可观的节煤效果,但同时面临地热需求量增大的问题。替代H7~H8需要247.24kg/s的高温地热资源可达6.73g/(kW·h)的煤耗降低;而替代较低压力级虽减少了地热需求,但减碳效果明显降低,选择替代H8~H9,煤耗减少效果和地热采出水需求分别为3.71g/(kW·h)和148.06kg/s。增设热泵辅助方案中,热泵压缩消耗轴

功由机组提供,虽然减少地热需求,但发电煤耗减少量下降明显。对于部分凝水独立加热方案,对比替代H7~H9方案,独立加热方案在相同地热需求下煤耗降低效果差异明显;而对比替代抽汽级减少的其他替代方案,独立加热方案表现更优。200℃地热、60℃回灌为例,100kg/s和200kg/s地热采出水量可分别节煤3.00g/(kW·h)、4.67g/(kW·h),表明部分凝水独立加热方案在较低地热开采量下减碳效果更优,且便于适配不同地热资源量。

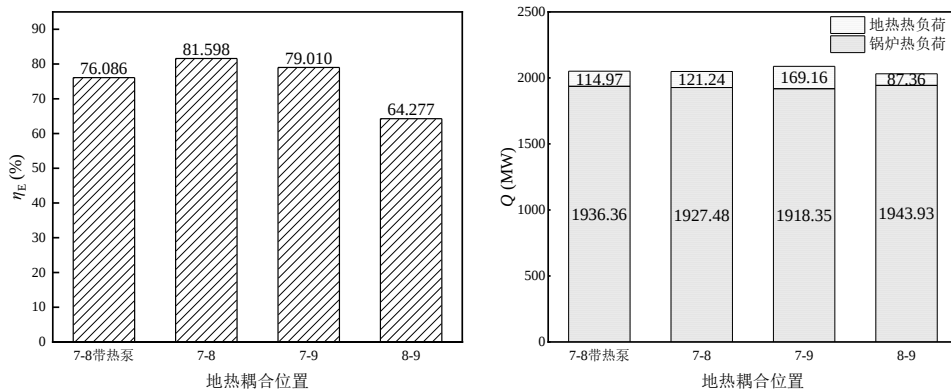


图9 不同地热替代回热加热器方案 ■ 效率(a)及热负荷(b)分布

Fig. 9 Exergy efficiency (a) and heat load (b) of different geothermal substitution for regenerative heaters

由图9可知,四个方案中:替代H7~H8级效率最高,但锅炉热负荷降幅有限,节煤效果受限于替代回热级数较少;加设热泵反而增加锅炉承担热负荷并使得整体效率大幅下降;替代H7~H9级效率略降至79.0%,但锅炉热负荷减少最多,节煤效果最优;替代H8~H9级因温位匹配最差,效率和节煤效果均最低。

3.3 部分凝水独立加热方案变工况计算及敏感性分析

部分凝水独立加热方案可通过调节加热凝水比例,以适配不同地热出水温度、不同地热取热量。对其进行变工况分析,并调节不同加热凝水比例 D_{fw}/D_c 、不同地热给水温度 T_{geo} , 计算结果如下。

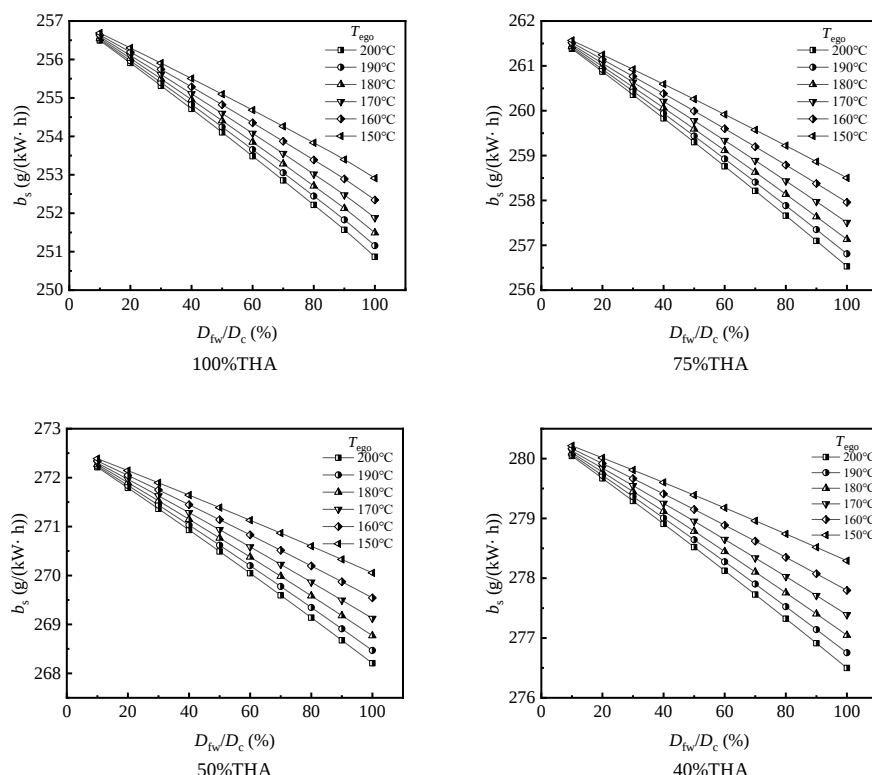


图10 单位发电煤耗量(EGS型地热)

Fig. 10 Specific coal consumption for power generation (EGS)

从图10、11可见,耦合机组通过地热预热凝水替代低压抽汽降低了锅炉热负荷,其节煤效果随地热温度升高和加热比例增加而提升。相同条件下机组负荷越低,所需地热流量越小,深度调峰时单位地热资源的节煤收益更高。以200℃地热100%加热凝水为例:额定工况下节煤7.54g/(kW·h),地热需求379.3kg/s;40%THA工况下节煤7.24g/(kW·h),地热需求降至118.0kg/s,约为额定工况的31%。

观察图12、13数据,规律与EGS型相似,但因地热品位下降仅能加热至H8出口温度,比EGS型少替代一级回热加热器,使得发电煤耗减少量显著降低。以140℃地热、100%加热凝水为例:额定工况下节煤4.46g/(kW·h),地热需求335.6kg/s;40%THA工况下地热需求降至97.4kg/s,节煤5.01g/(kW·h)。

110℃地热在40%THA工况下仅需139.9kg/s即可完全替代H8~H10级抽汽,煤耗比140℃方案增加0.42g/(kW·h),表明中低温地热在低负荷下同样具有良好的资源适应性。

基于上述变工况计算结果,提出如下负荷调节思路:当机组运行于75%~100%THA高负荷区时,若地热资源开采能力有限,可采用20%~40%的凝水加热比例,以控制地热流量需求;当机组进入40%~50%THA深度调峰区时,可将加热比例提高至80%~100%,此时所需地热流量反而低于高负荷工况,可充分利用地热实现节煤。该策略的前提是地热并具有变流量调节能力,且预热器设计需适应变工况运行。

如图14所示,地热预热器效率随地热温度升

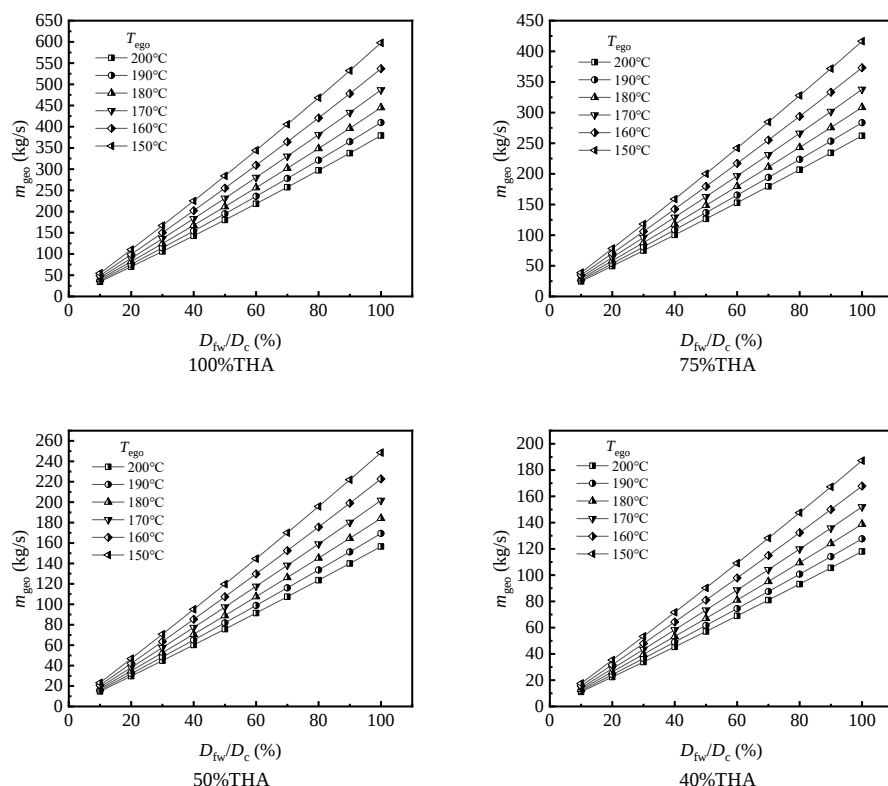


图 11 地热出水需求流量(EGS型地热)

Fig. 11 Required geothermal water flow rate (EGS)

高而降低,同时随机组负荷下降而减小。满负荷工况下,地热温度从 150°C 升至 200°C 时,■效率由78.3%降至65.0%左右;部分负荷下该趋势相同但效率水平整体下移。根本原因在于能级匹配,高温地热与给水的能级差大,传热不可逆损失高;采用中低温的水热型地热资源,能级更匹配,■效率更高。此外,低负荷时给水流量减少,换热特性变化,导致■效率普遍低于高工况。

图 15 展示了额定工况下,采用 200°C 地热、凝结水加热比例从0增至100%时,系统热负荷与效率的变化规律。热负荷方面,地热侧热负荷由0升至208.85 MW,锅炉侧热负荷由1959.47 MW降至1912.16 MW,系统总热负荷则由1959.47 MW上升至2121.01 MW,表明低品位地热替代抽汽预热凝水后,为维持相同发电功率所需支付的总热量更多。效率方面,燃煤发电效率由0.478提高至0.490,全工况下均高于常规机组的0.476,而全厂热效率则由0.478持续下降至0.445。进一步结合图 16 给出的额定工况下不同系统功率分布可知,因BEST机组气源取自超高压缸排汽,减少了高压缸和中压缸的供汽流量,使得相应做功减少,但循环给水量增加

(体现为给水泵耗增加)导致未受BEST小汽轮机抽汽影响的超高压缸和低压缸做功增加。耦合系统采用地热预热凝水替代低压回热抽汽,使更多蒸汽在低压缸中继续膨胀做功,整体功率分布向低压缸倾斜。回热抽汽量的减少削弱了回热循环对系统热效率的提升作用,最终表现为全厂热效率的下降。尽管全厂热效率因回热循环削弱而下降,但耦合系统通过补入低品位地热能,在净发电功率几乎不变的前提下,直接降低了锅炉燃料消耗量,从而显著减少了单位发电量的煤炭消耗,在碳减排方面具有明显优势。

4 结论

本文通过构建超超临界二次再热机组的热力学仿真模型,系统研究了BEST小汽轮机改造与地热预热系统耦合的变工况热力特性,呈现了“高压侧能级梯级利用+低压侧低品位热能替代”的协同效应,得出如下主要结论:

(1)评估了BEST系统对煤耗的影响: BEST改造可有效改善高压回热系统的能级匹配,减缓部分负

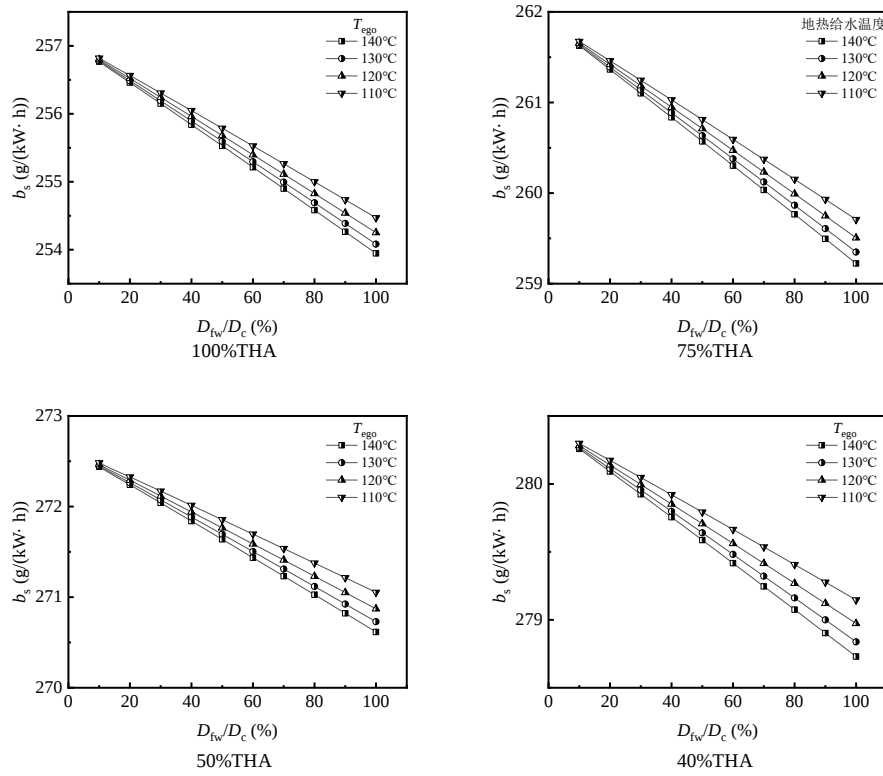


图 12 单位发电煤耗量(水热型地热)

Fig. 12 Specific coal consumption for power generation (hydrothermal geothermal)

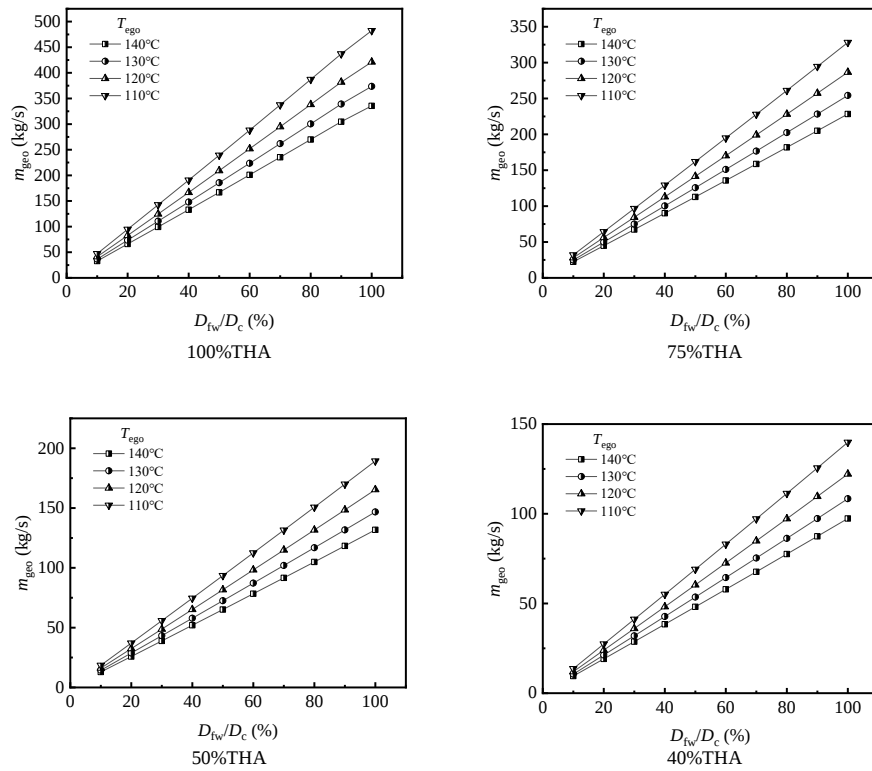


图 13 地热出水需求流量(水热型地热)

Fig. 13 Required geothermal water flow rate (hydrothermal geothermal)

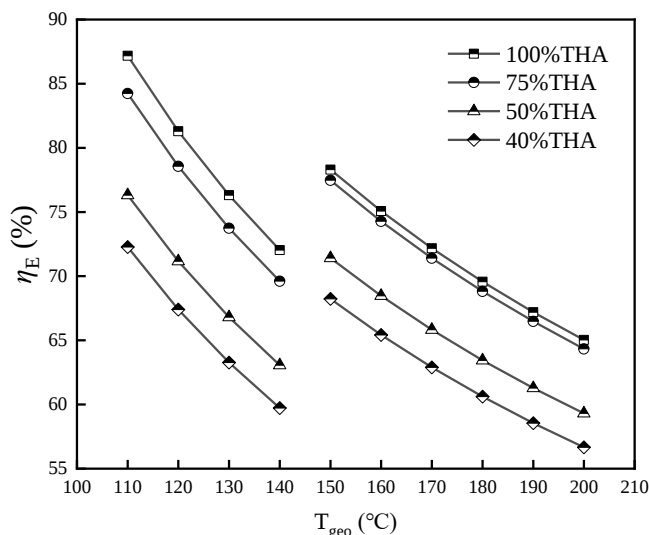


图 14 不同工况及地热温度下预热器 ■ 效率变化曲线

Fig. 14 Exergy efficiency variation curves of preheater under different operating conditions and geothermal temperatures

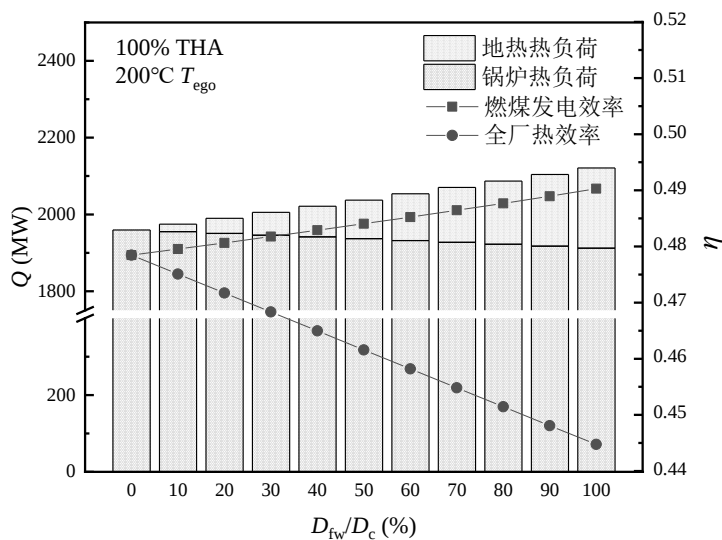


图 15 额定工况下不同加热凝水比例下系统热负荷分布及效率变化

Fig. 15 System heat load distribution and efficiency variation under different condensate preheating ratios at rated condition

荷下回热系统 ■ 效率的衰减。额定工况下发电煤耗较常规系统降低 $1.33\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$, 40%THA 工况降幅达 $3.33\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。

(2) 针对模型机组, 对比了不同地热耦合方案的热力性能。在耦合 BEST 机组对机组进行初步节能改造的基础上, 部分凝水独立加热方案的加入可在 $100\sim 200\text{ kg/s}$ 地热流量下进一步实现 $3.0\sim 4.7\text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 的节煤收益, 资源适应性优于完全替

代回热器方案。■ 分析表明, 地热预热器 ■ 效率随地热温度升高而下降: 200°C 时约 65%, 140°C 以下可达 78% 以上, 中低温地热因能级匹配更优而能效更高。

(3) 阐明了变工况下能流耦合的迁移规律与负荷自适应策略: 地热预热系统的节煤效果随地热温度升高和加热比例增加而提升, 但 ■ 效率呈反向变化。额定工况下, 低品位地热能的补入导致全厂热

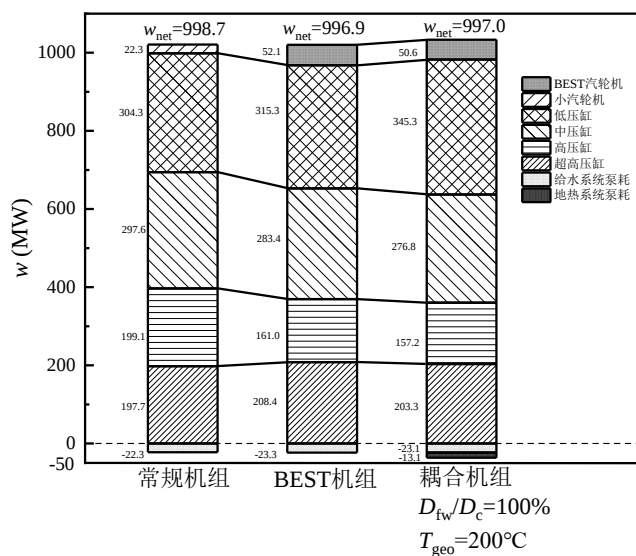


图16 额定工况不同系统功率分布

Fig. 16 Power distribution of different systems at rated condition

效率下降,但锅炉热负荷的降低使燃煤发电效率得以提升。机组负荷降低时,维持相同凝水加热比例所需的地热流量显著减少,采用200℃地热资源在40%THA工况下的流量需求仅为额定工况的31%,而单位发电煤耗仍可降低7.24g/(kW·h),表明低负荷工况下单位地热流量所获得的节煤收益更高。这一特性与煤电深度调峰需求高度契合,可通过“高工况低比例、低工况高比例”的调节策略,实现全工况范围内的发电煤耗有效降低。

符号说明

b_s ——发电标准煤耗率, g/(kW·h)
 C ——流量系数, m^2
 D ——流量, t/h
 E_x ——■ 流率, kW
 e_x ——比■, kJ/kg
 h ——焓, kJ/kg
 k ——过热蒸汽等熵指数
 m ——质量流量, kg/s
 P ——功率, kW
 p ——压力, MPa
 Q ——热负荷, MW
 q ——热耗率, kJ/(kW·h)
 s ——熵, kJ/(kg·K)
 T ——温度, °C
 v ——比体积, m^3/kg

w ——功, kJ/kg

x ——末级压比

Y ——末级效率

γ ——疏水在加热器中的放热量, kJ/kg

$\eta_{ep}, \eta_e, \eta_b, \eta_p$ —— 分别为全厂热效率、汽轮机机组循环热效率、锅炉效率、管道效率

η_E ——■ 效率

τ ——给水在加热器中的焓升, kJ/kg

下角标

0 ——主蒸汽
 1 ——实际工况
 b ——锅炉
 c ——凝汽出口
 coal ——燃煤
 cp ——全厂
 fw ——加热器加热给水
 g ——调节级
 geo ——地热
 i ——抽汽口编号
 in ——地热采出井
 j ——加热器编号
 out ——地热回灌井

参考文献

- [1] 范越, 李永莱, 舒印彪, 等. 新型电力系统平衡构建与安全稳定关键技术初探[J]. 中国电机工程学报, 2025, 45(1): 14-24.
 Fan Y, Li Y L, Shu Y B, et al. Preliminary study on key

- technologies of balancing and stabilizing of renewable-energy-dominated power system[J]. Proceedings of the CSEE, 2025, **45** (1): 14–24.
- [2] 贺志铎. 我国地热产业发展现状与“十五五”发展路径研究[J]. 石油石化绿色低碳, 2026, **11**(1): 66–73.
- He Z D. Research on the current development status of China's geothermal industry and its development path during the 15th Five-Year Plan period[J]. Green Petroleum & Petrochemicals, 2026, **11**(1): 66–73.
- [3] Bidini G, Desideri U, Di Maria F, et al. Optimization of an integrated gas turbine – geothermal power plant[J]. Energy Conversion and Management, 1998, **39**(16/17/18): 1945–1956.
- [4] DiPippo R, DiPippo E A, Kestin J, et al. Compound hybrid geothermal–fossil power plants: thermodynamic analyses and site-specific applications[J]. Journal of Engineering for Power, 1981, **103**(4): 797–804.
- [5] Bruhn M, Erbas K, Huenges E. Efficient geothermal–fossil hybrid electricity generation: geothermal feedwater preheating in conventional power plants[J]. Bulletin D'Hydrog'eologie, 1999, **17**: 404–413.
- [6] Khalifa H E, DiPippo R, Kestin J. Geothermal preheating in fossil-fired steam power plants[C]//Proceedings of the 13th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. Providence: American Society of Mechanical Engineers, 1978: 1068–1073.
- [7] Buchta J. Green power from conventional steam power plant combined with geothermal well[C]//2009 IEEE International Conference on Industrial Technology. February 10–13, 2009, Churchill, VIC, Australia. IEEE, 2009: 1–6.
- [8] Varney J, Bean N G. Using geothermal energy to preheat feedwater in a traditional steam power plant[C]// Proceedings of the 38th Workshop on Geothermal Reservoir Engineering. Stanford, California, USA: Stanford University, 2013.
- [9] Zhou C, Doroodchi E, Moghtaderi B. Assessment of geothermal assisted coal-fired power generation using an Australian case study[J]. Energy Conversion and Management, 2014, **82**: 283–300.
- [10] Liu Q, Shang L L, Duan Y Y. Performance analyses of a hybrid geothermal – fossil power generation system using low-enthalpy geothermal resources[J]. Applied Energy, 2016, **162**: 149–162.
- [11] Zhou Y, Qin J Y, Hu E, et al. Technical performance optimization of a novel geothermal hybrid power generation system[J]. Frontiers in Energy Research, 2022, **10**: 824421.
- [12] Szturgulewski K, Gluch J, Drosińska-Komor M, et al. Hybrid geothermal–fossil power cycle analysis in a Polish setting with a focus on off-design performance and CO₂ emissions reductions[J]. Energy, 2024, **299**: 131382.
- [13] Davidson C L, Heldebrandt D J, Bearden M D, et al. Enabling CCS via low-temperature geothermal energy integration for fossil-fired power generation[C]//13th International Conference on Greenhouse Gas Control Technologies. 2016 Nov 14–18, Lausanne, Switzerland. Energy Procedia, 2017, **114**: 6448–6454.
- [14] Wang F, Deng S, Zhao J, et al. Integrating geothermal into coal-fired power plant with carbon capture: a comparative study with solar energy[J]. Energy Conversion and Management, 2017, **148**: 569–582.
- [15] Wang F, Deng S, Zhao J, et al. Performance and economic assessments of integrating geothermal energy into coal-fired power plant with CO₂ capture[J]. Energy, 2017, **119**: 278–287.
- [16] Xu C, Zhang Q, Xu G, et al. Thermodynamic analysis of an improved CO₂-based enhanced geothermal system integrated with a coal-fired power plant using boiler cold-end heat recovery[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, **135**: 10–21.
- [17] Zhang H S, Hao R J, Liu X G, et al. Thermodynamic performance analysis of an improved coal-fired power generation system coupled with geothermal energy based on organic Rankine cycle [J]. Renewable Energy, 2022, **201**: 273–290.
- [18] 张燕平, 蔡小燕, 金用成, 等. 700℃超超临界燃煤发电机组系统设计研发现状[J]. 热能动力工程, 2012, **27**(2): 143–148, 259.
- Zhang Y P, Cai X Y, Jin Y C, et al. Status quo of the design and development of 700 °C ultra-supercritical coal-fired power generator unit systems[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2012, **27**(2): 143–148, 259.
- [19] 彭泽瑛, 程凯, 史立群, 等. 双机回热抽汽蒸汽热力系统: CN201210225621.0[P]. 2014–10–08.
- Peng Z Y, Cheng K, Shi L Q, et al. Dual-unit regenerative extraction steam thermal system: CN201210225621.0[P]. 2014–10–08.
- [20] 樊羊羊, 何平, 张众志. 二次再热MC机组再热压力与回热系统优化[J]. 能源研究与利用, 2017(5): 31–34.
- Fan Y Y, He P, Zhang Z Z. Optimization of reheat pressure and reheat system of secondary reheat MC unit[J]. Energy Research & Utilization, 2017(5): 31–34.
- [21] 蔡小燕. 700℃超超临界燃煤发电机组系统设计及热经济性研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2013.
- Cai X Y. Research on system design and thermal economy of 700 °C Ultra supercritical coal-fired power plant[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2013.
- [22] 付亦葳, 谢天, 刘永林, 等. BEST系统与常规系统的对比研究[J]. 热能动力工程, 2017, **32**(7): 9–16.
- Fu Y W, Xie T, Liu Y L, et al. Comparative study of BEST system and conventional system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2017, **32**(7): 9–16.
- [23] 李冰天. 1000 MW超超临界EC-BEST二次再热机组经济性分析[J]. 热能动力工程, 2018, **33**(11): 36–41, 63.
- Li B T. Economic analysis of 1000 MW ultra supercritical EC-BEST secondary reheat unit[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, **33**(11): 36–41, 63.
- [24] 朱梓傲, 叶学民, 刘迪, 等. 二次再热BEST机组变工况热力性能及贡献度分析[J]. 热能动力工程, 2024, **39**(8): 94–103.
- Zhu Z A, Ye X M, Liu D, et al. Analysis of thermodynamic performance and contribution of a double-reheat BEST unit under variable working conditions[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, **39**(8): 94–103.
- [25] 杨名, 段立强, 刘庆新, 等. 超超临界二次再热燃煤发电系统优化设计[J]. 工程热物理学报, 2020, **41**(9): 2119–2128.
- Yang M, Duan L Q, Liu Q X, et al. Optimization design of a new ultra-supercritical double reheat coal-fired power generation system[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2020, **41**(9): 2119–2128.
- [26] 王婧, 段立强, 杨金福, 等. 集成BEST的700℃一次再热超超临界机组回热系统节能优化[J]. 动力工程学报, 2022, **42**(9): 632–641.
- Wang J, Duan L Q, Yang J F, et al. Energy saving optimization study on regenerative system of 700 °C single reheat ultra-

- supercritical unit with BEST[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2022, **42**(07): 632–641.
- [27] 王婧, 段立强, 杨名. 650℃一次再热超超临界燃煤发电机组设计优化[J]. 机械工程学报, 2022, **58**(22): 416–425.
- Wang J, Duan L Q, Yang M. Design optimization of 650 °C ultra-supercritical coal-fired power generation system with single reheat system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, **58**(22): 416–425.
- [28] Liu S, Shen J. Modeling of large-scale thermal power plants for performance prediction in deep peak shaving[J]. Energies, 2022, **15**(9): 3171.
- [29] 王文焕, 许朋江, 薛朝因, 等. 超超临界 650℃机组 BEST 方案热力性能研究[J]. 热力发电, 2023, **52**(8): 129–136.
- Wang W H, Xu P J, Xue C N, et al. Thermal performance of 650 °C ultra supercritical unit with BEST [J]. Thermal Power Generation, 2023, **52**(8): 129–136.
- [30] 费天皓, 王翔, 侯宗余, 等. 变工况条件下二次再热机组锅炉系统的(火用)分析[J]. 电力大数据, 2025, **28**(8): 10–21.
- Fei T H, Wang X, Hou Z Y, et al. Exergy analysis of heat regenerative system in a typical power plant at various load conditions[J]. Power Systems and Big Data, 2025, **28**(8): 10–21.
- [31] 王渡, 陈豪, 魏佳倩, 等. 1000 MW 机组不同 BEST 级数下变工况回热特性研究[J]. 热能动力工程, 2022, **37**(1): 34–40, 48.
- Wang D, Chen H, Wei J Q, et al. Research on regenerative characteristics of 1 000 MW units at different BEST stages under variable operating conditions[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, **37**(1): 34–40, 48.
- [32] 苏力德. 干热岩发电系统动态耦合优化研究[D]. 天津: 天津大学, 2023.
- Su L D. Research on dynamic coupling optimization of hot dry rock power generation system[D]. Tianjin: Tianjin University, 2023.
- [33] 邱丽霞, 郝艳红, 李锦萍. 热力发电厂[M]. 2 版. 北京: 中国电力出版社, 2013: 18–19.
- Qiu L X, Hao Y H, Li J P. Thermal power plant[M]. 2nd ed. Beijing: China Electric Power Press, 2013: 18–19.
- [34] 李永玲. 火电厂单元机组变负荷运行方式热经济性分析[D]. 保定: 华北电力大学(河北), 2007.
- Li Y L. Thermo-economics analysis for the operation mode of the coal-fired power unit plant under low load [D]. Baoding: North China Electric Power University, 2007.
- [35] 郭民臣, 王清照, 魏楠, 等. 电厂热力系统矩阵分析法的改进[J]. 热能动力工程, 1997, **12**(2): 103–106.
- Guo M C, Wang Q Z, Wei N, et al. An improvement on the method of matrix analysis of a power plant thermal system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 1997, **12**(2): 103–106.
- [36] 林万超. 火力发电厂热力系统节能分析[M]. 北京: 水利电力出版社, 1987: 6–9.
- Lin W C. Energy saving analysis of thermal system in thermal power plant [M]. Beijing: Water Resources and Electric Power Press, 1987: 6–9.
- [37] 江宁, 曹祖庆. 调节级通用曲线的计算与应用[J]. 汽轮机技术, 2003, **45**(1): 17–19.
- Jiang N, Cao Z Q. The calculating and application of turbine's velocity stage master curve[J]. Turbine Technology, 2003, **45**(1): 17–19.
- [38] Liu M, Wang S, Zhao Y L, et al. Heat - power decoupling technologies for coal-fired CHP plants: Operation flexibility and thermodynamic performance[J]. Energy, 2019, **188**: 116074.
- [39] 美国机械工程师协会. ASME PTC6–2004 汽轮机性能试验规程[M]. 付昶, 赵杰, 吴涛, 等, 译. 北京: 中国电力出版社, 2015: 47.
- ASME. ASME PTC6–2004 Steam Turbine Performance Test Code [M]. Fu C, Zhao J, Wu T, et al, trans. Beijing: China Electric Power Press, 2015: 47.
- [40] 余兴刚, 李旭, 蒋北华, 等. 汽轮机变工况模型的简便建立方法及应用[J]. 热力发电, 2019, **48**(2): 96–100.
- Yu X G, Li X, Jiang B H, et al. A simple method to construct variable condition model for steam turbine and its application[J]. Thermal Power Generation, 2019, **48**(2): 96–100.
- [41] 何佳伟. 中高温地热发电系统动力性能及案例研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2024.
- He J W. The thermodynamic and case study for mid-high temperature geothermal power system[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2024.
- [42] 郭民臣, 魏楠. 电厂热力系统矩阵热平衡方程式及其应用[J]. 动力工程, 2002(2): 1733–1738.
- Guo M C, Wei N. Thermodynamic system matrix thermal balance equation of power plant and its application[J]. Power Engineering, 2002, **22**(2): 1733–1738.
- [43] 张学镭, 王松岭, 陈海平, 等. 加热器端差对机组热经济性影响的通用计算模型[J]. 中国电机工程学报, 2005, **25**(4): 166–171.
- Zhang X L, Wang S L, Chen H P, et al. General calculation model on the influence of terminal temperature difference on heat economy of unit[J]. Proceedings of the CSEE, 2005, **25**(4): 166–171.
- [44] 闫水保, 魏新利. 能级效率显式矩阵算法[J]. 中国电机工程学报, 2006, **26**(7): 58–61.
- Yan S B, Wei X L. Explicit matrix algorithm of energy level efficiency[J]. Proceedings of the CSEE, 2006, **26**(7): 58–61.