DOI: 10.19666/j.rlfd.202512032

考虑分时电价的燃煤电站直流冷却系统优化运行研究

耿新博[1]，史利强[1]，王 洪[1]，毕旺杰[1]，卫慧敏[2]，杜小泽[2]，张泽林[2]
（1. 华电莱州发电有限公司，山东 莱州 261441；
2. 电站能量传递转化与系统教育部重点实验室（华北电力大学），北京 102206）

［摘 要］【目的】现货市场的电价波动会影响燃煤机组的运行成本，现有模型难以及时反映电价变化对机组运行经济性的影响。【方法】针对电价波动影响经济性的问题，本文基于某 1 000 MW 燃煤机组，构建了包含负荷水平、冷源特性与电价波动的多变量决策模型，提出一种结合分时电价信息的直流冷却系统运行方式优化策略，分别评估了不同季节下的最优调控方案。【结果】研究结果表明：在电价低谷适当提高凝汽器背压、减少循环水泵的台数及转速，有助于降低水泵电耗并提高收益；而在高温、高负荷以及电价高峰期，保持较低背压以增大机组出力，可提高收益。冬季冷端优化使机组在电价低谷时期收益提高 5 670.13 元，电价高峰时期收益提高了 242.08 元，单日收益增加 5 912.27 元；夏季优化使机组在电价低谷时期收益提高 2 861.69 元，电价高峰时期收益提高了 2 226.76 元，单日收益提升达 5 088.46 元。【结论】该结果验证了考虑分时电价的冷端协同优化在电力系统灵活性调度中的可行性，为开展冷端系统智能化改造和运行优化提供了技术支撑。

［关 键 词］直流冷却系统；冷端优化；循环水泵；分时电价

［引用本文格式］耿新博，史利强，王洪，等. 考虑分时电价的燃煤电站直流冷却系统优化运行研究[J]. 热力发电，2026，55(9): 180. Geng X B, Shi L Q, Wang H, et al. Research on optimal operation of once-through cooling systems in coal-fired power plants considering time-of-use electricity pricing[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(9): 180.

Research on optimal operation of once-through cooling systems in coal-fired power plants considering time-of-use electricity pricing

Geng Xinbo[1], Shi Liqiang[1], Wang Hong[1], Bi Wangjie[1], Wei Huimin[2], Du Xiaoze[2], Zhang Zelin[2]
(1. Huadian Laizhou Power Generation Co., Ltd., Laizhou 261441, China;
2. Key Laboratory of Power Station Energy Transfer Conversion and System, Ministry of Education (North China Electric Power University), Beijing 102206, China)

Abstract: [Objective] In the contemporary electricity spot market, the continuous fluctuation of electricity prices has become a critical factor influencing the operational costs and overall economic viability of coal-fired power generating units. Conventional optimization models for power plant operations typically focus on thermodynamic efficiency or coal consumption rates in isolation, which makes it difficult to reflect the real-time impact of dynamic electricity price changes on the actual profitability of the unit. [Methods] To address the challenge of economic sensitivity to price volatility, this research proposes a novel operational optimization strategy for once-through cooling systems that explicitly integrates time-of-use electricity price signals. This strategy dynamically balances coal consumption cost and circulating water pump power consumption, ensuring the unit achieves maximum net revenue while meeting required heat exchange performance requirements. Using empirical data collected from a 1 000 MW coal-fired unit between July 2024 and August 2025, alongside local time-of-use electricity price curves, this study constructs a comprehensive multivariate decision-making model. This model incorporates critical

收 稿 日 期：2025-12-09 修 回 日 期：2026-01-22 接 受 日 期：2026-01-29
基 金 项 目：国家自然科学基金项目（52006066）
Supported by: National Natural Science Foundation of China (52006066)
第一作者简介：耿新博（1992），男，工程师，主要研究方向为汽轮机及热力系统检修、维护管理，1435344426@qq.com。
通信作者简介：张泽林（2002），男，硕士研究生，主要研究方向为大型发电机组优化运行，z13628685382@163.com。

variables such as unit load levels, cold source environmental characteristics, and market price fluctuations to evaluate and determine the optimal control schemes across various seasonal conditions. [Results] The research findings indicate a significant shift in optimal operational logic depending on market conditions. Specifically, during periods of price troughs, it is more economically advantageous to appropriately increase the condenser backpressure by reducing the number of active circulating water pumps or adjusting their rotational speeds. This approach prioritizes the reduction of auxiliary power consumption over marginal gains in generation efficiency, thereby enhancing the net financial return when the market value of electricity is low. Conversely, during periods of high ambient temperatures, high load demands, or peak electricity prices, the model suggests maintaining a lower backpressure to maximize the unit's power output, thereby capturing higher market returns. Seasonal empirical analysis shows that in winter, this cold-end optimization increases revenue by 5 670.13 yuan during low-price periods and 242.08 yuan during peak periods, resulting in a total daily revenue gain of 5 912.27 yuan. In summer, the optimization yields a revenue increase of 2 861.69 yuan during low-price periods and 2 226.76 yuan during peak periods, with a total daily enhancement of 5 088.46 yuan. [Conclusion] These findings validate the feasibility of collaborative cold-end optimization considering time-of-use prices within the framework of flexible power system dispatch. This study provides significant technical support for the intelligent transformation and operational optimization of cooling systems, enhancing the market competitiveness of coal-fired units in a fluctuating economic landscape.

Key words: once-through cooling system; cold end optimization; circulating water pump; time-of-use electricity pricing

燃煤发电是我国唯一具备大规模深度调峰能力的主力电源。灵活性运行模式下，机组长时间偏离设计工况，供电煤耗将会急剧增加，某 1 030 MW 超超临界机组负荷从 100%降至 50%和 34%时，机组的标准煤耗从 292.148 7 g/(kW·h)增加至 304.291 8 g/(kW·h)和 333.578 1 g/(kW·h)[1-3]。机组深度调峰工况下供电煤耗上升的主要原因在于汽机循环效率、相对内效率下降，辅机偏离最佳工况引起厂用电上升。在不显著改变设备结构的前提下，辅机系统的动态优化成为实现机组宽负荷高效运行的重要途径。其中，循环水泵是厂用电消耗最大的辅机之一，其调节性能直接决定机组的能效水平与经济性。

发电机组的全流程建模是揭示冷端系统响应调控对热经济影响机制的重要手段。陈珣等[3]对某 1 000 MW 机组进行建模，提出了熔盐耦合的 6 种储热构型和 4 种释热构型，热经济性最佳的构型热效率为 39.61%，㶲效率为 38.40%，煤耗率为 310.2 g/(kW·h)。周霞等[4]建立了 350 MW 机组模型，耦合蒸汽压缩储热系统后相比 50%额定负荷时综合热效率提高 7.38%。而目前对循环水系统动态响应的研究主要集中在平均加权负荷下的建模仿真、优化调度，对边界条件的波动考虑不足，同时对现货市场电价、负荷与气象波动引起的成本收益变化分析不足。

另一方面，将现货市场电价、负荷与气象信息整合到机组优化指令时需要考虑调度信息的时间响应约束，因而对动态调控策略提出了更高的求解要求。基于模型的全流程机理建模思路计算效率低、耗时长，难以应用于循环水系统实时状态分析。为了提高计算效率，目前已有如基于人工神经网络、支持向量机回归等代理模型方法。Chen 等人[5]使用人工神经网络和随机森林算法建立了预测总功率输出和空冷凝器功率消耗的机器学习模型，将电厂平均净功率提高了 0.977 4 MW。Zhang[6]建立了考虑负载预测、运行性能和环境因素的模型，提出一种遗传算法（memetic genetic algorithm，MGA），计算效率比粒子群优化快 14.94%，比蛇鹭优化算法快 20.43%。Wang 等人[7]采用了支持向量机（support vector machine，SVM）和改进型粒子群优化的混合故障诊断技术，计算 15 s 后诊断结果与实际情况一致且准确率高达 94.78%。以上代理模型方法提升了模型精度与计算效率，然而未充分考虑分时电价与环境条件等外部因素对冷端系统的影响。

为了解决上述问题，本文在现有冷端优化研究的基础上，引入分时电价因素，综合考虑了海水温度、机组负荷以及电价波动对泵功与煤耗的双重影响，提出了一种目标为直流冷却系统的净收益最优的双层优化算法。该策略通过感知环境与负荷变化，能够实现循环水流量的动态调控与背压-电耗的协同优化，在最大化机组净收益的同时，也增强了机组灵活调整的能力。

1 建模方法与优化框架

1.1 热力系统仿真模型构建

本文使用 EBSILON Professional 软件，对国内

某 1 000 MW 超超临界二次中间再热机组建立稳态仿真模型（图 1），该机组的回热系统由 4 个高压加热器、5 个低压加热器和 1 个除氧器组成。建模中假设系统始终处于稳态运行，系统对外部环境的散热忽略不计，给水泵和给水泵汽轮机的效率不变，管道压损的百分比恒定。

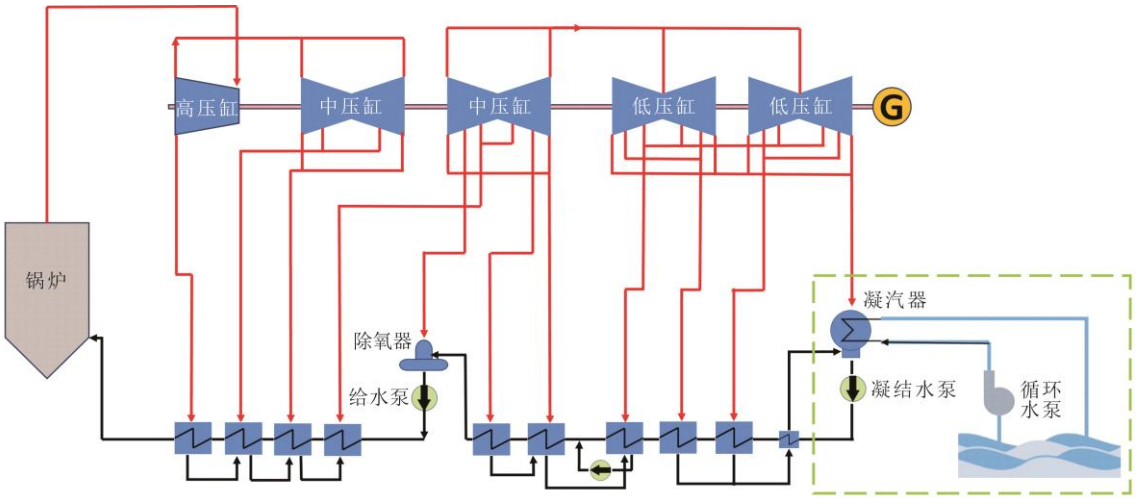


图 1 超超临界二次中间再热机组仿真模型

Fig.1 Simulation model of an ultra-supercritical double reheat power unit

为验证燃煤机组稳态模型的准确性，选取了热耗率和排汽流量进行对比分析，模型验证结果如表 1 所示。由表 1 可知，热耗率最大误差为 0.36%，排汽流量最大误差为 0.47%，说明模型具备较强的全流程适配能力。验证结果表明，该模型可用于后续机组冷端系统优化运行的计算、分析以及进行调节策略研究。

表 1 不同工况下发电机组模型验证

Tab.1 Model verification of the power unit under different conditions

负荷	主要参数	设计值	模拟值	误差/%
THA	热耗率/(kJ (kW h)$^{-1}$)	7 038.00	7 052.07	0.20
	排汽流量/(kg s^{-1})	376.453	377.281	0.22
	主蒸汽压力/MPa	30.138	30.138	0
	主蒸汽温度/℃	600.0	600.0	0
	主蒸汽流量/(kg s^{-1})	710.349	711.130	0.11
85%THA	热耗率/(kJ (kW h)$^{-1}$)	7 077.00	7 102.48	0.36
	排汽流量/(kg s^{-1})	327.952	329.493	0.47
	主蒸汽压力/MPa	25.335	25.335	0
	主蒸汽温度/℃	600.0	600.0	0
	主蒸汽流量/(kg s^{-1})	588.209	589.562	0.23
75%THA	热耗率/(kJ (kW h)$^{-1}$)	7 119.00	7 125.41	0.09
	排汽流量/(kg s^{-1})	294.811	296.049	0.42
	主蒸汽压力/MPa	22.216	22.216	0
	主蒸汽温度/℃	600.0	600.0	0
	主蒸汽流量/(kg s^{-1})	510.897	511.766	0.17
50%THA	热耗率/(kJ (kW h)$^{-1}$)	7 311.00	7 335.86	0.34
	排汽流量/(kg s^{-1})	208.604	208.875	0.13
	主蒸汽压力/MPa	14.679	14.679	0
	主蒸汽温度/℃	600.0	600.0	0
	主蒸汽流量/(kg s^{-1})	330.110	330.704	0.18
30%THA	热耗率/(kJ (kW h)$^{-1}$)	7 725.00	7 747.40	0.29
	排汽流量/(kg s^{-1})	136.416	136.593	0.13
	主蒸汽压力/MPa	10.000	10.000	0
	主蒸汽温度/℃	600.0	600.0	0
	主蒸汽流量/(kg s^{-1})	199.167	199.665	0.25

1.2 热力循环与排汽边界确定

冷端系统是热力系统换热的末端，换热能力受到上游排汽参数的影响。为了将冷端性能与热负荷匹配，需要基于热力循环状态确定汽轮机末级的排汽流量和压力边界，将计算结果作为冷端换热模型的热源输入。

汽轮机的通流部分可分为调节级、中间级和末级，调节级的汽流由通过全开调节阀的汽流和通过部分开启调节阀的汽流两部分组成，两部分蒸汽膨胀到压力与调节级室内相等后进行混合，进入之后的各压力级。混合后的比焓由下式求出：

$$h_2=\frac{D'h_2'+D''h_2''}{D'+D''}=\frac{D'}{D}h_2'+\frac{D''}{D}h_2'' \tag{1}$$

式中：h_2 为混合后的比焓，kJ/kg；h_2'为通过全开调节阀的汽流比焓，kJ/kg；h_2''为通过部分开启调节阀的汽流比焓，kJ/kg；D'为通过全开调节阀的汽流流量，kg/s；D''为通过部分开启调节阀的汽流流量，kg/s。

中间各级处于亚临界状态，可由初参数算出终参数，工况变化不大时可由弗留格尔公式计算。

$$\frac{D_{n,1}}{D_{n,0}}=\sqrt{\frac{p_{n,1}^2-p_{n+1,1}^2}{p_{n,0}^2-p_{n+1,0}^2}}\sqrt{\frac{T_{n,0}}{T_{n,1}}} \tag{2}$$

式中：D 为级组前的蒸汽流量，t/h；T 为级组前的蒸汽温度，K；p 为压力，MPa；下标 0 表示设计工况，1 表示变工况，n 表示第 n 级。

末级回热加热器 RHi 的入口压力可根据重写后的弗留格尔公式求出：

$$p_{\mathrm{hi}}=\sqrt{p_{\mathrm{c}}^2+\frac{D_{\mathrm{i}}^2}{D_{\mathrm{i,0}}^2}(p_{\mathrm{hi,0}}^2-p_{\mathrm{c}}^2)} \tag{3}$$

式中：p_{hi} 为末级回热加热器 RHi 抽汽口处的压力，MPa；p_{c} 为背压，MPa；D_{i} 为蒸汽流量，t/h。

排汽流量将用于凝汽器的计算，由下式求出：

$$D_{\mathrm{pai}}=K_{\mathrm{pai}}\cdot\sqrt{\frac{p_{\mathrm{last}}^2-p_{\mathrm{c}}^2}{T_{\mathrm{last}}}} \tag{4}$$

由于背压较低，式(4)可改写为：

$$D_{\mathrm{pai}}\approx K_{\mathrm{pai}}\cdot\sqrt{\frac{p_{\mathrm{last}}^2}{T_{\mathrm{last}}}} \tag{5}$$

式中：D_{pai} 为排汽流量，t/h；K_{pai} 为流量系数，由热平衡图或稳态建模拟合得出；p_{last} 为末级级组的进口压力，MPa；T_{last} 为末级级组前的温度，K；p_{c} 为背压，MPa。

1.3 关键换热设备建模

明确排汽参数后可以构建冷端系统的换热模型。凝汽器是连接汽轮机和循环水系统的核心设备，凝汽器的换热性能直接影响汽轮机背压以及冷端的换热能力，基于热平衡建立凝汽器的换热模型，并计算冷端系统的换热量及背压等参数。

凝汽器背压由主凝结区的饱和蒸汽温度换算得出，为了计算饱和蒸汽温度，首先列出蒸汽放热、冷却水吸热和凝汽器管壳表面换热的方程[8]，换热方程组如下：

$$\begin{cases}Q_{\mathrm{h}}=KA\Delta T_{\mathrm{lm}}\\ Q_{\mathrm{s}}=D_{\mathrm{pai}}(h_{\mathrm{s,in}}-h_{\mathrm{s,out}})\\ Q_{\mathrm{w}}=m_{\mathrm{w}}c_p(T_{\mathrm{w,out}}-T_{\mathrm{w,in}})\end{cases} \tag{6}$$

式中：Q_{h} 为凝汽器的换热量，W；Q_{s} 为蒸汽凝结放热量，W；Q_{w} 为冷却水吸热量，W；D_{pai} 和 m_{w} 分别为蒸汽的质量流量和冷却水的质量流量，kg/s；$h_{\mathrm{s,in}}$ 和 $h_{\mathrm{s,out}}$ 分别为蒸汽的进口焓和出口焓，kJ/kg；c_p 为水的比定压热容，kJ/(kg·K)；$T_{\mathrm{w,in}}$ 和 $T_{\mathrm{w,out}}$ 分别为凝汽器冷却水入口和出口温度，K。

由于直流冷却系统几乎不受冷却水回流热量影响，冷却水入口温度属于外部扰动变量。循环水流量变化通过凝汽器热量平衡关系，由冷却水温升及背压变化反映。根据凝汽器内部的热平衡，蒸汽放热量、冷却水吸热量与凝汽器的换热量三者相等，由于冷却水流量变化会引起温度变化，因此需要联立 3 个方程求解。求解凝汽器换热量时，其换热面积由设计图读出。

凝汽器的传热系数 K 由 HEI（heat exchange institute）公式[9]求出，决定系数 R^2 为 0.95，求解得出的传热系数精度较高。

$$K=\eta_0\eta_{\mathrm{c}}\eta_{\mathrm{w}}\eta_{\mathrm{m}} \tag{7}$$

$$\eta_{\mathrm{m}}=\frac{0.002\ 362h_{\mathrm{b}}^2-0.209\ 3h_{\mathrm{b}}+4.056}{h_{\mathrm{b}}+3.863} \tag{8}$$

$$\eta_0=12.87v^5-145.1v^4+638.4v^3-1\ 525v^2+300\ 7v+714.7 \tag{9}$$

$$\eta_{\mathrm{w}}=1.151\exp\left[-\left(\frac{t_{\mathrm{in}}-55.95}{75.15}\right)^2\right]+0.070\ 26\exp\left[-\left(\frac{t_{\mathrm{in}}-20.01}{14.15}\right)^2\right] \tag{10}$$

式中：η_{c} 为凝汽器的清洁系数，主要受冷却水质影响，一般取 0.80~0.85[10]，本文案例机组水质较好，

取值为 0.85；η_0 为冷却管外径修正系数，与冷却管外径成反比关系；η_w 为冷却水温的修正系数，与冷却水温度成正比关系；η_m 为冷却管材料和壁厚的修正系数，壁厚越厚、热阻越大的材料修正系数越低；h_b 为壁厚，mm；v 为循环水流速，m/s。具体数据参考《HEI 标准换热器计算手册》以及凝汽器运行规程。

ΔT_{lm} 由对数平均温差法求出：

$$\Delta T_{lm}=\frac{(T_s-T_{w,in})-(T_s-T_{w,out})}{\ln\left(\frac{T_s-T_{w,in}}{T_s-T_{w,out}}\right)} \tag{11}$$

式中：ΔT_{lm} 为对数平均温差，K；T_s 为蒸汽饱和温度，K；$T_{w,in}$ 和 $T_{w,out}$ 为凝汽器冷却水入口和出口温度，K。

$T_{w,in}$ 由环境温度决定，循环水流量为给定参数，排汽流量由汽轮机末级计算得出。$h_{s,in}$ 和 $h_{s,out}$ 的差值根据朗肯循环查表获取，联立方程组可求解出换热量 Q、$T_{w,out}$ 和 T_s。而凝汽器背压 p_c 可由饱和蒸汽温度 T_s 算出：

$$p_c=9.81\times\left(\frac{T_s-173.15}{57.66}\right)^{7.46} \tag{12}$$

1.4 系统能耗建模

为评估循环水系统的能耗，本节建立了循环水泵的功率计算模型。该模型作为冷端系统能耗的组成部分，与凝汽器换热模型共同参与冷端系统净收益的计算。

循环水泵功耗计算公式[11]为：

$$N_p=K_p\frac{Dg\cdot H}{1\,000\eta\cdot\eta_m\cdot\eta_g} \tag{13}$$

式中：N_p 为循环水泵耗功，kW；K_p 为超负荷安全系数，当水泵轴功率大于 100 kW 时取值为 1.05~1.08[12]，本文取值为 1.05；H 为设计工况运行时的泵扬程，m；D 为流量，kg/s；η为循环水泵效率；η_g 为电动机效率；η_m 为传动效率。

循环水泵的扬程由扬程−流量特性曲线给出：

$$H=H_0-aD-a_1D^2 \tag{14}$$

式中：H_0 为静扬程，m；a 和 a_1 为常数，由循环水泵自身性质决定，根据数据拟合求出。

循环水泵的阻力特性由下式求出：

$$H_{sys}=H_0+RD^2 \tag{15}$$

式中：H_{sys} 为总阻力压头，m；R 为管路阻力系数，s^2/m^5。

泵效率受流量影响，计算公式为：

$$\eta=b_1D+b_2D^2+b_3D^3 \tag{16}$$

式中：b_1、b_2、b_3 为常数。

为避免管道阻力过大导致超压，需要计算循环水泵的耗能需求：

$$\Delta p_w=f\cdot\frac{L}{R}\cdot\frac{\rho_w\cdot v_w^2}{2} \tag{17}$$

式中：Δp_w 为冷却水管路压降，Pa；f 为摩擦因子，在湍流工况下取值为 0.018~0.025[13]，本文取值为 0.020；L 和 R 为管道的长度与直径，m；ρ_w 为冷却水密度，kg/m^3；v_w 为冷却水流速，m/s。

在变工况时，循环水泵需要在高速与低速中进行切换，需要满足相似原理：

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1/3}=\left(\frac{H_1}{H_2}\right)^{1/2}=\frac{D_1}{D_2}=\frac{n_1}{n_2}=\omega \tag{18}$$

式中：D_i 为循环水流量，kg/s；H_i 为循环水泵的扬程，m；p_i 为轴功率，kW；ω为转速比。

1.5 实际运行工况验证

为验证本文机组−凝汽器耦合模型在实际运行分析中的应用，本文基于 DCS 系统采集的实际运行数据进行对比验证。选取 2025 年 7 月 5 日机组稳定运行工况下的主蒸汽及循环水参数作为输入，计算机组出力与凝汽器背压等关键响应量，并与对应的实测数据进行对比分析，相关结果如图 2 所示。

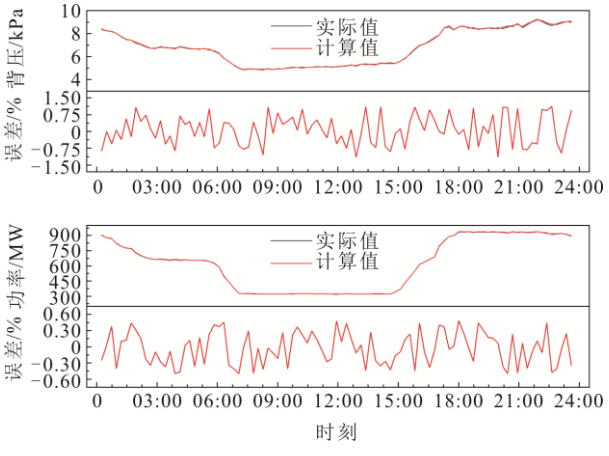


图 2 功率与背压计算结果与实测结果对比

Fig.2 Comparison of calculated results of power and back pressure with measured results

图 2 中的结果表明，凝汽器背压计算结果的最大相对误差为 1.142%，机组出力计算结果的最大相对误差为 0.499%，模型在实际运行条件下具有较好的预测精度与工程适用性，可为后续运行分析与调节策略研究提供可靠支撑。

1.6 双层优化决策模型

基于上述冷端模型及边界条件，本文提出一种以机组综合净收益最大化为目标的双层优化策略。算法以上级调度给定的参考负荷作为输入，实际机组出力允许在该参考值附近微小偏移，结合温度及电价信息可对冷端运行方式引起的机组实际出力变化及综合收益进行评估；算法下层以循环水流量及循环水泵运行方式为决策变量，在满足安全要求与运行约束的前提下，实现凝汽器背压与循环水系统能耗的协同优化，从而提升机组整体经济性。

在具体计算过程中：首先在给定参考负荷条件下，利用 Ebsilon 稳态模型建立凝汽器背压与排汽流量之间的对应关系；然后进一步结合微增功率模型描述背压对机组实际出力及等效热耗的影响。通过对循环水流量进行迭代计算，使凝汽器背压满足误差收敛条件；最后据此计算机组出力、燃料消耗及循环水泵厂用电，获得不同冷端运行策略下的综合净收益。

$$E_{\text{total}} = E_{\text{electric}} - E_{\text{coal}} - E_{\text{pump}} \tag{19}$$

$$E_{\text{electric}} = 1\,000 \cdot N_{\text{g}} \cdot P_{\text{electric}} \tag{20}$$

$$E_{\text{coal}} = 1\,000 \cdot N_{\text{g}} \cdot c_{\text{coal}} \cdot P_{\text{coal}} \tag{21}$$

$$E_{\text{pump}} = 1\,000 \cdot N_{\text{pump}} \cdot P_{\text{aux}} \tag{22}$$

式中：E_{total} 为总收益，元/h；E_{electric} 为发电收入，元/h；E_{coal} 为发电煤耗成本，元/h；E_{pump} 为循环水泵功耗成本，元/h；N_{g} 为 1 h 实际发电量，MW·h；P_{electric} 为上网电价，元/(kW·h)；P_{coal} 为煤价，元/g；c_{coal} 为实际煤耗率，g/(kW·h)；N_{pump} 为 1 h 内循环水泵功耗，MW·h；P_{aux} 为厂用电等效电价，元/(kW·h)，取 0.3 元/(kW·h)。通过改变循环水流量进行迭代计算，直到计算出的净收益最大。

本算法通过实时监测环境参数与负荷变化，实现循环水流量的动态调控与背压-电耗的协同优化，具有模型精度和计算效率高的优点。双层优化算法的迭代流程如图 3 所示。

在对机组运行方式进行优化时，为保障其安全性，需要对机组的最大出力 $P_{0,\max}$ 和最小出力 $P_{0,\min}$ 进行约束：

$$\begin{cases} P_{0,\max} = K_{\text{u}} P_{\max} + \\ \qquad (1-K_{\text{u}})(P_{\text{Ex},0} + c_{\text{g}} V_{\text{g},0} + c_{\text{v}} Q_{\text{Ex},0}) \\ P_{0,\min} = K_{\text{d}} P_{\min} + \\ \qquad (1-K_{\text{d}})(P_{\text{Ex},0} + c_{\text{g}} V_{\text{g},0} + c_{\text{v}} Q_{\text{Ex},0}) \end{cases} \tag{23}$$

式中：K_{u}、K_{d} 分别为机组的升、降负荷指征；$P_{\max}$、$P_{\min}$ 为机组折算为纯凝工况时发电功率的最大值和最小值，kW；$P_{\text{Ex},0}$ 为当前发电功率，kW；$V_{\text{g},0}$ 为抽汽流量，kg/s；$Q_{\text{Ex},0}$ 为供热功率，kW。

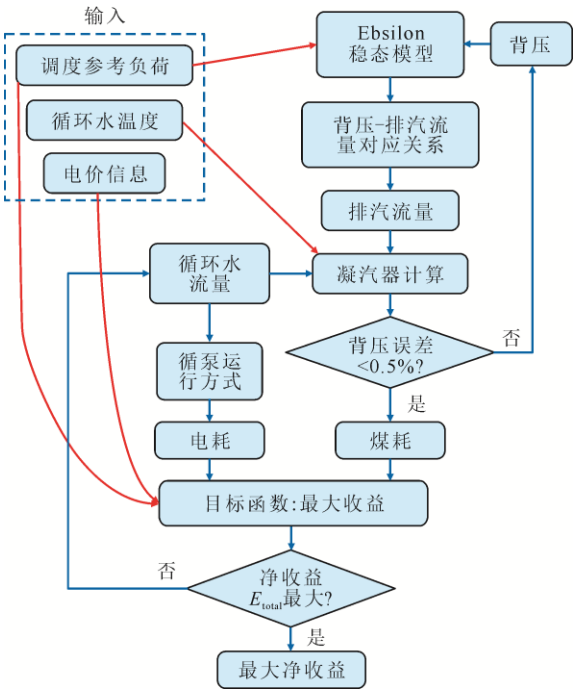


图 3 双层优化算法迭代流程

Fig.3 Iteration flowchart of a bi-level optimization algorithm

2 运行场景与优化效果分析

本文以某 1 000 MW 超超临界二次再热机组为对象，在不同负荷、不同海水温度条件下，计算得出相应条件下的凝汽器背压、循环水流量与运行方式的最优组合。并选取夏季与冬季典型日结合实际电价和温度数据进行了动态仿真，验证了优化策略在实际工况下的适用性与经济性提升效果。

2.1 典型分时电价与环境特征

图 4 展示了国网山东省电力公司 2025 年的分时电价信息。从图 4 中可见，电价划分为 5 档，从高到低依次为 0.682、0.592、0.482、0.272、0.211 元/(kW·h)，呈现出显著的“峰谷差异”。电价高峰主要集中在 17:00—22:00，低谷电价主要出现在 10:00—12:00。

图 5 给出了 2024 年 7 月至 2025 年 8 月凝汽器进口冷却水温度的分布。由图 5 可知，全年温度为 2~30 ℃，表现出典型的季节性特征。夏季海水温度较高，机组背压上升趋势显著；冬季温度较低，存在过冷风险。

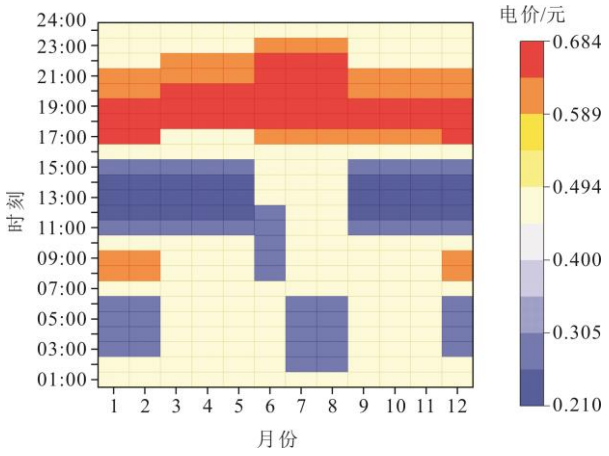


图 4 不同月份逐时电价

Fig.4 Hourly electricity prices for different months

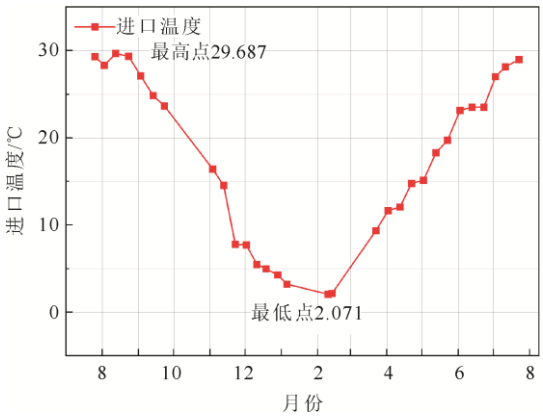


图 5 不同月份典型进口温度

Fig.5 Typical inlet temperatures in different months

2.2 多工况下调节策略与收益分析

在定调度参考负荷条件下，本文以典型高低负荷为代表，对循环水泵组合方式进行了流量测算与经济性评价。泵组为 2 台凝汽器共用 6 台循环水泵（含高、低速泵），冷却水流量均匀分配，不同泵速组合对应的单位泵流量如表 2 所示。

表 2 循环水泵流量

Tab.2 Flow rates of circulating water pumps

运行循环水泵数/台	高速泵流量/(kg s^{-1})	低速泵流量/(kg s^{-1})
2	13.52	12.14
3	13.24	11.87
4	12.31	11.02
5	11.58	10.32
6	10.85	9.67

不同负荷以及温度条件下采用平均电价优化时的循环水泵运行方式及背压如图 6 所示。图 6 中运行方式的“H”为高速泵，“L”为低速泵，字母的个数为对应泵的台数。

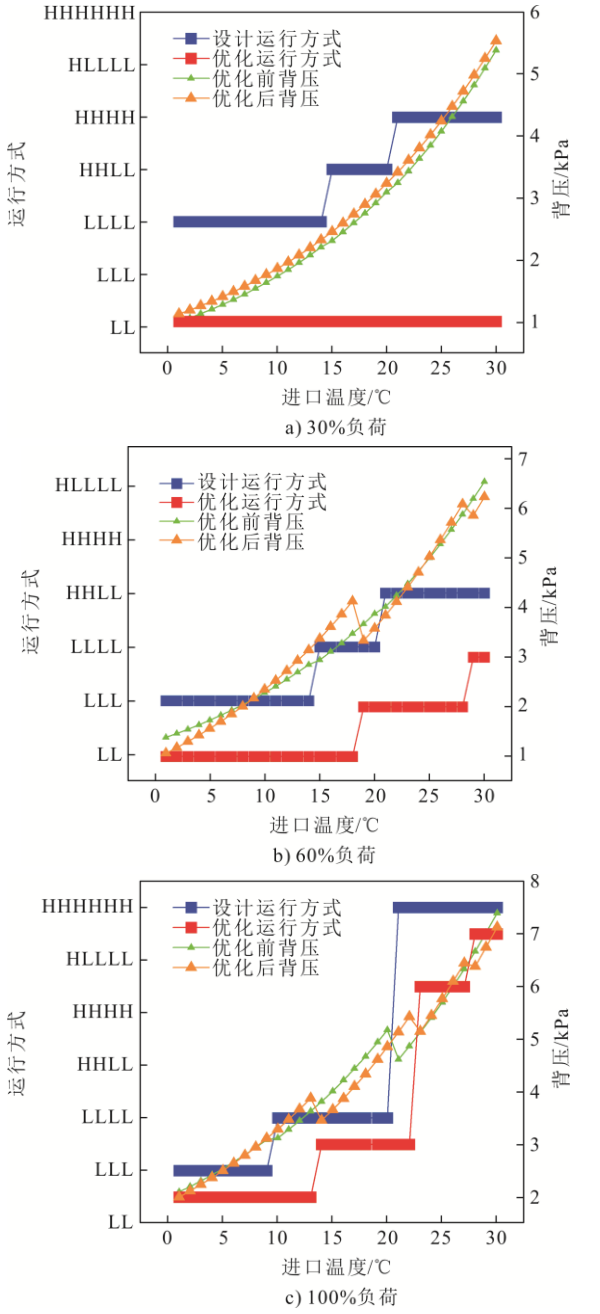


图 6 不同负荷下背压与运行方式

Fig.6 Back pressures and operation modes at different loads

由图 6 可知，机组背压随凝汽器进口冷却水温度显著升高，随负荷提高不明显。随着凝汽器进口冷却水温度升高，凝汽器内部排汽凝结水的温度也会提高，机组背压随之提高，蒸汽的理想焓降减小，煤耗提高，机组的经济性变差。在凝汽器进口冷却水温度 21 ℃、机组 100%负荷条件下，循环水泵运行方式发生改变，流经凝汽器的循环水流量增大，循环水温升减小，导致排汽凝结水温度降低，进而背压小幅下降。最佳运行方式对应的循环水量随温度和负荷均有一定程度的提高。

图 7 进一步对比了不同负荷以及温度条件下优化前后的循环水流量以及优化后的收益。由图 7 可见，优化后的循环水流量相比优化前均有所下降。在负荷、循环水流量相同时，优化后所得收益随着凝汽器进口冷却水温度的升高而逐渐减小。温度升高导致凝汽器背压上升，从而增加了机组的单位煤耗，而循环水流量未变，泵功电耗基本持平，因此煤耗增长带来的成本抵消了部分优化收益，导致综合经济效益出现一定程度的下降。

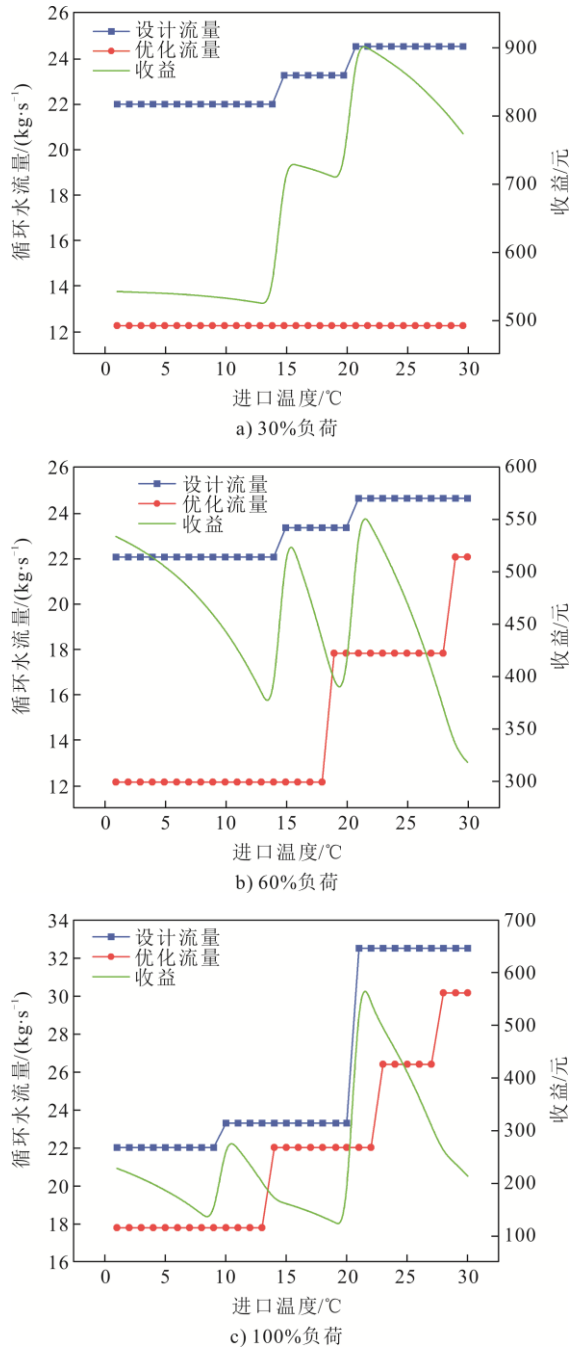


图 7　不同负荷下循环水流量和收益

Fig.7 Circulating water flow rates and revenues at different loads

2.3 不同季节典型日基于分时电价优化结果对比

为进一步验证本文所提出的基于分时电价的冷端系统优化策略在实际运行中的经济性提升效果，选取冬季与夏季的典型日工况进行对比分析。

2.3.1 冬季工况

冬季工况以 11 月为例，图 8 展示了 11 月典型日的凝汽器冷却水进口温度变化、机组调度参考负荷变化与当日的分时电价曲线。

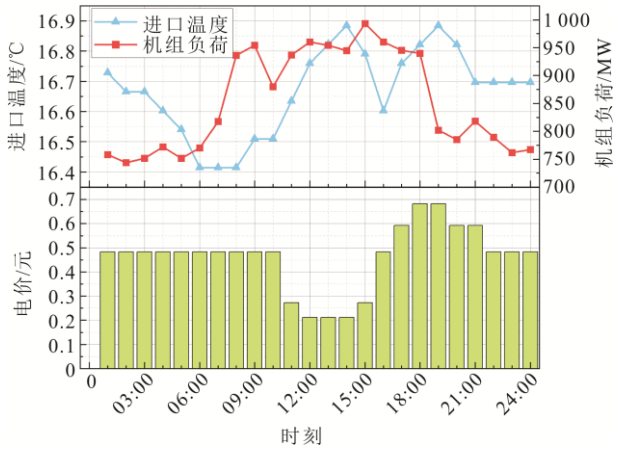


图 8　冬季典型日机组工况与分时电价

Fig.8 Typical daily operation conditions of the unit and time-of-use electricity price in winter

图 9 对比了变负荷运行下采用平均电价与分时电价 2 种策略下的收益。由图 9 可知，分时电价策略总收益略高，提升约 5 912.27 元。其中，电价低谷期间，由于上网电价过低，2 种电价策略均有亏损，但分时电价策略亏损较少，相比平均电价策略仍能提供正向收益，低价时期收益提高 5 670.13 元；高电价时段提升机组出力，使用分时电价进行优化收益比使用平均电价提高了 242.08 元。

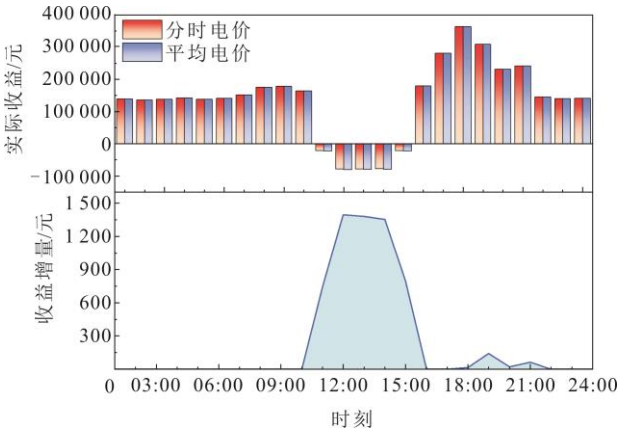


图 9　冬季典型日平均电价与分时电价收益

Fig.9 Average electricity price and time-of-use electricity price revenue in winter

图 10 给出了分时电价优化前后的凝汽器背压变化趋势。优化后，机组平均背压由 4.33 kPa 上升至 4.76 kPa，背压的上调主要集中在低电价时段，而在高电价时段则呈现出一定程度的降低趋势，体现出明显的分时调节特征。

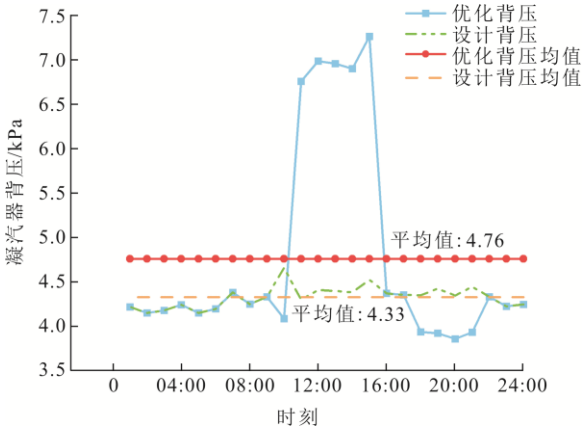


图 10 冬季分时电价优化前后凝汽器背压对比

Fig.10 The condenser back pressures before and after the optimization of time-of-use electricity price in winter

图 11 展示了优化前后循环水泵功率的变化趋势。优化后循环水泵功率由原来的 3.03 MW 下降至平均 2.86 MW，降幅明显。高电价时期由 3~4 台低频泵变为 4 台低频泵与 0~1 台高频泵组合运行；低电价时期仅启用 2~4 台低频泵，从而有效降低了系统电耗，带来收益的提升。

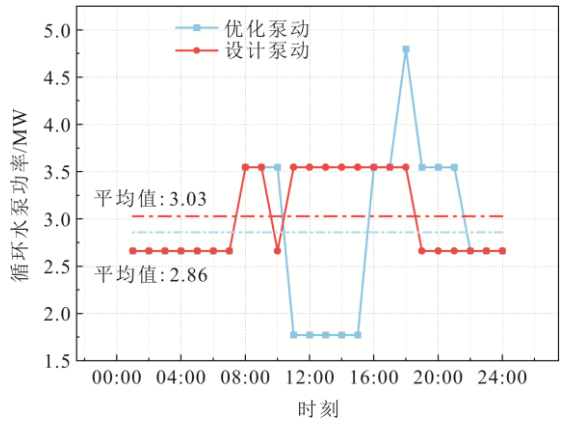


图 11 冬季分时电价优化前后循环水泵功率对比

Fig.11 The circulating water pump powers before and after the optimization of time-of-use electricity price in winter

在所选的冬季典型日中，冷却水进口温度日内波动幅度较小，最大温差仅为 0.47 ℃，机组负荷长期维持在较高水平。在该运行条件下，冷端系统整体运行状态较为稳定，优化前后凝汽器背压的调整幅度有限，上调背压所引起的煤耗增量并不显著，系统收益的改善主要来源于循环水泵电耗的降低。

从分时电价角度看，在电价较低时段，优化策略通过适度提高凝汽器背压、减少循环水流量来降低厂用电成本；而在电价高峰期，发电收益的边际价值显著提高，优化策略则倾向于适当降低凝汽器背压，以释放汽轮机出力潜力，在不显著增加煤耗的前提下提高上网电量。

2.3.2 夏季工况

夏季工况以 7 月为例，图 12 为 7 月典型日的凝汽器冷却水进口温度、机组调度参考负荷与分时电价曲线。由图 12 可知，相比冬季，夏季凝汽器冷却水进口温度显著升高，最高接近 30 ℃，背压负荷显著增加，同时电价峰谷差依然明显。

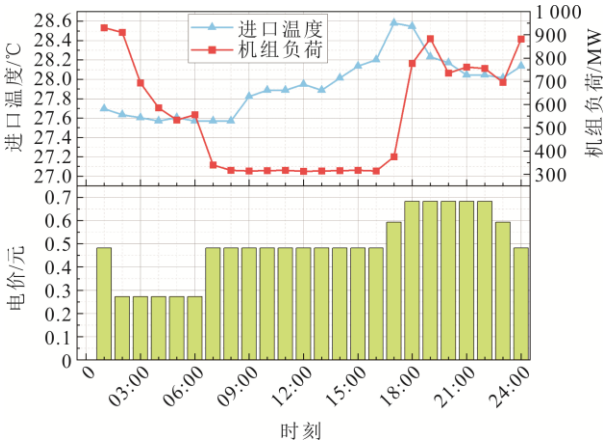


图 12 夏季典型日机组工况与分时电价

Fig.12 Typical daily operation conditions of the unit and time-of-use electricity price in summer

图 13 对比了变负荷运行条件下，采用平均电价策略与分时电价策略时的机组日收益情况。

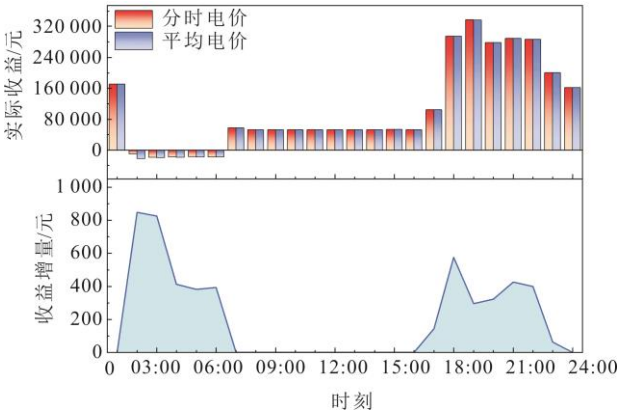


图 13 夏季典型日平均电价与分时电价收益

Fig.13 Average electricity price and time-of-use electricity price revenue in summer

从图 13 中可以看出，在电价低谷期间，上网电价过低，2 种电价策略均有亏损，但分时电价策略相比平均电价策略亏损较少，低电价时段收益提高

2 861.69 元，高电价时段机组提高出力，收益提高了 2 226.76 元。分时电价策略单日总收益高于平均电价策略约 5 088.46 元，说明该策略能够有效提高收益。

图 14 进一步展示了凝汽器背压在优化前后的变化情况。结果表明，优化后机组平均背压由 6.34 kPa 升高至 6.47 kPa，提升幅度达 2.05%。在高电价时段适当提高背压增加机组出力，低电价时段降低冷却水流量，从而压缩循环水泵功率电耗，在保证换热性能的同时提升经济性。

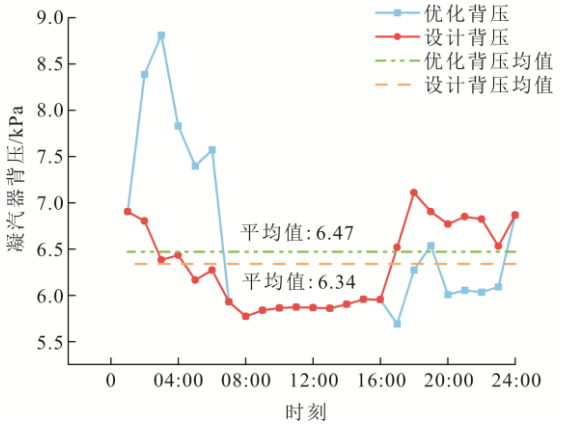


图 14 夏季分时电价优化前后凝汽器背压对比
Fig.14 The condenser back pressures before and after the optimization of time-of-use electricity price in summer

图 15 展示了优化前后循环水泵功率的变化趋势。优化前循环水泵功率维持在 2.83 MW 左右，优化后循环水泵功率平均值上升至 3.12 MW。在电价高峰时，有效提高了循环水流量以及机组收益；低电价时期，压缩了循环水泵的高能耗运行区间，实现了电耗的大幅削减。

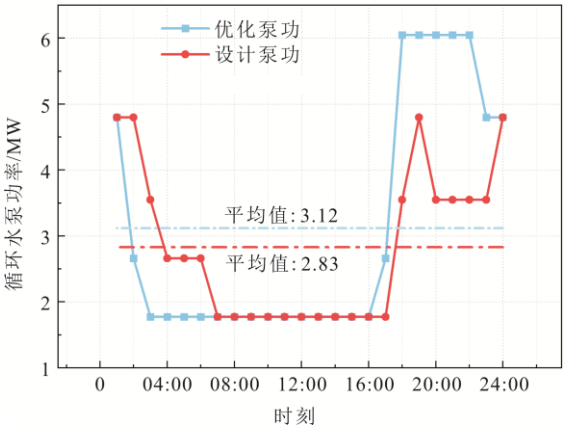


图 15 夏季分时电价优化前后循环水泵功率对比
Fig.15 The circulating water pump powers before and after the optimization of time-of-use electricity price in summer

研究结果表明，高负荷、高温度时循环水流量大，循环水泵调整空间大，因此在此时段内分时电价优化后的收益高。电价高峰期间，发电收益的边际价值显著提高，优化策略优先通过提高循环水流量、降低凝汽器背压来释放汽轮机出力潜力，从而放大发电侧收益，因此采用增加机组出力的方式能获得更高的收益；在电价低谷期，由于单位发电收益较低，优化策略则侧重于降低循环水流量、压缩高能耗泵工况运行区间，以减少厂用电消耗和运行成本。

3 结　论

本文提出一种目标为直流冷却系统净收益最优的双层优化算法，算法充分考虑了电价波动、机组负荷变化以及环境因素影响，具有计算效率高、影响因素全面的特点，能够实现循环水流量的动态调控与背压-电耗的协同优化。针对不同季节、不同负荷及不同海水温度条件下的运行特征，构建了基于电价驱动的循环水泵调节策略，实现了凝汽器背压与水泵能耗之间的协同调控。

从运行机理分析，分时电价所引入的峰谷差异改变了发电收益与厂用电成本之间的关系。在电价低谷，适度降低循环水流量，有助于压缩循环水泵的高能耗运行区间，从而降低厂用电成本；而在电价高峰时段，通过降低背压释放汽轮机出力潜力，可有效提升发电侧收益。典型工况显示该调节机制在不同季节条件下的特性存在差异，但均能提升综合经济性：在冬季工况优化运行后机组在电价低谷时期收益提高 5 670.13 元，电价高峰时期收益提高了 242.08 元，单日收益增加 5 912.27 元；在夏季工况下，机组在电价低谷时期收益提高 2 861.69 元，电价高峰时期收益提高了 2 226.76 元，单日收益提升 5 088.46 元。

本文提出的双层优化算法以及考虑电价信息等条件的系统建模思路具有普适性，本算法建立了机组工况、泵组运行方式与经济效益之间的关系，在推广至其他机组时，需要对循环水泵特性曲线、凝汽器换热系数和机组边界及约束条件进行模型修正。相比于传统以凝汽器热力性能最优为目标的控制策略，本文提出的方法更加注重运行策略与电价政策的匹配，通过动态调整泵组的运行方式，实现在不同外部环境与市场条件下的多目标调节。该策略不仅提升了机组在高比例可再生能源背景下

的灵活运行能力，也为现役燃煤机组开展冷端系统智能化改造和运行优化提供了理论支撑和实践路径，具有良好的工程应用价值与推广前景。

[参 考 文 献]

[1] 张绪辉, 赵中华, 崔福兴, 等. 1 030 MW 超超临界机组深度调峰特性试验研究[J]. 山东电力技术, 2021, 48(2): 58.
Zhang X H, Zhao Z H, Cui F X, et al. Experimental research on deep peak regulation characteristics of 1 030 MW ultra supercritical unit[J]. Shandong Electric Power, 2021, 48(2): 58.

[2] 李明扬, 蒋媛媛. 考虑煤耗率的火电机组灵活调峰对风电消纳的影响效果研究[J]. 热力发电, 2020, 49(2): 45.
Li M Y, Jiang Y Y. Effect of flexible load regulation of thermal power units considering coal consumption rate on wind power utilization[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(2): 45.

[3] 陈珣, 陈正器, 周科, 等. 1 000 MW 燃煤机组耦合熔盐储热系统构型分析[J]. 热力发电, 2025, 54(4): 33.
Chen X, Chen Z Q, Zhou K, et al. Configuration analysis of coupled molten salt heat storage system for 1 000 MW coal-fired unit[J]. Thermal Power Generation, 2025, 54(4): 33.

[4] 周霞, 李建锋, 周宏, 等. 耦合蒸汽压缩与储热的燃煤热电联产机组调峰性能研究[J]. 中国电机工程学报, 2025, 45(1): 194.
Zhou X, Li J F, Zhou H, et al. Research on peak shaving performance of coal-fired cogeneration unit coupled with vapor compression and heat storage[J]. Proceedings of the CSEE, 2025, 45(1): 194.

[5] Chen H, Peng W K, Nie C M, et al. Performance prediction and optimization of the air-cooled condenser in a large-scale power plant using machine learning[J]. Energy Technology, 2021, 9(7): 2100045.

[6] Zhang Y. Optimization of combined cooling, heating, and power systems with thermal energy storage using a modified genetic algorithm[J]. Journal of Building Engineering, 2025, 107: 112780.

[7] Wang H, Peng M, Hines W J, et al. A hybrid fault diagnosis methodology with support vector machine and improved particle swarm optimization for nuclear power plants[J]. ISA Transactions, 2019, 95: 358.

[8] Feng H M, Wang M Y, Wang N N, et al. Influence of environmental parameters on the cold-end and thermal system of coal-fired power plant based on Ebsilon simulation[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2022, 32: 101340.

[9] HEI 2629 Standards for steam surface condensers[S]. 12th ed.

[10] 周兰欣, 李富云, 李卫华. 凝汽器壳侧准三维数值研究[J]. 中国电机工程学报, 2008, 28(23): 25.
Zhou L X, Li F Y, Li W H. Quasi-three-dimensional numerical study of shell side of condenser[J]. Proceedings of the CSEE, 2008, 28(23): 25.

[11] 刘志巍, 焦东东, 程威栋, 等. 变频循环水泵功耗计算模型研究[J]. 汽轮机技术, 2017, 59(4): 316.
Liu Z W, Jiao D D, Cheng W D, et al. Research on power consumption calculation model of variable frequency circulating water pump[J]. Turbine Technology, 2017, 59(4): 316.

[12] 孟林辉. 1 000 MW 超超临界机组冷端优化技术研究与实施[D]. 北京: 华北电力大学, 2012: 1.
Meng L H. Optimal study on cold-end system of 1 000 MW ultra-supercritical unit[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2012: 1.

[13] 解奕晨, 庄晓如, 岳思君, 等. HFE-7100 平行微通道流动沸腾实验[J]. 物理学报, 2024, 73(5): 184.
Xie Y C, Zhuang X R, Yue S J, et al. Experimental study on flow boiling of HFE-7100 in parallel microchannels[J]. Acta Physica Sinica, 2024, 73(5): 184.

（责任编辑 邓玲惠）

广告目次

《热力发电》第五届编委会……封三
浙江顺豪新材料有限公司……后彩插 1
隔而固(青岛)振动控制有限公司……后彩插 2