DOI: 10.19666/j.rlfd.202510053

热电联产机组不同工况下供热附加能耗分布特性研究

范常浩[1,2]，王　春[1]，张文杰[1]，周轶喆[3]，陈　煦[1]，
王　兴[1]，高行龙[4]，安子奇[1]
（1. 国能南京电力试验研究有限公司，江苏　南京　210023；
2. 华北电力大学控制与计算机工程学院，北京　102206；
3. 国能（浙江北仑）发电有限公司，浙江　宁波　315800；
4. 国能常州第二发电有限公司，江苏　常州　213000）

［摘　　要］【目的】热电联产是降低燃煤发电机组能耗的有效手段，其供热能耗的精细评估对提升热电联产机组能量利用效率具有重要意义。热电联产机组的热网设备耗电、供热抽汽节流调节和供热抽汽引起主机背压变化等因素均会影响热电联产机组的能量利用，进而产生供热附加能耗。【方法】为了明晰不同工况下热电联产机组供热附加能耗的分布规律，本文以330 MW 热电联产机组为案例，建立了热电联产机组变工况计算模型，采用理论对照机组确定供热附加能耗的方法，量化了不同电热负荷条件下附加能耗，进而对比研究了关键运行因素对供热附加能耗的影响规律。【结果】结果表明，热电联产机组热网循环水泵采用汽动泵相较于电动泵，可使机组供热能耗降低 0.37~1.74 kg/GJ；供热蝶阀的节流效应会产生 4.04~8.57 kg/GJ 的附加能耗；供热抽汽会导致低压缸凝汽流减少，进而降低低压缸背压，会产生 0.42~1.17 kg/GJ 的“负”附加能耗。【结论】研究结果对降低热电联产机组的供热能耗具有指导意义。

［关　键　词］热电联产；能耗特性；热网循环水泵；供热蝶阀；背压

［引用本文格式］范常浩，王春，张文杰，等. 热电联产机组不同工况下供热附加能耗分布特性研究[J]. 热力发电，2026，55(9)：131.　Fan C H, Wang C, Zhang W J, et al. Research on distribution characteristics of additional energy consumption for heating under different working conditions of cogeneration units[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(9): 131.

Research on distribution characteristics of additional energy consumption for heating under different working conditions of cogeneration units

Fan Changhao[1,2], Wang Chun[1], Zhang Wenjie[1], Zhou Yizhe[3], Chen Xu[1],
Wang Xing[1], Gao Xinglong[4], An Ziqi[1]
(1. Guoneng Nanjing Electric Power Test & Research Co., Ltd., Nanjing 210023, China;
2. School of Control and Computer Engineering, North China Electric Power University, Beijing 102206, China;
3. Guoneng (Zhejiang Beilun) Power Generation Co., Ltd., Ningbo 315800, China;
4. China Energy Changzhou No.2 Power Generation Co., Ltd., Changzhou 213000, China)

Abstract: [Objective] Combined heat and power (CHP) technology serves as a pivotal and efficient technical approach to reducing the comprehensive energy consumption of traditional coal-fired generating units in thermal power plants, and the refined and accurate quantitative evaluation of heating energy consumption is extremely crucial for further improving the overall energy utilization efficiency and energy-saving operation level of large-scale CHP units. In complex actual operational scenarios of cogeneration units, multiple practical influential factors will inevitably interfere with the internal energy conversion and utilization process of CHP units, resulting in

修 回 日 期：2026-05-08　接 受 日 期：2026-05-16
基 金 项 目：国家能源集团科技项目（GJNY-23-159）
Supported by：Science and Technology Project of CHN Energy (GJNY-23-159)
第一作者简介：范常浩（1991），男，博士，工程师，主要研究方向为灵活智能发电系统运行优化与控制，2003408@chnenergy.com.cn。

variable additional heating energy consumption that significantly deviates from the ideal design operating state. Typical key influencing factors include the auxiliary power consumption of supporting thermal network equipment, the throttling regulation energy loss caused by variable heating extraction steam, and the dynamic variation of main turbine unit back pressure induced by large-fluctuation extraction steam for industrial and civil heating. [Methods] To systematically clarify the spatial and temporal distribution characteristics and quantitative variation rules of the additional heating energy consumption of CHP units under diverse complex off-design operating conditions, this paper takes a widely applied 330 MW commercial CHP unit as the core research subject and establishes a complete and accurate variable-condition thermodynamic calculation model for the full operating range of the unit. With the mature theoretical benchmark unit comparison method adopted to scientifically and quantitatively determine the additional heating energy consumption, this study precisely quantifies the variable additional energy consumption under various coupled working conditions of different electric generation loads and heating supply loads, and further conducts comprehensive comparative analysis to explore the influence laws of key operational parameters on the heating-related additional energy consumption of the unit. [Results] The research results indicate that the application of steam-driven circulating pumps for thermal networks can reduce the heating energy consumption of CHP units by 0.37~1.74 kg/GJ compared with conventional electric-driven pumps. The throttling effect of the heating butterfly valve brings about obvious positive additional energy consumption ranging from 4.04~8.57 kg/GJ. Moreover, heating steam extraction effectively reduces the condensing flow of the low-pressure cylinder and lowers its exhaust back pressure, thereby generating a beneficial negative additional energy consumption of 0.42~1.17 kg/GJ. [Conclusion] The findings of this study clarify the internal generation mechanism of heating energy consumption variation under variable working conditions, and provide reliable theoretical support and practical engineering guidance for energy-saving optimization, load optimal dispatch and low-energy stable operation of large-scale CHP units.

Key words: cogeneration; energy consumption characteristics; heat network circulating water pump; heating butterfly valve; back pressure

随着能源结构的调整，我国日益增长的能源需求将越来越多的依赖可再生能源与清洁能源。但是，由于我国富煤贫油贫气的能源资源条件，煤炭在我国能源结构中仍占有主体地位[1-2]。同时，随着我国城市化进程及人民生活水平的提高，社会的热负荷、冷负荷需求不断增加。热电联产是提高热力发电厂热能利用效率的有效手段，其实现了冷源损失的有效利用，具有综合能源利用率高[3-4]的优点，在国内外应用广泛[5-7]。我国的热电联产产业发展快速，装机容量已占世界近 50%[8]。因此，进一步推动热电联产技术进步，挖掘热电联产机组节能潜力对我国节能减排具有重要意义，对我国实现“双碳”战略目标也具有重要支撑作用[9-10]。

不同类型和运行模式的热电联产机组热经济性的评估与分析，是热电联产系统与运行优化的基础[11-12]，也是目前热电联产领域的研究重点。丁一等[13]结合电力现货市场，提出耦合电力市场价格的供热收益分析框架。综合考虑配合新能源调峰、供热和发电的特性和储能系统，学者们提出了新型热电联产经济性评价模型[14-16]。栾俊等[17]对配备电锅炉蓄热装置的热电联产模型开展动态特性研究，协同优化经济性、环保性和供电能力。Li 等人[18]建立了一个将 350 MW 热电联产机组与 30 MW 压缩空气储能（compressed air energy storage，CAES）系统相结合的耦合系统，分析了压缩机效率、环境温度和膨胀机效率等关键运行参数对耦合系统热力学性能的影响。Li 等人[19]研究了耦合熔盐储热的 600 MW 燃煤热电联产机组在不同充放电构型下的热力学经济性。Campana 等人[20]对集成氢气系统的热电联产电站进行了设计和调度优化，通过电解槽为热电联产电厂提供额外的热能和氧气，并助力电网调频。Pang 等人[21]提出了一种基于 Q 学习文化基因算法（QMA）的热电联产系统优化调度方法，以提高系统的风电消纳能力和经济运行能力。Jin 等人[22]针对热电联产综合能源系统中调度模型与实际系统行为之间的不一致降低优化精度、经济性能下降的问题，对回水温度对热效率的影响进行量化、分析、拟合，并作为约束条件纳入调度模型，提高了反映系统实际特性的准确性。李梦辉等[23]研究了具有多个抽汽点的多台热电联产机组联合供汽运行模式，获取不同抽汽点对系统热耗的影响规律；并以热电联供系统的整体热耗率为优化目标，通过改进的遗传算法进行寻优，获得不同运行工况下的负荷优化分配方案。

上述工作对热电联产机组节能降耗开展了深入研究，但主要是针对不同供热形式的经济效益分析。热电联产回收冷源损失、提高能量利用效率的同时，热网设备增加厂用耗电、供热抽汽节流调节、

抽汽导致背压降低等因素都会影响燃煤电站的能量利用，进而产生供热附加能耗。然而，目前国内外针对热电联产机组供热附加能耗的研究较少。针对供热附加能耗分布特性进行研究，可为热电联产机组节能优化提供重要依据。

为此，本文通过建立热电联产机组变工况计算模型，对热网循环水泵驱动方式、供热蝶阀节流、凝汽器变工况特性进行分析，得到供热所需设备的附加能耗以及由供热抽汽引起背压变化产生的附加能耗的分布规律，并综合对比其分布情况，为提高供热经济性奠定基础。

1 热电联产机组及计算模型

本节将介绍热电联产系统的运行方式以及供热过程中产生附加能耗的主要设备，并建立系统变工况分析模型，为进一步分析机组的供热能耗提供基础。

1.1 热电联产系统

热电联产将燃料的化学能转化为高品质的热能用以发电，同时将已在供热式汽轮机中做功（即发电或热化发电）后的低品位热能用来对外供热。热电联产符合按质利用热能的原则，达到了“热尽其用”的目的，相比纯凝机组的能量利用效率大幅提高。

我国目前热电联产机组多采用凝汽采暖两用式机组，即抽凝机组，机组可同时满足热、电负荷及时调整的需要。图 1 为热电联产机组的热力系统。

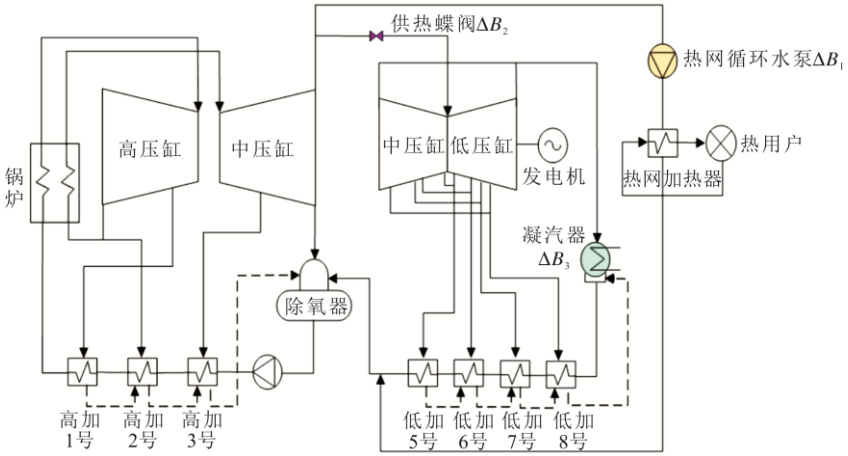


图 1 热电联产机组热力系统示意

Fig.1 Schematic diagram of thermodynamic system of the CHP unit

该机组由中低压缸连通管抽汽供热，机组的低压缸导汽管上安装了供热蝶阀，通过控制采暖抽汽压力来匹配供热量与发电量。供热抽汽经热网循环水泵传送至热网加热器来加热热网循环水，完成换热后流入除氧器。其中，驱动热网循环水泵耗能、供热蝶阀节流、凝汽量引起机组背压变化将分别产生不同的附加能耗ΔB_1、ΔB_2、ΔB_3。

1.2 变工况计算模型

热系统变工况是指系统的工况发生改变，偏离设计工况或基准工况。工况发生变化的原因是多方面的，如机组热、电负荷变化，热系统及设备发生变动（含改造）以及蒸汽初、终参数及再热参数发生变化等。热系统变工况计算的目的在于确定汽轮机各抽汽口和排汽端的蒸汽参数以及回热系统的各参数[24]，计算的基础为弗留格尔公式：

$$\frac{D_1}{D_{10}}=\sqrt{\frac{(p_1^2-p_2^2)}{(p_{10}^2-p_{20}^2)}}\sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} \tag{1}$$

式中：D 表示级组前的流量；p 表示级组前后压力；T 表示级组前蒸汽的温度；下标 0 表示基准工况，1、2 分别表示级组前和级组后。

汽轮机和热系统的工况变化导致进入凝汽器的蒸汽流量发生变化，改变了凝汽器的蒸汽负荷。在凝汽器入口冷却水温 t_{w1} 和冷却水量 G_w 不变时，凝汽器的压力 p_n 将发生变化。改变凝汽器入口水温或冷却水量也会使凝汽器的压力发生变化。凝汽器压力 p_n 对应的饱和温度 t_n 可表示为：

$$t_n=t_{w1}+\frac{D_n q_n}{C_w G_w\left[1-\exp\left(\frac{kF_n}{C_w G_w}\right)\right]} \tag{2}$$

式中：D_n 为进入凝汽器的汽轮机排汽量；q_n 为 1 kg

排汽在凝汽器的凝结放热量；C_w 为冷却水的比热容；k 为凝汽器传热系数；F_n 为凝汽器热交换面积。

采用 MATLAB 对变工况过程进行编程，图 2 为变工况计算流程。

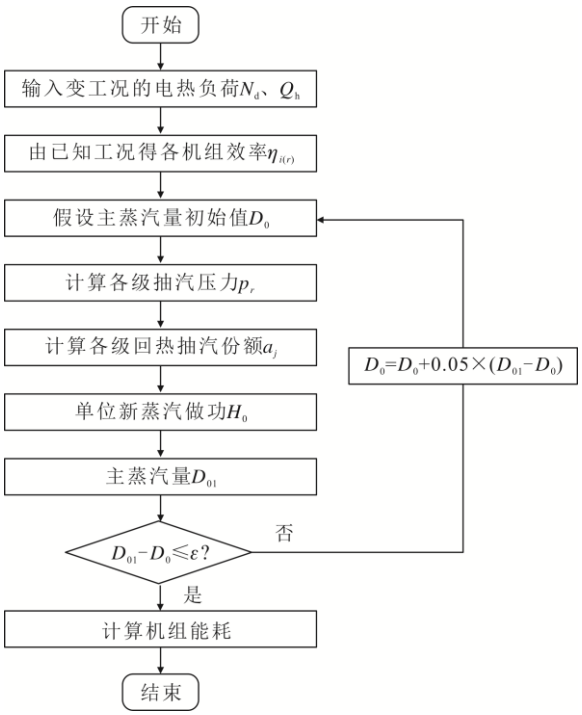


图 2 变工况计算流程

Fig.2 Off-design condition calculation flowchart

在图 2 计算流程迭代过程中，每次迭代通过输出正平衡、反平衡计算的结果以检验每次迭代计算的正确性。

2 供热对机组附加能耗的影响分析

2.1 案例机组概况

案例机组为亚临界、中间一次再热、自然循环单炉膛、燃煤汽包炉。表 1 为机组主要设计参数。

2.2 热网循环水泵驱动方式的供热能耗分析

热网循环水泵是供热系统中必须且能耗较大的辅机设备之一，按照驱动方式，当前的热网循环水泵主要有电动热网循环水泵和汽动热网循环水泵 2 种。无论循环水泵采用电动还是汽动，供热机组的供电功率和供热功率均为 N_d 和 Q_h。

为量化对比不同电热负荷条件下 2 种循环水泵驱动方式产生的附加能耗，定义一个理论对照机组作为附加能耗的评估基准：该机组发电功率为 N_d，供热功率为 Q_h，忽略水泵的驱动能耗，标准煤耗量为 B_{tp0}。考虑到泵功的驱动来源，采用汽动泵时，消耗主汽轮机的中压缸排汽 $Q_{p,q}$ 驱动小汽轮机，供热机组的发电功率为 N_d，标准煤耗量为 $B_{tp(q)}$；采用电动泵时消耗厂用电，机组的发电功率为 $N_d+N_{p,d}$，标准煤耗量为 $B_{tp(d)}$。相关计算参数取值及计算方式如表 2 所示。

表 1 机组主要设计参数

Tab.1 Main design parameters of the unit

项目	内容
额定功率/MW	330
THA 工况设计热耗率/(kJ (kW h)$^{-1}$)	7 976
额定主蒸汽流量/(t h^{-1})	1 002.4
额定主蒸汽压力/MPa	16.67
额定主蒸汽温度/℃	537
额定热再热温度/℃	537
额定排汽压力/kPa	5.39
回热级数	8 级（3 高加+1 除氧+4 低加）
给水泵驱动方式	给水泵汽轮机
供热方式	中低压连通管抽汽
额定供热抽汽量/(t h^{-1})	330
抽汽压力/MPa	0.8

表 2 热网循环水泵相关计算参数

Tab.2 Relevant calculation parameters of the heating network circulating water pump

参数	数值或计算方式
热网循环水泵的效率η_p	0.8
泵的输入轴功率 N_p/kW	$mgH/(1\,000\cdot\eta_p)$
小汽机内效率η_{p,q_t}	0.45
小汽机机械效率η_{p,q_me}	0.998
抽汽热功率 $Q_{p,q}$/kW	$N_p/(\eta_{p,q_t}\ \eta_{p,q_me})$
电动机及传动综合效率$\eta_{p_d,mo}$	0.95
厂用电消耗 $N_{p,d}$/MW	$N_p/(1\,000\cdot\eta_{p_d,mo})$

注：m 为循环水流量，kg/s；g 为重力加速度，m/s^2；H 为扬程，m。

2.2.1 定热负荷变电负荷

选取机组的热负荷为 100、150、200 MW，变电负荷时机组煤耗如表 3 所示（其中 $B_{tp(q)}$为汽泵机组总煤耗；$b_{h(q)}$为汽泵机组供热煤耗率；$B_{tp(d)}$为电泵机组总煤耗；$b_{h(d)}$为电泵机组供热煤耗率；B_{tp0} 为理论对照机组的总煤耗）。热电联产机组与理论对照机组的总煤耗差值如图 3 所示。

由图 3 可见，当电负荷为 210~270 MW、热负荷为 100~200 MW 时，采用汽动泵和电动泵的热电联产机组总煤耗分别较对照机组高 0.49~0.52 t/h 和 0.80~0.82 t/h。从结果可知，在相同的电、热负荷工况下采用电动泵较采用汽动泵产生的总煤耗多 0.29~0.33 t/h，即采用电动泵产生的供热附加能耗大于采用汽动泵。

表 3 不同电负荷时的机组煤耗
Tab.3 Unit coal consumption under different electric loads

N_d/MW	Q_h=100 MW					Q_h=150 MW					Q_h=200 MW				
	B_{tp0}/(t·h^{-1})	$B_{tp(q)}$/(t·h^{-1})	$b_{h(q)}$/(kg·GJ^{-1})	$B_{tp(d)}$/(t·h^{-1})	$b_{h(d)}$/(kg·GJ^{-1})	B_{tp0}/(t·h^{-1})	$B_{tp(q)}$/(t·h^{-1})	$b_{h(q)}$/(kg·GJ^{-1})	$B_{tp(d)}$/(t·h^{-1})	$b_{h(d)}$/(kg·GJ^{-1})	B_{tp0}/(t·h^{-1})	$B_{tp(q)}$/(t·h^{-1})	$b_{h(q)}$/(kg·GJ^{-1})	$B_{tp(d)}$/(t·h^{-1})	$b_{h(d)}$/(kg·GJ^{-1})
210	72.77	73.26	24.01	73.57	24.87	76.94	77.43	23.74	77.75	24.34	81.10	81.59	23.58	81.92	24.04
230	78.54	79.04	24.51	79.35	25.35	82.79	83.29	24.20	83.60	24.78	87.03	87.52	24.03	87.85	24.49
250	84.33	84.84	24.95	85.14	25.77	88.65	89.16	24.63	89.46	25.20	92.98	93.48	24.48	93.80	24.93
270	90.14	90.66	25.44	90.95	26.25	94.55	95.06	25.12	95.37	25.68	98.29	98.24	23.96	99.04	24.36

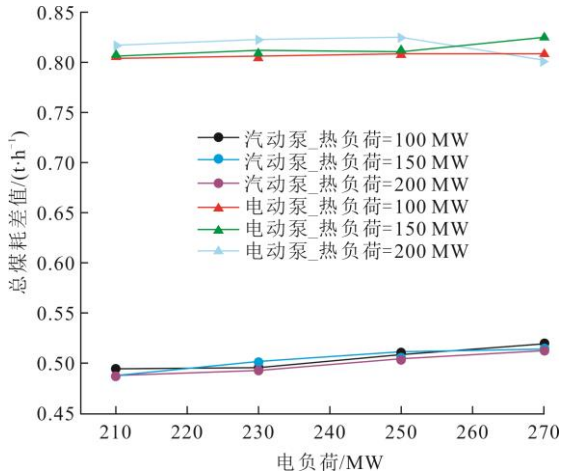


图 3 热电联产机组与理论对照机组的总煤耗差值与电负荷关系
Fig.3 Relationship between total coal consumption difference (cogeneration unit vs. theoretical reference unit) and electric load

采用汽动泵与采用电动泵的供热煤耗率差值与电负荷的关系如图 4 所示，负值表示采用汽动泵相比于采用电动泵供热煤耗率更低。由图 4 可以看出，在所计算的工况下，采用汽动泵相比采用电动泵机组的供热能耗降低了 0.40~0.86 kg/GJ，且热负荷一定时，电负荷越小，采用汽动泵相比采用电动泵供热能耗降低得越多。

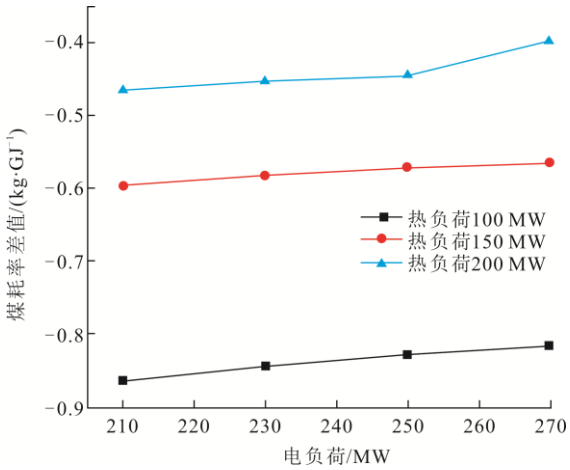


图 4 汽动泵与电动泵机组的供热煤耗率差值与电负荷关系
Fig.4 Relationship between heating coal consumption rate difference (steam driven pump vs. electric pump) and electric load

2.2.2 定电负荷变热负荷

选取机组的电负荷为 210、240、270 MW，变热负荷时机组煤耗如表 4 所示，热电联产机组与理论对照机组的总煤耗差值如图 5 所示。

表 4 不同热负荷时的机组煤耗
Tab.4 Unit coal consumption under different heat loads

Q_h/MW	N_d=210 MW					N_d=240 MW					N_d=270 MW				
	B_{tp0}/(t·h^{-1})	$B_{tp(q)}$/(t·h^{-1})	$b_{h(q)}$/(kg·GJ^{-1})	$B_{tp(d)}$/(t·h^{-1})	$b_{h(d)}$/(kg·GJ^{-1})	B_{tp0}/(t·h^{-1})	$B_{tp(q)}$/(t·h^{-1})	$b_{h(q)}$/(kg·GJ^{-1})	$B_{tp(d)}$/(t·h^{-1})	$b_{h(d)}$/(kg·GJ^{-1})	B_{tp0}/(t·h^{-1})	$B_{tp(q)}$/(t·h^{-1})	$b_{h(q)}$/(kg·GJ^{-1})	$B_{tp(d)}$/(t·h^{-1})	$b_{h(d)}$/(kg·GJ^{-1})
100	72.77	73.26	24.01	73.57	24.87	81.44	81.94	24.72	82.24	25.56	90.14	90.66	25.44	90.95	26.25
125	74.86	75.35	23.85	75.66	24.56	83.58	84.08	24.53	84.38	25.21	92.34	92.86	25.24	93.16	25.90
150	76.94	77.43	23.74	77.75	24.34	85.72	86.22	24.41	86.53	24.98	94.55	95.06	25.12	95.37	25.68
175	79.03	79.51	23.65	79.84	24.17	87.86	88.36	24.32	88.67	24.82	96.76	97.28	25.05	97.59	25.54

由表 4 和图 5 可知，当热负荷为 100~175 MW、电负荷为 210~270 MW 时，采用汽动泵和电动泵的热电联产机组总煤耗分别较理论对照机组高 0.48~0.52 t/h 和 0.80~0.83 t/h，采用汽泵时机组的总能耗比采用电动泵时降低了 0.29~0.33 t/h。采用汽动泵与采用电动泵的供热煤耗率差值与热负荷的关系如图 6 所示。

由图 6 可见，在所计算工况下，采用汽动泵相比采用电动泵机组供热能耗降低 0.49~0.86 kg/GJ，且电负荷一定时，热负荷小，采用汽动泵相比采用

电动泵的供热能耗降低的越多。

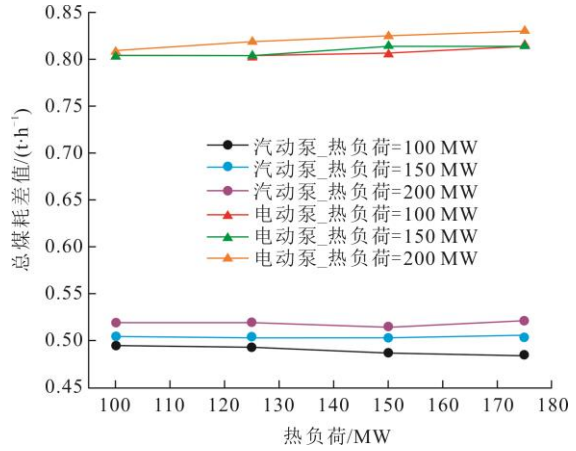


图 5 热电联产机组与理论对照机组的总煤耗差值与热负荷关系

Fig.5 Relationship between total coal consumption difference (cogeneration unit vs. theoretical control unit) and heat load

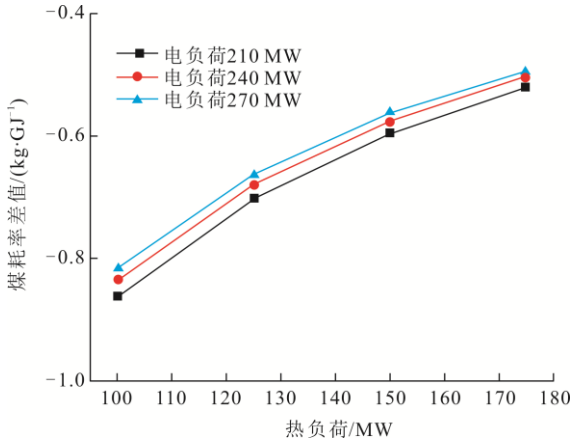


图 6 汽动泵与电动泵机组供热煤耗率差值与热负荷关系

Fig.6 Relationship between heating coal consumption rate difference (steam driven pump vs. electric pump) and heat load

2.3 供热蝶阀产生的供热附加能耗分析

采用中排抽汽对外供热，需要供热蝶阀调节供热抽汽流量及压力。对于纯凝机组采暖供热改造，中低压连通管供热蝶阀节流调节产生节流不可逆性，引起低压缸进汽压力变化，进而影响机组能耗。

供热机组有蝶阀节流和无蝶阀节流时的供热煤耗率 b_h 及供热抽汽压力 p_h 如表 5 和表 6 所示。从表 5 和表 6 可以看出，无供热蝶阀时，供热抽汽压力随着供热负荷的增加而降低，因而当热负荷较大时无法满足供热抽汽要求。无供热蝶阀节流时机组的供热煤耗率明显小于有供热蝶阀节流时。有蝶阀和无蝶阀时机组的供热能耗差值与热负荷的关系如图 7 所示。由图 7 可以看出，随着供热量增加，两者供热能耗差值逐渐增大，由供热蝶阀节流产生的供热附加能耗约为 4.04~8.57 kg/GJ。供热蝶阀节流的㶲耗散如表 7 所示。

表 5 有供热蝶阀节流时机组供热煤耗率和抽汽压力

Tab.5 Heating coal consumption rates and extraction pressures by considering butterfly valve throttling

Q_h/MW	N_d=248 MW		N_d=210 MW		N_d=170 MW	
	p_h/MPa	b_h/(kg GJ^{-1})	p_h/MPa	b_h/(kg GJ^{-1})	p_h/MPa	b_h/(kg GJ^{-1})
50	0.66	25.86	0.56	24.73	0.46	23.63
100	0.70	24.90	0.59	24.01	0.49	22.96
150	0.75	24.58	0.63	23.74		
200	0.79	24.44	0.68	23.58		
250	0.83	24.37				

表 6 无供热蝶阀节流时机组供热煤耗率和抽汽压力

Tab.6 Heating coal consumption rates and extraction pressures without butterfly valve throttling

Q_h/MW	N_d=248 MW		N_d=210 MW		N_d=170 MW	
	p_h/MPa	b_h/(kg GJ^{-1})	p_h/MPa	b_h/(kg GJ^{-1})	p_h/MPa	b_h/(kg GJ^{-1})
50	0.57	21.21	0.48	20.51	0.39	19.59
100	0.51	19.36	0.42	18.59	0.32	17.43
150	0.44	18.22	0.35	17.26		
200	0.37	17.13	0.27	15.81		
250	0.28	15.80				

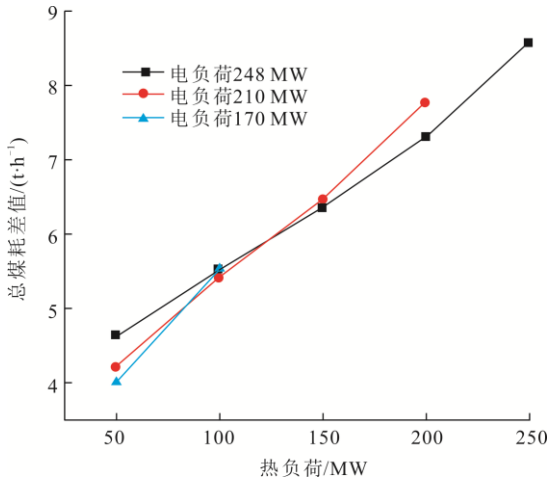


图 7 有蝶阀与无蝶阀供热煤耗率差值与热负荷关系

Fig.7 Relationship between heating coal consumption rate difference (with butterfly valve vs. without butterfly valve) and heat load

表 7 供热机组蝶阀节流㶲耗散

Tab.7 Exergy dissipation of butterfly valve throttling of the heat supply unit

Q_h/MW	N_d=248 MW	N_d=210 MW	N_d=170 MW
50	2.89	2.51	2.27
100	5.20	4.72	4.32
150	7.15	6.51	
200	8.74	7.89	

从表 7 可以看到，热负荷相同电负荷增加、电负荷相同热负荷增加时，蝶阀节流㶲耗散逐渐增加，且㶲耗散为 2.27~9.99 MW。

2.4 凝汽器变工况运行特性分析

由于中排供热抽汽会使机组乏汽流量发生变化，对凝汽器压力产生影响。本节将分析供热抽汽对机组凝汽器压力的影响。以参比机组为对照，电负荷相同的情况下，对以下 2 种情况进行对比，分析供热抽汽对机组背压及供热能耗的影响。

1）凝汽器背压在热电联产机组和参比机组均保持为 5.39 kPa，计算循环水泵耗功变化。

2）考虑凝汽器变工况，凝汽器冷却能力相同，循环水量为 30 000 t/h，水温为 20 ℃。计算背压变化。

此处参比机组指与热电联产机组回热系统级数相同，热端参数（主蒸汽压力、主蒸汽温度、再热温度）及冷端参数（低压缸排汽压力）随工质流量变化规律相同的纯凝机组。

2.4.1 定背压时凝汽器运行特性分析

假设凝汽器背压在热电联产机组与参比机组均为 5.39 kPa，当电负荷为 248、210、170 MW 时，供热机组的总煤耗量 B_{tp1} 和供热煤耗率 b_{h1} 随热负荷变化如表 8 所示。由表 8 可知，电负荷一定时，供热煤耗率 b_{h1} 随着热负荷的增加而减小。

表 8 煤耗随热负荷变化（定背压 5.39 kPa）

Tab.8 Changes of coal consumption with heat load (constant back pressure 5.39 kPa)

Q_h/MW	N_d=248 MW		N_d=210 MW		N_d=170 MW	
	B_{tp1}/(t·h^{-1})	b_{h1}/(kg·GJ^{-1})	B_{tp1}/(t·h^{-1})	b_{h1}/(kg·GJ^{-1})	B_{tp1}/(t·h^{-1})	b_{h1}/(kg·GJ^{-1})
0	75.64		64.89		53.69	
50	79.95	25.86	69.06	24.73	57.71	23.63
100	84.26	24.90	73.26	24.01	61.72	22.96
150	88.57	24.58	77.43	23.74		
200	92.89	24.44	81.59	23.58		
250	97.22	24.37				
300	100.52	23.36				

为保持背压不变，热电联产机组凝汽器的循环水流量 m_{wa} 及参比机组凝汽器循环水流量 m_{wc} 也会发生变化，热电联产机组的循环水泵耗功 W_{pa} 相比于参比机组循环水泵耗功 W_{pc} 也会随之减小，循环水流量差值 $\Delta m_w=m_{wc}-m_{wa}$ 及水泵耗功差值 $\Delta W_p=W_{pc}-W_{pa}$ 随热负荷变化如表 9 所示。由表 9 可以看到，随着热负荷增加，Δm_w 逐渐增加，同时 ΔW_p 逐渐增加，即为了维持背压固定，热电联产机组需要更少的凝汽器循环水，循环水泵耗功也更少。电负荷 248 MW，热负荷 300 MW 时，Δm_w 和 ΔW_p 最大值分别为 14 681.50 t/h 和 941.34 kW。

表 9 循环水流量差值 Δm_w 及水泵耗功差值 ΔW_p 随热负荷变化（定背压 5.39 kPa）

Tab.9 Changes of circulating water flow difference Δm_w and power consumption difference of water pump ΔW_p with heat load (constant back pressure 5.39 kPa)

Q_h/MW	N_d=248 MW		N_d=210 MW		N_d=170 MW	
	Δm_w/(t·h^{-1})	ΔW_p/kW	Δm_w/(t·h^{-1})	ΔW_p/kW	Δm_w/(t·h^{-1})	ΔW_p/kW
50	2915.5	186.94	2 867.5	183.86	2 768.5	177.51
100	5 288.5	339.09	5 136.5	329.34	4 954.5	317.67
150	7 572.5	485.53	7 321.5	469.44		
200	9 762.5	625.95	9 423.5	604.21		
250	11 846.5	759.57				
300	14 681.5	941.34				

2.4.2 供热对机组背压影响

由于供热抽汽对凝汽量的影响，凝汽器冷却能力相同时，机组供热工况下凝汽器压力将发生变化。选取凝汽器入口水温为 20 ℃，循环水量为 30 000 t/h。当电负荷一定，改变热负荷时，机组背压随热负荷变化如图 8 所示，热负荷 0 MW 即为参比机组。由图 8 可见，随着机组电负荷降低，参比机组及热电联产机组背压均随之降低，这是由于凝汽流量降低，而冷却能力不变导致的。当电负荷相同时，热电联产机组背压低于参比背压，由于冷却水量及冷却水温度均保持不变，而热电联产机组供热抽汽导致凝汽器流量的降低，所以机组的背压有所降低，而且热负荷越高，背压降低得越多。当热负荷达到 300 MW 时，热电联产机组背压相比于参比机组可降低 1.51 kPa。

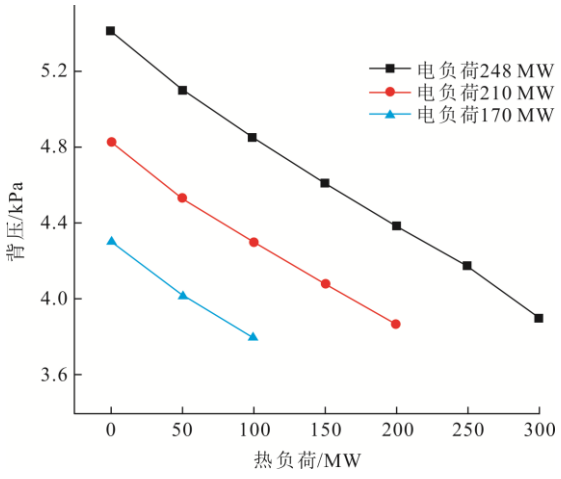


图 8 冷却能力相同时机组背压与热负荷关系

Fig.8 Relationship between back pressure and heat load of the units with the same cooling capacity

电负荷为 248、210、170 MW 时，不同热负荷时热电联产机组的总煤耗 B_{tp2} 和供热煤耗率 b_{h2} 随热负荷变化如表 10 所示。由表 10 可见，电负荷一定时，供热煤耗率随着热负荷的增加而减小。定背压时的供热煤耗率大于变背压时的供热煤耗率，两者差值（$\Delta b_h=b_{h1}-b_{h2}$）随热负荷的变化如图 9 所示，此差值随着热负荷的增加而减小，随着电负荷的增加而增加。由图 9 可见，当电负荷为 248 MW，热负荷为 100 MW 时，定背压与变背压时的供热能耗差值为 1.01 kg/GJ，可见供热抽汽引起的背压变化会降低机组能耗，即产生“负”供热附加能耗。

表 10 供热煤耗率随热负荷变化（变背压）
Tab.10 Changes of coal consumption with heat load (variable back pressure)

Q_h/MW	N_d=248 MW		N_d=210 MW		N_d=170 MW	
	B_{tp2}/(t·h^{-1})	b_{h2}/(kg·GJ^{-1})	B_{tp2}/(t·h^{-1})	b_{h2}/(kg·GJ^{-1})	B_{tp2}/(t·h^{-1})	b_{h2}/(kg·GJ^{-1})
0	75.3		64.25		52.83	
50	79.75	24.69	68.54	23.81	56.99	23.1
100	83.9	23.89	72.63	23.26	60.94	22.53
150	88.08	23.66	76.72	23.09		
200	92.29	23.59	80.83	23.02		
250	96.54	23.6				
300	99.85	22.73				

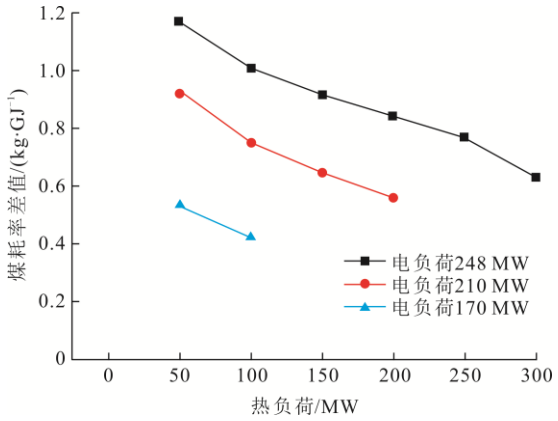


图 9 供热煤耗率差值Δb_h随热负荷变化
Fig.9 Relationship between heating coal consumption rate difference Δb_h and heat load

2.5 供热附加能耗的对比分析

根据上述对热网循环水泵、供热蝶阀、凝汽器的运行特性研究发现，其分别对供热能耗造成不同程度的影响。考虑以上供热附加能耗的影响后机组的总煤耗量 B_{tp} 及供热煤耗率 b_h 如表 11 所示，热网循环水泵采用汽动泵、供热蝶阀节流、机组变背压运行分别对机组总煤耗量及供热煤耗率的影响如图 10 和图 11 所示。

表 11 考虑附加能耗时的总煤耗量和供热煤耗率
Tab.11 Total coal consumptions and heating coal consumption rates considering additional energy consumption

Q_h/MW	N_d=248 MW		N_d=210 MW		N_d=170 MW	
	B_{tp}/(t·h^{-1})	b_h/(kg·GJ^{-1})	B_{tp}/(t·h^{-1})	b_h/(kg·GJ^{-1})	B_{tp}/(t·h^{-1})	b_h/(kg·GJ^{-1})
50	79.55	24.48	68.37	23.63	56.83	22.95
100	83.70	23.76	72.45	23.16	60.78	22.45
150	87.86	23.55	76.54	23.01		
200	92.06	23.48	80.64	22.95		
250	96.28	23.48				

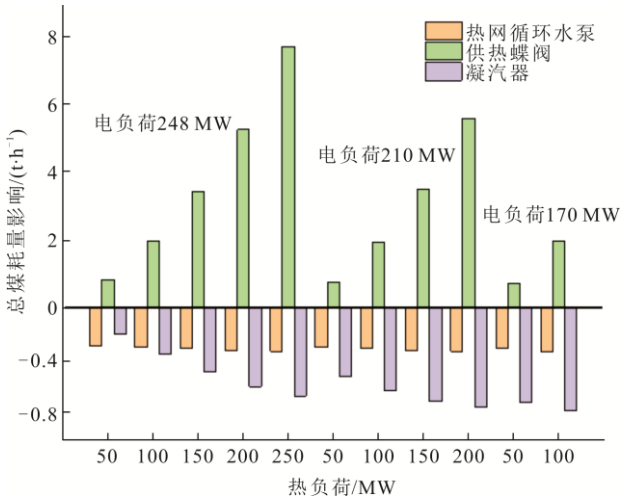


图 10 不同设备附加能耗对机组总煤耗量的影响
Fig.10 Influence of additional energy consumption of different equipment on total coal consumption

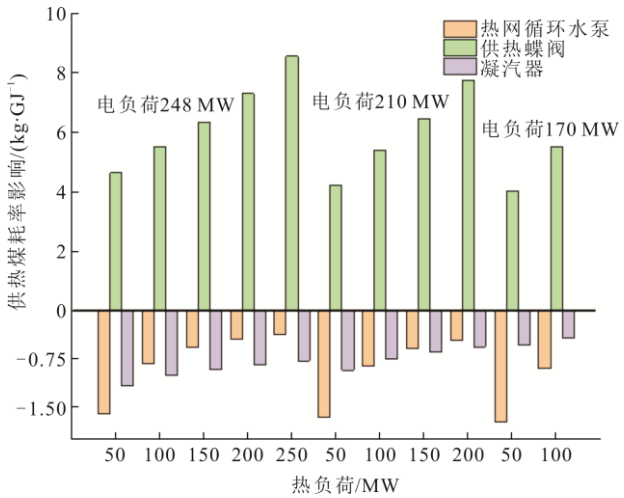


图 11 不同设备附加能耗对机组供热煤耗率的影响
Fig.11 Influence of additional energy consumption of different equipment on heating coal consumption rate

由图 10 和图 11 可见，在机组总能耗方面，热网循环水泵采用汽驱动比采用电驱动方式使总能

耗降低 0.29~0.33 t/h；供热蝶阀节流使总能耗增加 0.73~7.77 t/h，热负荷越大，供热蝶阀造成的总能耗增加越多；凝汽器变背压运行相比于定背压使总能耗降低 0.20~0.78 t/h，热负荷越大，背压变化引起总能耗降低越多。在供热能耗方面，热网循环水泵采用汽驱动比采用电驱动使供热能耗降低 0.37~1.74 kg/GJ，热负荷越小，降低越多；供热蝶阀节流使供热能耗增加 4.04~8.57 kg/GJ，热负荷越大，增加越多；凝汽器变背压运行相比于定背压使供热能耗降低 0.42~1.17 kg/GJ，热负荷越小，降低越多。

3 结　论

本文通过建立热电联产机组的变工况分析模型，分析了热电联产机组不同电热负荷条件下的附加能耗特性，并获得热电联产机组的供热附加能耗分布，主要结论如下。

1）通过引入忽略泵耗的理论对照机组，量化分析了热网循环水泵不同驱动方式所产生的附加能耗。在所研究的电、热负荷范围内，采用汽动泵和电动泵的供热机组由热网循环水泵产生的附加煤耗分别为 0.48~0.52 t/h 和 0.80~0.83 t/h。对比而言，采用汽动泵相比电动泵可使机组供热煤耗率降低 0.40~0.86 kg/GJ，且热负荷一定电负荷越小、电负荷一定热负荷越小时，采用汽动泵与采用电动泵的供热煤耗率差值越大。

2）对供热蝶阀运行特性展开分析。无供热蝶阀时，随着热负荷增加，供热抽汽压力逐渐降低，无法满足供热需求。有供热蝶阀相比于无供热蝶阀时的供热能耗增加 4.04~8.57 kg/GJ，且热负荷越大此差值越大。另外，计算得出供热蝶阀节流烟耗散为 2.27~9.99 MW。

3）对凝汽量变化引起的机组背压和能耗变化特性进行了分析。当凝汽器的冷却能力相同时，热电联产机组的背压低于参比机组背压，且电负荷相同时，热负荷越高，背压越低。当热负荷达到 300 MW，热电联产机组背压相比于参比机组可降低约 1.51 kPa。定背压时的供热能耗与变背压时供热能耗差值约为 0.42~1.17 kg/GJ，且此差值随着热负荷的增大而减小，随着电负荷的增加而增加。

4）得到供热附加能耗的分布。在机组总能耗方面，热网循环水泵采用汽驱动比采用电驱动方式使总能耗降低 0.29~0.33 t/h；供热蝶阀节流使总能耗增加 0.73~7.77 t/h；凝汽器变背压运行相比于定背压使总能耗降低 0.20~0.78 t/h。在供热能耗方面，热网循环水泵采用汽驱动比采用电驱动方式使供热能耗降低 0.37~1.74 kg/GJ；供热蝶阀节流产生供热附加能耗 4.04~8.57 kg/GJ；凝汽器变背压运行引起“负”供热附加能耗 0.42~1.17 kg/GJ。

[参 考 文 献]

[1] 谭静. 双碳战略下煤炭产业发展趋势探究[J]. 内蒙古煤炭经济, 2025(16): 73.
Tan J. Exploration of the development trend of coal industry under the dual carbon strategy[J]. Inner Mongolia Coal Economy, 2025(16): 73.

[2] 袁红岩, 张子恒, 王震. 火力发电行业能源结构、资源禀赋条件及碳减排路径分析[J]. 产业创新研究, 2025(6): 40.
Yuan H Y, Zhang Z H, Wang Z. Analysis of energy structure, resource endowment conditions, and carbon emission reduction pathways in the thermal power industry[J]. Industrial Innovation, 2025(6): 40.

[3] 方亚雄, 陈辉, 吴影. 新型燃煤电厂热电联产系统节能优化分析[J]. 节能, 2025, 44(1): 14.
Fang Y X, Chen H, Wu Y. Energy-saving optimization analysis of cogeneration system in new coal-fired power plant[J]. Energy Conservation, 2025, 44(1): 14.

[4] 胡海涛. 热电联产在城市供热系统中的综合效益分析[J]. 石化技术, 2025, 32(1): 355.
Hu H T. Comprehensive benefit analysis of cogeneration in urban heating systems[J]. Petrochemical Industry Technology, 2025, 32(1): 355.

[5] 张艺晨. 大型热电联产过程能耗评价与高效灵活运行研究[D]. 北京: 华北电力大学(北京), 2024: 15.
Zhang Y C. Research on the evaluation of energy consumption of process and efficient and flexible operation of large-scale cogeneration units[D]. Beijing: North China Electric Power University (Beijing), 2024: 15.

[6] 孙健, 吴宝钢, 王国顺, 等. 热电联产机组灵活性提升方法研究综述[J]. 动力工程学报, 2025, 45(4): 626.
Sun J, Wu B G, Wang G S, et al. Review of research on enhance flexibility methods of combined heat and power units[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2025, 45(4): 626.

[7] 陈锦芳, 欧阳轩. SOFC 热电联产系统在欧洲商业应用研究[J]. 煤气与热力, 2025, 45(8): 25.
Chen J F, Ouyang X. Research on commercial applications of SOFC cogeneration systems in Europe[J]. Gas & Heat, 2025, 45(8): 25.

[8] 张知足, 张卫义, 刘阿珍, 等. 热电联产应用技术国内外研究现状[J]. 北京石油化工学院学报, 2020, 28(2): 29.
Zhang Z Z, Zhang W Y, Liu A Z, et al. The research status of cogeneration application technology at home and abroad[J]. Journal of Beijing Institute of Petrochemical Technology, 2020, 28(2): 29.

[9] 邵建林, 郑明辉, 郭成昊, 等. 双碳目标下燃煤热电联产机组储能技术应用分析[J]. 南方能源建设, 2022, 9(3): 102.
Shao J L, Zheng M H, Guo C H, et al. Application analysis of energy storage technology for coal-fired combined heat and power generation under carbon peak and neutrality goal[J]. Southern Energy Construction, 2022, 9(3): 102.

[10] 罗仕华. “双碳”目标下能源系统转型路径规划与优化

方法研究[D]. 成都: 电子科技大学, 2024: 12.
Luo S H. Research on pathway planning and optimization methods for energy system transformation under the “dual-carbon” goals[D]. Chengdu: University of Electronic Science and Technology of China, 2024: 12.
[11] 涂宏应, 邓毅坤, 王书辉, 等. 湿冷机组热电联产低品位热能供热热经济性分析[J]. 工业控制计算机, 2024, 37(8): 165.
Tu H Y, Deng Y K, Wang S H, et al. Thermal economy analysis based on low level heating transformation of combined heat and power generation of wet-cooling unit[J]. Industrial Control Computer, 2024, 37(8): 165.
[12] 栾睒麟, 马剑龙, 聂深强, 等. 大型高背压热电联产机组供热季运行分析[J]. 热能动力工程, 2024, 39(9): 96.
Luan X L, Ma J L, Nie S Q, et al. Operation analysis of large high back pressure cogeneration unit in heating season[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(9): 96.
[13] 丁一, 王春亮, 席跃伟, 等. 630 MW 超临界供汽热电联产机组收益计算[J]. 中国电力, 2026, 59(1): 76.
Ding Y, Wang C L, Xi Y W, et al. Revenue calculation for 630 MW supercritical steam-supply combined heat and power unit[J]. Electric Power, 2026, 59(1): 76.
[14] 张攀, 林显超, 刘岩, 等. 新型热电联产经济性评价模型与应用分析[J]. 汽轮机技术, 2025, 67(4): 311.
Zhang P, Lin X C, Liu Y, et al. Economic evaluation model and application analysis of new cogeneration[J]. Turbine Technology, 2025, 67(4): 311.
[15] 陈佳明, 许珈玮, 田秀君. 热电联产机组碳排放关联影响因素及经济性分析[J]. 化工进展, 2025, 44(增刊1): 92.
Chen J M, Xu J W, Tian X J. Impact analysis of carbon emissions and economic performance in combined heat and power units[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2025, 44(S1): 92.
[16] 袁荣胜, 刘明, 许朋江, 等. 促进能源互联网中绿电消纳的热电联产共享储热系统构型设计及经济性研究[J]. 动力工程学报, 2025, 45(9): 1536.
Yuan R S, Liu M, Xu P J, et al. Design and economic evaluation of cogeneration shared heat storage system for green power consumption in energy internet[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2025, 45(9): 1536.
[17] 栾俊, 宋磊, 葛明明, 等. 配备电锅炉和蓄热装置的热电联产系统性能分析[J]. 化工学报, 2025, 76(11): 6058.
Luan J, Song L, Ge M M, et al. Performance analysis of cogeneration system equipped with electric boiler and heat storage device[J]. CIESC Journal, 2025, 76(11): 6058.
[18] Li P, Pang J L, Liang S J, et al. Operation characteristics and economic analysis of cogeneration unit coupled with compressed air energy storage system[J]. Journal of Energy Storage, 2025, 129: 117303.
[19] Li H A, Liu X, Wei D L, et al. Performance and economic analysis of a combined heat and power plant based on thermal energy storage[J]. Journal of Energy Storage, 2025, 123: 116658.
[20] Campana P E, Stridh B, Jurasz J, et al. Optimal design and dispatch of Hydrogen systems integrated in combined heat and power plants for improving hydrogen economy through excess heat and electricity grid services[J]. Applied Energy, 2025, 398: 126378.
[21] Pang X F, Wang Y B, Yu Y, et al. Optimal scheduling of a cogeneration system via Q-learning-based memetic algorithm considering demand-side response[J]. Energy, 2024, 300: 131513.
[22] Jin Y H, Oko E, Zhang J L, et al. Distributed scheduling of integrated energy system considering the impacts of heating network and load on source-side components[J]. Energy, 2024, 313: 134128.
[23] 李梦辉, 郭琳琳, 刘磊, 等. 多级抽汽热电联产机组的负荷优化分配方法[J]. 汽轮机技术, 2025, 67(4): 303.
Li M H, Guo L L, Liu L, et al. Load optimization distribution method of combined heat and power units with multi-stage extraction steam[J]. Turbine Technology, 2025, 67(4): 303.
[24] 余兴刚, 陈非, 李旭, 等. 回热系统运行状况对机组热经济性影响的定量分析[J]. 汽轮机技术, 2021, 63(1): 49.
Yu X G, Chen F, Li X, et al. Quantitative analysis of influence of regenerative system operating condition on the thermal economy of unit[J]. Turbine Technology, 2021, 63(1): 49.

（责任编辑 杜亚勤）