

DOI: 10.19666/j.rlfed.202204079

内燃机余热与燃煤机组复合热力系统的 利用特性研究

朱开轩¹, 周托², 王随林¹, 吕俊复², 张鹏飞³, 王顺超³, 王晓东⁴

(1.北京建筑大学环境与能源工程学院, 北京 100032;

2.清华大学能源与动力工程系, 北京 100089;

3.电力规划总院有限公司, 北京 100120;

4.华能太仓发电有限责任公司, 江苏 太仓 215400)

[摘要] 为提升内燃机与燃煤机组耦合的高灵活性发电系统的能量利用效率, 提出了内燃机与燃煤机组相复合的新型热力系统。通过将内燃机烟气和冷却水余热输入燃煤机组热力系统, 从而降低燃煤机组发电煤耗率。采用 EBSILON 软件对复合系统进行建模, 以燃煤机组汽耗率和热耗率为评价指标, 分析了不同复合方案下燃煤机组的热经济性。结果表明: 通过将内燃机余热复合进燃煤机组热力系统, 可显著降低燃煤机组的热耗率和汽耗率; 内燃机烟气余热复合位置越靠近锅炉, 参与烟气换热的给水和凝结水比例越小, 机组热耗率、汽耗率越低; 当烟气余热一部分加热高压加热器给水, 另一部分加热低压加热器凝结水时, 分配到给水的余热越多, 机组热耗率、汽耗率越低; 优化后的内燃机与燃煤机组复合热力系统, 热耗率最多可降低 6.62%。

[关键词] 燃煤机组; 内燃机余热; 复合热力系统; 热耗率

[引用本文格式] 朱开轩, 周托, 王随林, 等. 内燃机余热与燃煤机组复合热力系统的利用特性研究[J]. 热力发电, 2023, 52(1): 45-55. ZHU Kaixuan, ZHOU Tuo, WANG Suilin, et al. Study on utilization characteristics of compound thermal system of waste heat of internal combustion engine and coal-fired unit[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(1): 45-55.

Study on utilization characteristics of compound thermal system of waste heat of internal combustion engine and coal-fired unit

ZHU Kaixuan¹, ZHOU Tuo², WANG Suilin¹, LYU Junfu², ZHANG Pengfei³,
WANG Shunchao³, WANG Xiaodong⁴

(1. School of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing 100032, China;

2. Department of Energy and Power Engineering, Tsinghua University, Beijing 100089, China;

3. Electric Power Planning & Engineering Institute Co., Ltd., Beijing 100120, China;

4. Huaneng Taicang Power Plant Co., Ltd., Taicang 215400, China)

Abstract: In order to improve the energy utilization efficiency of high flexibility power generation system coupled with internal combustion engine and coal-fired unit, a new thermal system combined with the internal combustion engine and the coal-fired unit was proposed. By feeding the flue gas of internal combustion engine and the waste heat of cooling water into the thermal system of coal-fired generating unit, the coal consumption of coal-fired generating unit can be reduced. EBSILON software was used to model the composite system. Steam consumption rate and heat consumption rate of the coal-fired units were taken as evaluation indexes to analyze the thermal economy of the coal-fired unit under different composite schemes. The results show that, the heat consumption rate and steam consumption rate of the coal-fired unit can be significantly reduced by combining the waste heat of the

修回日期: 2022-06-25 网络首发日期: 2022-09-19

基金项目: 国家重点研发计划项目(2019YFE0125900); 中国华能集团有限公司总部科技项目(HNKJ20-H50)

Supported by: National Key Research and Development Program (2019YFE0125900); Science and Technology Project of China Huaneng Group Co., Ltd. (HNKJ20-H50)

第一作者简介: 朱开轩(1998), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为内燃机与燃煤机组热耦合, zhx199819@163.com.

通信作者简介: 周托(1979), 男, 博士, 副研究员, 主要研究方向为燃煤高效发电及余热回收技术, zhoutuo@tsinghua.edu.cn.

internal combustion engine into the thermal system of the coal-fired unit. The closer the compound position of flue gas waste heat is to the boiler, the smaller the proportion of feed water and condensed water involved in flue gas heat exchange, and the lower the heat consumption rate and steam consumption rate of the unit. When one part of the flue gas waste heat is used to heat the high pressure heater feed water and the other part is used to heat the low pressure heater condensed water, more waste heat will be allocated to feed water, and the heat consumption rate and steam consumption rate of the unit will decrease. After optimization, the heat consumption rate of the combustion engine and coal-fired unit combined thermal system can be reduced by 6.62% at most.

Key words: coal-fired power unit; internal combustion engine waste heat; composite thermal system; heat consumption rate

近年来,我国可再生能源发展迅速^[1-3],2020年国内可再生能源发电量为20 828亿kW·h,占全部发电量的27.32%^[4],为实现“双碳”目标,未来可再生能源的利用将进一步提高。与化石能源相比,可再生能源储量丰富、环境友好^[5],但其负荷的波动性和随机性给电力系统带来了更多的不确定因素^[6],这极大地限制了可再生能源的利用,而增强电力系统的调峰和调频能力是提高可再生能源消纳的核心问题^[7]。我国电力结构以火电为主,火电机组占全国电源装机比重达到67%,其调峰能力普遍只有50%左右^[8],急需进一步增强以火电机组为基础的发电系统的整体调峰能力,从而促进可再生能源的消纳^[9]。

内燃机发电机组与传统的火力发电机组相比,具有响应速度快、启动效率高的高效灵活的运行特性^[10],在部分负荷时仍可保持较高效率^[11],更加适用于调峰、调频需求。通过将内燃机组与燃煤机组结合成新型的灵活发电系统,可大幅度提高组合系统的灵活性,对解决区域电力系统的调峰、调频需求具有重要意义。大型内燃机机组具有较高的热效率^[12],以瓦锡兰集团的某大型燃气内燃机为例,其发电效率高于46.5%,但其余热量仍占总输入能量的40%~50%^[13],其中2/3是内燃机高温排气余热,1/3则是气缸、润滑油等低温冷却水余热^[14]。若能将这些余热回收利用,能进一步提高能源的利用效率^[15]。

本文研究内燃机发电机组与江苏某600 MW燃煤发电机组进行复合,将内燃机组余热输入燃煤发电机组的热力系统,并对不同复合方案进行了系统经济性分析对比,获得最优复合方案。

1 系统介绍

内燃机发电机组与火力发电机组复合方案如图1所示。在内燃机满负荷工况下,天然气燃料和空气进入内燃机气缸内混合燃烧,产生的余热主要包括372℃的高温烟气和80℃的冷却水。由于内

燃机排烟温度较高,设置高压换热器加热燃煤机组高压给水,从高压换热器出口排出的烟气温度相对较低,可加热燃煤机组低压加热器(低加)凝结水,受到烟气酸露点的限制^[16],出口烟气温度降至110℃排出。此外,内燃机运行中产生的冷却水温度较低,热量较少,可以将来自燃煤机组轴封加热器后的部分凝结水管道引入内燃机闭式换热器与冷却水换热,并返回燃煤机组低加部分,被加热的凝结水温度不高于80℃。

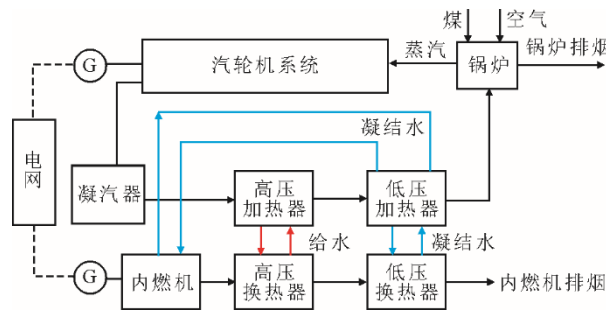


图1 内燃机与燃煤机组复合方案

Fig.1 Compound scheme of internal combustion engine and coal-fired unit

以江苏某电厂即将建设的燃气内燃机与600 MW燃煤机组耦合发电系统为研究对象,所有内燃机冷却水热量来源及热负荷见表1。为简化计算,将内燃机冷却水热量分为2部分,分别与引入内燃机闭式换热器的2条燃煤机组凝结水管道换热。由表1可知:凝结水管道1对应的冷却水热负荷6 333 kW,热量来源包括内燃机高温中冷器和水套;凝结水管道2对应的冷却水热负荷3 202 kW,热量来源包括内燃机低温中冷器和润滑油。

表1 内燃机冷却水热量

Tab.1 Heat of internal combustion engine cooling water

内燃机冷却水 热量去向	内燃机冷却水 热量来源	热源负荷/kW	总热负荷/kW
凝结水管道1	高温中冷器	3 365	6 333
	水套	2 968	
凝结水管道2	低温中冷器	1 277	3 202
	润滑油	1 925	

本文基于 EBSILON 软件对该内燃机与 600 MW 燃煤机组的复合系统进行建模, 并对模型可靠性进行了验证。燃煤机组热力系统 THA 工况下 EBSILON 模拟结果和设计值相对误差均在 0.5% 以内, 由此可说明模型计算结果可靠。其中一种典型的复合系统模型如图 2 所示。由图 2 可见, 燃煤机组热力系统中参与换热的部分凝结水和给水的热量由内燃机 2 部分余热提供, 与不设置内燃机余热相比, 节约了加热此部分给水和凝结水所需的抽汽, 此部分蒸汽继续在汽轮机中膨胀做功, 提高了

机组的出力和热经济性^[17-20]。由于内燃机余热代替了并联部分高压加热器(高加)和低加的抽汽消耗, 因此高压换热器、低压换热器、凝结水管道进出口布置位置与燃煤机组的整体热耗率有关; 内燃机出口烟温和低压换热器出口烟温不变的条件下, 高压换热器出口烟温决定高、低压换热器热量的利用比例, 也对机组热耗率有直接影响。通过 EBSILON 软件模拟计算, 从高压换热器、低压换热器、凝结水管道的复合位置及高压换热器出口烟温 4 个方面开展研究, 以获得最佳的复合方案。

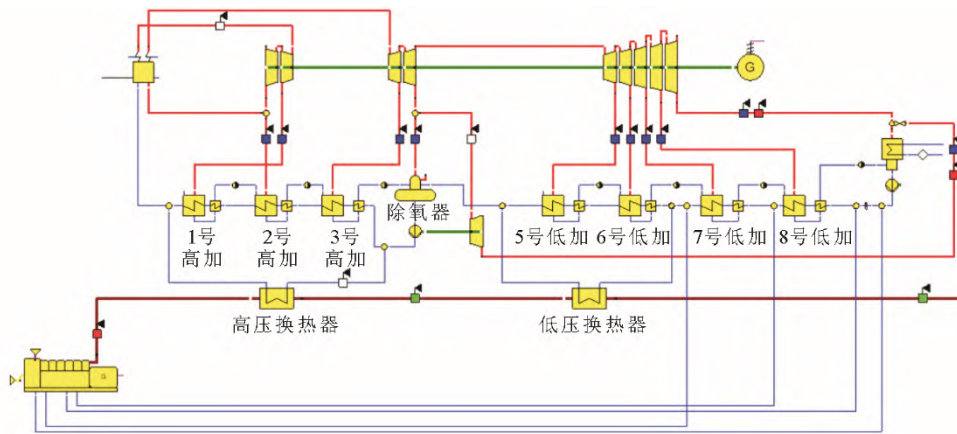


图 2 内燃机与燃煤机组复合的 EBSILON 模型

Fig.2 EBSILON model of the compound system of combustion engine and coal-fired unit

2 基本参数

2.1 内燃机基本参数

本复合系统中的内燃机由 14 台瓦锡兰集团生产的型号为 W18V50SG 的内燃机构成, 单台内燃机额定工况运行下的基本参数见表 2。为简化模型的计算, 将 14 台内燃机考虑为一个整体, 即总输出功率为 257.24 MW。

表 2 单台内燃机额定转速运行下的基本参数
Tab.2 Basic parameters of a single internal combustion engine at rated speed

项目	数值
内燃机型号	W18V50SG
输出功率/kW	18 374
单循环效率/%	46.85
热耗率/(kJ·(kW·h) ⁻¹)	7 684
排气温度/℃	372
排气压力/Pa	101 325
排气流量/(kg·s ⁻¹)	28.05
20 ℃下燃料天然气低位热值/(kJ·kg ⁻¹)	49 397.9
燃料天然气流量/(kg·s ⁻¹)	0.778

2.2 燃煤机组基本参数

该 600 MW 燃煤机组采用超临界、一次中间再

热、单轴、三缸、四排汽凝汽式汽轮机。系统 THA 工况下额定输出功率为 600 MW, 主蒸汽流量 461.321 kg/s, 温度 566 ℃, 压力 24.20 MPa; 再热蒸汽温度 566 ℃, 压力 3.81 MPa。回热系统采用 8 级抽汽加热, 加热器设置 3 高 4 低 1 除氧, 高、低加均为表面式加热器。

3 内燃机与燃煤机组复合方案

3.1 高压换热器复合方案

高压换热器复合方案初始条件见表 3。

表 3 高压换热器复合方案初始条件
Tab.3 Initial conditions of the high pressure heat exchanger coupling scheme

条件	数值
高压换热器出口烟温/℃	250
低压换热器复合位置	与 5、6 号低加并联
低压换热器凝结水比例/%	47
凝结水管道 1 入口和出口位置	凝结水泵出口、7 号低加出口
凝结水管道 2 入口和出口位置	凝结水泵出口、8 号低加出口
凝结水管道 1 进出口温度/℃	32.607、80.000
凝结水管道 2 进出口温度/℃	32.607、58.932
进入锅炉给水温度/℃	277.069
发电功率/MW	600

在保持初始条件不变的情况下,改变高压换热器的布置位置。

高压换热器与1号高加并联的方案记作方案1,同理,方案123代表与1、2、3号高加并联。表4给出了方案1、方案2、方案3、方案12、方案23、

方案123 6种方案下流经高压换热器给水流量不同时对应的抽汽量、热耗率、汽耗率及再热蒸汽流量等参数。其中抽汽量、热耗率和汽耗率均以复合系统中燃煤机组在600 MW额定发电功率下进行计算。

表4 高压换热器位置变动方案
Tab.4 Position change scheme for the high pressure heat exchanger

方案	高压换热器复合位置	高压换热器换热的给水流量/(kg·s ⁻¹)	1号抽汽量/(kg·s ⁻¹)	2号抽汽量/(kg·s ⁻¹)	3号抽汽量/(kg·s ⁻¹)	除氧器抽汽量/(kg·s ⁻¹)	再热蒸汽流量/(kg·s ⁻¹)	热耗率/(kJ·(kW·h) ⁻¹)	汽耗率/(kg·(kW·h) ⁻¹)
原方案			33.091	30.183	19.201	24.061	398.047	7 525.22	2.767 9
1	与1号高加并联	382.330	3.269	30.026	18.680	17.738	394.609	7 074.75	2.56 74
		150.000	14.882	17.993	18.720	17.823	395.353	7 081.78	2.569 4
2	与2号高加并联	250.000	22.110	10.504	18.745	17.875	395.816	7 086.15	2.570 6
		350.000	29.077	3.285	18.769	17.925	396.262	7 090.37	2.571 8
		150.000	30.949	12.691	9.811	17.941	387.819	7 096.02	2.588 8
3	与3号高加并联	250.000	31.052	18.392	5.224	17.943	383.443	7 098.40	2.597 3
		350.000	31.151	23.934	0.763	17.946	379.189	7 100.71	2.605 6
12	与1、2号高加并联	189.195	17.151	15.643	18.728	17.839	395.498	7 083.15	2.569 8
		150.000	24.319	17.660	11.290	17.893	388.829	7 091.25	2.584 8
23	与2、3号高加并联	250.000	37.080	10.757	6.342	17.987	384.877	7 101.49	2.596 3
		350.000	49.072	4.667	1.378	18.075	380.864	7 111.28	2.607 6
123	与1、2、3号高加并联	131.925	21.414	19.531	12.181	17.872	389.503	7 089.04	2.582 7

3.1.1 高压换热器复合方案给水流量的限制

6种方案中,分配给高压换热器给水流量不能过高也不能过低。不同高压换热器复合方案下的给水出口温度如图3所示。由图3可见:当给水流量降低,高压换热器出口处给水温度升高,但不得超过当前压力下的饱和温度,否则给水发生汽化;同时,由表4可知,当给水流量降低,与高压换热器并联部分之后一级高加所对应的抽汽量降低,这2部分限制了给水流量的降低。

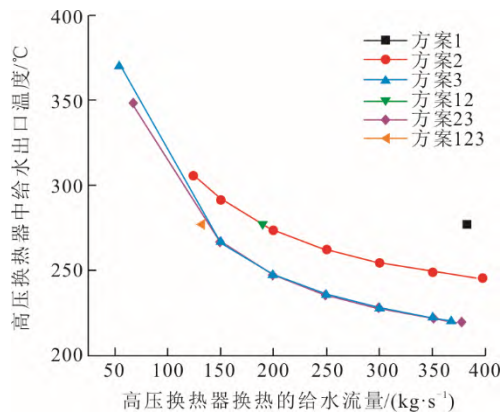


图3 不同高压换热器复合方案下的给水出口温度
Fig.3 The feed water outlet temperatures under different high pressure heat exchanger complex schemes

当给水流量增大,与高压换热器并联的高加对应的抽汽量降低,同时,高压换热器的换热面积也随着加热温差的减小而增大,这2部分则限制了给水流量的增大。

3.1.2 高压换热器复合方案对再热蒸汽流量的影响

图4为不同高压换热器复合方案下再热蒸汽流量随换热给水流量的变化情况。

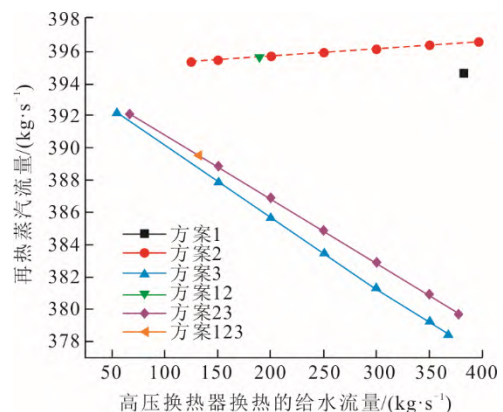


图4 不同高压换热器复合方案下的再热蒸汽流量
Fig.4 The reheat steam flow rates under different high pressure heat exchanger complex schemes

由图4可见,3种方案里,随着给水流量的增大,再热蒸汽流量有的升高有的降低;而表4中,

给水流量升高,热耗率与汽耗率均无一例外增大,因此可得知,再热蒸汽量对机组热耗率、汽耗率的变化无明显影响。

3.1.3 高压换热器复合方案的热适应性

由表4可知,在方案1、方案12和方案123中,从高压换热器中流出的给水直接流向锅炉,不再经高加的抽汽加热,由于要保证高压换热器出口给水温度与1号高加出口温度一致,因此通过高压换热器的给水流量是确定的。方案2、方案3和方案23中,高压换热器给水出口不位于1号高加出口,热力系统可通过调整后一级的高加抽汽量来改变被加热的给水温度,与热力系统适应性更好,给水流量在一定范围内也可自由改变。

3.1.4 高压换热器复合方案的热经济性

图5、图6为不同高压换热器复合方案下的热耗率及汽耗率。

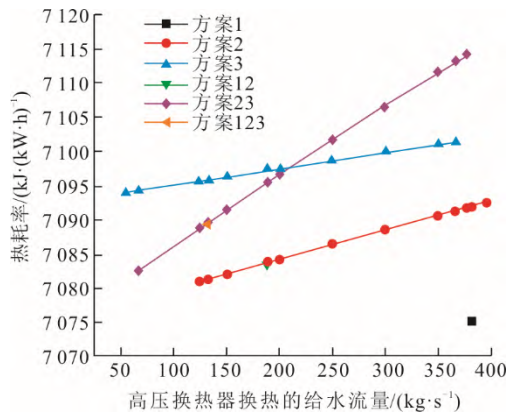


图5 不同高压换热器复合方案下的热耗率

Fig.5 The heat loss rates under different high pressure heat exchanger compound schemes

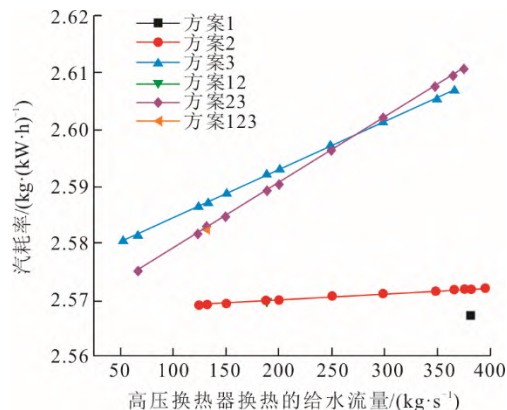


图6 不同高压换热器复合方案下的汽耗率

Fig.6 The steam consumption rates under different high pressure heat exchanger compound schemes

由图5、图6可见,6种方案中,随着分配给高压换热器给水流量的增大,机组热耗率、汽耗率逐

渐增大。主要原因是给水流量增加,与高压换热器并联的高加相对应的抽汽量显著减少,烟气余热加热后的给水温度降低,而后一级加热给水所需的抽汽量则增大,在汽轮机中真正用来做功的蒸汽减少,需要增大汽耗以保证足够的输出功率;汽轮机中做功的蒸汽减少,机组热效率降低,热耗率增大。

6种方案里,典型工况的热耗率和汽耗率的大小关系为方案1<方案2<方案3、方案1<方案12<方案123,即高压换热器复合位置越靠近锅炉,节约的抽汽能量品位越高,排挤回汽轮机做功的这部分蒸汽做功能力更强,因此机组热耗率和汽耗率越低。当高压换热器与1号高加并联且流经高压换热器换热的给水流量为382.33 kg/s时,热耗率、汽耗率为最低,与燃煤机组热力系统相比,分别降低了5.99%和7.24%。

3.2 高压换热器出口烟温的影响

高压换热器布置如图7所示,其为逆流式换热器。冷流给水入口与热流烟气出口位于同侧,烟气出口温度需高于给水入口温度,因此高压换热器的位置受到烟气出口温度的制约,现结合高压换热器复合位置对高压换热器出口烟温进行研究。

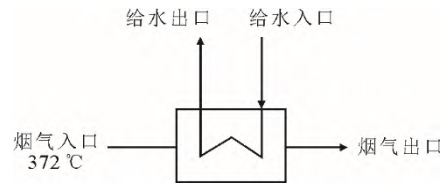


图7 高压换热器布置示意

Fig.7 Schematic diagram of the high pressure heat exchanger arrangement

表5给出了高压换热器3种不同出口烟温(分别为最低出口烟温、250 °C和270 °C)下的热耗率和汽耗率。当高压换热器出口接于2号高加和3号高加出口时,则给出不同出口烟温下3个不同给水流量(分别为最低给水流量、300 kg/s和最高给水流量)下的热耗率和汽耗率。不同位置高压换热器不同出口烟温下的最低热耗率和最低汽耗率如图8、图9所示。由图8、图9可见,除方案23外,随着高压换热器出口烟温的增大,热耗率、汽耗率均增大(方案23中,出口烟温最低时,换热温差过小导致换热效率大幅度下降^[21],引起热耗率和汽耗率增大)。主要原因是在排烟温度确定的情况下,高压换热器出口烟温越高,烟气余热用于加热高加给水的热量越少,加热低加凝结水的热量越多,相对而言节省了更多做功能力较差的低压抽汽,从而使得降低机组热耗率的效果下降^[22]。

表 5 高压换热器不同出口烟温下的热耗率、汽耗率

Tab.5 The heat consumption rate and steam consumption rate of high pressure heat exchanger at different outlet flue gas temperatures

方案	高压换热器 进出口位置	低压换热器 进出口位置	凝结水管道 进出口位置	高压换热器 出口烟温/℃	高压换热器给水 流量/(kg·s ⁻¹)	热耗率/ (kJ·(kW·h) ⁻¹)	汽耗率/ (kg·(kW·h) ⁻¹)
原方案						7 525.22	2.767 9
1	2 号高加出口→ 1 号高加出口			247.56	389.870	7 073.47	2.566 3
				250.00	382.340	7 074.75	2.567 4
				270.00	320.410	7 085.26	2.576 9
12	3 号高加出口→ 1 号高加出口			215.91	241.110	7 067.64	2.554 3
				250.00	189.200	7 083.15	2.569 8
				270.00	158.560	7 092.30	2.578 9
123	给水泵出口→ 1 号高加出口			187.90	197.830	7 063.80	2.561 0
				250.00	131.925	7 089.04	2.582 7
				270.00	110.530	7 097.24	2.589 7
2	3 号高加出口→ 2 号高加出口	7 号低加出口→ 5 号低加出口	凝结水泵出口→ 7 号低加出口 凝结水泵出口→ 8 号低加出口	215.91	228.490	7 067.44	2.554 2
					300.000	7 070.61	2.555 1
					394.900	7 074.70	2.556 2
				250.00	124.270	7 080.63	2.569 1
					300.000	7 088.28	2.571 2
					396.720	7 092.29	2.572 3
				270.00	62.760	7 088.41	2.577 8
					300.000	7 098.63	2.580 6
					399.020	7 102.65	2.581 8
				187.85	282.350	7 075.46	2.574 5
					300.000	7 075.90	2.576 0
					354.910	7 077.24	2.580 9
3	给水泵出口→ 3 号高加出口			250.00	54.100	7 093.68	2.580 3
					300.000	7 099.56	2.601 5
					367.390	7 101.11	2.607 1
				270.00	44.660	7 101.18	2.587 9
					300.000	7 107.18	2.609 5
					374.920	7 108.85	2.615 6
23	给水泵出口→ 2 号高加出口			292.150	292.150	7 074.06	2.571 9
				187.86	300.000	7 074.87	2.572 8
					386.460	7 083.54	2.582 7
				250.00	66.540	7 082.31	2.575 2
					300.000	7 106.44	2.602 0
					377.690	7 113.91	2.610 7
	270.00	44.660	7 090.47	2.582 2			
	300.000	7 116.59	2.611 4				
	374.800	7 123.69	2.619 8				

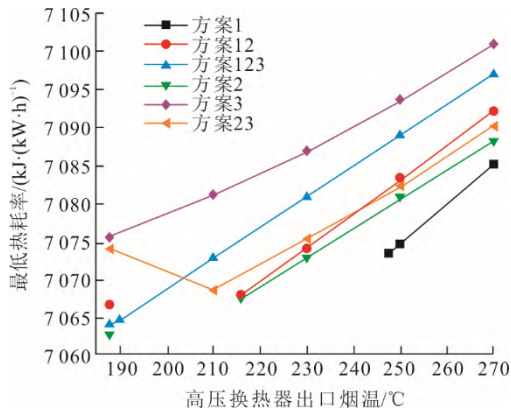


图 8 高压换热器不同出口烟温下的最低热耗率
Fig.8 The lowest heat loss rate of high pressure heat exchanger at different outlet flue gas temperatures

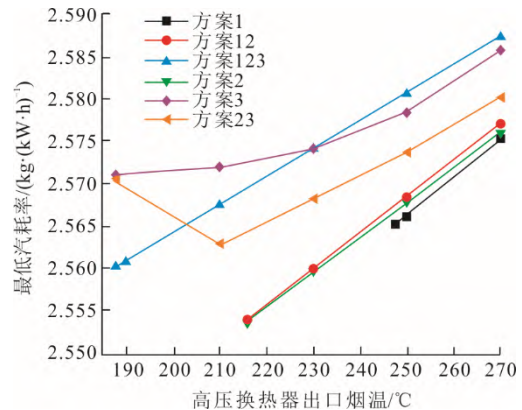


图 9 高压换热器不同出口烟温下的最低汽耗率
Fig.9 The lowest steam consumption rate of high pressure heat exchanger at different outlet flue gas temperatures

考虑高压换热器出口烟温的影响,当高压换热器与 1、2、3 号高加并联,高压换热器出口烟温为 187.9 °C 时,热耗率最低。相比于原燃煤机组热力系统,复合系统使得机组热耗率降低了 6.13%。高压换热器与 2 号高加并联时,机组的汽耗率则为最低,在高压换热器出口烟温为 215.91 °C 时,复合系统使得机组汽耗率降低了 7.72%。

3.3 低压换热器复合方案

低压换热器复合方案初始条件见表 6。在保持以下初始条件不变的情况下,改变低压换热器的复合位置和进入低压换热器的凝结水比例。

表 7 给出了低压换热器的复合位置和进入低压

换热器换热的凝结水比例对机组热耗率、汽耗率等的影响。

表 6 低压换热器复合方案初始条件
Tab.6 The initial conditions of low pressure heat exchanger compound scheme

条件	数值
高压换热器出口烟温/°C	250.000
高压换热器复合位置	与 1、2、3 号高加并联
凝结水管道 1 入口和出口位置	凝结水泵出口、7 号低加出口
凝结水管道 2 入口和出口位置	凝结水泵出口、8 号低加出口
凝结水管道 1 进、出口温度/°C	32.607、80.000
凝结水管道 2 进、出口温度/°C	32.607、58.932
进入锅炉给水温度/°C	277.069
发电功率/MW	600

表 7 低压换热器复合方案
Tab.7 The low pressure heat exchanger compound scheme

方案	高压换热器复合位置	低压换热器 换热凝结水 比例/%	除氧器 抽汽量/ (kg·s ⁻¹)	5 号 抽汽量/ (kg·s ⁻¹)	6 号 抽汽量/ (kg·s ⁻¹)	7 号 抽汽量/ (kg·s ⁻¹)	8 号 抽汽量/ (kg·s ⁻¹)	热耗率/ (kJ·(kW·h) ⁻¹)	汽耗率/ (kg·(kW·h) ⁻¹)
原方案			24.061	23.903	11.472	12.838	14.511	7 525.22	2.767 9
5	与 5 号低加并联	50	13.252	12.227	12.240	12.327	12.548	7 066.89	2.574 5
		70	17.826	7.253	12.271	12.360	12.586	7 076.12	2.577 9
		90	22.297	2.391	12.302	12.391	12.623	7 085.13	2.581 2
6	与 6 号低加并联	50	24.514	6.193	5.618	12.455	12.696	7 103.76	2.588 1
		70	24.532	8.603	2.999	12.474	12.717	7 109.33	2.590 2
		90	24.550	10.983	0.411	12.492	12.738	7 114.84	2.592 2
56	与 5、6 号低加并联	50	18.884	12.079	5.834	12.413	12.647	7 091.87	2.583 7
		70	25.509	7.132	3.445	12.477	12.721	7 110.38	2.590 5
		90	31.928	2.340	1.131	12.540	12.793	7 128.31	2.597 1
67	与 6、7 号低加并联	50	24.582	11.850	5.920	5.775	12.776	7 124.81	2.595 9
		70	24.626	16.389	3.581	3.106	12.828	7 138.51	2.600 9
		90	24.670	20.826	1.352	0.437	12.880	7 151.98	2.605 9
78	与 7、8 号低加并联	60	24.751	24.048	2.402	4.122	4.154	7 177.23	2.615 2
		70	24.768	24.064	4.833	2.979	2.695	7 182.33	2.617 0
		80	24.784	24.080	7.232	1.871	1.233	7 187.40	2.618 9
567	与 5、6、7 号低加并联	50	23.120	13.062	6.343	5.736	12.761	7 121.03	2.594 5
		70	31.204	8.564	4.184	3.320	12.876	7 150.05	2.605 1
		90	38.963	4.247	2.113	1.002	12.987	7 177.90	2.615 4
678	与 6、7、8 号低加并联	40	24.639	13.980	7.395	7.415	6.994	7 142.49	2.602 4
		60	24.723	20.630	5.347	4.887	4.132	7 168.35	2.611 9
		80	24.805	27.078	3.554	2.343	1.246	7 193.83	2.621 3
5678	与 5、6、7、8 号低加并联	50	27.326	13.965	6.777	6.221	5.644	7 159.48	2.608 6
		70	36.802	9.876	4.814	4.025	3.161	7 202.01	2.624 3
		90	45.812	5.988	2.948	1.937	0.801	7 242.45	2.639 2

3.3.1 低压换热器复合方案凝结水流量的限制

8 种方案中,分配给低压换热器凝结水的比例不能过高也不能过低。不同低压换热器复合方案下的凝结水出口温度如图 10 所示。由图 10 可见,当凝结水比例减小时,低压换热器出口的凝结水温度升高,超过了该压力下饱和温度,在低压换热器冷端出口出现汽化,容易出现水击现象,对设备造成

不良影响^[23-25];同时,由表 7 可知,凝结水比例降低,与低压换热器并联部分之后一级低加所对应的抽汽量降低,这 2 部分限制了凝结水比例的降低。

当凝结水比例增大时,与低压换热器并联的低加对应的抽汽量降低,低压换热器的换热面积随着加热温差的减小而增大,这 2 部分限制了凝结水比例的进一步增大。

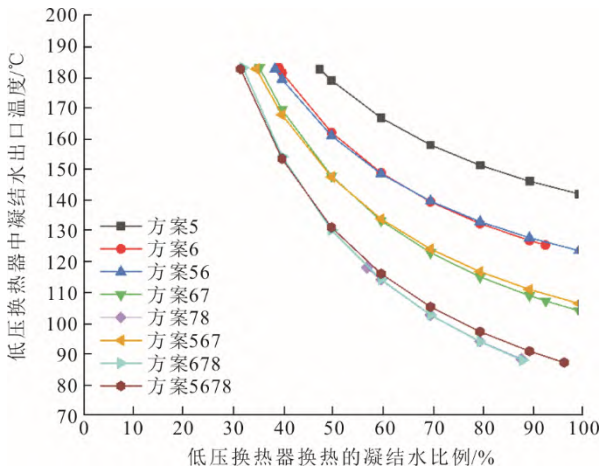


图 10 不同低压换热器复合方案下的凝结水出口温度
Fig.10 The condensate outlet temperatures under different low pressure heat exchanger complex schemes

3.3.2 低压换热器复合方案的热适应性

凝结水比例最小值和最大值受到 3.3.1 节所说的限制，因此，进入低压换热器中的凝结水比例需控制在一定范围内。在 8 种复合方案里，有 4 种方案凝结水加热比例达到 100%，方案 5678 与方案 5 的凝结水比例调节范围最大。7、8 号低加对应的抽汽量最少，而且 7 号低加出口凝结水温度在其管道压力下最容易达到饱和温度，所以方案 78 的凝结水比例调节范围最小。将低压换热器与 5 号低加并联的复合方式对热力系统的适应性最好，低压换热器应尽量避免接在 7 号低加或 8 号低加附近。

3.3.3 低压换热器复合方案的热经济性

由表 7 可知，随着低压换热器换热凝结水比例的增大，8 种复合方案的热耗率、汽耗率均增大，原因与高压换热器类似。图 11、图 12 分别给出了不同复合方案下低压换热器换热的凝结水比例与热耗率、汽耗率的关系。

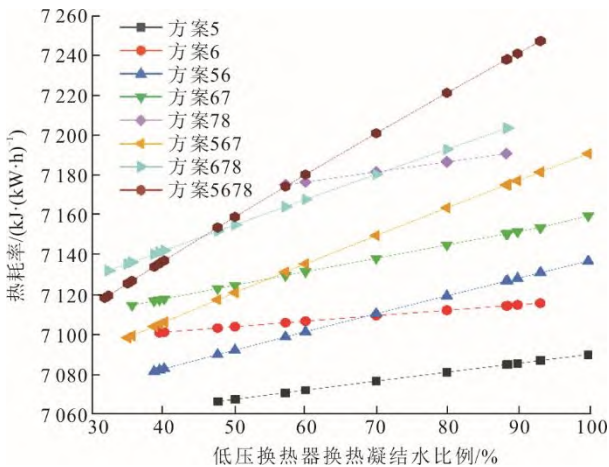


图 11 不同低压换热器复合方案下的热耗率
Fig.11 The heat loss rates under different low pressure heat exchanger compound schemes

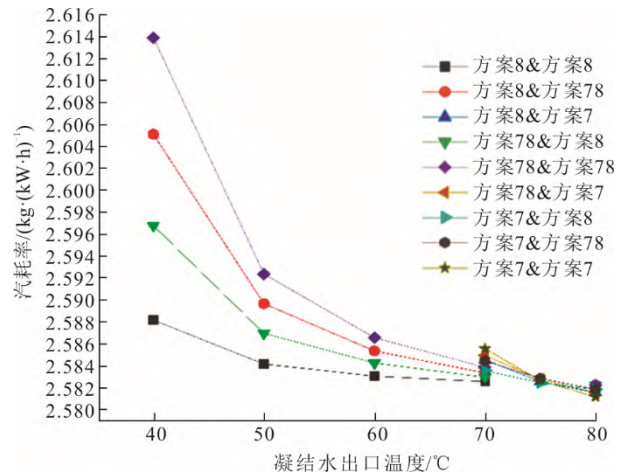


图 12 不同低压换热器复合方案下的汽耗率
Fig.12 The steam consumption rates under different low pressure heat exchanger compound schemes

由图 11、图 12 可见，8 种复合方案里，典型工况的热耗率和汽耗率的大小关系为方案 5<方案 6、方案 56<方案 67<方案 78、方案 567<方案 678，即低压换热器复合位置越靠近除氧器（或锅炉），机组热耗率和汽耗率越低。这是因为 5 号低加抽汽相比其他低加的抽汽，抽汽量更高，温度也更高，能量品位更高，节省了高品位的抽汽意味着复合后的系统更加节能。当低压换热器与 5 号低加并联且加热的凝结水比例为 47.57%时，热耗率、汽耗率最低，相比于原燃煤机组热力系统，复合系统使得机组热耗率和汽耗率分别降低了 6.11%和 7.00%。

结合热经济性和对热力系统的适应性来说，低压换热器与 5 号低加并联的方案最好。

3.4 凝结水管道复合方案

凝结水管道复合方案初始条件见表 8。

表 8 凝结水管道复合方案初始条件
Tab.8 Initial conditions of the condensate pipeline compound scheme

条件	数值
高压换热器出口烟温/°C	250
高压换热器复合位置	与 1 号高加、2 号高加和 3 号高加并联
低压换热器复合位置	与 5 号低加、6 号低加并联
低压换热器凝结水比例/%	47
凝结水管道 1 入口和出口位置	凝结水泵出口、7 号低加出口
凝结水管道 2 入口和出口位置	凝结水泵出口、8 号低加出口
凝结水管道 1 进、出口温度/°C	32.607、80
凝结水管道 2 进、出口温度/°C	32.607、58.932
进入锅炉给水温度/°C	277.069
发电功率/MW	600

凝结水管道入口温度等于对应热力系统管道的温度。在保持以下初始条件不变的情况下，改变凝结水管道 1 和凝结水管道 2 的接入位置和出口温度，得到汽耗率、热耗率与位置和出口温度的关系

见表 9。图 13、图 14 分别为不同凝结水管道复合方案下的热耗率和汽耗率。

由表 9 可知,在凝结水管道进出口复合位置确定的情况下,随着凝结水出口温度的升高,热耗率、汽耗率均降低,但加热的凝结水量也会变少。当

2 条凝结水管路进口均复合在 8 号低加出口,出口均复合在 7 号低加出口,凝结水出口温度为 80 °C 时,热耗率和汽耗率为最低,相比于原燃煤机组热力系统,复合系统使得机组热耗率和汽耗率分别降低了 5.85% 和 6.74%。

表 9 凝结水管道复合方案
Tab.9 The condensate pipe compound scheme

方案	热源负荷/kW	凝结管道进出口位置	被加热凝结水温度变化/°C	热耗率/(kJ·(kW·h) ⁻¹)	汽耗率/(kg·(kW·h) ⁻¹)
原方案				7 525.22	2.767 9
8&8	3 202	凝结水泵出口→8 号低加出口	32.607→40.000	7 104.30	2.588 3
	6 333	凝结水泵出口→8 号低加出口			
	3 202	凝结水泵出口→8 号低加出口	32.607→60.000	7 090.37	2.583 2
	6 333	凝结水泵出口→8 号低加出口			
	3 202	凝结水泵出口→8 号低加出口	32.607→80.000	7 088.12	2.582 3
	6 333	凝结水泵出口→8 号低加出口			
8&78	3 202	凝结水泵出口→8 号低加出口	32.607→40.000	7 150.31	2.605 2
	6 333	凝结水泵出口→7 号低加出口			
	3 202	凝结水泵出口→8 号低加出口	32.607→60.000	7 096.74	2.585 5
	6 333	凝结水泵出口→7 号低加出口			
	3 202	凝结水泵出口→8 号低加出口	32.607→80.000	7 088.22	2.582 4
	6 333	凝结水泵出口→7 号低加出口			
8&7	3 202	凝结水泵出口→8 号低加出口	32.607→70.000	7 094.46	2.584 7
	6 333	8 号低加出口→7 号低加出口			
	3 202	凝结水泵出口→8 号低加出口	32.607→75.000	7 089.15	2.582 7
	6 333	8 号低加出口→7 号低加出口			
	3 202	凝结水泵出口→8 号低加出口	32.607→80.000	7 086.31	2.581 7
	6 333	8 号低加出口→7 号低加出口			
78&8	3 202	凝结水泵出口→7 号低加出口	32.607→40.000	7 127.60	2.596 9
	6 333	凝结水泵出口→8 号低加出口			
	3 202	凝结水泵出口→7 号低加出口	32.607→60.000	7 093.59	2.584 4
	6 333	凝结水泵出口→8 号低加出口			
	3 202	凝结水泵出口→7 号低加出口	32.607→80.000	7 088.17	2.582 4
	6 333	凝结水泵出口→8 号低加出口			
78&78	3 202	凝结水泵出口→7 号低加出口	32.607→40.000	7 174.19	2.614 0
	6 333	凝结水泵出口→7 号低加出口			
	3 202	凝结水泵出口→7 号低加出口	32.607→60.000	7 099.96	2.586 7
	6 333	凝结水泵出口→7 号低加出口			
	3 202	凝结水泵出口→7 号低加出口	32.607→80.000	7 088.26	2.582 4
	6 333	凝结水泵出口→7 号低加出口			
78&7	3 202	凝结水泵出口→7 号低加出口	32.607→70.000	7 095.65	2.585 1
	6 333	8 号低加出口→7 号低加出口			
	3 202	凝结水泵出口→7 号低加出口	32.607→75.000	7 089.69	2.582 9
	6 333	8 号低加出口→7 号低加出口			
	3 202	凝结水泵出口→7 号低加出口	32.607→80.000	7 086.34	2.581 7
	6 333	8 号低加出口→7 号低加出口			
7&8	3 202	8 号低加出口→7 号低加出口	58.932→70.000	7 091.74	2.583 7
	6 333	凝结水泵出口→8 号低加出口			
	3 202	8 号低加出口→7 号低加出口	58.932→75.000	7 088.82	2.582 6
	6 333	凝结水泵出口→8 号低加出口			
	3 202	8 号低加出口→7 号低加出口	58.932→80.000	7 087.21	2.582 0
	6 333	凝结水泵出口→8 号低加出口			
7&78	3 202	8 号低加出口→7 号低加出口	58.932→70.000	7 094.12	2.584 6
	6 333	凝结水泵出口→7 号低加出口			
	3 202	8 号低加出口→7 号低加出口	58.932→75.000	7 089.92	2.583 0
	6 333	凝结水泵出口→7 号低加出口			
	3 202	8 号低加出口→7 号低加出口	58.932→80.000	7 087.29	2.582 0
	6 333	凝结水泵出口→7 号低加出口			
7&7	3 202	8 号低加出口→7 号低加出口	58.932→70.000	7 097.21	2.585 7
	6 333	8 号低加出口→7 号低加出口			
	3 202	8 号低加出口→7 号低加出口	58.932→75.000	7 089.45	2.582 8
	6 333	8 号低加出口→7 号低加出口			
	3 202	8 号低加出口→7 号低加出口	58.932→80.000	7 085.37	2.581 3
	6 333	8 号低加出口→7 号低加出口			

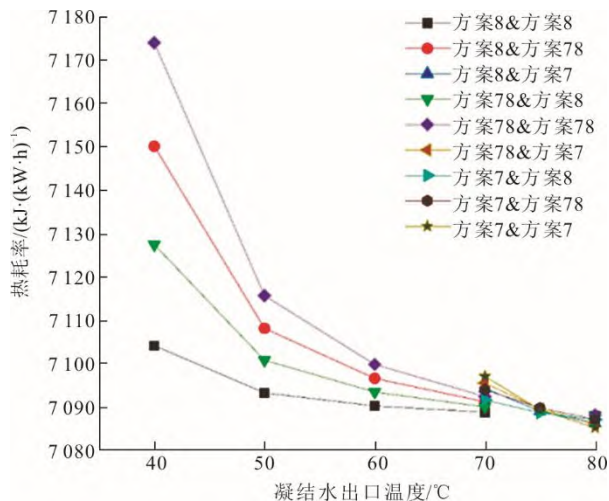


图 13 不同凝结水管道复合方案下的热耗率

Fig.13 The heat loss rates under different condensate pipe compound schemes

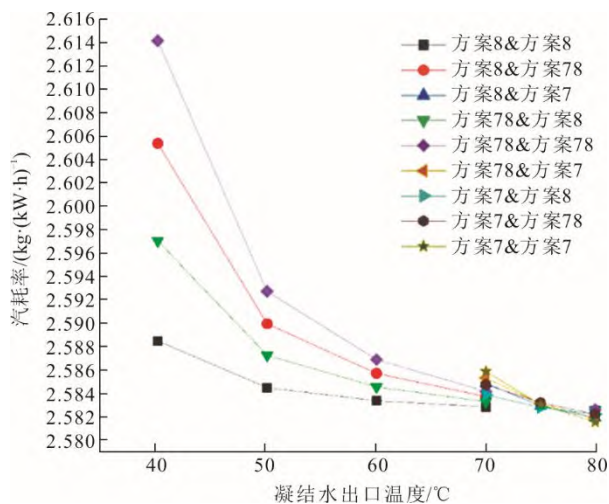


图 14 不同凝结水管道复合方案下的汽耗率

Fig.14 The steam consumption rates under different condensate pipe compound schemes

3.5 最佳复合方案

系统热耗率最低的最佳复合方案见表 10, 其热耗率为 7 027.25 kJ/(kW·h), 相比于原燃煤机组热力系统, 复合系统使得机组热耗率降低了 6.62%。

表 10 最佳复合方案

Tab.10 The optimal combination scheme

内燃机余热来源	复合位置	进出口温度/°C
烟气	高压换热器 与 1、2、3 号高加并联	372.000
	低压换热器 与 5 号低加并联	110.000
冷凝水	凝结水管路 1 8 号低加出口进	58.932
	凝结水管路 2 7 号低加出口出	80.000

4 结 论

本文提出了内燃机与燃煤机组热力系统的复

合方案, 通过 EBSILON 软件建立了复合系统模型并计算分析复合系统的特性, 得到如下结论。

1) 高、低压换热器复合位置越靠近锅炉, 机组热耗率和汽耗率越低; 随着给水流量的增大, 机组热耗率、汽耗率增大。高压换热器与 1 号高加并联时热耗率、汽耗率最低, 但与热力系统适应性差, 低压换热器与 5 号低加并联时热耗率、汽耗率最低且适应性最好。

2) 除与 2 号高加和 3 号高加并联的复合方案外, 随着高压换热器出口烟温的升高, 热耗率、汽耗率均增大, 考虑高压换热器对出口烟温的影响, 当高压换热器与 1、2、3 号高加并联, 出口烟温为 187.9 °C 时, 热耗率最低; 当高压换热器与 2 号高加并联, 出口烟温为 215.91 °C 时, 汽耗率最低。

3) 在凝结水管道进出口位置确定的情况下, 随着凝结水出口温度的升高, 热耗率、汽耗率均降低, 但加热的凝结水量也会变少。凝结水管道进口均布置在 8 号低加出口, 出口均布置在 7 号低加出口, 凝结水出口温度为 80 °C 的方案经济性最好。

4) 当高压换热器与 1、2、3 号高加并联, 出口烟温为 187.9 °C, 低压换热器与 5 号低加并联, 2 条凝结水进口复合在 8 号低加出口, 出口复合在 7 号低加出口, 凝结水管路进出口温度分别为 58.932 °C 和 80 °C 时的最佳复合方案可降低热耗率 6.62%。

[参 考 文 献]

- [1] 韩芳. 我国可再生能源发展现状和前景展望[J]. 可再生能源, 2010, 28(4): 137-140.
HAN Fang. Development status and prospect of renewable energy in China[J]. Renewable Energy Resources, 2010, 28(4): 137-140.
- [2] 史立山. 中国能源现状分析和可再生能源发展规划[J]. 可再生能源, 2004(5): 17-21.
SHI Lishan. Analysis of present energy condition and renewable energy development plan in China[J]. Renewable Energy Resources, 2004(5): 17-21.
- [3] 方程, 许彦斌, 张凯琳, 等. 可再生能源消纳责任权重制下风电多阶段消纳策略[J/OL]. 华北电力大学学报(自然科学版): 1-13. (2021-11-16)[2022-04-25]. <https://kns.cnki.net/kcms/detail/13.1212.TM.20211116.1357.002.html>.
FANG Cheng, XU Yanbin, ZHANG Kailin, et al. Multi-stage wind power consumption strategy under the renewable portfolio standard[J/OL]. Journal of North China Eleatic Power University (Natural Science Edition): 1-13. (2021-11-16)[2022-04-25]. <https://kns.cnki.net/kcms/detail/13.1212.TM.20211116.1357.002.html>.
- [4] 古雨. 中国可再生能源发展趋势预测及应用前景分析[D]. 北京: 华北电力大学, 2021: 3.
GU Yu. Development trend forecast and application prospect analysis of renewable energy in China[D].

- Beijing: North China Electric Power University, 2021: 3.
- [5] 赵良, 白建华, 辛颂旭, 等. 中国可再生能源发展路径研究[J]. 中国电力, 2016, 49(1): 178-184.
ZHAO Liang, BAI Jianhua, XIN Songxu, et al. Study on development path of renewable energy in China[J]. Electric Power, 2016, 49(1): 178-184.
- [6] 白建华, 辛颂旭, 刘俊, 等. 中国实现高比例可再生能源发展路径研究[J]. 中国电机工程学报, 2015, 35(14): 3699-3705.
BAI Jianhua, XIN Songxu, LIU Jun, et al. Roadmap of realizing the high penetration renewable energy in China[J]. Proceedings of the CSEE, 2015, 35(14): 3699-3705.
- [7] 潘尔生, 田雪沁, 徐彤, 等. 火电灵活性改造的现状、关键问题与发展前景[J]. 电力建设, 2020, 41(9): 58-68.
PAN Ersheng, TIAN Xueqin, XU Tong, et al. Status, critical problems and prospects of flexibility retrofit of thermal power in China[J]. Electric Power Construction, 2020, 41(9): 58-68.
- [8] 牟春华, 居文平, 黄嘉骐, 等. 火电机组灵活性运行技术综述与展望[J]. 热力发电, 2018, 47(5): 1-7.
MU Chunhua, JU Wenping, HUANG Jiasi, et al. Review and prospect of technologies of enhancing the flexibility of thermal power units[J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(5): 1-7.
- [9] 侯玉婷, 李晓博, 刘畅, 等. 火电机组灵活性改造形势及技术应用[J]. 热力发电, 2018, 47(5): 8-13.
HOU Yuting, LI Xiaobo, LIU Chang, et al. Flexible modification situation and technical application of thermal power units[J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(5): 8-13.
- [10] 刘蜀卿. 内燃机和燃气轮机在发电领域的比较[J]. 内燃机, 2002(4): 24-25.
LIU Shuqing. Comparison of internal combustion engine with gas turbine in the field of power generation[J]. Internal Combustion Engines, 2002(4): 24-25.
- [11] 郝小礼, 张国强. 建筑冷热电联产系统综述[J]. 煤气与热力, 2005(5): 67-73.
HE Xiaoli, ZHANG Guoqiang. Summarization on building combined cooling, heating and power system[J]. Gas & Heat, 2005(5): 67-73.
- [12] 苏万华, 张众杰, 刘瑞林, 等. 车用内燃机技术发展趋势[J]. 中国工程科学, 2018, 20(1): 97-103.
SU Wanhua, ZHANG Zhongjie, LIU Ruilin, et al. Development trend for technology of vehicle internal combustion engine[J]. Strategic Study of CAE, 2018, 20(1): 97-103.
- [13] 常丽, 秦渊. 内燃机余热利用的措施探讨[J]. 能源与环境, 2015(5): 32-33.
CHANG Li, QIN Yuan. Discussion on measures of utilization of waste heat of internal combustion engine[J]. Energy and Environment, 2015(5): 32-33.
- [14] 张瑞原, 苏文, 周乃君. 基于新型S-CO₂动力循环的内燃机余热回收[J]. 工程热物理学报, 2022, 43(1): 27-34.
ZHANG Ruiyuan, SU Wen, ZHOU Naijun. Waste heat recovery from internal combustion engines based on a novel S-CO₂ power cycle[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2022, 43(1): 27-34.
- [15] 张昌远, 徐斌, 毛静雯, 等. 内燃机余热回收有机朗肯循环系统研究综述[J]. 低温与超导, 2021, 49(7): 84-90.
ZHANG Changyuan, XU Bin, MAO Jingwen, et al. Review of organic rankine cycle systems for waste heat recovery of internal combustion engine[J]. Cryogenics & Superconductivity, 2021, 49(7): 84-90.
- [16] 谢天, 李杨, 周元祥, 等. 一种基于烟气中SO₂浓度计算锅炉烟气酸露点的方法[J]. 热力发电, 2013, 42(12): 118-121.
XIE Tian, LI Yang, ZHOU Yuanxiang, et al. A SO₂ concentration based calculation method for acid dew point of flue gas[J]. Thermal Power Generation, 2013, 42(12): 118-121.
- [17] 姜树栋. 利用烟气余热加热凝结水方案[J]. 综合智慧能源, 2016, 38(9): 59-62.
JIANG Shudong. Scheme of heating condensation water using waste heat of flue gas[J]. Integrated Intelligent Energy, 2016, 38(9): 59-62.
- [18] 赵恩婵, 张方炜, 赵永红. 火力发电厂烟气余热利用系统的研究设计[J]. 热力发电, 2008, 37(10): 66-70.
ZHAO Enchan, ZHANG Fangwei, ZHAO Yonghong. Study on and design of residual heat utilization system for flue gas in thermal power plants[J]. Thermal Power Generation, 2008, 37(10): 66-70.
- [19] 徐民, 赵明, 梁俊宇, 等. 火电锅炉烟气余热利用研究[J]. 热能动力工程, 2015, 30(6): 880-884.
XU Min, ZHAO Ming, LIANG Junyu, et al. Study of flue gas waste heat utilization of a utility boiler[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2015, 30(6): 880-884.
- [20] 孙杰, 伊金亮, 白炎武, 等. 一种锅炉烟气余热利用的高效循环系统分析[J]. 热力发电, 2013, 42(8): 22-23.
SUN Jie, YIN Jinliang, BAI Yanwu, et al. A high effective circulating system for exhaust heat utilization[J]. Thermal Power Generation, 2013, 42(8): 22-23.
- [21] 刘艳峰, 靳璐, 周勇, 等. 分区串并联地埋管群换热效果影响因素分析[J]. 太阳能学报, 2021, 42(11): 421-428.
LIU Yanfeng, JIN Lu, ZHOU Yong, et al. Analysis of influencing factors on heat transfer effect of subarea series-parallel underground pipe groups[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2021, 42(11): 421-428.
- [22] 杨富鑫, 谭厚章, 张俊杰, 等. 1000 MW 机组锅炉余热利用方案对比[J]. 洁净煤技术, 2017, 23(6): 124-128.
YANG Fuxin, TAN Houzhang, ZHANG Junjie, et al. Comparison of different systems for waste heat recovery from flue gas in a 1 000 MW power plant[J]. Clean Coal Technology, 2017, 23(6): 124-128.
- [23] 李阳海, 张才稳, 王广庭, 等. 1000 MW 火电机组水击现象分析及预防处置措施[J]. 汽轮机技术, 2015, 57(1): 75-77.
LI Yanghai, ZHANG Caiwen, WANG Guangting, et al. Water hammer analysis, prevention and handle in 1 000 MW coal combustion unit[J]. Turbine Technology, 2015, 57(1): 75-77.
- [24] 王全胜, 李树权, 冯永新. 发电厂水击现象探讨[J]. 四川电力技术, 2004(1): 45-47.
WANG Quansheng, LI Shuquan, FENG Yongxin. Phenomenon discussion of water hammer in hydroelectric power plant[J]. Sichuan Electric Power Technology, 2004(1): 45-47.
- [25] 万昌财, 孙海军, 薛仁雨. 水击现象原因分析及防范措施探讨[J]. 石化技术, 2019, 26(6): 149-150.
WAN Changcai, SUN Haijun, XUE Renyu. Cause analysis and preventive measures of water strike phenomenon[J]. Petrochemical Industry Technology, 2019, 26(6): 149-150.

(责任编辑 邓玲惠)