

抽凝机组热电联产系统中扩大 热电负荷比的灵活性研究

王金星^{1,2}, 郝剑³, 刘畅¹, 卓建坤¹, 任学武³, 姚强¹

(1.清华大学热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084;

2.华北电力大学能源动力与机械工程学院, 河北 保定 071003;

3.三河发电有限责任公司, 河北 廊坊 065200)

[摘要] 为提高大型燃煤热电联产系统灵活供热能力以消纳间歇性可再生能源, 本文以 350 MW 中间抽汽供热的燃煤凝汽机组为研究对象, 利用 Ebsilon 软件构建了凝汽机组仿真模型, 分别从热电负荷调节范围以及能耗特性等方面评价了中间抽汽、电锅炉与抽汽联合、电热泵、电热泵与抽汽联合、吸收式热泵以及切除低压缸等 6 种供热方式下大型燃煤热电联产系统的灵活性。结果表明: 电热泵供热、电热泵与抽汽联合供热、吸收式热泵供热和切除低压缸供热分别将最大供热功率从中间抽汽供热的 336 MW 增加至 631、563、453、545 MW, 最大热电比从 1.39 增加至 7.97、6.47、1.87 和 2.92; 最大供热功率的标准煤耗从 185 g/(kW·h) 降低至 137、147、152、140 g/(kW·h)。案例研究表明, 在消纳高比例可再生能源背景下, 电热泵供热方式能够有效降低系统的标准煤耗。

[关键词] 抽凝机组; 循环水余热利用; 热电比; 热电解耦; 灵活运行; 能耗特性

[中图分类号] TM621.22 **[文献标识码]** A **[DOI 编号]** 10.19666/j.rlfd.202002095

[引用本文格式] 王金星, 郝剑, 刘畅, 等. 抽凝机组热电联产系统中扩大热电负荷比的灵活性研究[J]. 热力发电, 2020, 49(12): 41-50. WANG Jinxing, HAO Jian, LIU Chang, et al. Enlargement of heat-electricity ratio for flexibility operation in a large-scale extraction condensing turbine system[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(12): 41-50.

Enlargement of heat-electricity ratio for flexibility operation in a large-scale extraction condensing turbine system

WANG Jinxing^{1,2}, HAO Jian³, LIU Chang¹, ZHUO Jiankun¹, REN Xuewu³, YAO Qiang¹

(1. Key Laboratory for Thermal Science and Power Engineering of Ministry of Education, Tsinghua University, Beijing 100084, China;

2. School of Energy, Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China;

3. Sanhe Power Generation Co., Ltd., Langfang 065200, China)

Abstract: To improve the flexible heating capacity of large-scale coal-fired heat and power generation system for absorbing the intermittent renewable energy, a 350 MW coal-fired condensing unit with medium-pressure cylinder extraction steam for heating was selected as the research object in this paper, and then the flexibility of large-scale coal-fired CHP system was studied. Firstly, the simulation model of this condensing unit was built through the Ebsilon software. Next, six heating modes such as middle extraction steam, electric boiler coupling with extraction steam, electric heat pump, electric heat pump coupling with extraction steam, absorption heat pump as well as cutting out low-pressure cylinder, were evaluated respectively from the aspects of thermoelectric load adjustable range and energy consumption characteristics. The results show that, compared with middle extraction steam heating, the electric heat pump heating, electric heat pump coupling with extraction steam heating, absorption heat pump heating and cutting out low-pressure cylinder heating increase the maximum heating power from 336 MW to 631 MW, 563 MW, 453 MW and 545 MW, respectively. The maximum heat-electricity ratio increases from 1.39 to 7.97, 6.47, 1.87 and 2.92, and the average standard coal consumption rate in the maximum heating power heating

收稿日期: 2020-02-01

基金项目: 国家重点研发计划项目(2019YFE0100100)

Supported by: National Key Research and Development Program(2019YFE0100100)

第一作者简介: 王金星(1985), 男, 博士, 讲师, 主要研究方向为灵活性改造及储能优化设计, wangjinxing@ncepu.edu.cn。

通信作者简介: 卓建坤(1975), 男, 博士, 副研究员, 主要研究方向为污染物控制、多能互补, zhuojk@tsinghua.edu.cn。

mode reduces from 185 g/(kW·h) to 137, 147, 152 and 140 g/(kW·h), respectively. The case study shows that the electric heat pump heating mode can effectively reduce the average standard coal consumption rate of the system under the background of absorbing higher-proportion renewable energy.

Key words: extraction condensing turbine unit, circulating water waste heat utilization, heat-electricity ratio, thermoelectric decoupling, flexible operation, energy consumption characteristics

可再生能源在能源结构中的比例持续增加已成为当前的主要趋势。为提高电网对间歇性可再生能源的消纳,“十三五”明确规定了燃煤机组需要承担电网的灵活调峰任务^[1]。其中,低负荷运行^[2]被认为是提高燃煤机组灵活性的有效措施之一。然而燃煤热电联产系统“以热定电”的特点限制了机组参与电网灵活调峰的能力。机组蒸汽旁路改造在提高供热能力和降低电负荷方面虽能达到机组热电解耦的目标^[3],但在安全性方面仍有待现场论证^[4]。

专家学者提出了利用电锅炉^[5]、电热泵^[6]以及吸收式热泵等装置^[7]来降低燃煤热电联产系统的最小技术出力。

电锅炉可通过电-热间的转化实现增加供热降低出力的目标。研究发现,200 MW 供热机组增设 2 台 30 MW 的电锅炉,通过优化供热机组与电锅炉之间的调度机制,有效提升了供热机组的运行灵活性,同时为弃风电量创造了消纳空间^[5]。

循环水余热回收是当前热电联产机组节能增效的重要措施。有 2 种主要的利用方式:一种通过电热泵回收循环水余热^[6],另一种采用吸收式热泵回收电厂循环水余热^[7]。2 种方式在扩大热电联产机组自身供热能力的同时,降低机组的最小技术出力,提高系统灵活调节能力。王硕^[8]对 300 MW 热电联产机组的吸收式热泵辅助供热和传统抽汽供热进行比较,发现当供热负荷为 300 MW 时,可调节的最大发电量范围从 63 MW 增加至 96 MW。

切除低压缸技术是指汽轮机低压缸不进汽,低压缸转子仅起到扭矩传输作用,达到低压缸零出力效果,可以灵活实现背压机运行和抽凝机组运行的切换。低压缸零出力不但实现了热电解耦,还进一步减少了汽轮机冷源损失,提高了机组运行的经济性^[9]。因此,切除低压缸是抽凝机组扩大供热能力的一种重要的方式。

然而,如何实现灵活性调节同时兼顾机组的效率,尤其降低低负荷下的煤耗,是当前燃煤热电联产机组灵活性改造研究的重要内容之一。胡康等^[10]从热电厂与风电系统角度进行整体分析,发现电加

热储热、电热泵制热、热电机组储热以及汽轮机旁路抽汽等 4 种供热改造方式均可提高风电消纳能力,降低系统煤耗总量,然而未分析对比热电系统本身的标准煤耗。Zhao 等人^[6]对供热锅炉、电锅炉、电热泵、余热回收(包括吸收式热泵方式)等供热方式的发电煤耗进行比较,发现通过循环水余热利用,可使热电联产机组的煤耗减少 3.34%,具有良好的经济效益,但未与现有抽凝热电联产系统常用的中间抽汽供热进行比较。鄂志君等^[11]理论研究表明,对于 300 MW 热电联产机组,当发电量为 200 MW 时,低压缸零出力改造可使热电比提高 1.107,但改造会增加机组的煤耗量。

针对我国清洁集中供暖和热电解耦的需求,本文以 350 MW 燃煤抽凝机组为对象,构建了 6 种燃煤抽凝机组的供热方案;通过 Ebsilon 软件构建热力系统模型,分别从最小技术出力、最大热/电负荷比为灵活性评价指标,标准煤耗为经济性评价指标,进行了综合的对比和分析。

1 抽凝机组热力系统模型

针对以锅炉、汽轮机、发电机以及回热系统组成的热力系统,根据质量平衡和热量平衡,利用 Ebsilon 商业软件对该 350 MW 中间抽汽供热的燃煤凝汽机组进行建模^[12]。在此基础上,构建了中压缸排汽抽汽(中间抽汽)、电锅炉与中间抽汽联合、电热泵、电热泵与中间抽汽联合、吸收式热泵以及切除低压缸供热等 6 种供热方案,如图 1 所示。图 1 中, M 表示切除低压缸时中压缸排汽。其中切除低压缸供热是将原纯凝机组的中压缸排汽直接用于供热,同时少量蒸汽用于解列后低压缸的冷却。

利用机组不同负荷下的运行参数(表 1)建立凝汽机组热力系统模型。在此基础上建立带有中间抽汽供热的系统模型(图 2)。汽轮机等熵效率曲线如图 3 所示。以中间抽汽供热方式在满负荷不同抽汽工况下的设计参数(表 1)作为模型的验证数据。该 4 组工况下低压缸的蒸汽进汽量在纯凝机组 30%~100%额定电负荷工况范围内。

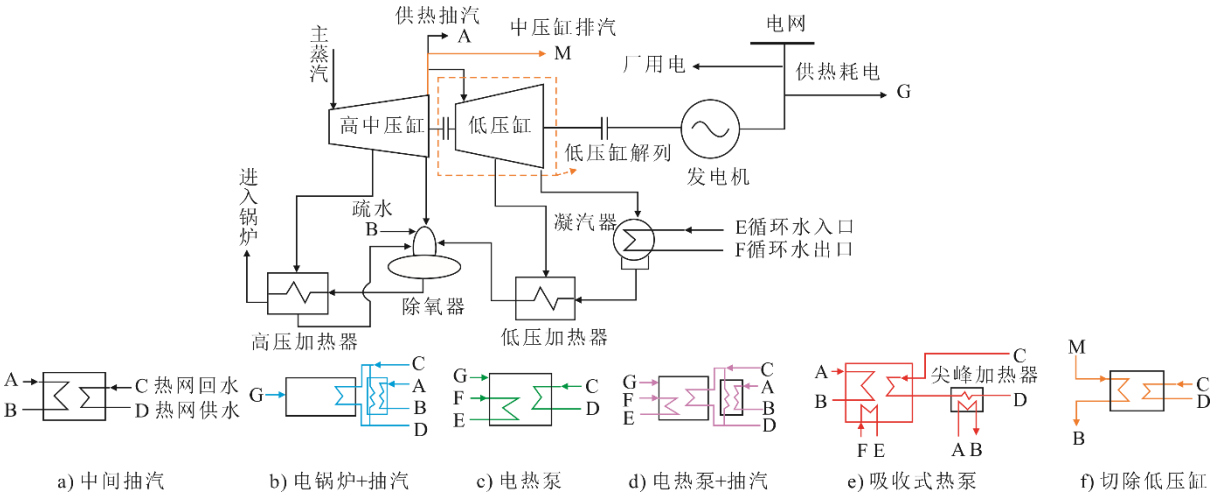
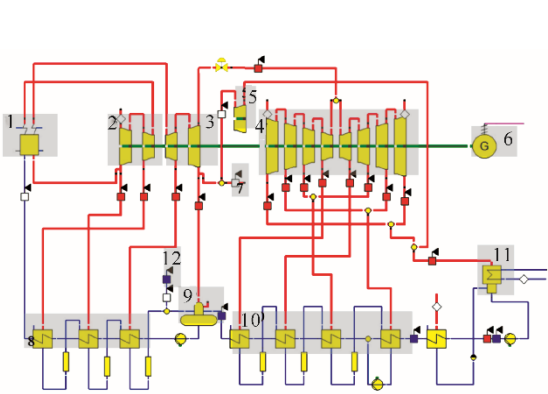


图 1 抽凝机组 6 种供热方案示意
Fig.1 Schematic diagrams of six heating supply systems of a condensing unit

表 1 纯凝机组和中间抽汽的设计参数
Tab.1 Design parameters of the condensing unit and the one with middle extraction steam heating

参数	纯凝工况						中间抽汽			
	100%	75%	50%	40%	30%	105%	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4
发电功率/MW	350	263	175	140	105	371	289	305	320	333
主蒸汽压力/MPa	16.67	16.00	12.85	12.85	12.85	16.67	16.67	16.67	16.67	16.67
主蒸汽温度/℃	538	538	538	538	538	538	538	538	538	538
主蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	1 052	777	516	419	322	1 136	1 052	1 052	1 052	1 052
再热蒸汽压力/MPa	3.91	2.74	1.86	1.52	1.18	3.93	3.73	3.73	3.73	3.73
再热蒸汽温度/℃	538	538	538	538	530	538	538	538	538	538
再热蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	851	639	433	355	275	915	864	864	864	864
中压缸排汽温度/℃	316.00	323.00	327.00	325.00	325.00	317.00	310.85	310.85	310.85	310.85
中压缸排汽压力/MPa	0.84	0.64	0.44	0.36	0.28	0.90	0.80	0.80	0.80	0.80
中间抽汽流量/(t·h ⁻¹)	0	0	0	0	0	0	300	225	150	90
低压缸入口流量/(t·h ⁻¹)	747	569	392	322	253	800	458	530	602	660
小汽轮机入口蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	38	29	19	17	12	42	40	40	40	40



1—锅炉；2—高压缸；3—中压缸；4—低压缸；5—小汽轮机；6—发电机；7—抽汽供热；8—高压加热器；9—除氧器；10—低压加热器；11—凝汽器；12—供热抽汽疏水。

图 2 抽凝机组热力系统模型
Fig.2 Thermal system model of extraction condensing unit

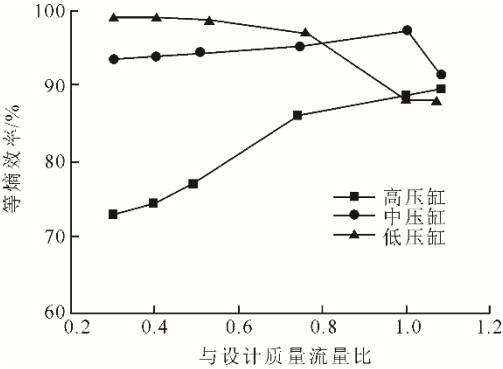


图 3 汽轮机等熵效率曲线
Fig.3 The isentropic efficiency curves of steam turbine

对于变工况建模，当级组在非设计工况时，满足弗留格尔公式^[13]

$$\frac{G_D}{G_O} = \sqrt{\frac{P_{i,D}^2 - P_{j,D}^2}{P_{i,O}^2 - P_{j,O}^2}} \sqrt{\frac{T_{i,O}}{T_{i,D}}} \quad (1)$$

式中, G 表示流经级组蒸汽流量, 下标 D 和 O 分别表示级组的设计工况和非设计工况, i 和 j 分别代表级组的进口和出口参数。

蒸汽在级组内膨胀做功, 是一个非等熵过程。为此, 本文通过等熵效率对级组变工况运行进行修正。等熵效率 ξ 可表示为

$$\xi = (h_i - h_{j,act}) / (h_i - h_{j,is}) \quad (2)$$

式中, h_i 表示级组入口蒸汽焓, $h_{j,is}$ 表示典型工况(包括额定负荷运行的设计工况及 75%、50%、40%、30%和 105%额定负荷运行的非设计工况)出口蒸汽等熵焓值, $h_{j,act}$ 表示典型工况出口蒸汽焓值。

等熵效率直接影响汽轮机效率和模型的准确性。需要通过式(2)计算获得各工况下的等熵效率, 该系列效率值作为后续变工况计算下的汽轮机各级组的等熵效率修正值。本文分别对中间抽汽量为 300、225、150、90 t/h 等 4 组工况的发电功率进行模拟计算, 并与设计热力平衡图的计算值进行比较, 二者之间的相对误差分别为 0.85%、0.39%、0.53%和 0.6%, 满足计算精度要求。

2 约束条件及评价指标

2.1 约束条件

2.1.1 系统功率

分别用 P_{th} 、 P_e 、 $P_{th,unit}$ 和 G_{lp} 代表供热负荷、供电负荷、抽凝机组热耗功率以及低压缸排汽量。设定热网回水温度为 40 °C (0.2 MPa 下焓值为 167.72 kJ/kg), 热网供水温度为 100 °C (0.2 MPa 下焓值为 419.17 kJ/kg)。首先, 抽凝机组需要始终满足以下约束条件:

$$P_{th,unit,min} \leq P_{th,unit} \leq P_{th,unit,design} \quad (3)$$

$$G_{lp,min} \leq G_{lp} \quad (4)$$

式中: $P_{th,unit,min}$ 和 $P_{th,unit,design}$ 分别为抽凝机组热耗功率的最小值和额定负荷下的设计值, 无中间抽汽供热运行时, 在最小燃料量下, 机组消耗的蒸汽量焓值设定为 $P_{th,unit,min}$, 对应的负荷率为 40%; $G_{lp,min}$ 为低压缸最小排汽流量(保证低压缸末级叶片安全)。

2.1.2 中间抽汽供热

中间抽汽供热技术是通过连通管打孔进行抽汽供热, 是我国纯凝机组改造为热电联产机组的一种基本技术, 在我国北方地区获得广泛的应用^[14]。然而, 随着机组灵活性的提高, 中间抽汽供热技术已经无法满足当前的需求。因此, 中间抽汽技术作为基本参考供热方式, 并以此为基础引入新技术。

对于中间抽汽供热方式, 供热负荷 P_{th} 完全由

中间抽汽提供(图1a), 热、电负荷需要满足以下约束条件:

$$P_{th} = P_{th,unit} \times \lambda_{cq} \quad (5)$$

$$0 \leq P_{th,unit} \leq P_{th,unit,max} \quad (6)$$

$$P_{e,min} \leq \frac{P_e}{1-\mu} \leq P_{e,design} \quad (7)$$

式中: $P_{th,unit}$ 为中间抽汽热负荷; λ_{cq} 为管路效率, 本文采用 98%; $P_{th,unit,max}$ 为最大抽汽供热功率; μ 为厂用电率, 对于 350 MW 机组, 按厂用电率为 6% 计算; $P_{e,min}$ 和 $P_{e,design}$ 分别为机组最小供电功率和设计额定供电功率。

2.1.3 电锅炉与抽汽联合供热

热电联产机组中设置电锅炉, 利用电锅炉消耗机组部分发电量, 用于对外供热, 可以显著降低机组的实际发电负荷率, 提升火电的灵活性。然而, 电锅炉的投入使用, 将使发电的标准煤耗升高^[15]。因此, 本文利用电锅炉的深度调峰特性, 采用电锅炉与中间抽汽联合(电锅炉+抽汽)的供热方式(图 1b), 运行过程中抽汽和电锅炉共同分担系统热负荷, 其中中间抽汽优先供热, 电锅炉辅助供热。

根据已有文献报道可知, 电锅炉的电热转换效率 η_{dr} 通常在 95% 以上^[16], 本文采用 95% 进行计算。假设电锅炉可完全消耗系统供电功率, 实现零供电负荷, 则电锅炉耗电功率 P_{dgl} 需满足以下约束条件:

$$P_{th} = P_{th,unit} \times \lambda_{cq} + P_{dgl} \times \eta_{dr} \quad (8)$$

$$0 \leq P_{th} \leq P_{th,unit,max} \times \lambda_{cq} + P_{dgl} \times \eta_{dr} \quad (9)$$

$$P_{e,min} \leq \frac{P_e + P_{dgl}}{1-\mu} \leq P_{e,design} \quad (10)$$

$$0 \leq P_{dgl} \leq P_{dgl,max} \quad (11)$$

式中 $P_{dgl,max}$ 为电锅炉耗电功率的最大值。

2.1.4 循环水余热热泵回收

利用热泵回收循环水余热进行对外供热, 将直接消耗机组的部分发电量, 在实现低品位热能的利用提高机组效率时, 将扩大热/电负荷比, 实现机组的深度调峰。因此, 本文对于热泵余热供热方式, 分成热泵供热(图1c)和热泵与中间抽汽联合(热泵+抽汽)供热(图1d)进行比较。

用于凝汽器循环水余热回收的热泵能效比 (COP_{drb}) 设定为 3^[6,10], 其出口热网水温度可达到 100 °C。不同负荷下, 热泵的理论最大出力受机组的循环水余热量限制。

热泵供热方式是指所有热负荷由热泵提供, 此时热泵的耗电功率 P_{drb} 由纯凝机组额定电负荷下的循环水余热量所决定, 并进一步影响系统

热电负荷的调节范围。 P_{drb} 需满足以下约束条件:

$$P_{\text{th}} = P_{\text{drb}} \times 3 \quad (12)$$

$$P_{\text{e.min}} \leq \frac{P_{\text{e}} + P_{\text{drb}}}{1 - \mu} \leq P_{\text{e.design}} \quad (13)$$

$$0 \leq P_{\text{drb}} \leq P_{\text{drb.D.max}} \quad (14)$$

式中 $P_{\text{drb.D.max}}$ 表示电热泵耗电功率的上限。

对于电热泵与抽汽联合供热,采用中间抽汽供热为主供热负荷,该方式下的电热泵耗电功率($P_{\text{drb.fz.max}}$)需要满足以下约束条件:

$$P_{\text{th}} = P_{\text{th.cu}} \times \lambda_{\text{cq}} + P_{\text{drb}} \times 3 \quad (15)$$

$$0 \leq P_{\text{th}} \leq P_{\text{th.cu.max}} \times \lambda_{\text{cq}} + P_{\text{drb}} \times 3 \quad (16)$$

$$0 \leq P_{\text{drb}} \leq P_{\text{drb.fz.max}} \quad (17)$$

2.1.5 循环水吸收式热泵余热利用供热

溴化锂吸收式热泵可在热源的驱动下实现低品位热源的回收,提高能量品质实现梯级利用^[7]。本文利用中间抽汽做为驱动热源,可以直接扩大热电联产抽凝机组的供热能力,提高热/电负荷比,增强机组的灵活调峰能力。

兼顾吸收式热泵溴化锂结晶安全裕量和优化COP的双重因素,设定出口热网水温度为80℃(0.20 MPa下焓值335 kJ/kg),并通过尖峰加热器加热到100℃(图1e)。热泵与尖峰加热器之间的热负荷比为1.99:1, COP_{xrb} 为1.70^[17]。由于吸收式热泵的驱动热源与尖峰加热器的热源均来自中间抽汽,因此该供热方式需要满足式(6)和式(7)。此外,约束条件还包括:

$$P_{\text{th}} = P_{\text{th.xrb}} + \frac{P_{\text{th.xrb}}}{1.99} \quad (18)$$

$$P_{\text{th.cu}} = \left(\frac{P_{\text{th.xrb}}}{1.7} + \frac{P_{\text{th.xrb}}}{1.99} \right) \cdot \frac{1}{\lambda_{\text{cq}}} \quad (19)$$

$$0 \leq P_{\text{th.xrb}} \leq P_{\text{th.xrb.max}} \quad (20)$$

式中, $P_{\text{th.xrb}}$ 代表吸收式热泵的热功率, $P_{\text{th.xrb.max}}$ 为吸收式热泵的最大供热功率。

2.1.6 切除低压缸供热

低压缸切除技术直接切除低压缸进汽,实现背压供热的目的,不仅可以提高机组的最大供热比,而且降低最低负荷率。近2年来,切除低压缸供热技术在我国改造从200 MW扩大到300 MW^[14],获得较大发展。

为了保证中压缸排汽将热网水加热到100℃,将切除低压缸供热方式下的混合疏水温度设定为102℃(当压力在0.2~0.8 MPa时,其焓值为428 kJ/kg),同时需要满足:

$$P_{\text{th}} = P_{\text{th.cl}} \times \lambda_{\text{cq}} \quad (21)$$

$$P_{\text{th.cl.min}} \leq P_{\text{th.cl}} \leq P_{\text{th.cl.max}} \quad (22)$$

$$P_{\text{e.cl.min}} \leq \frac{P_{\text{e}}}{1 - \mu} \leq P_{\text{e.cl.design}} \quad (23)$$

式中: $P_{\text{th.cl}}$ 为切除低压缸机组的供热负荷, MW; $P_{\text{th.cl.min}}$ 为锅炉最小燃料量时的供热负荷, MW; $P_{\text{th.cl.max}}$ 为切除低压缸机组的最大供热负荷, MW,锅炉满负荷时,中压缸排汽量计算得到; $P_{\text{e.cl.min}}$ 和 $P_{\text{e.cl.design}}$ 分别为锅炉最小燃料量和满负荷运行时,切除低压缸机组的最小和最大出力, MW。

上述不同供热方式下参数间的关系如图4所示,边界参数见表2。

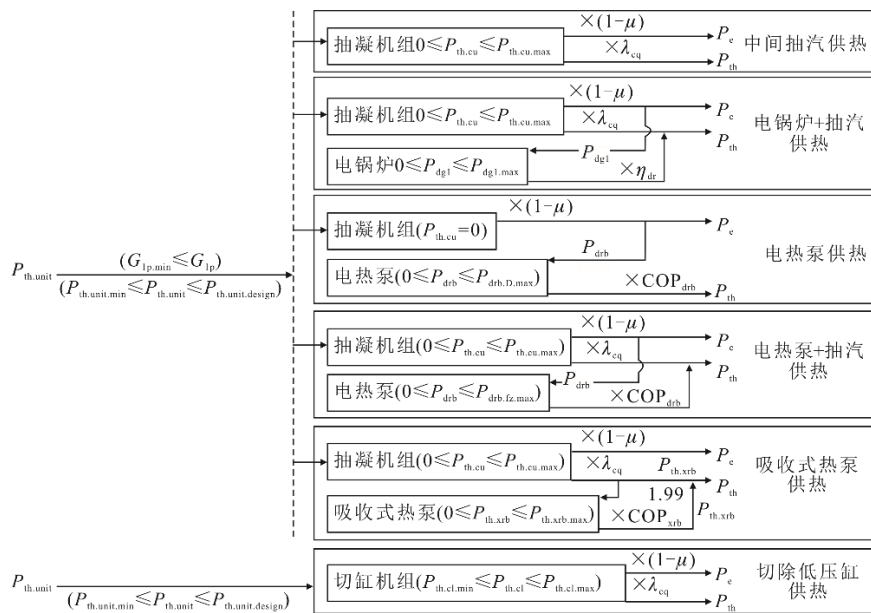


图4 不同供热方式下的参数关系

Fig.4 Parameter relation diagram in different heating modes

表 2 约束条件的边界参数
Tab.2 The boundary parameters of constraint conditions

项目	数值	项目	数值
$P_{th,unit,min}/MW$	338	$P_{th,unit,design}/MW$	766
$G_{lp,min}/(t \cdot h^{-1})$	228	$P_{th,cu,max}/MW$	343
$P_{dgl,max}/MW$	242	$P_{drb,D,max}/MW$	210
$P_{th,cl,min}/MW$	96	$P_{th,xrb,max}/MW$	296
$P_{drb,fz,max}/MW$	213	$P_{e,cl,min}/MW$	78
$P_{th,cl,max}/MW$	556	$P_{e,cl,design}/MW$	207

由表 2 可计算获得最小出力时热效率为 39%，额定负荷热效率为 43%。值得注意的是，本研究用热力平衡设计参数进行分析，而实际运行中的热效率会比理论值偏低。

2.2 评价指标

对于燃煤热电联产机组，采用热量分配法分别计算供热和发电 2 部分热耗功率，然后得到供热标准煤耗、发电标准煤耗以及标准煤耗。

供热部分热耗功率：

$$P_{th,unit(th)} = P_{th,cu} + P_{th,E(th)} \quad (24)$$

$$P_{th,E(th)} = \frac{P_{E(e)}}{\eta_{th(e)}} \quad (25)$$

式中： $P_{th,unit(th)}$ 为机组用于供热的热耗功率，MW； $P_{th,E(th)}$ 为电锅炉或电热泵耗电所对应的发电热耗率，MW； $P_{E(e)}$ 为电锅炉或电热泵耗电功率，MW； $\eta_{th(e)}$ 为供电效率。

机组供电部分消耗的热功率^[18]（单位为 MW）：

$$P_{th,unit(e)} = P_{th,unit} - P_{th,unit(th)} \quad (26)$$

供热效率

$$\eta_{th(th)} = \frac{P_{th}}{P_{th,unit(th)}} \quad (27)$$

供电效率^[19]

$$\eta_{th(e)} = \frac{P_e}{P_{th,unit(e)}} \quad (28)$$

将式(24)一式(26)代入式(28)，可得：

$$\eta_{th(e)} = \frac{P_e + P_{E(e)}}{P_{th,unit} - P_{th,cu}} \quad (29)$$

供热标准煤耗（单位为 g/(kW·h)）：

$$b_{th} = \frac{3\,600}{\eta_{th(th)} q_b \zeta} \quad (30)$$

式中： q_b 为标准煤的发热量，29.307 kJ/g； ζ 为锅炉效率，本文取 92 %^[20]。

供电标准煤耗（单位 g/(kW·h)）：

$$b_e = \frac{3\,600}{\eta_{th(e)} q_b \zeta} \quad (31)$$

标准煤耗（单位为 g/(kW·h)）：

$$b_{av} = b_{th} \cdot \frac{P_{th}}{P_{th} + P_e} + b_e \cdot \frac{P_e}{P_{th} + P_e} \quad (32)$$

标准煤耗量（单位为 t）：

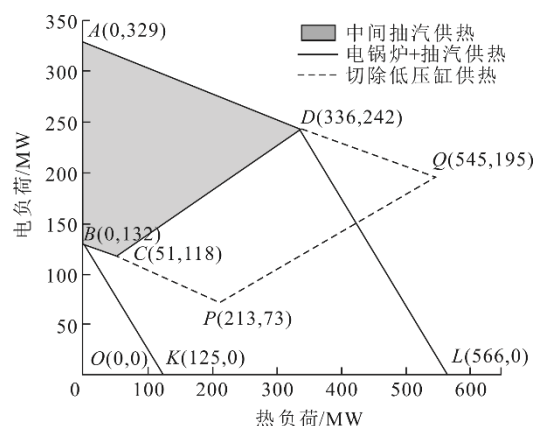
$$M = b_{av} \cdot (P_{th} + P_e) \cdot \tau / 1\,000 \quad (33)$$

式中 τ 为系统运行时间，h。

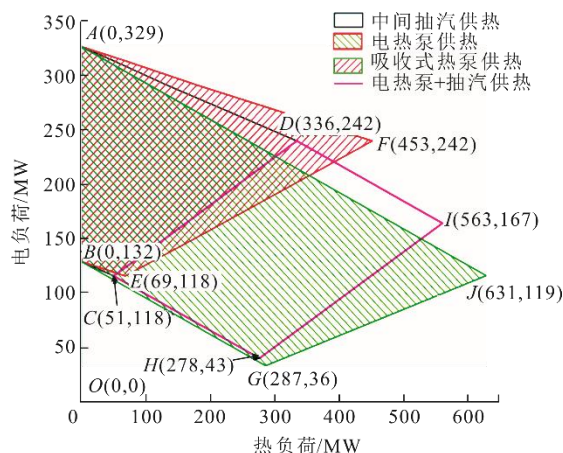
3 结果与讨论

3.1 热电负荷区域

供热机组的热电调节范围直接决定了热电解耦以及可再生能源接入能力。图 5 给出了 6 种供热方式的热电负荷调节区域。ABCD 围成了中间抽汽供热方式下热电负荷灵活调节区域。其中 A 点和 B 点分别为纯凝条件下最小和最大输出电负荷工况，C 点和 D 点分别为最小燃料量和满负荷运行条件下的最大抽汽量工况。BC 和 AD 分别为最小燃料量和满负荷运行时不同抽汽量下所对应的热电负荷特性，CD 代表不同负荷下维持低压缸最小排汽流量所达到的热电负荷特性。



a) 中间抽汽、电锅炉、切除低压缸供热方式



b) 循环水余热利用供热方式

图 5 热电负荷灵活调节区域

Fig.5 The regulation ranges of thermoelectric load

由图 5a)可见,在电锅炉与抽汽联合供热情景下,热电负荷灵活调节区域为 $ABKLD$ 。电锅炉是通过消耗电能转化为热能的装置,热电转化效率为 95%,这决定了 BK 和 DL 的斜率。对于进一步降低电负荷的需要,可以通过电锅炉将供电功率完全转换为供热,实现系统的零供电负荷,即 KL 直线。相比于中间抽汽供热,电锅炉与抽汽联合供热方式将最大热负荷由 D 点扩大到 L 点,扩大了 230 MW,比中间抽汽供热增加了 68.45%。

切除低压缸供热方式(图 5a)下, Q 点和 P 点分别为锅炉满负荷和最小燃料量下的最大供热负荷工况。当设定最小切换热负荷 $P_{th,cl,max}$ 后, CD 线向 PQ 线转换。切除低压缸供热的最大供热功率增加至 545 MW (Q 点),增加了 62.20%;而最小电负荷降低至 73 MW (P 点),最大热电比增加至 2.92。

由图 5b)可见:吸收式热泵供热方式扩大了机组的供热负荷,最大供热负荷增加到 453 MW,最大热电比扩大至 1.87;在 $ABEF$ 区域,在电负荷不增加的情况下提高了供热负荷,当发电量为 242 MW 时,供热负荷增加了 34.82%。

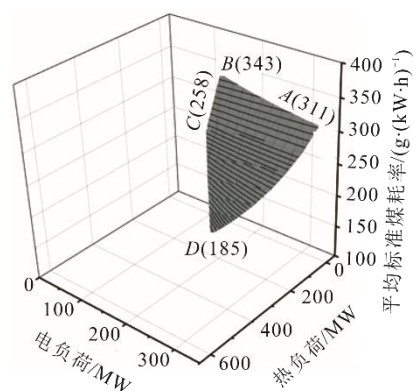
电热泵循环水余热回收采用 2 种运行模式,分别为电热泵供热(图 5b)中的 $ABGJ$ 和电热泵与抽汽联合供热(图 5b)中的 $ABCHID$)。本文设定电热泵的 COP_{db} 为 3,这决定了 BG 、 CH 、 AJ 和 DI 的斜率。其中, G 点为机组最低燃料量下,完全回收循环水的余热量(191 MW)时的最低供电功率; J 点对应满负荷时,完全回收循环水余热(420.7 MW)时的最大供热功率和最小供电功率。

在电热泵和抽汽联合供热模式下, H 点给出了最低燃料量下低压缸最小流量和完全回收循环水余热时所对应的最低供电功率和最大供热功率,而 I 点所对应的是满负荷下,低压缸最低流量和完全回收循环水余热时所对应的该模式下的系统最大供热量。因此, CH 和 HI 线的调节特性分别是锅炉最低燃料量和低压缸最小流量下的不同负荷下电、热功率分配。电热泵供热方式和电热泵与抽汽联合供热方式的最大供热负荷分别增加至 631 MW (J 点)和 563 MW (I 点),比中间抽汽增加了 87.80% 和 67.56%;而最小电负荷降低至 36 MW (G 点)和 43 MW (H 点),最大热电比增加至 7.97 和 6.47。

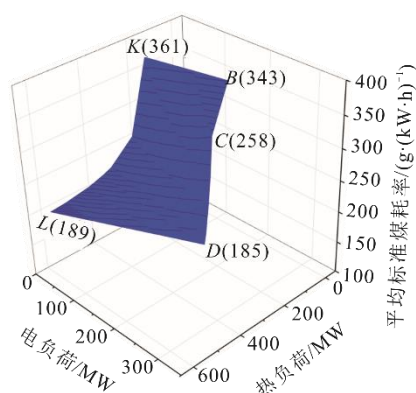
3.2 标准煤耗

为了进一步比较不同供热方式下机组的能耗

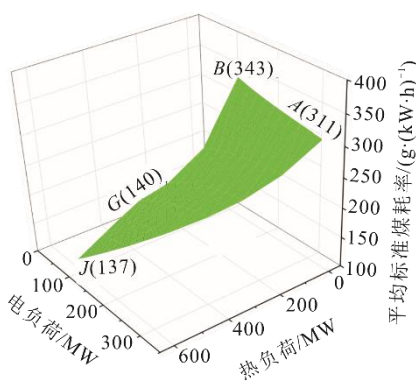
特性,本研究针对热电负荷区域下的标准煤耗进行了计算。5 种供热方式下的标准煤耗如图 6 所示。



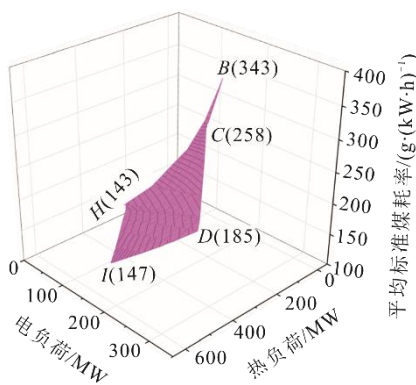
a) 中间抽汽供热



b) 电锅炉+中间抽汽供热



c) 电热泵供热



d) 电热泵+抽汽供热

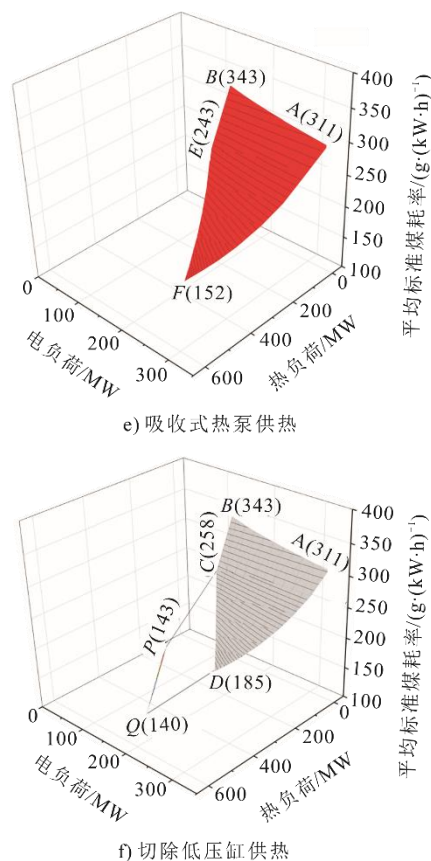


图 6 不同供热方式下的标准煤耗

Fig.6 The standard coal consumptions of the unit with different heating modes

中间抽汽供热方式(图 6a))下的最大和最小电负荷分别为 A 点和 B 点,标准煤耗分别为 311、343 g/(kW·h)。电锅炉与抽汽联合供热方式下最大供热功率(图 6b)L 点)的标准煤耗为 189 g/(kW·h),相比于中间抽汽供热方式下最大热电比工况(图 6a)D 点)的 185 g/(kW·h),增加了 2.16%。这是因为通过电锅炉扩大系统热电比的同时,需要将电能转换为热能,而电能是通过热能产生蒸汽做功得到的,其效率在 40%左右。

电热泵供热方式下最大热电比(图 6c)G 点)的标准煤耗为 140 g/kW·h,电热泵和抽汽联合供热下的最大热电比(图 6d)H 点)的标准煤耗为 143 g/(kW·h),分别比中间抽汽供热方式下最大热电比工况(图 6a)D 点),降低了 24.32%和 22.70%。电热泵供热较低煤耗的原因在于高 COP (COP=3)条件下完全回收循环水余热。此外,电热泵供热方式及电热泵与抽汽联合供热方式(图 6d))下的最大供热功率点分别为 J 点和 I 点,标准煤耗为 137、147 g/(kW·h)。从图 6e)可以看出,吸收式热泵供热方式下最大热电比工况(F 点)的标准煤耗为

152 g/(kW·h),相比于中间抽汽供热方式下最大热电比工况(图 6a)D 点)下降了 17.84%。随着热负荷增加,2 种供热方式的标准煤耗差值有所增加。从图 6f)可以发现,切除低压缸供热方式下的最大热电比工况(P 点)和最大供热功率工况(Q 点)的标准煤耗分别为 143、140 g/(kW·h),相比于中间抽汽供热方式下最大热电比(同时为最大供热功率)(图 6a)D 点)分别下降了 22.70%和 24.32%。

综上所述,与中间抽汽供热方式相比,电热泵供热、电热泵与抽汽联合供热、吸收式热泵供热和切除低压缸供热方式下最大热电比的标准煤耗分别由 185 g/(kW·h)降低到 140、143、152、143 g/(kW·h),而最大供热功率下的标准煤耗分别由 185 g/(kW·h)降低到了 137、147、152、140 g/(kW·h)。相比循环水余热回收供热方式以及切除低压缸供热方式,电锅炉与抽汽联合供热方式下最大供热功率的标准煤耗为 189 g/(kW·h),比中间抽汽供热方式增加了 2.16%。

3.3 案例分析

以 24h 热负荷参数作为计算案例,时间精度为 1h,分别计算不同供热方式下的最小电负荷、标准煤耗以及标准煤耗率,结果如图 7、图 8 所示。中间抽汽供热方式下以低压缸最低流量的方式,沿着图 5b)CD 线运行获得的最小电负荷,范围为 180~205 MW。根据图 5a),当热功率大于 213 MW 时,将进入低压缸切除运行模式,而其他热负荷下则在 CD 线运行;在切除低压缸运行后,将最小出力降至 73 MW,相比于中间抽汽供热,可消纳可再生能源 118 MW。在电锅炉与抽汽联合供热模式下,以最大抽汽供热量(图 5b)CD 线)为主,并以零出力输出来满足剩余热负荷为条件来配置,则在 250 MW 供热负荷下,需要配置功率高达 145 MW ($\eta_{dr}=95\%$)的电锅炉。

对于电热泵循环水余热回收模式,供热负荷需求落在了 BG 线上,最小出力降至 48~67 MW;当热负荷需求为 250 MW 时,电热泵的耗电功率为 83 MW,最低出力比中间抽汽供热下降了 157 MW (图 5b))。电热泵与抽汽供热联合模式下,热负荷需求低于 H 点,运行在 BH 线,在最大热负荷需求 250 MW 时,通过电热泵工作用电和中间抽汽所减少的发电量共计 66.3 MW,该模式下的最小电负荷比单纯电热泵增加了 17 MW (图 5d))。吸收式热泵的热负荷运行区间在 EF 线上,在 250 MW 供热需

求下, 需要 166 MW 供热功率的吸收式热泵, 最低电负荷可降低 29 MW (图 5e)。

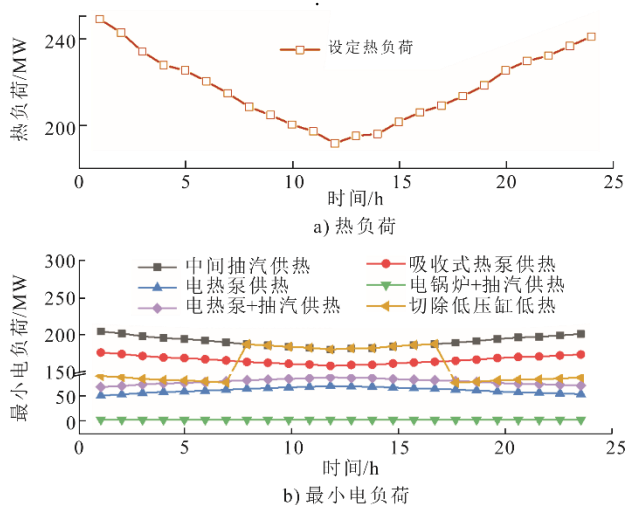


图 7 24 h 热电负荷

Fig.7 The thermal-electricity load within 24 hours

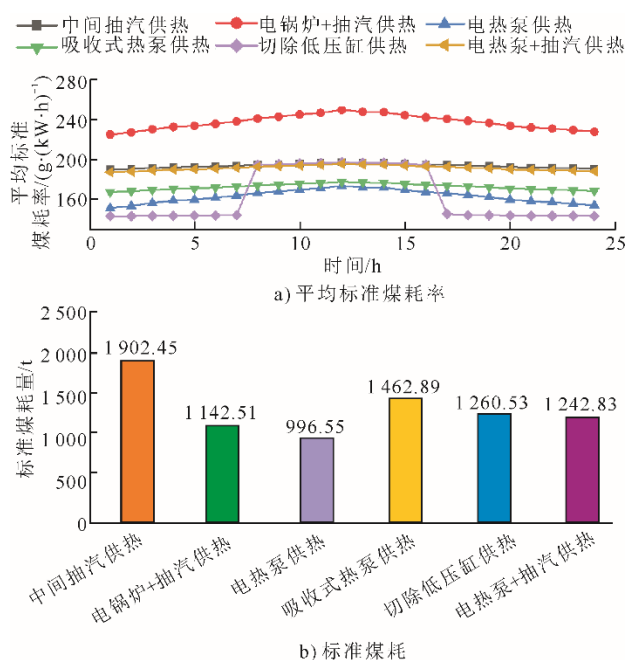


图 8 不同供热方式下的能耗特性

Fig.8 The energy consumption characteristics in different heating modes

在能耗特性评价方面, 由图 8 可见, 中间抽汽供热下的标准煤耗为 189.78~196.87 $\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$; 电锅炉与抽汽联合供热方式下的标准煤耗所增加的最大值为 52.29 $\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$, 增加比例为 26.56%; 而电热泵供热、电热泵与抽汽联合供热、吸收式热泵供热以及切除低压缸供热方式下的标准煤耗最大减少了 23.48、2.81、22.74、49.47 $\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ 。

在热电负荷分配的基础上, 按照标准煤耗量由低到高的供热方式排序依次为电热泵供热、电锅炉与抽汽联合供热、切除低压缸供热、吸收式热泵供热以及抽汽供热。其中, 电热泵供热所需要的标准煤量为 996.55 t, 相比于中间抽汽供热方式 (1902.45 t) 下降了 47.62%。该计算案例表明, 在考虑消纳可再生能源的背景下, 采用电热泵循环水余热利用技术能有效地降低系统的能耗。

4 结 论

本文以 350 MW 燃煤凝汽机组为例, 分别依据纯凝机组变工况和抽汽供热变工况热力平衡图, 利用 Ebsilon 软件构件了燃煤抽凝机组仿真模型, 通过电锅炉与抽汽联合供热、电热泵供热、电热泵与抽汽联合供热、吸收式热泵供热以及切除低压缸供热等 5 种供热方式与中间抽汽供热进行对比, 定量分析了循环水余热回收供热提高系统灵活性及降低系统能耗的能力。具体结论如下:

1) 相比于中间抽汽供热, 电锅炉与抽汽联合供热将最大热负荷由 336 MW 扩大到 566 MW, 理论上可以完全消纳剩余电负荷 242 MW; 电热泵供热和电热泵与抽汽联合供热方式下的最大供热负荷分别增加至 631 MW 和 563 MW, 最小出力降低至 36 MW, 最大热电比由 1.39 增加至 7.97; 吸收式热泵供热方式下的最大热负荷增加到 453 MW, 最大热电比由 1.39 扩大至 1.87; 切除低压缸供热的最大热负荷增加至 545 MW, 而最小出力降低至 73 MW, 最大热电比由 1.39 增加至 2.92。

2) 与中间抽汽供热方式相比, 电锅炉与抽汽联合供热方式下最大供热负荷的标准煤耗增加了 2.16%。电热泵、电热泵与抽汽联合以及吸收式热泵供热方式下的标准煤耗为 137、147、152 $\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$, 此外, 最大热电比下的标准煤耗分别由 185 $\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ 降低到了 140、143、152 $\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ 。切除低压缸供热方式下的最大热电比和最大供热功率工况的标准煤耗分别降到了 143、140 $\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ 。

3) 在给定热负荷参数案例中, 相比于中间抽汽供热, 电锅炉与抽汽联合供热、电热泵供热、电热泵与抽汽联合供热、吸收式热泵供热以及切除低压缸供热等方式可增加消纳可再生能源发电分别为 205、157、140、29、118 MW。在消纳可再生能源发电的背景下, 最佳供热方式是电热泵循环水余热回收供热, 相比于中间抽汽供热标准煤耗量下降 47.62%。

[参考文献]

- [1] 中华人民共和国国家发展和改革委员会, 国家能源局. 电力发展“十三五”规划(2016—2020 年)[Z]. (2016-11-08)[2017-06-10]. <http://www.chinapower.com.cn/focus/20161108/64097.html>.
National Development and Reform Commission, National Energy Administration. The electric power development planning in the “13th Five-Year” (2016—2020)[Z]. (2016-11-08)[2017-06-10]. <http://www.chinapower.com.cn/focus/20161108/64097.html>.
- [2] SUN Y, XU C, XIN T, et al. A comprehensive analysis of a thermal energy storage concept based on low-rank coal pre-drying for reducing the minimum load of coal-fired power plants[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 156: 77-90.
- [3] 黄嘉骊, 刘永林, 付亦藏, 等. 200 MW 机组蒸汽旁路热电解耦能力评估[J]. 热力发电, 2018, 47(10): 90-95.
HUANG Jiasi, LIU Yonglin, FU Yiwei, et al. Thermo-electricity decoupling capacity evaluation of steam bypass for a 200 MW power unit[J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(10): 90-95.
- [4] 居文平, 吕凯, 马汀山, 等. 供热机组热电解耦技术对比[J]. 热力发电, 2018, 47(9): 115-121.
JU Wenping, LYU Kai, MA Tingshan, et al. Comparison of thermo-electric decoupling techniques for heating units[J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(9): 115-121.
- [5] 谭晶, 蔡莹, 罗微, 等. 考虑供热机组与电锅炉互动的热电协调调度方法[J]. 电力系统及其自动化, 2018, 40(2): 63-65.
TAN Jing, CAI Ying, LUO Wei, et al. Heat-electricity coordinated scheduling method considering the heat-supply unit and electric boiler[J]. Power System & Automation, 2018, 40(2): 63-65.
- [6] ZHAO S F, GE Z H, SUN J, et al. Comparative study of flexibility enhancement technologies for the coal-fired combined heat and power plant[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 184: 15-23.
- [7] 张学镭, 陈海平. 回收循环水余热热泵供热系统热力性能分析[J]. 中国电机工程学报, 2013, 33(8): 1-8.
ZHANG Xuelei, CHEN Haiping. Thermodynamic analysis of heat pump heating supply systems with circulating water heat recovery[J]. Proceedings of the CSEE, 2013, 33(8): 1-8.
- [8] 王硕. 基于吸收式热泵的热电联产机组调峰能力研究[D]. 吉林: 东北电力大学, 2018: 1-10.
WANG Shuo. Research on peak shaving capacity of cogeneration unit based on absorption heat pump[D]. Jilin: Northeast Electric Power University, 2018: 1-10.
- [9] 陈建国, 谢争先, 付怀仁, 等. 300 MW 机组汽轮机低压缸零出力技术[J]. 热力发电, 2018, 47(5): 106-110.
CHEN Jianguo, XIE Zhengxian, FU Huairan, et al. Zero output technology of the low-pressure cylinder of 300 MW unit turbine[J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(5): 106-110.
- [10] 胡康, 陈群. 电-热综合能源系统整体能效及灵活性改造方案分析[J]. 热力发电, 2018, 47(5): 14-21.
HU Kang, CHEN Qun. Overall energy efficiency and flexibility retrofit scheme analysis of heat-power integrated energy system[J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(5): 14-21.
- [11] 鄂志君, 张利, 杨帮宇, 等. 低压缸零出力实现热电联产机组热电解耦与节能的理论研究[J]. 汽轮机技术, 2019, 61(5): 383-391.
E Zhijun, ZHANG Li, YANG Bangyu, et al. Theoretical study on heat-electricity decoupling and energy saving of low-pressure cylinder zero output renovation of heat and power cogeneration units[J]. Turbine Technology, 2019, 61(5): 383-391.
- [12] 戈志华, 孙诗梦, 万燕, 等. 大型汽轮机组高背压供热改造适用性分析[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(11): 3216-3222.
GE Zhihua, SUN Shimeng, WAN Yan, et al. Applicability analysis of high back-pressure heating retrofit for large-scale steam turbine unit[J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(11): 3216-3222.
- [13] 徐大懋, 邓德兵, 王世勇, 等. 汽轮机的特征通流面积及弗留格尔公式改进[J]. 动力工程学报, 2010, 30(7): 473-477.
XU Damao, DENG Debing, WANG Shiyong, et al. Application of characteristic flow area of steam turbines and improvement on Flügel formula[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2010, 30(7): 473-477.
- [14] 付怀仁, 包伟伟, 张敏, 等. 当前主流供热改造技术的灵活性及经济性分析[J]. 热力透平, 2019, 48(2): 99-104.
FU Huairan, BAO Weiwei, ZHANG Min, et al. Flexibility and economy analysis of mainstream current heating transformation technology[J]. Thermal Turbine, 2019, 48(2): 99-104.
- [15] 陈永辉, 李志强, 蒋志庆, 等. 基于电锅炉的火电机组灵活性改造技术研究[J]. 热能动力工程, 2020, 35(1): 261-266.
CHEN Yonghui, LI Zhiqiang, JIANG Zhiqing, et al. Research on flexible transformation technology of thermal power unit based on electric boiler[J]. Journal of Engineering for Thermal and Power, 2020, 35(1): 261-266.
- [16] 王振浩, 杨璐, 田春光, 等. 考虑风电消纳的风电-电储能-蓄热式电锅炉联合系统能量优化[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(增刊 1): 137-143.
WANG Zhenhao, YANG Lu, TIAN Chunguang, et al. Energy optimization for combined system of wind-electric energy storage-regenerative electric boiler considering wind consumption[J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(Suppl.1): 137-143.
- [17] 姜秀华. 单双效结合运行的溴化锂第一类吸收式热泵[J]. 节能, 2009(12): 21-24.
JIANG Xiuhua. Single and double effect combined LiBr absorption heat pump[J]. Energy Conservation, 2009(12): 21-24.
- [18] 张利平, 张晓杰, 刘帅. 330 MW 机组供热改造的研究分析[J]. 汽轮机技术, 2018, 60(6): 464-466.
ZHANG Liping, ZHANG Xiaojie, LIU Shuai. Research and analysis of heat supply modification of 330 MW unit[J]. Turbine Technology, 2018, 60(6): 464-466.
- [19] 周专, 左雅, 许叶林, 等. 燃煤空冷机组热泵供热经济性研究[J]. 煤炭技术, 2018, 37(5): 327-329.
ZHOU Zhuan, ZUO Ya, XU Yelin, et al. Research on thermal economic performance of direct air-cooling unit[J]. Coal Technology, 2018, 37(5): 327-329.
- [20] 代玉新, 王振军, 高继录, 等. 某 350 MW 机组锅炉燃烧优化调整试验研究[J]. 东北电力技术, 2017, 38(9): 10-12.
DAI Yuxin, WANG Zhenjun, GAO Jilu, et al. Experimental study on combustion optimization of 350 MW unit boiler[J]. Northeast Electric Power Technology, 2017, 38(9): 10-12.

(责任编辑 刘永强)