

DOI: 10.19666/j.rlfed.202206137

不同集成方案下 ISCC 系统动态性能研究

刘海峰¹, 吕彩霞¹, 张楠²

(1. 国家电力投资集团有限公司, 北京 100029;

2. 国家电投集团电站运营技术(北京)有限公司, 北京 102209)

[摘要] 太阳能热互补联合循环发电系统 (ISCC) 作为一种清洁高效的发电方式被人们广泛关注。以三压再热联合循环互补槽式太阳能集热场的 ISCC 系统为研究对象展开分析, 在传统的槽式 ISCC 系统 (太阳能取代高压蒸发器 (系统 1)) 基础上, 提出了太阳能集热场同时取代高、中压蒸发器 (系统 2) 和太阳能集热场同时取代高、中、低压 3 个蒸发器 (系统 3) 2 种新型槽式 ISCC 系统, 并在典型天运行工况下, 对以上 3 种系统展开了动态性能分析。结果表明: 3 种系统在适当的运行策略指导下, 不仅可以实现系统安全稳定运行, 还可大大减缓太阳能波动对 ISCC 系统负荷输出带来的影响; 典型天运行工况下, 3 种系统中太阳能集热场同时取代高、中压蒸发器新型槽式 ISCC 系统热力性能较优。

[关键词] ISCC 系统; 集成方案; 动态性能; 发电功率

[引用本文格式] 刘海峰, 吕彩霞, 张楠. 不同集成方案下 ISCC 系统动态性能研究[J]. 热力发电, 2023, 52(1): 149-157.
LIU Haifeng, LYU Caixia, ZHANG Nan. Research on dynamic performance of ISCC system with different integration schemes[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(1): 149-157.

Research on dynamic performance of ISCC system with different integration schemes

LIU Haifeng¹, LYU Caixia¹, ZHANG Nan²

(1. State Power Investment Group Co., Ltd., Beijing 100029, China; 2. SPIC Power Plant Operation Technology (Beijing) Co., Ltd., Beijing 102209, China)

Abstract: As a clean and efficient power generation technology, solar thermal complementary combined cycle power generation (ISCC) system is concerned widely. By taking the ISCC system containing three-pressure reheat combined cycle and trough solar field as the research object, and based on the conventional trough ISCC system (using solar energy to replace the high pressure evaporator (system 1)), two new trough ISCC system are presented, namely using solar heat collection field to replace the high and medium pressure evaporators simultaneously (system 2), and using solar heat collection field to replace the high, immediate and low pressure evaporators simultaneously (system 3). Moreover, the dynamic performances of the above three ISCC systems are analyzed under the operation condition of typical day. The results show that, with proper operation strategy presented above, the three systems can not only realize safe and stable operation, but also reduce the impact of solar energy varies on the ISCC system output power. Under the operation condition of typical day, the second type of ISCC system (system 2) has better thermal performance.

Key words: ISCC system; integration scheme; dynamic performance; power generation

近年来, 化石燃料大规模应用所带来的污染气体排放及环境温度升高等问题日益严重, 为此, 可再生能源技术开始大规模发展^[1]。太阳能热发电技术是一种新兴的可再生能源发电技术, 因可配置储热系统, 使其能够实现大规模的连续稳定发电, 但与此同时也增加了发电成本^[2-5]。燃气蒸汽联合循环作为一种较为清洁的火力发电技术近年来发展迅

速, 装机容量持续增加, 然而仍具有一定的碳排放^[6-7]。将太阳能热发电与燃气蒸汽联合循环机组集成的互补发电 (ISCC) 系统, 不仅可以降低光热发电的成本, 还可实现联合循环机组减排^[8-12]。

自 20 世纪 90 年代 Luz 国际太阳能组织首次提出 ISCC 发电技术后^[13], 国内外的专家学者针对 ISCC 系统的集成方案以及系统性能等方面展开了

收稿日期: 2022-06-30 网络首发日期: 2022-10-07

第一作者简介: 刘海峰 (1981), 男, 工程师, 主要研究方向为综合智慧能源相关技术, fm0929@163.com。

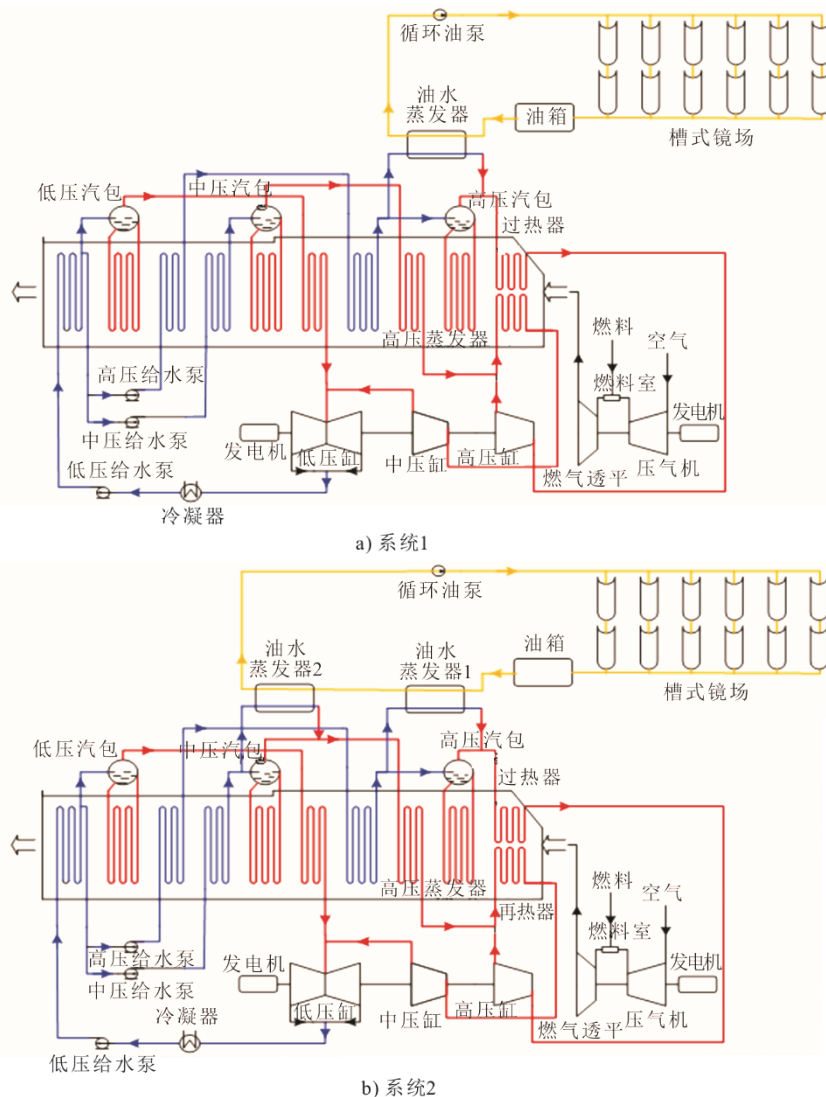
广泛研究。Ashraf 等人^[14]对 ISCC 系统的集成方案进行了研究,结果表明对于槽式 ISCC 系统来说,太阳能与联合循环机组的集成部位在高压蒸发器处时性能较好。Duan 等人^[15]对变负荷下的 ISCC 系统运行特性进行了分析,并对环境温度发生变化时,ISCC 系统的热力性能进行了探讨,结果表明 ISCC 系统在变工况下运行时,对蒸汽轮机效率的影响要大于燃气轮机。睢士贤等^[16-17]研究了气象条件变化、太阳辐射角等参数对 ISCC 系统运行性能的影响,并据此优化了系统的运行参数。Philip 等人^[12]搭建了 ISCC 系统的效率计算模型,并以此为基础对系统的经济性展开研究,结果表明同一 ISCC 系统在不同的运行策略指导下,其经济性能具有明显差别。为准确获得太阳能在 ISCC 系统中贡献度,Zhang 等人^[18]提出了评价因子这一概念,用以评估不同类型 ISCC 系统集成效果的性能优劣。

虽然现有文献已针对 ISCC 系统做了大量有益研究,然而多集中于系统的静态性能及经济性能等

方面,关于 ISCC 系统动态运行的研究仍有不足。本文以槽式太阳能集成三压再热联合循环机组为研究对象,在传统槽式 ISCC 系统集成方案 ISCC 系统 1 (太阳能集热场仅取代高压蒸发器的集成方案)的基础上,提出了 2 种新型的集成方案:ISCC 系统 2 (太阳能集热场同时取代高压蒸发器和中压蒸发器的集成方案);ISCC 系统 3 (太阳能集热场同时取代高、中、低压蒸发器的集成方案)。以此为基础,提出可降低太阳辐照变化对 ISCC 运行影响的运行策略,并对 3 个 ISCC 系统进行动态性能分析,探究不同集成方案下 ISCC 系统动态性能的优劣。

1 槽式 ISCC 系统集成方案

槽式 ISCC 系统集成方案较多,不同集成方案下系统的热力性能有所不同。本文以槽式太阳能集成三压再热联合循环机组为研究对象,提出了 3 种集成方案,并以此为基础进行动态性能分析。3 种槽式 ISCC 系统集成方案如图 1—图 3 所示。



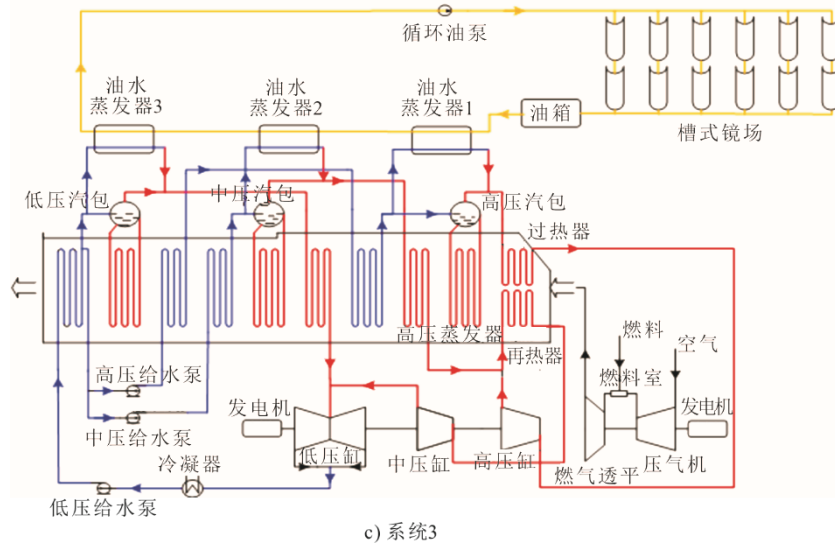


图 13 种槽式 ISCC 系统集成方案
Fig.1 Schematic diagram of three trough ISCC system integration schemes

图 1a)系统 1 的集成方案较为传统。集热场与联合循环机组的集成部位为底循环的高压蒸发器，当太阳能可用时，从高压省煤器出来的给水一部分流入高压蒸发器，由烟气加热成饱和蒸汽，另一部分流入油水蒸发器，由携带太阳能的导热油将其加热成饱和蒸汽，最后这两股蒸汽在过热器前汇合，一同进入过热器中。

图 1b)系统 2 的集成方案中集热场与联合循环机组的集成部位为底循环的高压蒸发器和中压蒸发器。当太阳能可用时，导热油吸收太阳能后首先流入油水蒸发器 1，将部分高压省煤器出口给水加热成饱和蒸汽，在高压蒸发器内换热后的导热油会进入油水蒸发器 2，将部分中压省煤器出口给水加热至饱和蒸汽。油水蒸发器 1 和油水蒸发器 2 出口蒸汽分别与高、中压蒸发器出口蒸汽汇合后，参与后续的循环。

图 1c)系统 3 的集成方案与系统 1 和系统 2 不同的是，集热场与联合循环机组同时在高、中、低压蒸发器 3 处进行集成。当太阳能可用时，导热油吸收太阳能后首先流入油水蒸发器 1，而后再进入油水蒸发器 2，最后流入油水蒸发器 3。导热油在 3 个油水蒸发器中将部分高、中、低压省煤器出口给水加热成饱和蒸汽后，回到集热器内继续吸收太阳能。油水蒸发器 1、2、3 出口蒸汽分别与高、中、低压蒸发器出口蒸汽汇合后，参与后续的循环。

2 系统建模

针对上述系统中的关键设备，采用集总参数法

进行动态建模。

2.1 集热器模型

集热器在吸收太阳能时，其能量传递过程表示为^[19-21]：

$$Q_0 - Q_1 - Q_3 = C_{abs} \cdot \frac{\partial T_{abs}}{\partial t} \quad (1)$$

式中： Q_0 为集热管获得的太阳能，W； Q_1 为集热管与玻璃管罩间的换热量，W； Q_3 为导热油流经集热管时获得的热量，W； C_{abs} 为集热管的热容，J/°C； T_{abs} 为集热管工作温度，°C； t 为时间，s。

当导热油流经集热器时，根据质量和能量守恒，得到平衡方程为：

$$C_{HTFIN} \cdot T_{HTFIN} + Q_3 - C_{HTFOUT} \cdot T_{HTFOUT} = C_{HTF} \frac{\partial T_{HTF}}{\partial t} \quad (2)$$

式中： C_{HTFIN} 为导热油流入集热器时的热容流率，J/(°C·s)； C_{HTFOUT} 为导热油流出集热器时的热容流率，J/(°C·s)； C_{HTF} 为集热管内储存的导热油的热容，J/°C； T_{HTFIN} 为导热油流入集热器时的油温，°C； T_{HTFOUT} 为导热油流出集热器时的油温，°C。

2.2 油水蒸发器模型

油水蒸发器是集热场与联合循环集成的关键设备。在油水蒸发器中，导热油加热给水时，首先将热量传递给油水蒸发器的金属管壁：

$$C_{oilIN} \cdot T_{oilIN} - C_{oilOUT} \cdot T_{oilOUT} = A_1 k_1 \cdot (T_{oilHTF} - T_{oilmetal}) + \bar{C}_{oilHTF} \frac{\partial T_{oilHTF}}{\partial t} \quad (3)$$

式中： C_{oilIN} 为导热油流入油水蒸发器时的热容流率，J/(°C·s)； C_{oilOUT} 为导热油流出油水蒸发器时的热容流率，J/(°C·s)； C_{oilHTF} 为油水蒸发器内储存的

导热油热容, $J/^\circ C$; T_{HTFIN} 为油水蒸发器入口油温, $^\circ C$; T_{HTFOUT} 为油水蒸发器出口油温, $^\circ C$; $T_{oilmetal}$ 为油水蒸发器金属管壁温度, $^\circ C$; T_{oilHTF} 为油水蒸发器内储存的导热油温度, $^\circ C$; k_1 为导热油和金属内壁的换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; A_1 为油水蒸发器中导热油和管壁的接触面积, m^2 。

油水蒸发器金属管壁吸收导热油的热量后, 将热量释放给管内的给水, 金属管壁平衡方程为:

$$C_{oilmetal} \frac{\partial T_{oilmetal}}{\partial t} = A_1 k_1 (T_{oilmetal} - T_{oilmetal}) - A_2 k_2 (T_{oilmetal} - T_{water}) \quad (4)$$

式中: $C_{oilmetal}$ 为油水蒸发器金属管壁热容, $J/^\circ C$; T_{water} 为油水蒸发器内给水温度, $^\circ C$; k_2 为油水蒸发器金属管壁和给水之间的换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; A_2 为油水蒸发器中给水和管壁之间的换热面积, m^2 。

油水蒸发器内产生的蒸汽量 G_{steam} 可由式(5)进行计算:

$$\frac{G_{steam} (H_{ssteam} - H_{swater})}{3.6} = \frac{A_2 k_2 (T_{oilmetal} - T_{water})}{1000} - \frac{(H_{swater} - H_{water}) \cdot G_{water}}{3.6} - (H_{swater} - H_{store}) \frac{\partial M_{ass}}{\partial t} \quad (5)$$

式中: G_{steam} 为油水蒸发器内生成的蒸汽量, t/h ; G_{water} 为油水蒸发器入口的给水量, t/h ; H_{water} 为油水蒸发器入口给水焓值, kJ/kg ; H_{swater} 为饱和水焓值, kJ/kg ; H_{ssteam} 为饱和蒸汽焓值, kJ/kg ; H_{store} 为油水蒸发器中储水的焓值, kJ/kg ; M_{ass} 为油水蒸发器中的储水量, kg 。

2.3 压气机模型

顶循环的压气机主要分为3个部分, 每个部分的压气机出口空气压力和温度可由式(6)和式(7)求得:

$$p_{c_out} = \pi p_{c_in} \quad (6)$$

式中: p_{c_out} 为压气机出口空气压力, MPa ; p_{c_in} 为压气机入口空气压力, MPa ; π 为压气机的压比^[1]。

$$T_{c_out} = (T_{c_outi} - T_{c_in}) \eta_{cs} + T_{c_in} \quad (7)$$

式中: T_{c_out} 为压气机出口空气温度, $^\circ C$; T_{c_outi} 为理想条件下压气机出口空气温度, $^\circ C$; T_{c_in} 为压气机入口空气温度, $^\circ C$; η_{cs} 为压气机的等熵效率。

压气机出口空气流入燃烧室后, 与其内的燃料作为反应物一同燃烧, 燃烧过程为:

$$C_{air_in} \cdot T_{air_in} \cdot G_{air_in} + 10^3 \cdot V_{fuel} \cdot G_{fuel} = C_{c_gas} \cdot G_{c_gas} \cdot T_{c_gas} \quad (8)$$

式中: C_{air_in} 为燃烧室入口空气比热容, $J/(kg \cdot s)$; C_{c_gas} 为燃烧室出口烟气比热容, $J/(kg \cdot s)$; T_{air_in} 为

燃烧室入口空气温度, $^\circ C$; T_{c_gas} 为燃烧室出口烟气温度, $^\circ C$; G_{air_in} 为燃烧室入口空气质量流量, kg/s ; G_{c_gas} 为燃烧室出口烟气质量流量, kg/s ; G_{fuel} 为燃烧室入口燃料质量流量, kg/s ; V_{fuel} 为燃料发热量, kJ/kg 。

2.4 燃气透平模型

因顶循环始终在设计条件下运行, 故燃气轮机出口温度可按式(9)计算^[1]:

$$\frac{T_{gas_outs} + 273.15}{T_{gas_in} + 273.15} = \left(\frac{p_{gas_out}}{p_{gas_in}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (9)$$

式中: T_{gas_outs} 为理想条件下燃气透平出口烟气温度, $^\circ C$; T_{gas_in} 为燃气透平入口烟气温度, $^\circ C$; p_{gas_in} 为燃气透平入口烟气压力, MPa ; p_{gas_out} 为燃气透平出口烟气压力, MPa ; k 为绝热指数。

$$T_{gas_out} = (T_{gas_outs} - T_{gas_in}) \eta_s + T_{gas_in} \quad (10)$$

式中: T_{gas_out} 为燃气透平出口实际烟气温度, $^\circ C$ 。

2.5 底循环换热设备模型

底循环中烟气与工质(水和蒸汽)之间存在换热过程的设备有过热器、省煤器、再热器。三者仅换热工质不同, 换热原理基本相同, 在此仅以过热器为例进行建模。

首先, 过热器的金属管会吸收烟气的热量, 然后再将热量释放给内部的蒸汽, 金属管平衡方程为^[22]:

$$C_{H_gasIN} \cdot T_{H_gasIN} - C_{H_gasOUT} \cdot T_{H_gasOUT} - C_{H_metal} \frac{\partial T_{H_metal}}{\partial t} = A_3 k_3 (T_{H_metal} - T_{H_steam}) \quad (11)$$

式中: C_{H_gasIN} 为过热器入口烟气的质量流率, $J/(^\circ C \cdot s)$; C_{H_gasOUT} 为过热器出口烟气的质量流率, $J/(^\circ C \cdot s)$; C_{H_metal} 为过热器金属管的热容, $J/^\circ C$; T_{H_gasIN} 为过热器入口烟气的温度, $^\circ C$; T_{H_gasOUT} 为过热器出口烟气的温度, $^\circ C$; T_{H_metal} 为过热器金属管的壁温, $^\circ C$; T_{H_steam} 为过热器中蒸汽的温度, $^\circ C$; A_3 为过热器金属管和蒸汽的换热面积, m^2 ; k_3 为过热器金属管和蒸汽间的换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

过热器中蒸汽平衡方程为:

$$A_3 k_3 (T_{H_steam} - T_{H_steam}) - \frac{1000}{3.6} G_{H_steam} (H_{Hsteam_out} - H_{Hsteam_in}) = C_{H_steam} \frac{\partial T_{H_steam}}{\partial t} \quad (12)$$

式中: G_{H_steam} 为过热器入口的蒸汽质量流量, t/h ; C_{H_steam} 为过热器内储存的蒸汽热容, $J/^\circ C$; H_{Hsteam_out} 为过热器出口蒸汽焓值, kJ/kg ; H_{Hsteam_in} 为过热器入口

蒸汽焓值, kJ/kg ; $T_{\text{H_steam}}$ 为过热器内储存的蒸汽温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

2.6 太阳能发电功率模型

ISCC 系统中太阳能的发电功率可由式(13)进行计算^[23]:

$$W_s = W_{\text{net}} \cdot \frac{Q_{\text{sol}}}{m_f \cdot Q_{\text{LHV}} + Q_{\text{sol}}} \quad (13)$$

式中: W_s 为太阳能发电功率, MW ; W_{net} 为 ISCC 系统总发电功率, MW ; Q_{LHV} 为天然气的低位热量, kJ/kg ; Q_{sol} 为底循环中给水吸收的太阳能热量, kW ; m_f 为天然气的消耗量, kg/s 。

3 案例分析

虽然 3 个 ISCC 系统集成方式不同, 然而设计参数基本相同, 集热器型号为 LS-2。3 个 ISCC 系统设计点主要运行参数见表 1。

表 1 ISCC 系统设计点主要运行参数

Tab.1 Main parameters of the ISCC systems at design point

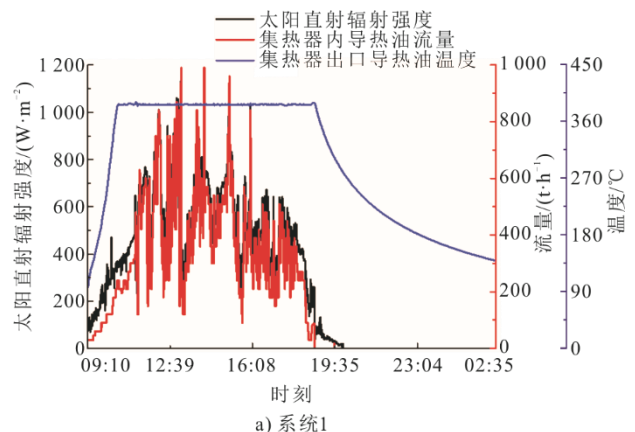
项目	数值
燃气透平出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	114.6
顶循环发电功率/ MW	257.3
主蒸汽温度/ $^{\circ}\text{C}$	567.2
主蒸汽流量/ $(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	271.7
主蒸汽压力/ MPa	9.7
再热蒸汽温度/ $^{\circ}\text{C}$	565.7
再热蒸汽流量/ $(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	324.7
再热蒸汽压力/ MPa	2.2
底循环发电功率/ MW	145.9
冷油箱内初始导热油温/ $^{\circ}\text{C}$	290.0
集热器出口导热油温/ $^{\circ}\text{C}$	390.0
集热场面积/ m^2	117 750.0

集热场未启动时, 冷储油罐中储有一定量的 290°C 导热油, 热储油罐内无热油储存。集热场启动初期, 冷储油罐中的导热油进入集热器内吸收太阳能, 因启动初期集热器出口油温较低, 无法与给水进行换热, 因此会返回到集热器入口进行循环加热, 直至集热器出口油温达到 320°C 后 (高于进入油水蒸发器中的给水温度 (300°C)), 可作为热油进入热储油罐中储存。当集热器出口的导热油被储存后, 集热器入口的导热油由冷储油罐中的储油来提供。随着太阳能的持续加热, 集热器出口导热油温度慢慢升至 390°C , 此时与系统中的设计值相近, 集热场的启动过程结束。在系统后续的运行过程中, 集热场运行模式为定集热器出口油温不变的运行模式, 即当太阳直射辐射强度 (DNI) 实时变化时, 需及时调整集热器内导热油的流量, 使得导

热油温度维持在 390°C 不变。当热油箱内储存的导热油温度达到 390°C 时, 热油箱开始向油水蒸发器中通入固定流量的热油, 同时根据热油流量调整通入不同压力等级油水蒸发器内的给水量, 使得油水蒸发器内的给水恰好完全被加热成饱和蒸汽。因通入各等级油水蒸发器内的导热油流量和温度保持不变, 故也可保证运行过程中, 各等级油水蒸发器中通入的给水量不变, 从而保证油水蒸发器内产生的蒸汽量不变。当热油箱中的导热油全部流尽后, 互补发电系统中无太阳能发电功率产生。

3.1 集热器导热油流量和出口导热油温度

基于上述内容, 选取拉萨市某年的春分日气象条件, 对 3 个 ISCC 系统在典型天下的动态性能展开对比分析。图 2 为系统 1、系统 2、系统 3 在典型天运行工况下, 流经集热器的导热油流量和集热器出口导热油温度的变化情况。由图 2 可看到, 随着 DNI 的实时变化, 导热油流量会时刻随之调整, 调整的规律与 DNI 的变化趋势基本一致。由于导热油流量的调节, 集热器出口导热油温度基本可保持在 390°C 不变, 直至 19:35 左右, DNI 较低, 集热场关停, 集热器出口导热油温度才慢慢下降。由图 2 还可看到, 3 个系统中集热场和联合循环的集成运行时间有所不同, 系统 1 集成运行至 02:35 左右停止, 系统 2 的集成运行时间为运行至 00:34, 系统 3 集成运行时间最短, 为运行至 23:28。这是由于系统 1 中只有 1 个油水蒸发器, 在油水蒸发器中换热后的导热油温较高, 因此作为集热器入口的导热油温较高, 为保证集热器出口导热油温维持在 390°C , 需增大导热油流量, 使得热罐中储油量较多, 而热油罐出口的油量保持不变, 因此需较长时间才能将热油罐中导热油清空, 故可保持较长的集成运行时间。反之, 系统 3 中从低压蒸发器中流出的导热油温较低, 其热油罐中储油量相对较少, 因此运行时间较短。



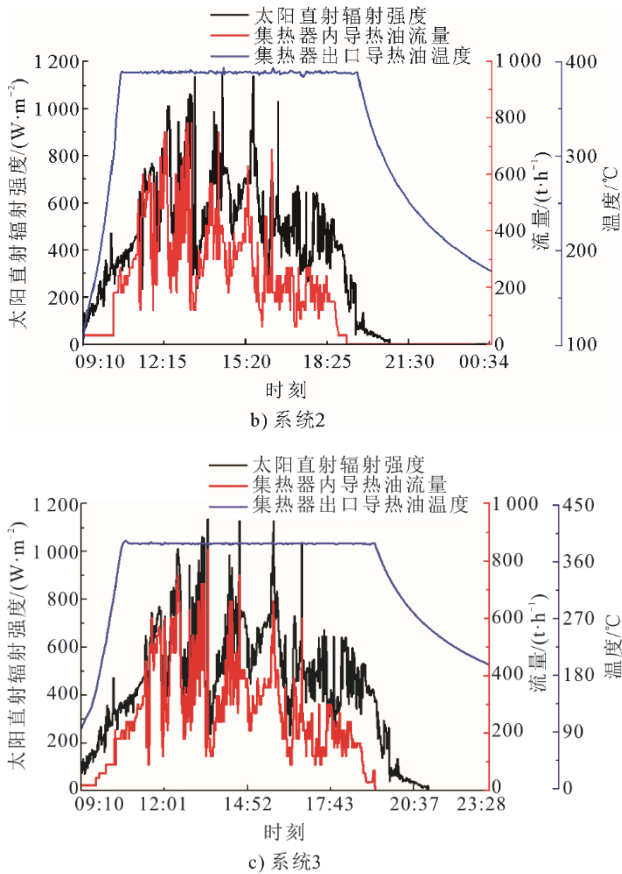


图 2 3 个系统中集热器出口导热油温度和流量变化
Fig.2 Variations of oil temperature and flow rate at the collector outlet in the three systems

3.2 油水蒸发器蒸汽量

图 3 为运行过程 3 个系统中油水蒸发器产生蒸汽量的变化。由图 3 可见：集热场启动后，3 个系统中油水蒸发器产生的蒸汽量基本恒定；系统 1 中由于仅高压蒸发器可产生蒸汽，因此单位时间内产汽量较少，系统 3 的高、中、低压 3 个蒸发器均有产汽量，因此单位时间内产汽量最多。

3.3 主蒸汽、再热蒸汽参数和太阳能发电功率、系统总发电功率

运行过程中，3 个系统的主蒸汽、再热蒸汽参数分别如图 4 所示。由图 4 可见：当 DNI 实时变化时，在文中运行策略的指导下，3 个系统主蒸汽、再热蒸汽参数可保持稳定，大大减小了太阳能波动对系统运行参数带来的影响；除主蒸汽、再热蒸汽可保持稳定外，3 个系统的太阳能发电功率及系统总输出功率也可保持不变。从图 4g)中可见，系统 1 中太阳能的发电功率最低，系统 3 中太阳能发电功率最高。这是因为系统 1 中太阳能仅取代进入高压蒸发器的部分给水，因此太阳能发电功率较低。由

图 4h)可见，系统 2 的输出功率最高。这是因为虽然系统 2 中太阳能输出功率低于系统 3，然而由于太阳能的引入使得底循环汽轮机功率偏离设计工况，效率降低，导致系统 3 中系统总发电功率略低于系统 2。

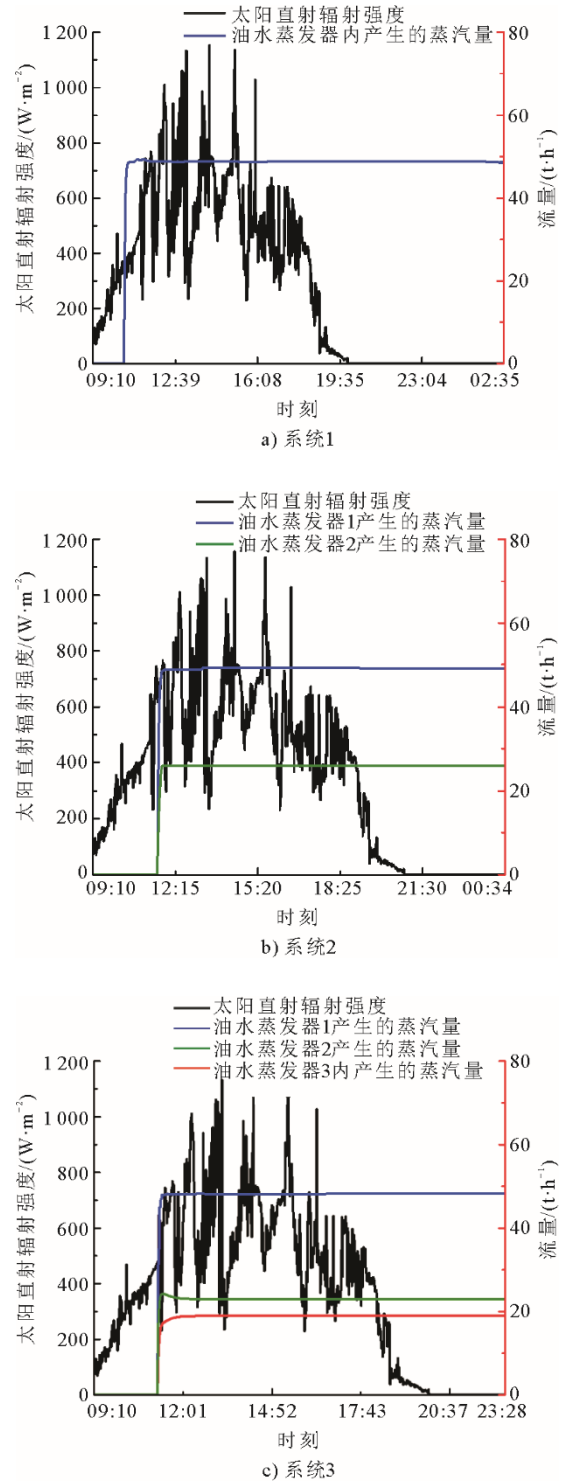


图 3 3 个系统中油水蒸发器产生的蒸汽量
Fig.3 The steam flow rates of oil-water evaporator in the three systems

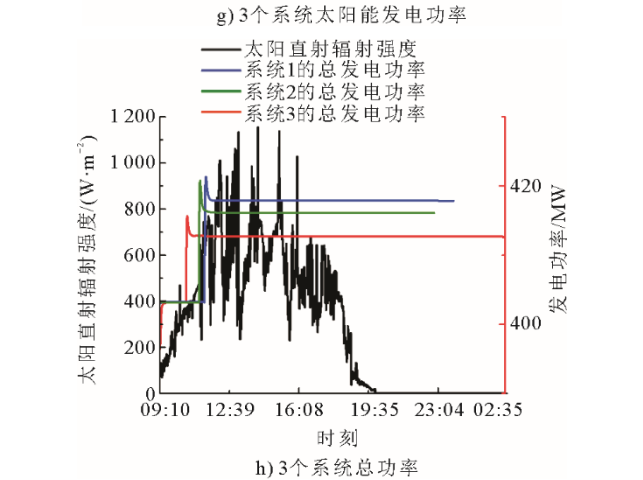
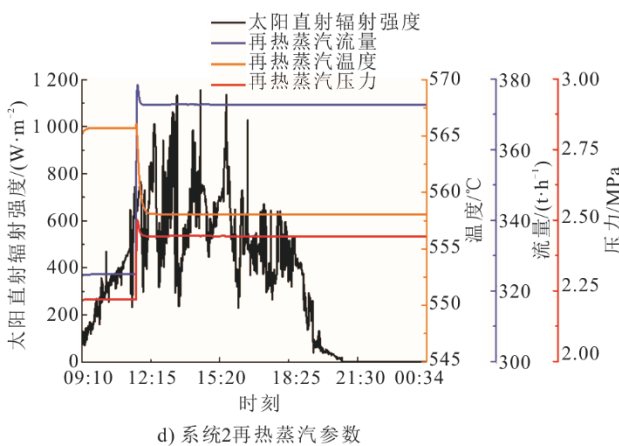
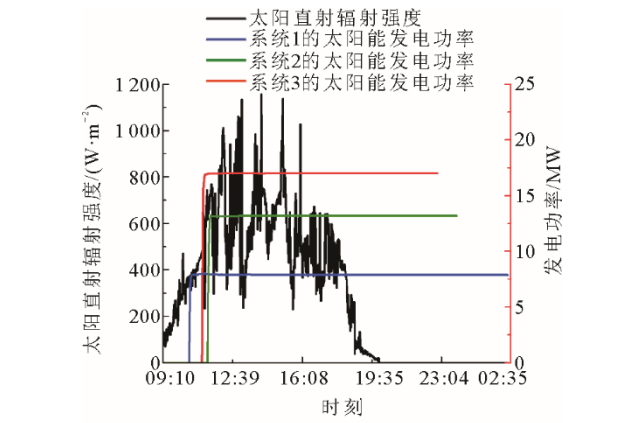
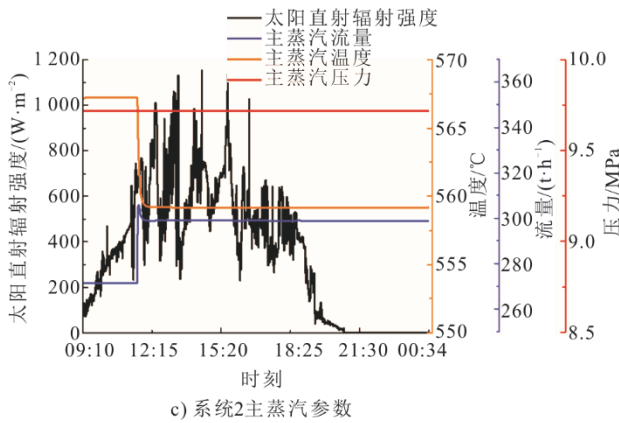
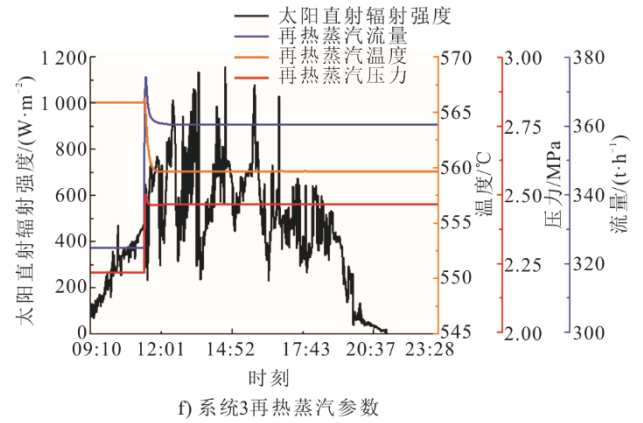
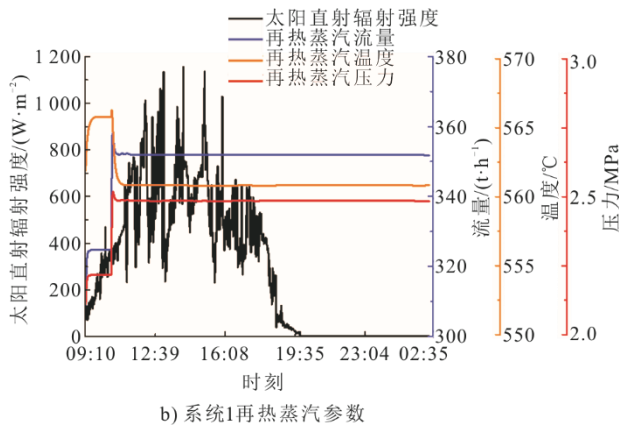
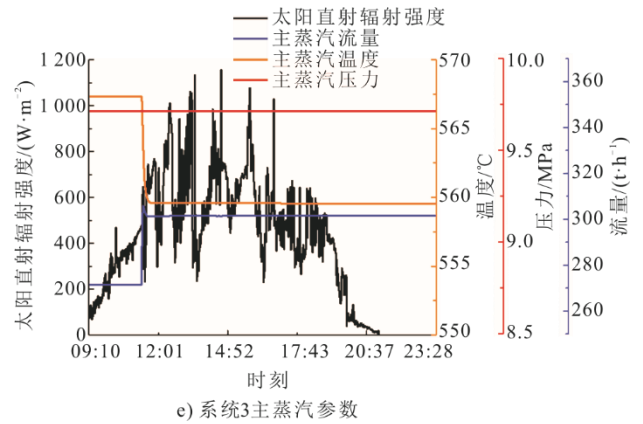
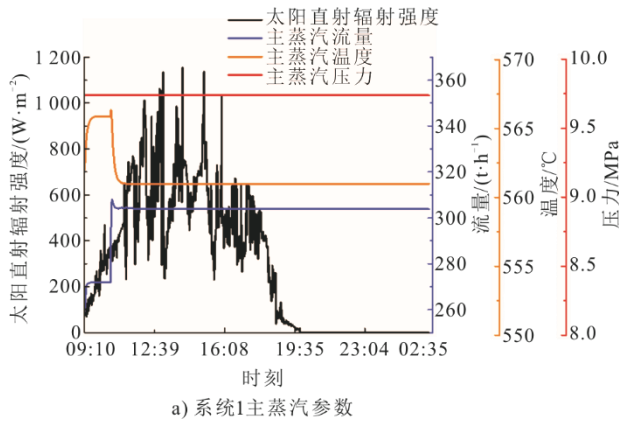


图 4 3 个系统主蒸汽、再热蒸汽参数变化
Fig.4 Variations of main steam and reheat steam parameters of the three systems

3.4 太阳能发电量和系统总发电量

典型天内3个系统的太阳能发电量和系统总发电量如图5所示。由图5可见：在相同运行时段内，系统3的太阳能发电量最多，为466.27 MW·h，系统1的太阳能发电量最低，为314.75 MW·h；对比3个系统的总发电量发现，系统1和系统3的总电量接近，而系统2的发电量略高于二者，系统2总发电量较优。

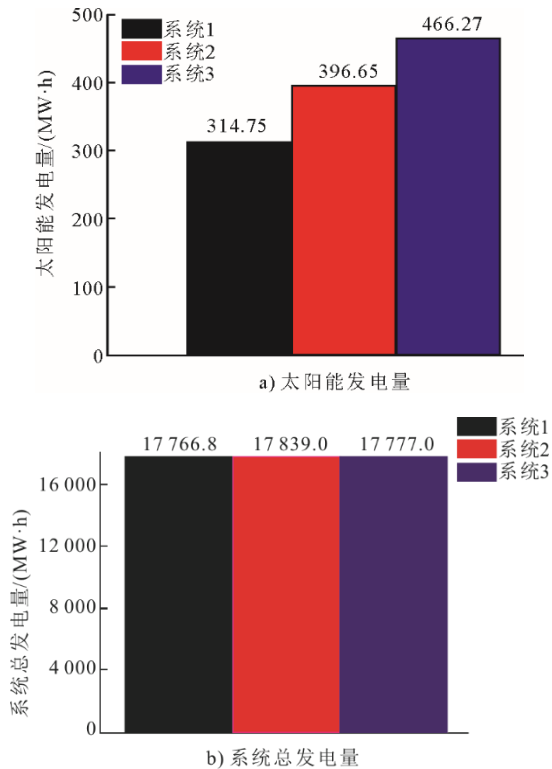


图5 3个系统的太阳能发电量和系统总发电量对比
Fig.5 The solar power generation and total system power generation of the three systems

4 结论

本文在传统三压再热联合循环互补槽式太阳能ISCC系统（太阳能取代高压蒸发器集成方案）的基础上提出了2种新型集成方案，即太阳能集热场同时取代高、中压蒸发器（系统2）和太阳能集热场同时取代高、中、低压3个蒸发器（系统3）。并在典型天运行工况下对3个系统展开动态性能研究。

1) 本文提出了一种ISCC系统的动态运行策略，在运行策略指导下，当DNI实时变化时，3个系统的主要运行参数，包括主蒸汽、再热蒸汽、太阳能发电功率等，均可维持稳定，大大降低了太阳能实时波动对系统运行带来的影响。

2) 3个系统中，系统1的太阳能发电量和系统

总发电量均最低，系统3中虽太阳能发电量最高，然而其系统发电总量低于系统2。在综合热力性能和发电功率来看，系统2的运行性能优于系统1和系统3。

[参考文献]

- [1] LI Y Y, ZHANG G Q, BAI Z W, et al. Backpressure adjustable gas turbine combined cycle: a method to improve part-load efficiency[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 174: 739-754.
- [2] PENG S, HONG H, WANG Y, et al. Off-design thermodynamic performances on typical days of a 330 MW solar aided coal-fired power plant in China[J]. Applied Energy, 2014, 130: 500-509.
- [3] CHABAUD A, EYNARD J, GRIEU S. A new approach to energy resources management in a gridconnected building equipped with energy production and storage systems: a case study in the south of France[J]. Energy & Buildings, 2015, 99: 9-31.
- [4] 张楠, 段立强, 丁泽宇, 等. 三种槽式太阳能热互补联合循环发电系统性能分析[J]. 中国电力, 2020, 53(4): 169-176.
ZHANG Nan, DUAN Liqiang, DING Zeyu, et al. Performance analysis of three kinds of integrated trough solar energy combined cycle systems[J]. Electric Power, 2020, 53(4): 169-176.
- [5] MONTES M, ROVIRA A, MUNOZ M, et al. Performance analysis of an integrated solar combined cycle using direct steam generation in parabolic trough collectors[J]. Applied Energy, 2011, 88(9): 3228-3238.
- [6] SARGENT L. Assessment of parabolic trough and power tower solar technology cost and performance forecasts[R]. Colorado, USA: NREL-report, 2003: 1.
- [7] 闫鹏, 张钧, 李惠民, 等. 太阳能-燃气联合循环发电概况及我国建设条件[J]. 电力勘测设计, 2011(4): 24-29.
YAN Peng, ZHANG Jun, LI Huimin, et al. Development situation for integrated solar combined cycle system generation and construction condition analysis in China[J]. Electric Power Survey and Design, 2011(4): 24-29.
- [8] PRICE H, KEARNEY D. Reducing the cost of energy from parabolic trough solar power plants[R]. NREL, 2003: 1.
- [9] 周伟伟. 燃气-蒸汽联合循环供热机组调峰能力分析[D]. 北京: 华北电力大学, 2018: 12.
ZHOU Weiwei. Peck load regulation of gas steam combined cycle heating power plants[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2018: 12.
- [10] 李永毅. 重型燃气轮机联合循环部分负荷特性预估模型与系统性能优化研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2020: 5.
LI Yongyi. Study on the off-design characteristics prediction model and system performance optimization of the heavy-duty gas turbine combined cycle[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2020: 5.
- [11] GREGORY J. Economic evaluation of solar-only and hybrid towers using molten-salt technology[J]. Solar Energy, 1998, 62(1): 51-61.
- [12] PHILIP G, ADAM R, LOUIS J. Operational optimization of an integrated solar combined cycle under practical

- time-dependent constraints[J]. *Energy*, 2017, 141: 1569-1584.
- [13] ZHANG N, DUAN L Q, HUANG C, et al. Operation strategy and dynamic performance study of integrated solar combined-cycle system[J]. *Energy Conversion and Management*, 2021, 228: 113716.
- [14] ASHRAF E, VALERY F, BORIS I. Thermal performance analysis of a concentrated solar power system (CSP) integrated with natural gas combined cycle (NGCC) power plant[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2019, 14: 1-10.
- [15] DUAN L Q, WANG Z, GUO Y F. Off-design performance characteristics study on ISCC system with solar direct steam generation system[J]. *Energy*, 2020, 205: 118044.
- [16] 睢士贤. 光热集成燃气蒸汽联合循环发电系统的运行优化研究[D]. 吉林: 东北电力大学, 2020: 1.
WEI Shixian. Research on operation optimization of concentrated solar power thermal power generation system[D]. Jilin: Northeast Electric Power University, 2020: 1.
- [17] 曹勇. 太阳能-燃气联合循环电站的模拟与性能研究[D]. 吉林: 东北电力大学, 2020: 4.
CAO Yong. Simulation and performance study of solar-gas combined cycle power plant[D]. Jilin: Northeast Electric Power University, 2020: 4.
- [18] ZHANG Z X, DUAN L Q, WANG Z, et al. General performance evaluation method of integrated solar combined cycle (ISCC) system[J]. *Energy*, 2022, 240: 122472.
- [19] 阎秦. 太阳能辅助燃煤发电系统热力特性研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2011: 1.
YAN Qin. Thermodynamic characteristic research on solar aided coal-fired power generation system[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2011: 1.
- [20] QUASCHNING V, KISTNER R, ORTMANN W. Influence of direct normal irradiance variation on the optimal parabolic trough field size: a problem solved with technical and economical simulations[J]. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2002, 124(2): 160-164.
- [21] ZHANG N, YU G, HUANG C, et al. Full-day dynamic characteristics analysis of a solar aided coal-fired power plant in fuel saving mode[J]. *Energy*, 2020, 208: 118424.
- [22] ZHANG N, HOU H, YU G, et al. Simulated performance analysis of a solar aided power generation plant in fuel saving operation mode[J]. *Energy*, 2019, 166: 918-928.
- [23] HOU H J, ZHANG X, YANG Y P. An evaluation method of solar contribution in a solar aided power generation (SAPG) system based on exergy analysis[J]. *Applied Energy*, 2016: 182-188.

(责任编辑 杨嘉蕾)