

太阳能与燃煤机组深度耦合系统能效分析

李建锋, 李昱彤

(中国电力企业联合会科技服务中心有限责任公司, 北京市 丰台区 100162)

Energy Efficiency Calculation of Deep Coupling System Between Solar Energy and Ultra Supercritical Coal-fired Power Units

LI Jianfeng, LI Yutong

(China Electricity Council Technology Service Center Co., Ltd., Fengtai District, Beijing 100162, China)

ABSTRACT: The coupling of solar energy and high parameter coal-fired units is an effective way to improve the efficiency of solar power generation, reduce unit carbon emissions, and increase unit investment in solar thermal power generation. Through the sorting and analysis of the current coupling mode between solar energy and coal-fired units, this article proposes a deep coupling mode between solar energy and coal-fired units, which uses a solar thermal system to heat the feedwater from the outlet of the high-pressure heater, vaporizes the feedwater, and then enters the boiler superheater for further heating before entering the high-pressure cylinder of the steam turbine. The exhaust steam from the high-pressure cylinder of the steam turbine first enters the solar thermal system for heating, and then enters the boiler reheater for further heating before entering the intermediate pressure cylinder of the steam turbine. By adopting this coupling mode, the boiler can eliminate the economizer and water-cooled wall, and necessary technical modifications need to be made to the powder production system, including the use of hot flue gas powder production, the addition of smoke powder heaters, and the elimination of the boiler's primary air system. Through energy efficiency analysis of the deep coupling mode, the results show that when the solar thermal system is deeply coupled with a 670 MW ultra supercritical unit, the thermoelectric efficiency can reach 47.31%. The economic analysis of this coupling mode shows that the investment payback period of the coal-fired unit coupled solar thermal system is 4~8 a at different grid prices. By modifying the powder production system and adding a smoke powder heater, the exhaust temperature of the boiler can be maintained without increasing, which provides a good technical basis for further increasing the thermal and electrical efficiency of light energy by raising the feedwater temperature.

KEY WORDS: solar power; photothermal system; coal-fired power generation; coupling system; flour milling system

摘要: 太阳能与高参数燃煤机组的耦合是提高光能发电效率、降低机组碳排放及光热发电单位投资的有效方式。通过对目前太阳能与燃煤机组耦合模式的梳理与分析, 该文提出太阳能与燃煤机组深度耦合模式, 即利用光热系统加热从高压加热器出口的给水, 给水汽化后再进入锅炉过热器内进一步升温后进入汽轮机高压缸; 汽轮机高压缸排汽先进入光热系统加热升温, 然后进入锅炉再热器继续受热后进入汽轮机中压缸。采用该种耦合模式, 锅炉可取消省煤器和水冷壁, 同时需对制粉系统进行必要的技术改造, 包括采用热烟气制粉、增加烟粉加热器及取消锅炉一次风系统。通过对深度耦合模式的能效分析, 结果表明: 光热系统在与某 670 MW 超(超)临界机组深度耦合时, 热电效率可以达到 47.31%; 对该耦合模式经济性分析表明, 燃煤机组耦合光热系统在不同上网电价时投资回收期在 4~8 a。通过对制粉系统进行改造并增加烟粉加热器, 可以保持锅炉排烟温度不升高, 为提高给水温度进一步增加光能的热电效率提供一定技术基础。

关键词: 太阳能; 光热系统; 燃煤发电; 耦合系统; 制粉系统

0 引言

随着社会用电量的不断增加, 我国发电装机容量在迅速增加: 截至 2024 年底, 全国累计发电装机容量 33.49 亿 kW, 同比增长 14.6%。其中, 太阳能发电装机容量 8.87 亿 kW, 同比增长 45.4%; 风电装机容量 5.21 亿 kW, 同比增长 18.0%。由此可见, 我国光伏和风电的装机容量增长幅度远超行业整体水平。光伏与风电机组的大规模并网, 其出力的间歇性、波动性与随机性给电网的安全稳定运行带来了极大压力, 需新建一批具有负荷调节能力灵活的燃煤机组, 或对现役燃煤机组进行灵活性改造, 以满足电网的深度调峰。但燃煤机组在调峰过程中, 低负荷时其供电煤耗率会大幅增加^[1], 矛盾亟待解决。

为进一步降低电力行业的碳排放, 2024 年 7 月

国家发展改革委、国家能源局联合印发《煤电低碳化改造建设行动方案(2024—2027年)》(发改环资[2024]894号),提出生物质掺烧、绿氨掺烧、碳捕集利用与封存3种煤电低碳化改造技术路线。相比该行动方案中所提的生物质和绿氨掺烧,在我国西北广大地区,燃煤机组与太阳能光热系统耦合可能是更具可行性的低碳化技术方案。

太阳能光热发电在运行中几乎不产生 CO_2 排放,具有出力灵活、可控性好、可快速参与电网深度调峰等优势,非常适合与风电、光伏等新能源发电互补运行,极具发展前景^[2]。但制约光热发电发展瓶颈的是其发电效率较低且投资成本太高。目前光热发电效率一般不超过30%,但投资成本却高达3~4.2万元/ kW ^[3],即使未来依靠技术进步及规模效应能降至2万元/ kW 以下^[4],也远高于燃煤机组3500~4700元/ kW 的水平^[5]。

为应对光热电站投资成本高、运行效率低及燃煤发电机组 CO_2 排放水平高的问题,光热与燃煤耦合发电可能是今后利用光热资源更好的技术路线,近年来备受关注^[6~8]。

为降低燃煤机组的碳排放,同时降低光热发电的单位投资成本,本文提出一种太阳能与燃煤机组深度耦合的技术方案,即利用光热加热给水和低温再热蒸汽,一方面可以降低光热系统的运行温度从而降低系统投资;另一方面利用燃煤机组高参数优势将光热高效转变为电能,同时节省了燃煤机组的煤耗。

1 光热与燃煤机组耦合模式

光热与燃煤机组耦合是利用光能替代部分燃

煤以降低机组的煤耗,同时可提高光热的热电效率。图1为典型的一次再热蒸汽热力循环示意图,图中:过程0—1是凝结水在各级加热器内加热升温过程;1—3是给水在锅炉内气化并过热过程;3—4是过热蒸汽在汽轮机高压缸内膨胀做功过程;4—5是蒸汽在锅炉内再热过程;5—6是蒸汽在汽轮机低压缸内膨胀做功过程;6—0是汽轮机排汽放热凝结过程;0—1—3—4—5—6—0构成了一个完整的蒸汽动力循环。在上述各热力过程中,0—1、1—3以及4—5均可以耦合光热,部分或全部替代燃煤/抽汽加热,或者几个过程同时应用光能替代部分燃煤加热。

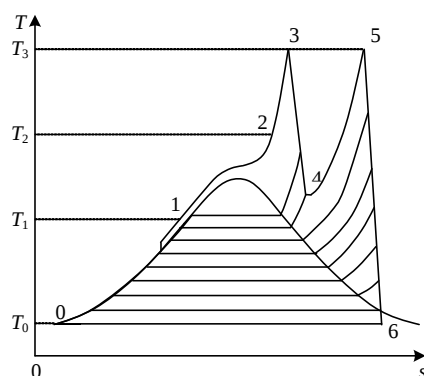
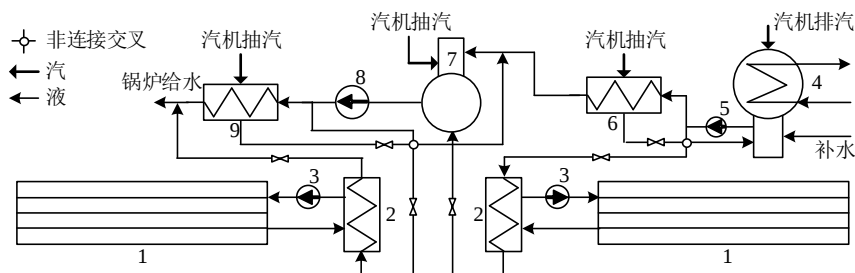


图1 蒸汽热力循环示意图

Fig. 1 Schematic diagram of steam thermal cycle

1.1 回热耦合模式

图2为回热耦合模式示意图,是目前研究最多的模式^[9-13],该模式的光热系统所收集的热能温度较低时与低压加热器并联、温度较高时与高压加热器并联或者与整个回热系统进行并联,替代汽轮机抽汽以提高机组出力。



1—太阳能集热系统;2—换热系统;3—循环泵;4—凝汽器;5—凝结水泵;6—低压加热器系统;7—除氧器;8—给水泵;9—高压加热器系统。

图2 模式1: 回热耦合

Fig. 2 Mode 1: regenerative coupling

1.2 主汽耦合模式

当光热系统集热温度足够高时,可用于替代部分燃煤热量加热给水,使之气化并升温至过热蒸汽,可大幅节省机组的燃料消耗,该种耦合模式系统示意图见图3^[14-15]。

图3中,光热系统可完全或部分替代锅炉的主蒸汽系统。完全替代即光热系统加热给水使之气化升温直到满足汽轮机设计进汽温度要求。在光能功率不足时,光热系统也可只用于加热低温过热蒸汽,比如从锅炉的某级过热器出口抽取部分蒸汽

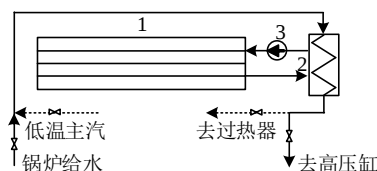


图3 模式2：主汽耦合

Fig. 3 Mode 2: alternative main steam system

进入光热系统进一步升温。或者当光热系统不能够产生足够高温度的蒸汽，还需要将这部分蒸汽送回锅炉中二次加热，以满足汽轮机进汽温度要求，如图3中虚线所示。

1.3 再热耦合模式

图4为光热系统替代锅炉再热系统示意图^[6]。

图中，部分冷再蒸汽进入光热系统换热器内，被加热升温后进入汽轮机中低压缸内膨胀做功，以减少机组的燃煤消耗。如光热系统不能产生温度足够高的再热蒸汽，需将再热蒸汽重新送回锅炉再热器中进行二次加热，如图4中虚线所示。

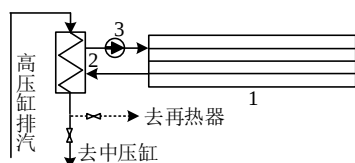


图4 模式3：再热耦合

Fig. 4 Mode 3: alternative reheat steam system

1.4 并联耦合模式

光热系统也可同时用于替代锅炉的主、再热系统，即光热系统与锅炉过热、再热系统采用母管制并联，这样光热系统所产生的主、再热蒸汽可与锅炉产生的主、再热蒸汽汇合后进入汽轮机，以提高机组的输出功率或降低煤耗，系统示意图见图5。

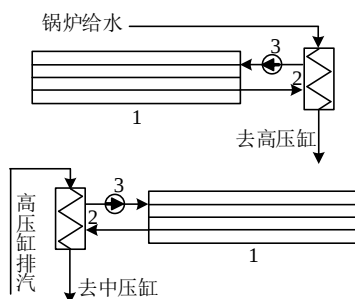


图5 模式4：并联耦合

Fig. 5 Mode 4: parallel coupled system

1.5 深度耦合模式

模式2—4中，尽管光热系统可产生过热或再热蒸汽直接进入汽轮机发电，但是受目前熔盐长期稳定工作温度限制或出于降低投资成本的考虑，光热

系统所产生的蒸汽温度一般不超过 550°C ^[16-18]，该温度下的蒸汽属于亚临界状态，发电效率仍有较大的提升空间。

此外，从超临界压力下给水在汽化及过热过程中焓值与温度之间的关系看，在 $350\sim 450^{\circ}\text{C}$ 温度范围内焓值变化最大，尤其是 400°C 温度附近，但温升幅度较小；而在 $350\sim 450^{\circ}\text{C}$ 温度范围外的饱和水、过热蒸汽和再热蒸汽，其焓值与温度几乎呈线性关系，见图6，图6中曲线的标识数字代表给水/蒸汽压力，即30和5.66 MPa。

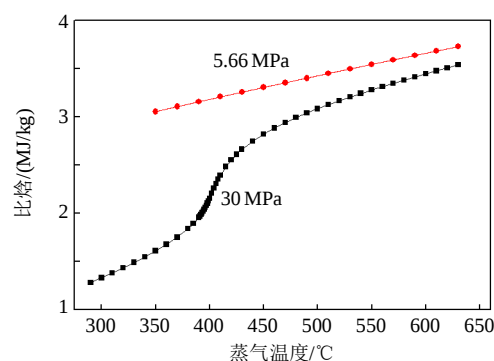
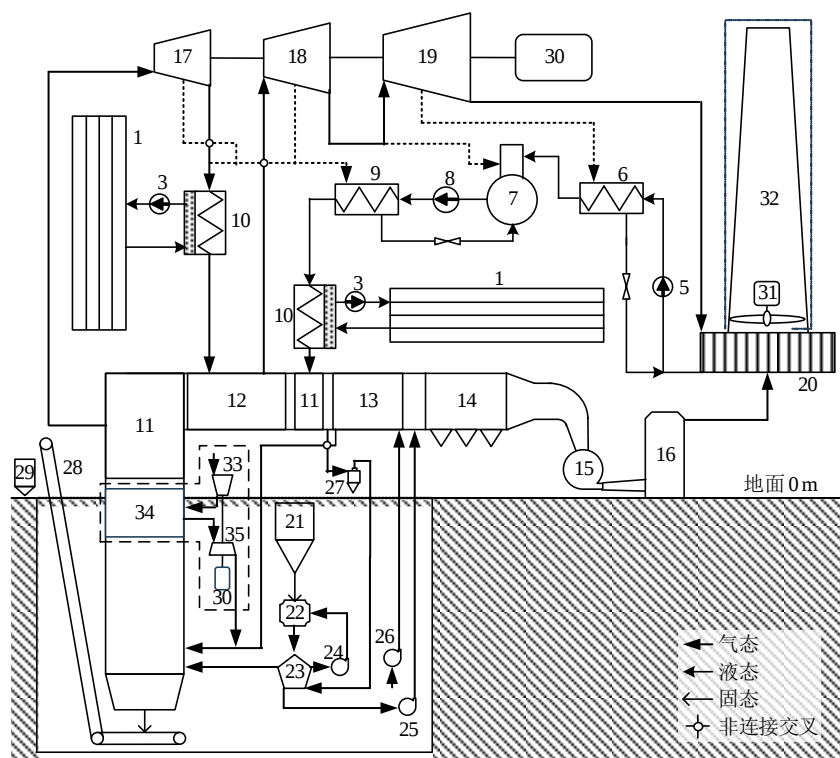


图6 饱和水与蒸汽焓值随温度的变化

Fig. 6 The changes of saturated water enthalpy and vapor enthalpy with temperature

综上，为进一步提高光热与燃煤机组耦合系统的发电效率，可采用太阳能与燃煤机组深度耦合模式，见图7。图7中，给水从高压加热器出来后先进入光热系统加热气化，再进入锅炉过热器中继续升温，然后进入汽轮机高压缸。汽轮机高压缸排汽先进入光热系统中吸收热量升温后再进入锅炉再热器内继续升温，然后进入汽轮机中压缸。主蒸汽和再热蒸汽的温度均可达到目前燃煤机组的最高水平，从而最大程度地提高光能与燃煤的发电效率。该深度耦合模式与并联耦合模式区别在于深度耦合模式是利用光热系统替代燃煤锅炉的省煤器和水冷壁，部分替代锅炉的过热器和再热器。对于锅炉本体而言，相当于取消省煤器和水冷壁，可采用绝热燃烧式炉膛，不仅有利于燃烧低热值燃料^[19]，同时对减少高温受热面磨损、降低机组非计划停运事件发生次数十分有利^[20]。

提高给水温度可提高蒸汽动力循环效率，但常规燃煤机组给水温度的提高会受锅炉排烟温度的限制：给水温度升高，省煤器出口的烟气温度随之升高，而烟气的质量流量和比热均高于空气，因此烟气温度太高时空气预热器将面临一次、二次风冷



10—储热/换热系统；11—过热器；12—再热器；13—空气预热器；14—除尘器；15—引风机；16—脱硫系统；7—汽轮机高压缸；18—汽轮机中压缸；19—汽轮机低压缸；20—空冷系统；21—煤仓；22—磨煤机；23—烟粉加热器；24—高压风机；25—输送风机；26—二次风机；27—旋风分离器；28—出渣设备；29—渣仓；30—发电机；31—风力涡轮发电机组；32—烟囱；33—压气机；34—高温换热器；35—透平。

图7 模式5：深度耦合系统

Fig. 7 Mode 5: deep coupled system

却能力不足的问题，导致排烟温度大幅度提高、锅炉效率明显降低^[21]；如采用凝结水吸收排烟余热，会改变蒸汽动力循环的效率。

取消锅炉省煤器后，进入空气预热器的烟气温度更高，需对制粉系统及尾部烟道进行改造。尾部烟道及制粉系统改造主要有2个方面：一是采用热烟气替代热风进行制粉；二是增加烟粉换热器。即从空气预热器入口处抽取部分高温烟气，该部分高温烟气经除尘后进入烟粉加热器，在烟粉加热器中释放部分热量后一部分被高压风机加压后送入磨煤机制粉；另一部分继续在烟粉加热器中释放热量后经输送风机排至除尘器入口。

采用烟气制粉，可取消锅炉一次风系统。在目前的常规制粉系统中，采用热一次风制粉，热风中含有21%的氧气，为防止煤粉爆燃，对磨煤机出口的风粉温度有较大限制，在挥发分较高时一般不能超过70℃，需从一次风机出口引入部分空气进行冷却，在热风温度较高时，需抽取更多的冷风对风粉进行降温，但这会进一步降低空气预热器中的空气流量，导致热风温度更高^[21]，采用烟气制粉有效的避免了这个矛盾。目前，也有燃煤机组采用烟气制

粉系统^[22]，但由于没有安装烟粉加热器，制粉烟气只在系统内进行循环，空气预热器内的烟气流量并不降低，因此不具有降低排烟温度的特征。

采用深度耦合模式时，进入锅炉的蒸汽温度可根据集(储)热温度以及投资成本的高低灵活选择，比如：采用槽式或非涅尔式光热系统，集热及储热温度相对较低，投资成本也相对较低；如采用塔式光热系统，集热温度相对较高，可将蒸汽加热至较高温度，但投资成本更高，因此可以在实际的工程应用中进行综合比较^[23]。如根据图6，可以用投资成本相对较低的槽式或非涅尔式光热系统将蒸汽温度加热至450~470℃^[17,24]，给水吸热量较多、温升较小的过程由光能加热。因此，该种耦合模式完全实现了即使集热温度低一些，但仍能够实现更高的光热发电效率。

2 耦合系统性能计算

对于各种耦合系统性能的分析，主要在2个方面：一是光能热电效率；二是系统煤耗。因为机组煤耗的高低既受耦合模式的影响，也受光热占比的影响。

2.1 光能热电效率

2.1.1 回热耦合模式

模式 1 中, 回热耦合过程中利用光能替代部分汽轮机抽汽, 可在不增加机组煤耗或增加不多的情况下提高汽轮机出力, 在极端情况下, 汽轮机的各级抽汽被光能替代, 此时系统的蒸汽动力循环将由回热循环转变为完全的一次再热朗肯循环, 即过程 0—1—2—3—4—5—6—0, 光能的热电效率为

$$\eta_1 = \frac{h_3 - h_4 + h_5 - h_6}{h_3 - h_0 + h_5 - h_4} \quad (1)$$

式中: h_0 为 0 点处凝结水焓值, kJ/kg; h_3 为 3 点处水蒸汽焓, kJ/kg; h_4 为 4 点处水蒸汽焓, kJ/kg; h_5 为 5 点处水蒸汽焓, kJ/kg; h_6 为 6 点处水蒸汽焓, kJ/kg。

2.1.2 其他耦合模式

模式 2—4 中, 由于耦合光热之后并没有改变其蒸汽动力循环方式, 所以光能热电效率即为一次再热机组的回热循环效率:

$$\eta_2 = \frac{3600}{q} \quad (2)$$

式中 q 为汽轮机热耗率, kJ/(kW·h)。

对于模式 4 的并联耦合, 因其与燃煤机组构成完全的并联方式, 可在一定程度上实现蒸汽循环参数的升级, 如从超高压升级为亚临界, 明显提升系统热电效率。

2.1.3 深度耦合时风、烟、粉之间的热平衡

图 7 中的模式 5, 光能的热电效率与燃煤机组的循环效率相同, 即同样可采用式(2)计算; 另一方面, 由于利用燃煤对部分烟气热量进行吸收, 可保证锅炉效率不降低甚至提高锅炉效率。

图 8 为深度耦合模式下制粉系统内温度参数示意图。图 8 中, 从旋风分离器出来流量为 m_g 、温度为 t_g 的高温烟气先进入管壳式烟粉加热器中加热烟粉混合气流, 在烟粉加热器内其温度降低至 t'_g 时一部分经高压风机加压后进入磨煤机与燃煤混合制粉; 另一部分继续加热烟粉混合气流, 直至温度降低至排烟温度 t_p 后被输送风机抽走送回尾部烟道中。

与此同时, 温度为 t_h 的烟粉混合气流从磨煤机出来后进入烟粉加热器内吸热升温后进入炉膛燃烧器。由于烟气中的氧含量很小, 所以烟粉混合气流的温度可以达到较高的水平, 利于提高燃烧效率。采用烟气制粉, 相当于采用了烟气再循环, 也

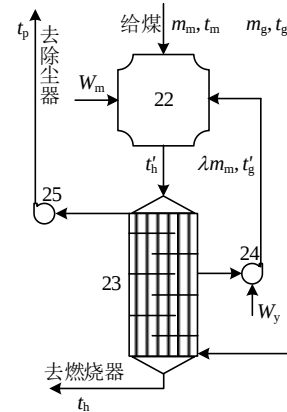


图 8 烟粉加热系统示意图

Fig. 8 Schematic diagram of smoke powder heating system

有利于降低锅炉的 NO_x 生成水平^[25]。

根据图 8, 图 9 为不考虑空气预热器漏风的情况下烟气、空气和煤粉之间的热平衡图。由图可知, 如将空气预热器、磨煤机和烟粉加热器作为一个系统来研究, 将会是以高温烟气同时加热二次风和燃煤, 忽略系统表面的散热损失以及空气预热器内部的漏风, 整个系统的能量平衡方程为

$$\lambda m_m (t_g c_g |_0^{t_h} - t_h c_g |_0^{t_h}) + m_g (t_g c_g |_0^{t_p} - t_p c_g |_0^{t_p}) + W_m + W_y = m_a (t_a c_a |_0^{t_a} - t_{a0} c_a |_0^{t_{a0}}) + m_m (e_m^{t_h} - e_m^{t_{m0}}) \quad (3)$$

式中: λ 为磨煤机风煤比; m_m 为给煤量, t/h; t_g 为高温烟气温度, °C; c_g 为烟气定压比热, kJ/(kg·°C); t_h 为烟粉混合气流的温度, °C; m_g 为烟气流量, t/h; t_p 为锅炉排烟温度, °C; m_a 为二次风流量, t/h; t_a 为热二次风温度, °C; c_a 为空气定压比热, kJ/(kg·°C); t_{a0} 为二次风进风温度, °C; $e_m^{t_h}$ 、 $e_m^{t_{m0}}$ 为燃煤内能, kJ/kg, 上角标 t_h 、 t_{m0} 代表所处温度, °C; W_m 为磨煤机电耗, kW; W_y 为一次风机电耗, kW。

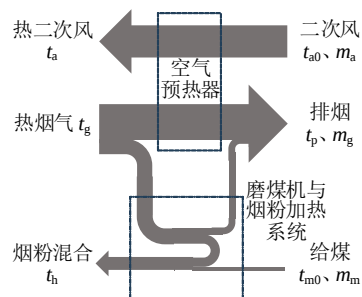


图 9 风、烟、粉系统质能平衡示意图

Fig. 9 Schematic diagram of mass and energy balance in smoke, air, and powder systems

其中烟气与空气的比热在计算中取竖杠右边上下角标温度范围内的平均值。

由于燃煤烟气的主要成分为 N_2 、 CO_2 、 H_2O 和 O_2 ，还含有飞灰、 SO_x 、 NO_x 等少量其他物质，所以单位质量烟气在释放热量的时候，相当于其内部成分分别释放热量之和，即：

$$t_g c_g |_0^t - t_p c_g |_0^t = \sum g_i (t_g c_{g_i} |_0^t - t_p c_{g_i} |_0^t) \quad (4)$$

式中： g_i 为不同成分的质量占比； c_{g_i} 为该成分的定压比热， $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ 。

另一方面，燃煤中水分蒸发为水蒸汽，因此单位质量燃煤所吸收的热量中，既有水蒸汽和灰分的显热又有水的汽化潜热，因此其能量差为

$$e_m^{t_h} - e_m^{t_{m0}} = M_m (2501 + t_h c_s |_0^t - h_w^{t_{m0}}) + (1 - M_m) c_m (t_h - t_{m0}) \quad (5)$$

式中： M_m 为煤中含水量； c_s 为水蒸汽的定压比热， $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ ； $h_w^{t_{m0}}$ 为环境温度下水的焓值， kJ/kg ； c_m 为干基煤的平均比热， $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ 。

根据相关标准^[26]，燃煤干燥基平均比热采用下式计算：

$$c_m = c_0 (1 - \frac{A_d}{100}) + \frac{c_A A_d}{100} \quad (6)$$

式中： A_d 为燃煤干燥基灰分，%； c_0 为纯煤(煤中可燃物质部分)的平均比热， $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ ； c_A 为灰的平均比热， $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ 。其中：

$$c_0 = 0.74 + \frac{2.05t}{1000} + (0.66 + 0.001t) \frac{V_{daf}}{100} \quad (7)$$

$$c_A = 0.754 + \frac{1.465t}{10000} \quad (8)$$

式中： t 为温度， $^\circ C$ ； V_{daf} 为燃煤挥发分，%。

2.2 耦合系统煤耗

在无供热的前提下，燃煤机组发电效率为

$$\eta_f = \eta_b \eta_p \eta_c \eta_g \quad (9)$$

式中： η_b 为锅炉效率； η_p 为管道效率； η_c 为循环效率； η_g 为发电机效率。

对于光热耦合燃煤机组发电模式，耦合后部分机组的燃煤消耗将被光能替代，机组发电煤耗可采用下式计算：

$$b_f = \frac{122.8(1 - \beta)}{\eta_f} \quad (10)$$

式中 β 为光热占比，即系统总的输入能量中，光热所占的比重。

根据机组的发电煤耗和厂用电率，可以计算出机组的供电煤耗。

3 计算条件

受集热系统成本及熔盐长期运行可靠性影响，光热电站的主/再热蒸汽温度仅有 $535 \sim 550^\circ C$ ^[17]，以表 1 中 4 台不同参数的汽轮机设计参数为依据，可计算不同耦合方式下系统能效指标。对于图 7 中的深度耦合模式，其在与超(超)临界机组进行耦合时可发挥出最大的热电效率，因此为分析光热与燃煤机组深度耦合模式的能效水平，重点以表 1 中的汽机 4 为对象进行能效指标的计算与分析，该汽轮机配套的锅炉参数见表 2。汽机与锅炉参数均来源于

表 1 部分汽轮机设计参数

Table 1 Some calculation parameters of steam turbine

项目	汽机 1	汽机 2	汽机 3	汽机 4
发电机功率/MW	135	300	350	670
主汽温度/ $^\circ C$	538	538	566	600
主汽压力/MPa	13.84	16.70	24.20	27.00
主汽流量/(t/h)	427.62	947.87	1064.50	1909.40
冷再温度/ $^\circ C$	316.0	329.3	324.4	357.7
再热汽温度/ $^\circ C$	538	538	566	610
再热汽压力/MPa	2.38	3.56	4.20	5.87
再热汽流量/(t/h)	347.33	789.45	857.32	1614.40
给水温度/ $^\circ C$	243.1	278.0	281.3	296.0
排汽压力/kPa	15.0	13.0	11.0	10.5
排汽焓/(kJ/kg)	2508.9	2436.8	2416.6	2414.8
汽机热耗率/(kJ/(kW·h))	8917	8136	8010	7610

表 2 额定工况下锅炉部分设计参数

Table 2 Design parameters of boiler under rated operating conditions

名称	数值
额定蒸发量/(t/h)	1909.35
主蒸汽压力/MPa	28.37
主蒸汽温度/ $^\circ C$	605
再热蒸汽温度/ $^\circ C$	613
再热蒸汽流量/(t/h)	1614.41
再热器出口蒸汽压力/MPa	5.56
省煤器进口温度/ $^\circ C$	296
空气预热器出口一次风流量/(t/h)	424.69
空气预热器出口二次风流量/(t/h)	1692.7
磨煤机总风量/(t/h)	486.7
磨煤机出口气流温度/ $^\circ C$	70
一次风进风温度/ $^\circ C$	30
二次风进风温度/ $^\circ C$	25
热一次风温度/ $^\circ C$	348
热二次风温度/ $^\circ C$	319
排烟温度/ $^\circ C$	124
空气预热器烟气进口温度/ $^\circ C$	365
燃煤消耗量/(t/h)	286.2
锅炉效率/%	94.11

电厂提供的设计数据。

该 670 MW 机组采用超(超)临界变压直流本生型锅炉，一次再热、单炉膛、前后墙对冲燃烧方式；尾部双烟道结构，采用挡板调节再热汽温；湿式排渣；全钢、全悬吊结构、平衡通风Π型布置，燃煤煤质参数见表 3。机组汽轮机为超(超)临界、单轴、三缸两排汽、一次中间再热、间接空冷凝汽式汽轮机。机组设计厂用电率为 4.53%。

表 3 锅炉燃煤部分收到基参数
Table 3 Part parameters of the coal

项目	设计煤种	校核煤种 1	校核煤种 2
全水分/%	18.60	18.90	11.26
灰分/%	15.08	17.00	27.10
挥发分/%	35.01	36.34	33.18
碳/%	50.73	49.12	46.80
氢/%	3.78	2.85	3.14
氮/%	0.68	0.75	0.65
氧/%	10.65	10.71	10.15
全硫/%	0.48	0.67	0.90
高位发热量/(MJ/kg)	20.46	18.89	17.85
低位发热量/(MJ/kg)	19.14	17.78	17.11

4 计算结果与分析

4.1 回热耦合模式

在采用图 2 所示的回热耦合模式时，耦合机组灵活，可与超高压、亚临界、超临界甚至超(超)临界机组进行耦合，在极端情况下，汽轮机抽汽可以全部被光能所替代，根据表 1 中数据及机组的设计资料，取管道效率为 0.99，发电机效率为 0.99，耦合系统的能效计算结果如表 4 所示。由表 4 可知，在额定工况下，燃煤机组的回热系统耦合了光热之后，如果光热全部替代汽轮机抽汽，其循环效率有明显降低，但因光热替代部分燃煤消耗，所以机组的发电煤耗也有显著降低，平均降幅为 60.12 g/(kW·h)。

表 4 回热耦合模式性能计算结果
Table 4 Performance calculation results of regenerative coupling mode

耦合机组	汽机 1	汽机 2	汽机 3	汽机 4
功率/MW	135	300	350	670
光热占比/%	22.35	27.42	27.32	28.69
原循环效率/%	40.37	44.25	44.94	47.31
原发电煤耗/(g/(kW·h))	330.17	301.22	296.60	281.74
耦合循环效率/	38.32	39.52	41.45	43.08
耦合发电煤耗/(g/(kW·h))	270.09	244.78	233.72	220.65
煤耗降幅/(g/(kW·h))	60.08	56.44	62.88	61.09

如果光热系统收集的光能仅能替代部分汽轮机抽汽，则耦合循环效率及耦合后的发电煤耗将处于表 4 中的二者之间。

4.2 主汽耦合与再热耦合模式

对于图 3、4 中的耦合模式，其光能的热电效率与机组本身的效率相同，因此发电煤耗的最大降幅为光能完全替代锅炉的主蒸汽或再热蒸汽，以表 1、4 中的亚临界汽机 2 为耦合对象，光能热电效率均为 44.25%，在充分替代的情况下，耦合后机组的发电煤耗可以从 301.22 g/(kW·h)大幅度降低至 51.34 和 272.36 g/(kW·h)，由于主汽系统的吸热量占比更高，所以完全替代主汽系统后，发电煤耗降低幅度更大。

如果采用二次加热方式，即蒸汽从光热系统出来后再次进入锅炉加热，则该两种方式也可与表 1 中超临界或超(超)临界机组相耦合，此时光能的循环效率可达 44.94%或 47.31%。

4.3 并联耦合模式

对于图 5 中的并联耦合模式，可通过与现有燃煤机组母管制的方式提升蒸汽参数等级来达到更好的节能效果。如表 1、4 中的 135 MW 容量的超高压汽轮机组，若采用该种模式与光热系统进行耦合，则可以将蒸汽参数提高至亚临界状态，同时将汽轮机的发电容量提高至 300 MW，可较大幅度的降低汽机热耗与发电煤耗，机组的发电煤耗将从 330.17 g/(kW·h)降低至 150.61 g/(kW·h)，光能循环效率也将从 40.37%提高至 44.25%，提升幅度接近 10%。

4.4 深度耦合模式

4.4.1 热电效率

图 7 中的深度耦合，由于和超(超)临界机组耦合，所以光热的发电效率大幅度提高，根据表 4 中数据，耦合超(超)临界机组后，光能的发电效率可达 47.31%。另一方面，采用深度耦合模式，可进一步提高给水温度，汽机的热耗会进一步降低。研究表明，某电厂 600 MW 超临界燃煤机组的给水温度如果提高至 322℃时，其汽机热耗率将降低至 7 435.7 kJ/(kW·h)^[27]，以此为依据，可计算出循环效率为 48.42%，因此如耦合光热，则其热电效率又相当于提升了 2.35%。

4.4.2 系统煤耗

光热与超(超)临界机组的深度耦合可以大幅度提高光能的热电效率，但是机组实际煤耗的降低则与光热或煤热部分的占比有很大关系。参考表 1 中

数值,取光热系统蒸汽出口温度即进入锅炉的蒸汽温度分别为 400、470 和 540℃进行计算,光热和煤热占比见图 10。图 10 中,随着蒸汽温度的上升,光热功率逐渐上升,煤热功率随之下降,煤热占比也在同步下降,因此机组的煤耗也在逐步下降,见图 11。

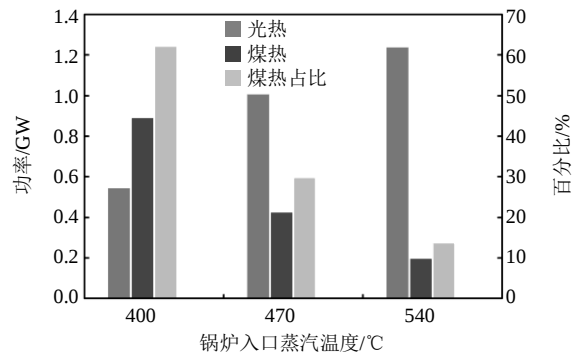


图 10 不同锅炉入口蒸汽温度下光热与煤热的占比
Fig. 10 The proportion of solar heat and coal heat at different boiler inlet steam temperatures

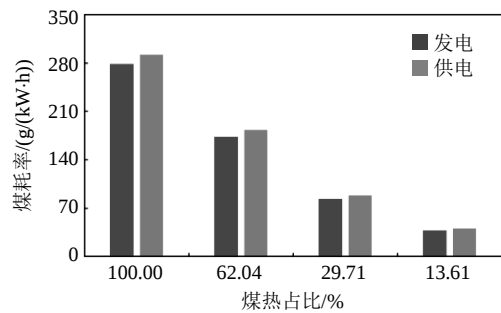


图 11 机组煤耗与煤热占比
Fig. 11 Coal consumption and coal heat proportion of the unit

图 11 为深度耦合系统的发电煤耗和供电煤耗,图中横坐标为图 10 中煤热的占比。对于图 11 中供电煤耗的计算,厂用电率取煤热和光热的厂用电之和,煤热部分中除水泵系统用电、仪表空压机用电、化水系统、照明系统和公用系统厂用电率不随煤热占比的变化外,其余厂用电率按比例缩减。而目前 135MW 等级的光热电站厂用电率为 9.2%^[28],但是耦合燃煤机组之后,厂用电率中需要扣除给水泵组、凝结水、循环水泵或空冷风机耗电率以及照明、公用、化水等系统的厂用电率,因此以 6%进行估算。

由于进入锅炉的蒸汽温度很高,导致锅炉进入空气预热器的烟气温度也会随之升高,取过热器或再热器的换热端差为 30℃,则进入空气预热器的烟气温度将分别为 430、500 和 570℃,由此可以对二

次风以及烟粉混合气流的温度进行计算。

根据表 2、3 中数据,可计算出在燃用设计煤种情况下烟气的成分,见表 5,这样可根据式(3)对空气或烟粉混合气流的温度进行迭代计算,各参数取值见表 6,同时取热二次风温度与加热后的烟粉气流温度相同,计算结果见图 12。

表 5 烟气主要成分

Table 5 Main components of smoke			
成分	质量流量/(t/h)	质量浓度/%	备注
N ₂	1 636.40	67.78	—
CO ₂	529.17	21.91	燃烧效率取设计值 99.6%
H ₂ O	150.61	6.24	—
O ₂	56.64	2.35	—
飞灰	38.84	1.61	飞灰:底渣按 9:1 取值
SO ₂	2.74	0.11	—
合计	2 414.40	100.00	—

表 6 迭代计算边界条件

Table 6 Iterative calculation of boundary conditions			
参数	数值	参数	数值
排烟温度/℃	124	给煤温度/℃	15
冷二次风温度/℃	25	风煤比	2.08

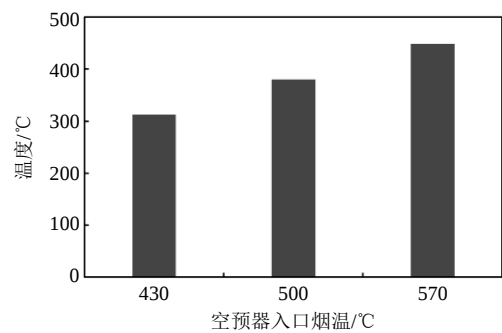


图 12 热二次风温计算结果

Fig. 12 Calculation results of hot secondary air temperature

图 12 为在不同烟气温度下热二次风温度及加热后烟粉混合气流的温度。由图 12 可知,随着烟气温度的提高,热二次风和烟粉混合气流的温度也在不断增加,二者的温度端差大约为 120℃左右。说明在抽取部分烟气加热燃煤后,二次风与燃煤有足够的吸热能力将最终的排烟温度保持在 124℃,从而保证锅炉效率在耦合后不会降低。另一方面,因为高温侧的换热端差约 120℃,按照目前空气预热器设计水平,热风温度有进一步提升的潜力,排烟温度有进一步下降的空间,一般排烟温度每下降 15~20℃,锅炉效率可以提高约 1%。在实际工程中,排烟温度的选取与烟气酸露点以及空气预热器的

低温腐蚀密切相关，需要综合考虑锅炉效率和机组可靠性这二者的平衡。

根据图 12，由于摆脱了排烟温度的限制，所以锅炉的给水温度能进一步提高，这样机组的供电煤耗会在一定程度上下降。此外，烟气中氧量的质量浓度仅有 2.35%，烟粉混合物爆燃的概率较低，即使这小部分氧量与煤粉发生了燃烧反应，其温度也不会大幅升高，因为在高温下，烟气中的水蒸气和二氧化碳均会与燃煤中的碳发生吸热还原反应，将阻碍烟粉温度进一步上升。为消除安全隐患，也可适当调整加热燃煤和二次风的烟气流量比，这样热二次风与烟粉混合气流的温度可以不相同，通过提升热二次风的温度来适当降低烟粉混合气流的温度，从而根据不同的燃用煤质的着火点来确定，以保证系统的安全稳定运行。

5 经济性分析

以文献[29]中相关数据对燃煤机组深度耦合光热系统的经济性进行估算，计算取值如表 7 所示。根据表 7，不同方案的光热系统(含储热)单位投资成本平均值为 5 209.0 元/kW，该数据为光热系统单位热功率的投资成本，由此可根据图 10 中不同锅炉入口蒸汽温度下光热功率计算出光热系统的总投资和供电量。再根据图 11 中数据可计算出在不同锅炉入口蒸汽温度下系统标煤节约量，见图 13。图 13 中，随着锅炉入口蒸汽温度的提升，光热系

表 7 光热系统单位投资估算

Table 7 Unit investment estimation for solar thermal systems

名称	方案 1	方案 2	方案 3
光热系统总投资/万元	25 769.56	10 506.05	10 307.82
实际换热量/kW	49 341.88	19 770.23	20 249.14
光热系统单位投资/(元/kW)	5 222.65	5 314.08	5 090.50

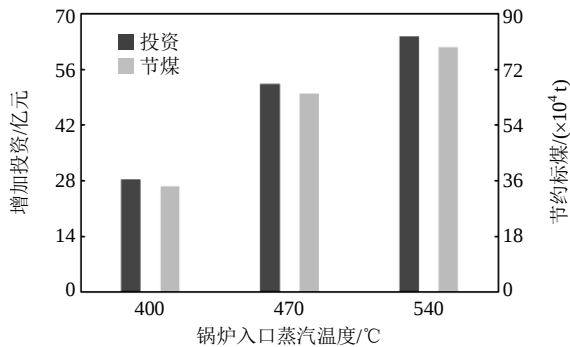


图 13 光热系统投资与节煤量

Fig. 13 Investment in solar thermal systems and coal savings

统的投资以及标准煤节约量也同步增加，其中标煤节约量按机组年利用小时数 5 000 h 计算。

耦合光热系统的收益有 2 种计算方法，一是根据节煤量计算，二是根据太阳能上网电量计算。图 14 为不同标煤价格时，耦合光热系统的投资回收期。由图 14 可知，燃煤机组深度耦合光热系统的投资回收期与标煤价格密切相关，在标煤价格为 800 元/t 时要超过 10 a，如标煤价格涨至 1 200 元/t 时，投资回收期则不足 7 a。

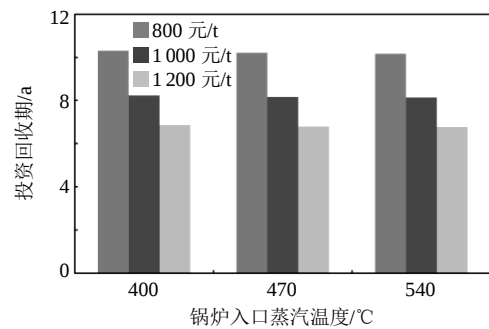


图 14 耦合光热系统投资回收期(基于煤耗节省)

Fig. 14 Investment payback period of coupled solar thermal system (based on coal consumption savings)

2021 年 6 月，国家发改委价格司发布《关于新能源上网电价政策有关事项的通知》，新核准(备案)海上风电项目、光热发电项目上网电价由当地省级价格主管部门制定，具备条件的可通过竞争性配置方式形成，上网电价高于当地燃煤发电基准价的，基准价以内的部分由电网企业结算。由图 10 和 11 可知，在光热占比为 37.96%、70.29%和 86.39%时，可计算出机组光热部分年上网电量分别为 11.95、22.13 和 27.21 亿 kW·h，以此计算投资回收期见图 15。由图 15 可知，光热部分上网电价为 0.5 元/(kW·h)时，耦合系统投资回收期为 4.74 a，电价降低至 0.3 元/(kW·h)时为 7.89 a，说明与单纯的太阳

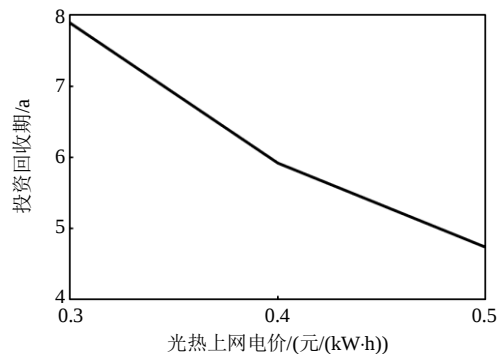


图 15 耦合光热系统投资回收期(基于上网收益)

Fig. 15 Investment payback period of coupled solar thermal system (based on internet revenue)

能电站相比该耦合系统具有较强的经济竞争力。

6 深度节能技术探讨

光热系统的单位投资成本远高于燃煤机组,因此提高系统效率是降低光热投资最有效的方式之一,有必要采取一些更新的技术方案对耦合系统进行深度节能优化。

6.1 锅炉下沉式布置

对于表1中的汽机4,根据电厂投运后的试验结果,在额定工况下,炉侧主蒸汽压力为28.35 MPa、主汽温度为607℃,汽机入口主蒸汽压力为27.31 MPa、主汽温度为601.34℃,该工况下主汽流量为1950 t/h,因此可以计算出主蒸汽管道的热损失为4430.83 MW,但烟损失则高达5519.58 MW,远超热损失。如采取本文所提的深度耦合模式,光热系统、锅炉以及汽轮机均需要用高压蒸汽管道相连接,蒸汽管道进一步加长,烟损失更高。若锅炉采用下沉式布置,即将大半或整个锅炉布置在深坑内,可降低锅炉过热器、再热器高度,达到与汽机齐平的目的^[30],同时兼顾磨煤机与烟粉加热器的安置,使得图7、8中烟粉在换热器中能够由上向下流动,避免换热器内部煤粉积聚与堵塞。

我国北方全封闭660 MW容量机组锅炉钢结构总重量在1.3万~1.5万t,采用下沉式设计,可大幅度减少钢材用量,即使按照减少50%的用量计算,可降低结构钢材用量6500 t以上。钢结构价格按照7000元/t计算,将节省投资4550万元。该种布置方式会增加土石方开挖投资,2台660 MW煤粉锅炉主厂房的占地面积约为3.44万m²^[31],按照单台开挖面积2万m²、开挖深度100m计算,开挖土石方总量为200万m³,按照20元/m³的开挖成本估算总投资为4000万元,与机组节约钢材成本大致相当,加上节省的主、再热蒸汽管道费用,总投资成本明显降低。

6.2 新型复合管道设计

在降低高温高压蒸汽管道投资成本方面,可采用复合管道设计方式^[32],即将原来耐温耐压一体化的单管道改为耐温耐压分离的套管式设计方式,在耐温和耐压管道之间的缝隙中利用蒸汽冷却,以保证外面耐压管道的温度处于安全范围内。

6.3 其他节能技术

文献[33]提出燃煤机组耦合空气透平降低厂用

电率进而降低供电煤耗的技术方案,如图7中虚线框所示。该技术在耦合600 MW等级燃煤机组时,该技术可以降低机组的厂用电率约为2%~3%^[34],折算降低煤耗约5~6 g/(kW·h)。

根据图11,由于热风温度与空气预热器进口烟气温度之间的温差较大,所以热二次风温度还有提升的空间,即可以抽出更多的空气进入空气透平系统,因此,该技术降低厂用电率或增加上网电量的潜力还可进一步提高。

文献[35]提出了在烟囱下部安装风力涡轮发电机组以实现烟囱内上升热气流能量的利用的技术方案,如图7中双点划线框内所示。根据计算,在烟囱高为500 m时,该技术对汽轮机排汽余热的利用率为1.5%,在烟囱高为1000 m时可达到3%。该技术方案独特的优势是能将机组的余热直接释放到高空,同时还能将烟气中未去除的污染物排放到高空,大幅减少对地面环境的影响。

7 结论

在各种耦合模式中,回热耦合模式可部分或全部替代各级加热器的汽轮机抽汽,从而增加汽轮机出力,在全部替代时,机组的发电煤耗降低幅度约为60 g/(kW·h);并联耦合模式能够通过提高蒸汽压力的方式提高机组的效率,同时能够至少降低一半的发电煤耗;主汽、再热以及深度耦合方式通过不同参数的燃煤机组进行耦合,可以实现与燃煤机组完全相同的光能热电效率,在与某670 MW超(超)临界机组耦合时,可达47.31%。

在采用深度耦合模式时,通过对制粉系统进行改造并增加烟粉加热器,可以保持锅炉排烟温度不升高,并为进一步提高给水温度增加光能的热电效率提供了技术基础。

通过对耦合系统的经济性分析,以上网收益为基准,燃煤机组耦合光热系统投资回收期在光热上网电价为0.5元/(kW·h)时不足5a,当上网电价降低至0.3元/(kW·h)时为7.89a。

综上,太阳能与燃煤机组的深度耦合在提高太阳能热电效率、碳减排等方面的综合优势,值得进行更深入的技术经济性研究。

参考文献

- [1] 刘志强,李建锋,潘荔,等.中国煤电机组改造升级效果分析与展望[J].中国电力,2024,57(7):1-11.
LIU Zhiqiang, LI Jianfeng, PAN Li, et al. Analysis and

- prospect of transformation and upgrading effects of coal-fired power units in China[J]. *Electric Power*, 2024, 57(7): 1-11(in Chinese).
- [2] 方宇晨, 杜尔顺, 余扬昊, 等. 太阳能光热发电并网的综合效益量化评估方法[J]. *中国电机工程学报*, 2024, 44(13): 5135-5147.
- FANG Yuchen, DU Ershun, YU Yanghao, et al. Comprehensive benefit analytical evaluation of grid-connected concentrating solar power[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2024, 44(13): 5135-5147(in Chinese).
- [3] 王芳源, 刘宏. 甘肃省太阳能光热发电技术路径比较及展望[J]. *资源节约与环保*, 2023(4): 5-8, 13.
- WANG Fangyuan, LIU Hong. Comparison and outlook of solar thermal power generation technology paths in Gansu province[J]. *Resources Economization & Environmental Protection*, 2023(4): 5-8, 13(in Chinese).
- [4] 杨倩鹏, 朱豪飞, 陈柏旭, 等. 光热发电技术发展的探讨与展望[J]. *发电设备*, 2023, 37(4): 230-237.
- YANG Qianpeng, ZHU Haoifei, CHEN Boxu, et al. Discussion and outlook on the development of solar thermal power generation technology[J]. *Power Equipment*, 2023, 37(4): 230-237(in Chinese).
- [5] 中国电力企业联合会. 中国电力行业年度发展报告 2025[M]. 北京: 中国电力出版社, 2025.
- China Electricity Council. Annual development report of China's power industry 2025[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2025(in Chinese).
- [6] 侯宏娟, 张楠, 丁泽宇. 太阳能热与燃煤电站互补发电技术综述[J]. *洁净煤技术*, 2022, 28(11): 49-56.
- HOU Hongjuan, ZHANG Nan, DING Zeyu. Review on solar aided coal-fired power generation[J]. *Clean Coal Technology*, 2022, 28(11): 49-56(in Chinese).
- [7] 周云龙, 李婷, 杨美. 集成 ORC 与太阳能的燃煤机组碳捕集热力系统性能分析[J]. *中国电机工程学报*, 2023, 43(20): 7982-7994.
- ZHOU Yunlong, LI Ting, YANG Mei. Performance of solar-coal thermal system with ORC and carbon capture [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2023, 43(20): 7982-7994(in Chinese).
- [8] 冀帅宇, 段立强, 段朝霞, 等. 集成储热的光煤互补发电系统灵活运行性能研究[J]. *中国电机工程学报*, 2025, 45(22): 8924-8936.
- JI Shuaiyu, DUAN Liqiang, DUAN Zhaoxia, et al. Study on flexible operation performance of a photovoltaic-thermal complementary power generation system with integrated thermal storage[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2025, 45(22): 8924-8936 (in Chinese).
- [9] 崔映红, 杨勇平, 张明智. 太阳能-煤炭互补的发电系统与互补方式[J]. *中国电机工程学报*, 2008, 28(5): 102-107.
- CUI Yinghong, YANG Yongping, ZHANG Mingzhi. Solar-coal complementary electric generation system and its modes[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2008, 28(5): 102-107(in Chinese).
- [10] 赵军, 杨昆. 集成太阳能对燃煤锅炉热力性能影响研究 [J]. *中国电机工程学报*, 2012, 32(23): 98-104, 156.
- ZHAO Jun, YANG Kun. Research on the thermal performance of a pulverized coal boiler integrated with solar energy[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2012, 32(23): 98-104, 156(in Chinese).
- [11] 彭烁, 周贤, 洪慧, 等. 煤炭与太阳能互补发电系统四季典型日变辐照聚光集热性能研究[J]. *中国电机工程学报*, 2016, 36(24): 6866-6873, 6942.
- PENG Shuo, ZHOU Xian, HONG Hui, et al. Thermodynamic performances on typical days of solar hybrid coal-fired power system[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2016, 36(24): 6866-6873, 6942(in Chinese).
- [12] 张荔, 汪靖, 汪旭宁, 等. 330 MW 太阳能协同燃煤发电机组的性能分析[J]. *电力学报*, 2022, 37(4): 343-350.
- ZHANG Li, WANG Jing, WANG Xuning, et al. Performance analysis of 330 MW solar cooperative coal-fired generator unit[J]. *Journal of Electric Power*, 2022, 37(4): 343-350(in Chinese).
- [13] 朱芳, 郝旖旎, 王军, 等. 槽式太阳能与火电机组联合系统的经济性分析[J]. *太阳能学报*, 2017, 38(1): 287-292.
- ZHU Fang, BING Yini, WANG Jun, et al. System economic analysis of trough solar energy combined with thermal power units[J]. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 2017, 38(1): 287-292(in Chinese).
- [14] 庞力平, 李瑞华, 孙诗梦, 等. 塔式太阳能辅助 1000MW 燃煤发电机组锅炉的热力性能分析[J]. *中国电机工程学报*, 2017, 37(5): 1417-1426.
- PANG Liping, LI Ruihua, SUN Shimeng, et al. Thermal analysis on the boiler performance of 1000MW tower solar aided power generation unit[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2017, 37(05): 1417-1426(in Chinese).
- [15] 李斌, 李岩, 张玉斌, 等. 塔式太阳能辅助燃煤发电系统设计与运行特性仿真研究[J]. *中国电机工程学报*, 2018, 38(6): 1729-1737, 1909.
- LI Bin, LI Yan, ZHANG Yubin, et al. Simulation research on operating behavior of solar tower power aided coal-fired power generation system[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2018, 38(6): 1729-1737, 1909(in Chinese).
- [16] 谢显卓, 李刚. 塔式熔盐电站发电效率影响因素研究[J]. *电气应用*, 2021, 40(12): 50-55.

- XIE Yuzhuo, LI Gang. Analysis of factors affecting power generation efficiency of tower type molten salt power station[J]. Electrotechnical Application, 2021, 40(12): 50-55(in Chinese).
- [17] 杨劲京, 仲晓波, 陈程. CSP 电站汽轮机选型分析[J]. 水泥工程, 2018(1): 56-58.
- YANG Jinjing, ZHONG Xiaobo, CHEN Cheng. Selection analysis of steam turbine in CSP power station[J]. Cement Engineering, 2018(1): 56-58(in Chinese).
- [18] 刘义达, 李官鹏, 祁金胜. 熔盐槽式太阳能光热发电技术特点及发展方向[J]. 能源与节能, 2023(3): 1-5, 12.
- LIU Yida, LI Guanpeng, QI Jinsheng. Characteristics and development direction of molten salt trough CSP technology[J]. Energy and Energy Conservation, 2023(3): 1-5, 12(in Chinese).
- [19] 马长永. CFB 垃圾焚烧炉绝热炉膛热平衡计算及燃烧特性分析[J]. 工业锅炉, 2010(3): 13-16.
- MA Changyong. Analysis of CFB waste incinerator adiabatic furnace heat balance calculation and combustion temperature characteristics[J]. Industrial Boiler, 2010(3): 13-16(in Chinese).
- [20] 李建锋, 周宏, 吕俊复. 中国 1 000 MW 等级火力发电机组可靠性分析[J]. 中国电力, 2017, 50(11): 1-7.
- LI Jianfeng, ZHOU Hong, LÜ Junfu. Reliability analysis of 1 000 MW thermal power generating units in China[J]. Electric Power, 2017, 50(11): 1-7(in Chinese).
- [21] 阎维平, 董静兰. 超临界机组锅炉运行排烟温度偏高原因探讨[J]. 热力发电, 2010, 39(8): 33-37.
- YAN Weiping, DONG Jinglan. An approach to the causes leading to high temperature exhaust flue gas in boiler operation of supercritical unit[J]. Thermal Power Generation, 2010, 39(8): 33-37(in Chinese).
- [22] 林祥海, 颜新, 尹晓莹, 等. 制粉系统烟气自循环工艺应用实践[J]. 山西冶金, 2023, 46(2): 136-137, 167.
- LIN Xianghai, YAN Xin, YIN Xiaoying, et al. Application of flue gas self-circulation technology in pulverizing system[J]. Shanxi Metallurgy, 2023, 46(2): 136-137, 167(in Chinese).
- [23] 张夏, 梁金凤, 柯国华. 塔式、槽式光热电站系统配置的对比分析[J]. 电力勘测设计, 2022(7): 61-66.
- ZHANG Xia, LIANG Jinfeng, KE Guohua. Comparative analysis on system configuration of tower type and trough type solar thermal power station[J]. Electric Power Survey & Design, 2022(7): 61-66(in Chinese).
- [24] 孔令刚, 陈鑫龙, 张志勇, 等. 线性菲涅尔式光热发电技术现状及发展趋势[J]. 兰州交通大学学报, 2020, 39(6): 51-57.
- KONG Linggang, CHEN Xinlong, ZHANG Zhiyong, et al. Research status and development trend of linear Fresnel concentrating solar power technology[J]. Journal of Lanzhou Jiaotong University, 2020, 39(6): 51-57(in Chinese).
- [25] 李永生, 蔡培, 戴维葆, 等. 烟气再循环对 1000MW 超超临界二次再热锅炉燃烧的影响[J]. 动力工程学报, 2019, 39(8): 611-617.
- LI Yongsheng, CAI Pei, DAI Weibao, et al. Influence of flue gas recirculation on the combustion of a 1000MW ultra-supercritical double reheat boiler[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2019, 39(8): 611-617(in Chinese).
- [26] 国家能源局. 火力发电厂制粉系统设计计算技术规定: DL/T 5145-2012[S]. 北京: 中国电力出版社, 2016.
- National Energy Administration. Technical code for design and calculations of coal pulverizing system of fossil-fired power plant: DL/T 5145-2012[S]. Beijing: China Electric Power Press, 2016(in Chinese).
- [27] 王艳红, 李勇, 曹丽华, 等. 给水温度对机组汽温及煤耗率的定量分析模型[J]. 锅炉技术, 2020, 51(2): 1-6.
- WANG Yanhong, LI Yong, CAO Lihua, et al. The quantitative analysis model of feed water temperature on steam temperature and coal consumption rate[J]. Boiler Technology, 2020, 51(2): 1-6(in Chinese).
- [28] 朱晓林, 宓霄凌, 章颢缤, 等. 135 MWe 塔式太阳能热发电站全生命周期碳排放研究[J]. 太阳能, 2023(2): 20-31.
- ZHU Xiaolin, MI Xiaoling, ZHANG Haobin, et al. Research on carbon emissions of 135 MWe tower CSP plant in the whole life cycle[J]. Solar Energy, 2023(2): 20-31(in Chinese).
- [29] 周璐璐, 王军, 郝旖旎, 等. 太阳能辅助的燃煤机组经济性分析[J]. 太阳能学报, 2021, 42(10): 105-110.
- ZHOU Lulu, WANG Jun, BING Yini, et al. Economic analysis of solar Energy aided coal-fired power system[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2021, 42(10): 105-110(in Chinese).
- [30] 尧国富, 李建锋, 李斌. 锅炉与汽轮机等高设计研究[J]. 工程设计学报, 2012, 19(2): 143-149.
- YAO Guofu, LI Jianfeng, LI Bin. Research on same height design of boiler and turbine[J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2012, 19(2): 143-149(in Chinese).
- [31] 刘丰, 寇建玉, 孙丽娟, 等. 660MW 超临界机组燃用蒙东褐煤锅炉选型分析[J]. 电力技术, 2010, 19(17-18): 15-22.
- LIU Feng, KOU Jianyu, SUN Lijuan, et al. Analysis about lignite fired boiler lectotype of 660MW supercritical pressure unit[J]. Electric Power Standarization &

- Construction Cost Control Information, 2010, 19(17-18): 15-22(in Chinese).
- [32] 李建锋, 吕俊复, 史民科, 等. 700℃燃煤发电机组多层结构主蒸汽管道及其壁温计算[J]. 锅炉技术, 2019, 50(6): 1-7.
- LI Jianfeng, LÜ Junfu, SHI Minke, et al. Multilayer structure main steam pipe and its wall temperature calculation for 700 °C coal-fired generation unit[J]. Boiler Technology, 2019, 50(6): 1-7(in Chinese).
- [33] 李建锋, 李斌, 尧国富, 等. 燃机与锅炉耦合系统提高电厂供电效率的研究[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(14): 7-13.
- LI Jianfeng, LI Bin, YAO Guofu, et al. Research on systems coupled with gas turbines and boilers for power supply efficiency improvement of thermal power plants [J]. Proceedings of the CSEE, 2012, 32(14): 7-13(in Chinese).
- [34] 李建锋, 李斌, 吕俊复. 涡扇发动机技术用于降低火电机组厂用电分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(18): 137-143.
- LI Jianfeng, LI Bin, LÜ Junfu. Analysis of transplanting turbofan engine technology to reducing power consumption rate of thermal power unit[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(18): 137-143(in Chinese).
- [35] 李建锋, 吕俊复. 热力塔系统用于空冷发电余热利用研究[J]. 中国电机工程学报, 2009, 29(26): 19-24.
- LI Jianfeng, LÜ Junfu. Research on the chimney power used in the recuperation of the power plant[J]. Proceedings of the CSEE, 2009, 29(26): 19-24(in Chinese).



李建锋



李昱彤

在线出版日期: 2025-02-06。

收稿日期: 2024-09-05。

作者简介:

李建锋(1975), 男, 高级工程师, 研究方向为发电节能与低碳化技术研究等, qhljf@163.com;

李昱彤(1982), 女, 工程师, 研究方向为电力技术经济研究和绿色低碳认证等, lee6556@126.com。

(编辑 张文鑫, 吕鲜艳)