

[1] 赖金平, 陈辉, 张文振, 等. 燃机烟气与燃煤锅炉耦合燃烧技术方案研究 [J/OL]. 洁净煤技术, 1-8[2024-11-19]. <https://doi.org/10.13226/j.issn.1006-6772.23050802>.

燃机烟气与燃煤锅炉耦合燃烧技术方案研究

赖金平¹, 陈辉¹, 张文振², 刘欣², 李朝兵¹, 何陆灿¹, 葛铭¹

(1. 国能南京电力试验研究有限公司, 江苏南京 210031; 2. 烟台龙源电力技术股份有限公司, 山东烟台 264006)

摘要: 为有效利用燃机排烟热量, 探索了燃煤锅炉与燃机烟气耦合燃烧可行性。根据燃烧学基本理论, 详细分析了燃机烟气混入对燃煤锅炉的燃烧理论空气量、烟气量、燃烧器喷口速度等参数的影响, 提出了燃机烟气与燃煤锅炉耦合燃烧技术方案。运用全尺寸数值模拟技术, 分析了烟气耦合对燃煤锅炉燃烧特性的影响。数值模拟结果表明, 烟气耦合后燃煤锅炉火焰切圆直径变大, 气流略微刷墙; 煤粉气流初始温度增加, 挥发份析出提前, 煤粉着火提前; 燃煤锅炉烟气量增大, 锅炉炉膛温度降低, 水冷壁吸热量下降; 炉膛出口 NO_x 排放浓度由 222.1mg/m³ 升高至 229.5mg/m³, 焦炭燃尽率由 98.91% 降低至 96.9%。结合数值模拟结果, 分析烟气耦合后发电机组能耗得出, 虽然机组发电煤耗较耦合前升高 2.0g/kWh, 但燃机烟气的余热利用效率由约 80% 提升至约 93%, 折算机组煤耗降低 10.98g/kWh, 全厂能耗降低 8.98g/kWh, 表明燃机烟气与燃煤锅炉耦合燃烧技术方案可行。由于燃机烟气替代了大部分燃煤锅炉二次风量, 通过燃煤锅炉空预器的风量大幅降低, 造成空预器换热量大幅下降, 排烟温度大幅升高, 需在空预器后增加余热利用装置。

关键词: 燃机烟气; 燃煤锅炉; 耦合燃烧; 数值模拟; 能耗

Research on Coupling Combustion Technology of Gas Turbines Flue Gas and Coal-fired Boiler

Lai Jin-ping¹, Chen Hui¹, Zhang wen-zheng², Liu Xin², Li Chao-bing¹, He Lu-chan¹, Ge Ming¹

(1. Guoneng Nanjing Electric Power Test & Research Limited, Jiangsu Nanjing 210046

2. Yantai Longyuan Electric Power Technology Co., Ltd, Shandong Yantai 264006)

Abstract: In order to effectively utilize the exhaust heat of gas turbines, explore the feasibility of coupling combustion technology of coal-fired boilers and gas turbines flue gas. Based on the basic theory of combustion, detailed calculations were conducted on the theoretical air volume, flue gas volume, burner nozzle velocity and other parameters of coal-fired boiler combustion after mixing with gas turbine flue gas. A coupling combustion technology scheme of gas turbine flue gas and coal-fired boiler was proposed. The influence of flue gas coupling on the combustion characteristics of coal-fired boiler was analyzed using full-scale numerical simulation technology. The numerical simulation results indicate that: After flue gas coupling, the tangential diameter increases, and the airflow slightly scour the water wall; Due to the initial temperature of pulverized coal flow increases, the volatile release earlier, and the pulverized coal ignites earlier; The temperature of the boiler furnace decreases, and the heat absorption of the water wall decreases; The NO_x emission at the furnace outlet increased from 222.1mg/m³ to 229.5mg/m³, and the burnout rate decreased from 98.91% to 96.9%. Based on numerical simulation results, analysis the energy consumption of the whole plant after flue gas coupling, it can be concluded that although the coal consumption of boiler power generation increases by 2.0g, the waste heat utilization efficiency of gas turbine flue gas has increased from about 80% to about 93%, this represents a reduction of 10.98g in the coal consumption of boiler power generation, so the energy consumption of the whole plant has decreased. The results indicate that coupling combustion technology of coal-fired boilers and gas turbines is feasible. After flue gas coupling, the gas turbine flue gas replaces most of the secondary air, significantly reducing the air flow through the air preheater, resulting in a significant decrease in the heat of the air preheater and a significant increase in the flue gas temperature., it is necessary to add a waste heat utilization device after the air preheater.

Key words: gas turbines flue gas, coal-fired boiler, coupling combustion, numerical simulation, energy consumption

1 引言

当前，全球能源转型是大势所趋，在环保要求及碳减排约束下，天然气发电的清洁化优势及其在能源转型中的作用日益显现^[1-4]。

天然气发电一般采用燃机，燃机烟气温较高，一般在 600℃左右。为了充分利用烟气余热，一般在尾部布置余热锅炉。余热锅炉的效率不高，为了提高燃机烟气余热利用效率及安全性，国内外学者做了很多研究。卢培^[5]等研究余热锅炉变工况运行特性以提高整体煤气化联合循环发电技术的效率，通过分析余热锅炉的工作原理及传热传质原理，使用 MATLAB 软件展开编程计算，探究给水温度、给水压力、液相换热系数以及气相换热系数与余热锅炉内吸热量的关系，发现在液相换热系数与气相换热系数不变的情况下，给水温度或给水压力增加，余热锅炉的吸热量会减少；在给水温度与给水压力不变时，液相换热系数或气相换热系数增加，余热锅炉的吸热量会增加；蒋刚^[6]研究了燃气-蒸汽联合循环启停操作过程中汽包壁温差大的现象，从余热锅炉汽包结构特点和启停过程传热特性入手，详细剖析余热锅炉汽包壁温差超限的原因，找到余热锅炉负荷变动中汽包壁温差大的末端影响因素，得出提高余热锅炉汽包上水初温、改变汽包升温升压速率、加快余热锅炉水循环等等，可有效防止机组启停过程中汽包上、下壁温差大；樊立安^[7]等研究了 9E 燃机配套余热锅炉深度节能技术，提出了低压汽水系统方案及低温余热发电方案，通过热力计算，得出两种方案均可将余热锅炉排烟温度降低至 90℃左右，其中低压汽水系统方案解决了节点温差对中温烟气余热利用的限制，低压系统设计 0.17MPa 时，余热锅炉排烟温度可降低至 90℃，此时可增加机组发电功率约 2.8MW；低温余热发电方案则直接利用低温排烟余热，通过增加 ORC 膨胀发电装置以实现低温余热发电，发电装机可达约 2.5MW；黄庠永^[8]等研究了烟气再循环率对主燃区燃料 N 转化率的影响，采用 CHEMKIN 软件构建了两段 PFR 反应器模型，研究了主燃区空气系数、烟气再循环率和温度对 NO_x 排放的影响。空气系数增加，燃料 N 转化率提高；当烟气再循环率较低时，增加空气系数会明显提高燃料 N 转化率。随着烟气再循环率增加，燃料 N 转化率降低。

本文对 350MW 切圆燃烧方式燃煤锅炉与 9F 级燃机烟气耦合方案进行了研究，详细分析了烟气耦合的多种方式，提出了一套可行的燃机烟气与燃煤锅炉耦合的技术方案，并通过全尺寸数值模拟研究，分析了烟气耦合后对燃煤锅炉燃烧特性的影响，提出了改进方案。

2 研究对象

本文研究对象为某公司 350MW 切圆燃烧方式燃煤锅炉，该锅炉由武汉锅炉厂生产制造，其型号为 WGZ1150/25.4-1，为超临界直流炉，固态排渣，一次再热，平衡通风，全钢构架，半露天岛式布置带紧身封闭，配备正压直吹式中速磨制粉系统，燃烧器四角布置且可上下摆动，通过喷水减温及煤水比控制过热汽温。锅炉主要设计参数如表 1 所示。

表 1 锅炉参数表

Table.1 The parameters of boiler

| 项目 | 单位 | 额定负荷 |
|-------------------------|-----|-------|
| 空预器入口烟气流量 | t/h | 1368 |
| 一次风量 | t/h | 142 |
| 二次风量 | t/h | 936 |
| 空气中 O ₂ 质量分数 | % | ≈23.0 |

为了推进能源消费向低碳转变，大力开展燃机发电项目，该公司准备新建一台 9F 级燃气轮机，其烟气参数如表 2 所示。

表 2 燃机烟气参数表

Table.2 The parameters of gas turbines gas

| 排气参数 | 单位 | 数值 |
|-----------------------|----|-------|
| 烟气温度 | ℃ | ≈610 |
| O ₂ 质量分数 | % | ≈12.8 |
| CO ₂ 质量分数 | % | ≈6.7 |
| N ₂ 质量分数 | % | ≈72.3 |
| H ₂ O 质量分数 | % | ≈7.0 |
| Ar 质量分数 | % | ≈1.1 |

燃机排烟温度高达 610℃，为有效利用燃机排烟热量，提高燃机排气利用效率，探索燃煤锅炉与燃机耦合技术是十分必要的。本文根据燃烧学基本理论在混入燃机烟气后，对燃煤锅炉的燃烧理论空气量、烟量、燃烧器喷口速度等参数进行了详细计算。

3 烟气耦合技术路线分析

新增单台燃机，其烟量为 2600t/h，烟气温度约 610℃，若将所有排气引入一台燃煤锅炉，将造成锅炉烟量大增，炉膛温度降低，严重影响锅炉安全运行，故考虑将排气平均引入两台燃煤锅炉，即每台燃煤锅炉引入烟量为 1300t/h。

对燃煤锅炉来说，燃机烟气耦合引入的方式有两种：第一种是直接进入尾部烟道，不参与锅炉燃

烧；第二种是引入炉膛，作为锅炉燃烧风量的一部分。燃机烟气直接进入尾部烟道需要核算尾部受热面能否适应。引入炉膛的方式有：（1）从炉膛底部进入；（2）从炉膛上部进入；（3）混入二次风道通过二次风喷口进入。

3.1 燃机烟气引入转向室出口（燃煤锅炉后包墙）

燃机烟气引入燃煤锅炉转向室出口，不参与锅炉燃烧，相当于直接增加了锅炉烟气量。锅炉 BRL 工况设计烟气量为 1368t/h，由此可知，若将燃机 1300t/h 烟气引入转向室出口，总烟气量将远高于燃煤烟气量。BRL 工况时，燃机烟气送入转向室将导致燃煤锅炉尾部烟气量增加 1 倍，流经省煤器、低过和低再的烟气流速增加 1 倍，将远超过受热面设计最大允许烟气流速，导致受热面磨损加速、省煤器中工质过冷度大幅降低、低过、低再蒸汽温升大幅增加（可能导致受热面壁温超温）等。另外，若燃煤锅炉受热面按照燃机满负荷烟气量引入设计，尾部受热面将会大幅减小，若燃机低负荷运行或停运，燃煤锅炉受热面将无法匹配机组运行参数的要求，导致机组运行更加不灵活。综上所述，将燃机烟气引入转向室出口方案不可行。

3.2 燃机烟气直接引入炉膛

将燃机烟气直接引入燃煤锅炉炉膛底部，将大幅增大炉膛烟气量；在炉膛下部引入时需要保证炉膛氧量不变，减少燃煤锅炉二次风风量。理论计算表明，燃煤锅炉额定负荷下，将燃机烟气量平均引入两台锅炉底部，能够满足锅炉燃烧需求，但大量的燃机烟气集中从炉底引入，属于无组织风量，严重影响锅炉燃烧，甚至威胁锅炉安全运行，故将燃机烟气从燃煤锅炉炉膛底部引入方案不可行。同理将燃机烟气从炉膛上部引入方案亦不可行。

3.3 燃机烟气混入燃煤锅炉二次风引入炉膛

将燃机烟气与燃煤锅炉二次风均匀混合后送入燃煤锅炉炉膛，燃机烟气热量代替一部分煤量。锅炉烟气量计算如表 3 所示。

由表 3 可知，将燃机烟气（1300t/h）引入二次风风道进行混合并送入炉膛，额定负荷下锅炉燃料量由 151.13t/h 降低至 116.99t/h，一次风量为 160.0t/h，二次风量为 0t/h。燃机烟气中氧含量与一次风中氧含量能够满足煤粉燃烧需求。锅炉尾部烟气量由 1368t/h 升高至 1563.8t/h，上升 14.3%，烟气量上升较少。从锅炉燃烧及受热面安全考虑，锅炉额定负荷下，将燃机烟气通过二次风道引入两台燃煤锅炉，方案可行。在其他负荷时，烟气耦合量需保证耦合后锅炉产生的烟气总量不高于设计值的 120%。

表 3 锅炉烟气量表

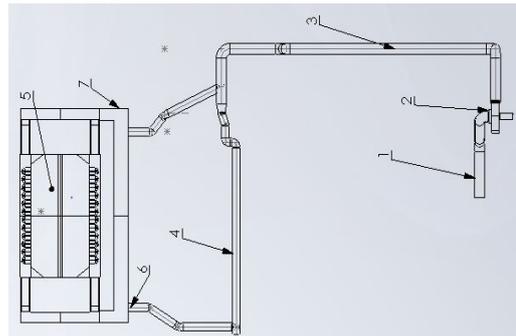
Table.3 The volumes of boiler flue gas

| 项目 | 单位 | 额定负荷 |
|----|----|------|
|----|----|------|

| | | |
|----------------|-----|--------|
| 锅炉原烟气流量 | t/h | 1368 |
| 设计一次风量 | t/h | 253 |
| 设计二次风量 | t/h | 936 |
| 设计总煤量 | t/h | 153.13 |
| 引入燃机烟气后总煤量 | t/h | 116.99 |
| 引入燃机烟气后总烟气量 | t/h | 1563.8 |
| 引入燃机烟气后总烟气量增加率 | % | 14.3 |

4 数值模拟工况

燃机烟气与燃煤锅炉耦合时，采用 3.3 章节所述方案，方案示意图如图 1 所示。来自燃机含氧量低的烟气经增压风机 2 增压后，经过烟道 3、烟道 4，通过烟气喷嘴 6 分别喷入前后墙二次风风道 7 内，烟气喷入方向与二次风流向垂直，利于烟气与二次风的混合，使得二次风与烟气充分混合；烟气与二次风混合后通过炉膛上各二次风喷口及燃尽风喷口进入炉膛，不会造成炉膛局部区域氧量过低，不会对炉膛内燃烧组织造成不利影响。



1、燃机烟气口 2、排气风机 3、烟气总管道 4、烟气管道 5、炉膛 6、烟气进入二次风道进口 7、二次风道
图 1 烟气耦合系统示意图

Fig.1 The sketch of flue gas system

燃机烟气与燃煤锅炉烟气耦合时，保持输入炉膛热量和炉膛燃烧所需氧量不变，将燃机产生的烟气替代部分助燃空气送入炉膛内参与燃烧，锅炉整体结构和性能参数基本不变，减少煤量输入，根据煤量所需氧量和输入烟气量求得最终所需煤量、冷风流量和混入烟气流量，耦合后烟气量变化不超过原烟气量的 20%，模拟工况如表 4 所示。工况 1 为原始工况，工况 2 为烟气耦合工况。

表 4 工况参数表

Table.4 The parameters of each operating mode

| 工况 | 工况 1（原始工况） | 工况 2 |
|----------|------------|--------|
| 燃煤量（t/h） | 152.64 | 116.99 |
| 一次风混合方式 | 纯空气 | 纯空气 |

| | | |
|-----------------------------|------|------|
| 二次风混合方式 | 纯空气 | 烟气 |
| 燃尽风混合方式 | 纯空气 | 烟气 |
| 燃机烟气耦合比例 (%) | 0 | 50 |
| 一次风中 O ₂ 浓度 (%) | 23.0 | 23.0 |
| 二次风中 O ₂ 浓度 (%) | 23.0 | 12.8 |
| 燃尽风中 O ₂ 浓度 (%) | 23.0 | 12.8 |
| 一次风中 CO ₂ 浓度 (%) | 0 | 0 |
| 二次风中 CO ₂ 浓度 (%) | 0 | 6.7 |
| 燃尽风中 CO ₂ 浓度 (%) | 0 | 6.7 |

5 数学模型及网格划分

本文模拟计算采用的 CFD 软件为 ANSYS。采用 ICEM 进行网格划分，为使数值模拟结果与实际情况相符合，本模拟采用 1:1 建模，炉膛采用非结构化网格，并在燃烧器喷口区域对网格进行局部加密^[9]。为消除网格带来的模拟误差，进行了网格无关性验证，最终确定网格总数为 594 万。具体形式见图 2。

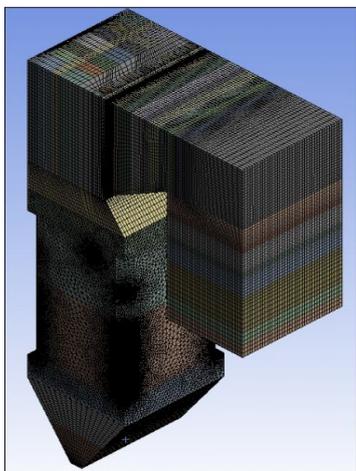


图 2 炉膛网格图

Fig.2 The grid of furnace

锅炉燃烧器入口采用质量流量入口边界条件，质量流量数值根据喷射设计流速、尺寸和氧化剂温度计算得到；锅炉出口边界设定为压力出口边界条件。数值模拟在计算连续相与颗粒相时采用的是组分输运模型和 DPM 模型^[10-11]；炉膛壁面边界采用标准壁面函数 (standard wall function)^[12]；湍流模型采用的是带旋流修正的 Realizable K- ϵ 双方程气相湍流模型^[13]；处理炉内辐射换热采用 DO 模型；煤粉颗粒在炉内的运动轨迹追踪采用随机轨道模型 (stochastic tracking)^[14-16]。假定煤粉颗粒在挥发份析出过程中粒径保持不变，挥发份析出采用单步反

应模型 (single-rate model)；煤粉颗粒燃烧过程采用两步反应模型，即生成中间产物 CO，CO 再与 O₂ 反应生成 CO₂；煤粉颗粒在炉内的流动、燃烧及辐射换热过程均遵从受力平衡及 CFD 6 大传热/传质关联定律^[16]。在计算 NO_x 生成量时采用后处理的方法，且只计算热力型 NO_x 和燃料型 NO_x^[17-23]。为加快计算速度，降低了部分参数的松弛因子^[24]。

6 数值模拟计算结果及分析

6.1 数值模型验证

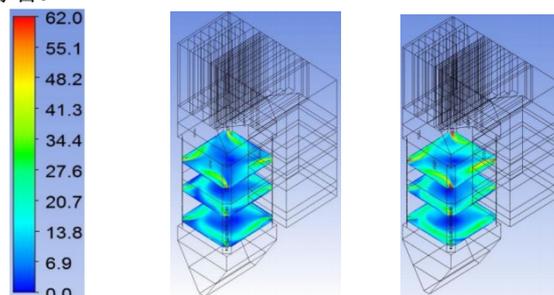
数值模拟以 BRL 工况为基础工况，首先通过锅炉实际运行 DCS 数据及试验数据计算出各级受热面的吸热量，通过调整自主开发的煤粉锅炉燃烧过程专有子模型 UDF 参数，将数值模拟结果各级受热面的吸热量与实际值误差调整至 5% 以内，保证整个炉膛传热分布计算的准确性，真实反映炉膛内的换热及热流密度分布规律，确保为后续分析提供精准预测结果。各级受热面吸热量数值模拟值与试验值对比见表 5。

表 5 各级受热面吸热量数值模拟值与试验值
Table.5 The heat absorption capacity of each heating surface for Numerical simulation and experimental

| 受热面 | 实测值 | 模拟值 | 偏差 (%) |
|-------------|--------|--------|--------|
| 高温再热器 (kW) | 44011 | 43667 | 0.76 |
| 低温再热器 (kW) | 108886 | 107904 | 0.9 |
| 高温过热器 (kW) | 64755 | 65497 | 1.15 |
| 后屏过热器 (kW) | 56229 | 56744 | 0.92 |
| 分隔屏过热器 (kW) | 67613 | 66613 | 1.48 |
| 水冷壁及包墙 (kW) | 377367 | 368354 | 4.91 |
| 省煤器 (kW) | 59669 | 59512 | 0.16 |

6.2 烟气耦合对锅炉燃烧特性的影响

图 3 给出了工况 1 和工况 2 的燃煤锅炉横截面速度分布图。从图 3 中可以看出，工况 1 和工况 2 都能形成较好的切圆。对比两个工况的切圆大小，工况 2 的切圆比工况 1 大，有气流刷墙的现象。通过计算发现烟气耦合后主燃烧器区域的二次风速度由 47m/s 提高至 62m/s，切圆变大，最终导致气流略微刷墙。

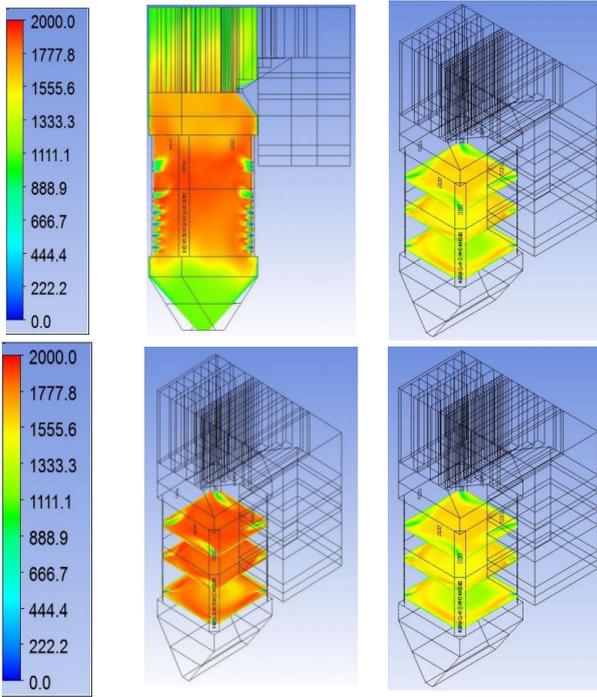


速度场 (m/s) 工况 1 工况 2

图 3 锅炉横截面速度分布图

Fig.3 The velocity distributionse at the centre cross section of burner

图 4 给出了燃煤锅炉横截面及对角(1、3 号角)截面温度分布图。从图 4 中可以看出，与工况 1 相比，工况 2 炉膛温度整体较低。主要原因是工况 2 入炉煤量减少 35.65t/h，而炉内烟气量增加 14.3%，炉内燃烧放热减少使炉内烟气温度降低。

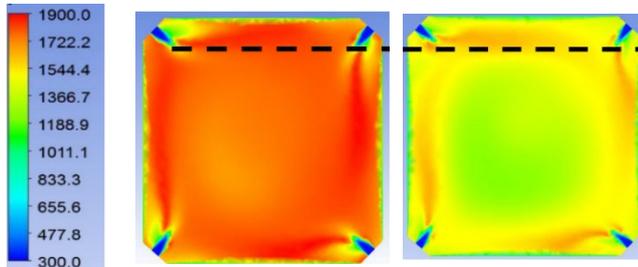


温度场 (K) 工况 1 工况 2

图 4 锅炉横截面及对角截面温度分布图

Fig.4 The temperature distributionse at the centre cross section and diagonal section of burner

图 5 给出了燃烧器中心横截面煤粉着火温度分布图。从图 5 中可以看出，与工况 1 相比，工况 2 的煤粉着火距离有所减小。主要原因是虽然燃机烟气耦合后，助燃介质氧气浓度下降，但由于燃机烟气温度高，造成煤粉挥发分提前析出，煤粉着火提前。

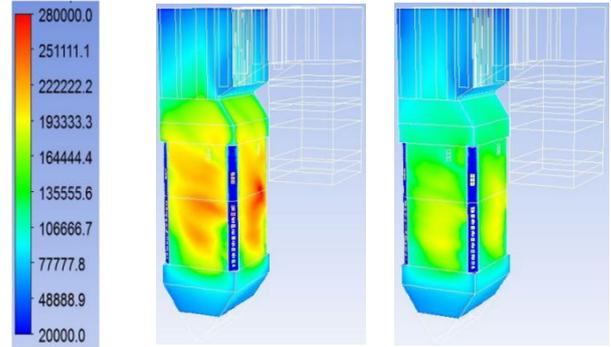


温度 (k) 工况 1 工况 2

图 5 燃烧器中心横截面煤粉着火温度分布图

Fig.5 The Pulverized coal ignition temperature distributionse at the centre cross section of burner

图 6 给出了锅炉水冷壁热流密度分布图。从图 6 中可以看出，与工况 1 相比，工况 2 水冷壁吸热量降低，主要原因为为在锅炉总输入热量不变的前提下，炉内烟气温度随烟气量增加而降低，而水冷壁吸热以辐射换热为主，对炉内烟温十分敏感，炉膛温度降低后，锅炉水冷壁辐射吸热量降低，导致水冷壁吸热量降低。锅炉辐射吸热降低后，炉膛上部对流受热面吸热增多，需评估烟气耦合后对上部受热面的影响。



温度场 (K) 工况 1 工况 2

图 6 水冷壁热流密度分布图

Fig.6 The heat flux distributionse of water wall

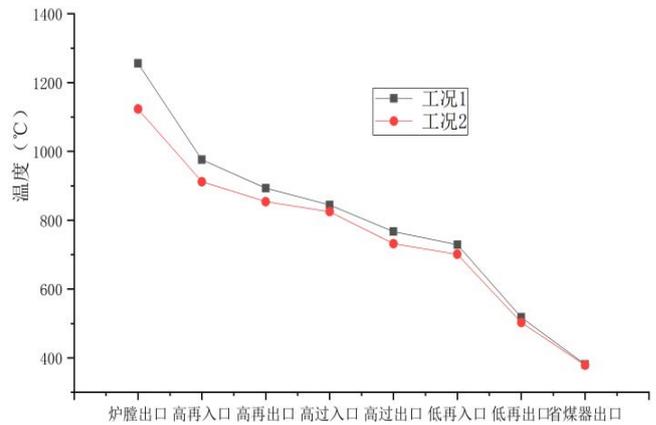


图 7 受热面进口烟气温度图

Fig.7 The temperature of flue gas at the inlet of the heating surface

图 7 给出了炉膛各级受热面进口烟气温度。从图 7 中可以看出，随着烟气流动方向，烟气温度逐渐降低。工况 1 炉膛出口烟气温度为 1256℃，工况 2 炉膛出口烟气温度为 1123℃，工况 1 炉膛出口温度比工况 2 高，主要原因为为在锅炉总输入热量不变的前提下，燃煤锅炉炉内烟气温度随燃机烟气引入量的增加而降低；工况 1 省煤器出口烟气温度为 381℃，工况 2 省煤器出口烟气温度为 379℃，经过对流受热面后，工况 1 与工况 2 烟气温度相差不大，表明锅炉尾部受热面可适应烟温偏差。由于大

部分二次风被燃机烟气替代，经过空预器的冷风流量大幅降低，导致空预器换热量大幅下降，造成排烟温度大幅上升。为充分利用烟气余热，需在空预器之后增加烟气余热利用装置。

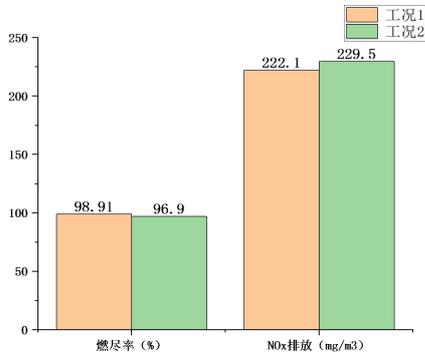


图 8 焦炭燃尽率与 NO_x 浓度分布图

Fig.8 The burnout rate and NO_x emissions of furnace outlet

图 8 给出了锅炉炉膛出口 NO_x 浓度及焦炭燃尽率计算结果。从图 8 中可以看出，工况 1 的焦炭燃尽率为 98.91%，工况 2 的焦炭燃尽率为 96.90%。与工况 1 相比，工况 2 的焦炭燃尽率降低 2.01%。其主要原因是烟气耦合后，炉膛温度降低，不利于焦炭燃尽；同时烟气耦合后炉膛烟气流速上升较大，导致煤粉颗粒停留时间缩短，焦炭燃尽率降低。工况 1 炉膛出口 NO_x 浓度为 222.1mg/m³，工况 2 炉膛出口 NO_x 浓度为 229.5mg/m³，烟气耦合后，NO_x 排放浓度略有增加。工况 2 炉膛温度比工况 1 低，有利于抑制 NO_x 生成，但锅炉总输入风量不变，而输入的 N₂ 总量增加，有利于 N₂ 转换为 NO_x，两者共同作用使得烟气耦合后炉膛出口 NO_x 浓度略有增加。焦炭燃尽率降低将影响锅炉热效率，对于 350MW 超临界机组，粗略计算焦炭燃尽率降低 2.01%，将使锅炉发电煤耗升高约 2.0g/kwh。余热锅炉的效率为 80%左右，350MW 超临界机组的锅炉效率为 93%左右，烟气耦合后，燃机烟气余热的利用效率由 80%左右提升至 93%左右，利用效率大幅提高，按照燃机烟气量 1300t/h 计算，相当于可利用的烟气余热增加 112656742kJ/h，折算成发电煤耗相当于发电煤耗降低 10.98g/kW.h。从机组总体能耗来看，烟气耦合后能耗降低 8.98g/kW.h，表明燃机烟气与燃煤锅炉耦合燃烧技术方案可行。

7 结语

通过分析燃机烟气与燃煤锅炉耦合方式，得出燃机烟气与燃煤锅炉耦合最佳方案，并通过全尺寸数值模拟计算分析耦合燃机烟气后燃煤锅炉运行参数的变化，得出以下结论：

(1) 对比烟气耦合前工业试验及数值模拟锅炉各级受热面吸热量，两者偏差在 5%以内，表明数值模拟计算模型选择合理。

(2) 在保证锅炉输入热量不变及锅炉过量空气系数不变的前提下，燃机烟气作为助燃风混入二次风后进入燃煤锅炉炉膛，炉膛出口烟气体量增加 14.3%，烟气增加量较少。

(3) 烟气耦合后，由于烟气温度高，燃烧器喷口二次风速增大，切圆直径变大，气流略有刷墙；耦合后烟气体量增大，锅炉炉膛温度降低，水冷壁吸热量下降。

(4) 烟气耦合后，燃煤锅炉炉膛温度下降，输入炉内的 N₂ 增加，造成锅炉炉膛出口 NO_x 浓度略微上升，焦炭燃尽率降低，锅炉效率下降。

(5) 烟气耦合后燃煤机组发电煤耗升高 2.0g/kwh，但是燃机烟气余热的利用效率由 80%左右提升至 93%左右，利用效率大幅提高，折算成发电煤耗相当于发电煤耗降低了 10.98g/kw.h，从机组总体能耗来看，烟气耦合后能耗降低 8.98g/kw.h。

(6) 烟气耦合后，通过空预器的风量大幅降低，造成空预器换热量大幅下降，排烟温度升高，为充分利用烟气余热，需增设余热利用装置。

参考文献:

- [1] 陈蕊, 朱博骥, 段天宇. 天然气发电在我国能源转型中的作用及发展建议[J]. 天然气工业, 2020, 40(07): 120-128.
CHEN Rui, ZHU Boqi, DUAN Tianyu. Role Natural Gas power Generation in China's Energy Transformation and Suggestions on Its Development[J]. Natural Gas Industry, 2020, 40(07): 120-128.
- [2] 郭华璋, 罗歆尧, 张红梅. 我国气电产业发展的潜力、挑战与推进措施[J]. 天然气技术与经济, 2021, 15(05): 75-82.
GUO Huazhang, LUO Xinyao, ZHANG Hongmei. Development potential, challenges, and promotion measures of gas power generation industry in China[J]. Natural Gas Technology and Economy, 2021, 15(05): 75-82.
- [3] 孙文娟, 孙海萍, 荆延妮. 中国天然气发电产业发展现状及展望[J]. 国际石油经济, 2020, 28(04): 90-96.
SUN Wenjuan, SUN Haiping, JING Yanni. Status and prospect of gas power generation industry in China[J]. International Petroleum Economics, 2021, 15(05): 75-82.
- [4] 张珊. 国外天然气发电现状及其对我国的启示[J]. 电力科技与环保, 2020, 36(05): 26-30.
ZHANG Shan. Present situation of natural gas power generation abroad and its enlightenment to China[J]. Electric Power Technology and Environmental Protection, 2020, 36(05): 26-30.
- [5] 卢培, 李小宝, 郑晨旭, 邹璐垚, 王欣瑶, 蒋佳月, 胡望, 周兴. 350 MW 余热锅炉变工况运行特性分析[J]. 南方能源建设, 2022, 9(03): 41-49. DOI: 10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2022.03.005.
LU Pei, LI Xiaobao, ZHENG Chenxu, et al.. Analysis on

- Operation Characteristics of 350 MW Waste Heat Boiler Under Variable Working Conditions[J]. Southern Energy Construction, 2022,9(03):41-49.DOI:10.16516/j.gedi.issn20995-8676.2022.03.005.
- [6] 蒋刚.余热锅炉汽包壁温差控制策略[J].燃气轮机技术,2023,36(01):60-63.DOI:10.16120/j.cnki.issn1009-2889.2023.01.004.
- [7] 樊立安,张东明,徐立.9E 燃机余热锅炉深度节能技术研究[J].节能与环保,2023(01):44-45.
- FAN Lian , ZHANG Dongming, XU Li. Research on Deep Energy Saving Technology of 9E Gas Turbine HRSG[J]. Energy Conservation and Environmental Protection,2023(01):44-45.
- [8] 黄序永,陈传威,阮晨杰,宁克祥,肖雅,王东方,顾明言,郑明东.烟气再循环率对主燃区燃料 N 转化率的影响[J].冶金能源,2022,41(06):3-8.
- Huang Xiangyong, Chen Chuanwei, Ruan Chenjie, et al. Effect of flue gas recirculation rate on fuel N conversion rate of pulverized coal fuel under air staged combustion[J]. Energy for Metallur Gica Industry,2022,41(06):3-8.
- [9] 杨秀超,马俊方,王彦文,秦煌,刘建国,姜秀民,刘加勋.煤粉工业锅炉 NO_x 生成特性数值模拟研究——燃烧器内二次风开度影响[J].电力科技与环保,2021,37(06):1-7.DOI:10.19944/j.eptep.1674-8069.2021.06.001.
- YANG Xiuchao, MA Junfang,WANG Yanwen et al. Effect of flue gas recirculation rate on fuel N conversion rate of pulverized coal fuel under air staged combustion[J]. Electric Power Technology and Environmental Protection, 2021,37(06):1-7.DOI:10.19944/j.eptep.1674-8069.2021.06.001.
- [10] 黄见勋.300 MW 亚临界锅炉高温腐蚀与结焦结渣的防治方案[J].广东电力,2022,35(12):118-125.
- HUAN Jjianxun .Prevention Scheme of High Temperature Corrosion and Coking/Slagging in 300 MW Subcritical Boiler[J]. Guangdong Electric Power,2022,35(12):118-125.
- [11] 李春建,曾澄光,李宗锟,练树生,黄梓淦,马晓茜.燃煤电厂连排水蒸发特性和粒径分布的数值模拟[J].广东电力,2022,35(07):141-150.
- LI Chunjian,ZENG Chengguang LI Zongkunn, et al.Numerical Simulation of Evaporation Characteristics and Particle Size Distribution of Boiler Drainage in Coal-fired Power Plant LYCTWA Type Adherent Wind in Wall Type Opposed Boiler[J]. Guangdong Electric Power,2022,35(07):141-150.
- [12] 王西伦 ,刘平,初伟,张冲,吴国强,张超群,李明.燃煤生物质气耦合燃烧负荷适应性数值模拟研究[J].电力科技与环保,2022,38(02):87-94.DOI:10.19944/j.eptep.1674-8069.2022.02.002.
- WANG Xilun,LIU Ping,CHU Wei,et al. Numerical simulation study on load adaptability under co-firing of biomass gas and coalr[J]. Electric Power Technology and Environmental Protection, 2022, 38(2) : 87—94
- [13]武学谦,刘鹏飞,崔星源,张超群.LYCTWA 型贴壁风在墙式对冲燃烧锅炉上的应用及仿真模拟研究[J].热能动力工程,2022,37(03):122-128.DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.03.018.
- WU Xueqian, LIU Pengfei, CUI Xinyuan, et al.Application and Simulation of LYCTWA Type Adherent Wind in Wall Type Opposed Boiler[J].Journal of Thermal Power Engineering ,2022 ,37(03):122-128.DOI:10.16146/j.cnkirndlgc.2022.03.018.
- [14] M.Y. Chernetskiy , A.A Dekterev , A.P. Burdukov , et al. Computational modeling of autothermal combustion of mechanicallyactivated micronized coal [J] . Fuel. 2014, 135: 443-458.
- [15] Vuthaluru R, Vuthaluru H B. Modeling of a wall fired furnace for different operating conditions using Fluent [J] . Fuel Processing Technology, 2006, 87 (7) : 633-639.
- [16] 王雪彩,孙树翁,李明,刘欣,甄晓伟,李强,贺斌.600MW 墙式对冲锅炉低氮燃烧技术改造的数值模拟[J].中国电机工程学报,2015,35(07):1689-1696.
- WANG Xuecai1, SUN Shuweng1, LI Ming, et al. Numerical simulation on a lower NO_x combustion technological transformation of a 600 MW boiler with opposed wall swirling burners[J].Proceedings of the CSEE,2015,35(07):1689-1696.
- [17] Li Z Q, Wei F, Jin Y. Numerical simulation of pulverized coal combustion and NO formation[J]. Chemical Engineering Science, 2003, 58 (23) : 5161-5171.
- [18] PALLARES J, GIL A, CORTES C, et al. Numerical study of co-firing coal and cynara cardunculus in a 350MWe utility boiler[J]. Fuel Process Technology, 2009, 90(10): 1207-1213.
- [19] 于勇.FLUENT 入门与进阶教程 [M] 北京:北京理工大学出版社,2008: 108-115.
- [20] 李鹏飞,徐敏义,王飞飞.精通 CFD-工程仿真与案例实战 [M] . 北京:人民邮电出版社, 2011: 131-134.
- [21] 陈铭.电厂锅炉掺烧污泥燃烧特性及数值模拟研究 [D] . 徐州:中国矿业大学, 2019.
- [22] 刘建全,孙保民,白涛等. 600 MW 超临界旋流燃烧锅炉炉内温度场数值模拟及优化 [J] . 中国电机工程学报, 2011, 31 (2) : 15—21
- LIU Jian-quan , SUN Bao-min,BAI Taoet al . Numerical simulation and optimization of temperature field in 600 MW

supercritical swirl combustion boiler [J] . Chinese Journal of Electrical Engineering, 2011, 31(2): 15–21.

[23] 潘维, 池作和, 斯东波等. 200 MW 四角切圆燃烧锅炉改造工况数值模拟 [J] . 中国电机工程学报, 2005, 25(8): 110 – 115.

PAN Wei, CHI Zuohe, SI Dongbo, et al. Numerical simulation of combustion process in a 200 MW tangentially fired furnace to study furnace reconstruction [J] . Proceedings of the CSEE, 2005, 25 (8): 110 – 115.

[24] 张小桃, 段佛元, 黄勇等. 660 MW 机组燃煤锅炉耦合生物质气再燃数值模拟 [J] . 热力发电, 2020, 49(3): 38 – 44.

ZHANG Xiaotao , DUAN Foyuan , HUANG Yong , et al. Numerical simulation on biomass gas re – burning in a 660 MW coal-fired boiler [J] . Thermal Power Generation, 2020, 49(3): 38 – 44.

作者简介: 赖金平(1988—), 男, 江西赣州人, 工程师, 硕士学历, 从事高效、清洁燃烧及环境污染控制。E-mail: laijinping1988@163.com

通讯作者简介: 陈辉(1982年—), 男, 硕士, 研究生, 正高级工程师, 主要从事火电机组性能试验、电站锅炉调试、燃烧优化等方面的研究。

E-mail: 649156385@qq.com 。