

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2025.07.010

引用格式:范澄,强向敏,袁毅,等.可独立运行的复合型高效余热锅炉数值模拟研究[J].重庆大学学报,2025,48(7):104-114.



可独立运行的复合型高效余热锅炉数值模拟研究

范澄^{1,2a},强向敏^{1,2a},袁毅^{1,2a},李兵^{1,2a},李期斌^{2b}

(1.中国电建集团 都江电力设备有限公司,四川 都江堰 611833; 2.重庆大学 a.能源与动力工程学院;
b.低品位能源利用技术及系统教育部重点实验室,重庆 400044)

摘要:文中设计并模拟了一种可独立运行的复合型高效余热锅炉,该锅炉可以实现燃气-蒸汽联合循环,并能脱离燃气轮机独立运行。利用计算流体力学软件,建立了该锅炉的三维数值模型并模拟了该锅炉在3种稳态运行模式下的运行特性,分析了不同模式间动态切换过程整体特性变化。结果表明,3种模式在稳态运行时均可通过调整燃气补燃量来满足热负荷需求。在动态切换过程中,文中提出的控制方法可以保证整个过程中余热锅炉运行状态平稳,3种工作模式实现无缝切换。

关键词:余热锅炉;数值模拟;动态切换;燃气轮机

中图分类号:TK123

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2025)07-104-11

Numerical simulation study of a high-efficiency compound waste heat boiler capable of independent operation

FAN Cheng^{1,2a}, QIANG Xiangmin^{1,2a}, YUAN Yi^{1,2a}, LI Bing^{1,2a}, LI Qibin^{2b}

(1.Powerchina Dujiang Electric Power Equipment Co.,LTD., Dujiangyan, Sichuan 611833, P. R. China;
2a. College of Power Engineering; 2b. Key Laboratory of Low-grade Energy Utilization Technologies and Systems, Ministry of Education, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: This study designs and simulates a high-efficiency compound waste heat boiler capable of operating independently. The boiler is designed to function within a gas-steam combined cycle and can also operate independently without a gas turbine. A three-dimensional numerical model of the boiler is established using computational fluid dynamics(CFD) software to simulate its performance under three steady-state operating modes. In addition, the overall characteristics of the dynamic switching process between different modes are analyzed. The simulation results show that all three modes can meet heat load demands by adjusting the supplementary gas combustion during steady-state operation. During dynamic switching, the control method

收稿日期:2024-12-03

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51876015);重庆市自然科学基金资助项目(CSTB2023NSCQ-MSX0353)。

Supported by National Natural Science Foundation of China(51876015), Natural Science Foundation of Chongqing (CSTB2023NSCQ-MSX0353).

作者简介:范澄(1994—),男,工程师,主要从事热力循环系统及其热管理研究。

通信作者:李期斌,博士,教授,(E-mail)qibinli@cqu.edu.cn。

proposed in this study ensures stable operation of the waste heat boiler throughout the entire transition process. Seamless switching between the three operating modes is successfully achieved.

Keywords: waste heat boiler; numerical simulation; dynamic switching; gas turbine

“碳达峰碳中和”目标的提出,将进一步提高能源利用率、推进节能减排工作,加快建设资源节约型、环境友好型社会以实现我国经济的可持续发展。天然气分布式能源系统是一种可以实现冷热电联供的清洁能源系统,以燃气轮机燃烧天然气发电,并在出口接入余热锅炉以实现烟气余热的回收利用,可以有效利用不同品位的热能,综合能源利用率可达到70%以上。随着天然气价格改革推进,技术条件趋于成熟,环保节能议题愈发重要,推动天然气分布式能源应用和发展,具有重要的现实意义和战略价值^[1-4]。

燃气-蒸汽联合循环具有循环效率高和启停便捷等特点,在工业领域受到越来越多的重视。传统工业锅炉排烟尾气温度高达400℃,即使经过节能器的回收,排烟温度也达到100~150℃,高排烟温度将造成较大的可用能损失。引入余热锅炉能有效回收尾气中的热量,进一步提升发电效率,降低排放。但天然气分布式能源余热锅炉的流程和配套装置相比于传统锅炉更为复杂,存在燃烧高含硫量天然气可能带来的腐蚀和泄露问题,仍需对其特性进行深入研究^[5-10]。白凤臣等^[11]通过分析排烟温度、过量空气系数和工艺流体温度和流量等影响,提出使用多种低温热源进行组合,并采取1.05~1.1的过量空气系数的方法控制排烟温度。刘民等^[12]利用喷淋循环水在混合换热塔中直接换热,实现了80%以上的热能回收率。马金伟等^[13]针对余热锅炉运转过程不断发生腐蚀和泄露等问题,通过理论分析提出增加省煤器和前置预热器,使用露点监测仪等实现受热面温度监测,防止锅炉发生腐蚀。孙亚琴等^[14]利用Aspen进行仿真和改进,通过改变过热器流程,增加相应预热器和省煤器,设计出热力性能优于原型锅炉的新型锅炉。李广伟等^[15]通过比较增加主蒸汽流量、增加中压蒸汽受热面、尾部布置给水预热器几种方案的可行性和经济性,提出布置给水预热器能作为降低锅炉排烟温度的有效方案。目前,已有学者利用计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)模拟的方法对余热锅炉换热及流动进行了研究,成海泉等^[16]利用CFD针对高温大容量AQC余热锅炉内部烟气流动进行CFD模拟,获得了锅炉内部速度、温度等流场参数,并进行了相应的优化设计。杨震等^[17]利用CFD对余热锅炉烟道入口进行了数值模拟,发现余热锅炉入口烟道的不同结构对其速度场的分布会产生重要的影响。Manickam等^[18]对余热锅炉进行了模拟,研究了锅炉燃烧稳定性。Zhinov等^[19]利用CFD模拟了余热锅炉排气管内的流动,对余热锅炉气体管道的几何特性进行了优化。

目前,国外内天然气分布式能源系统普遍采用“燃气轮机+余热锅炉+燃气锅炉”的配置模式,即在用电负荷需求降低冷热负荷需求上升的情况下,投入燃气锅炉,解决区域用能需求波动大的问题。但这种分布式能源配置初投资大、设备闲置率高、占地面积大,余热锅炉和燃气锅炉启停频繁,降低其使用寿命,运行操作比较复杂。

针对传统燃机余热锅炉存在的问题,文中提出了一种可独立运行的复合型高效余热锅炉,既能配合燃气轮机实现燃气-蒸汽联合循环,也能脱离燃气轮机独立运行,替代原分布式能源站单独配置的燃气锅炉,从而降低整个项目投资、减少场地占用,系统运行控制更加简便,余热锅炉长期运行大幅度减少了锅炉频繁启停,提高了使用寿命。文中利用CFD数值模型,建立了该余热锅炉的计算模型,分别模拟了锅炉在与燃气轮机联动运行、带补燃与燃气轮机联动运行和完全脱离燃气轮机独立运行的3种模式下的稳态运行特性,并且模拟了不同模式间动态切换过程换热特性变化。

1 模型和计算方法

1.1 物理模型及边界条件

文中提出的余热锅炉几何模型如图1所示,分别由换热系统(高温过热器、低温过热器、蒸发器、省煤器、给水加热器)、烟风系统(再循环烟道、旁路烟道、引风机、烟囱)、汽水系统、燃烧系统组成。烟气进口处接入燃气轮机出口,余热锅炉烟气上下2个出口都接入烟囱。由于烟囱设计尺寸相比锅炉模型更大,在模型建立

过程中将烟囱省略,上下2个烟气出口分别设置为压力出口,通过设置不同压头来模拟烟囱阻力,从而减少模拟计算所需时间。

实验简化了换热器的实际模型,采用等效体积的方法对模型进行简化,在计算中不考虑蒸汽侧流动,蒸汽温度通过一维模型或者设计参数给定,换热过程采用radiator模型进行计算,过程压降和空气经过换热器的加速效应利用多孔介质模型计算。在模拟的半补燃及全补燃过程中,选择eddy-dissipation模型来进行模拟化学反应。涡耗散模型,将湍流速率作为化学反应速率,不计算阿雷尼乌斯公式,化学反应速率由大涡混合时间尺度 ε/k 控制,只要湍流出现($\varepsilon/k>0$),燃烧即可进行,不需要点火来启动,对于甲烷-空气这样的燃烧具有较高的模拟精度。

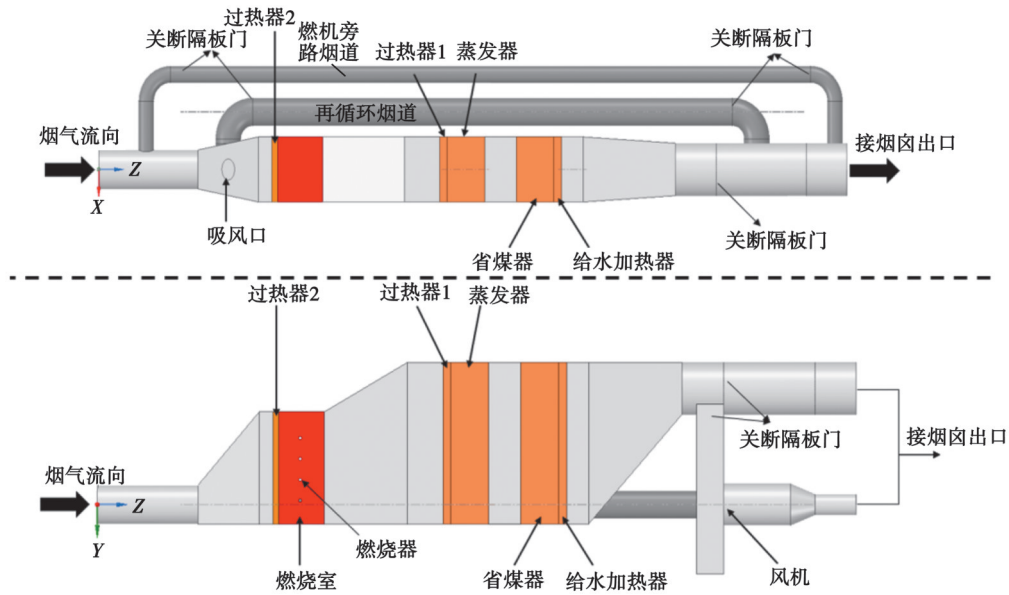


图1 余热锅炉几何模型

Fig. 1 Geometric model of waste heat boiler

1.2 控制方程与计算方法

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial(\rho u_k)}{\partial x_k} = 0, \quad (1)$$

式中: u_i 、 u_j 、 u_k 分别为 x 、 y 、 z 3个方向的速度分量,m/s; ρ 为密度, kg/m^3 ; t 为时间,s。

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u_i \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{ii}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{ji}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{ki}}{\partial z} + \rho f_i, \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u_j \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{jj}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{kj}}{\partial z} + \rho f_j, \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho u_k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u_k \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{ik}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{jk}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{kk}}{\partial z} + \rho f_k, \quad (4)$$

式中: p 为微元体上的压强,Pa; τ_{ii} 、 τ_{ij} 、 τ_{ik} 是作用在微元表面上的黏性应力 τ 的分量,Pa; f_i 、 f_j 、 f_k 为 x 、 y 、 z 3个方向上的单位质量力, m/s^2 ,若质量力只包括重力,且为 z 轴垂直向上,则 $f_i = f_j = 0$, $f_k = -g$ 。

能量方程:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho E \vec{u}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + p \nabla \cdot \vec{u} + \Phi + Q_w, \quad (5)$$

式中: E 是单位体内的能量; Φ 是锅炉内燃料燃烧产生的能量; Q_w 为锅炉外部换热器换热量。

Realizable k- ε 模型中传递方程 k 和 ε 方程分别可写为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k, \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon, \quad (7)$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}. \quad (8)$$

涡黏度:

$$\mu_\varepsilon = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (9)$$

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S \frac{k U^*}{\varepsilon}}, \quad (10)$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}}, \quad (11)$$

其他的常数项值为: $C_{1\varepsilon} = 1.44, C_2 = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.2$ 。

1.3 网格划分及网格无关性验证

网格划分方式采用结构+非结构网格耦合的方式,结构复杂的区域如燃烧室,烟气出口处等区域采用非结构网格;结构简单的区域,如省煤器,给水加热器等区域采用结构化网格。网格的平均正交率约90%,最大扭曲度不超过5%。

通过调整网格尺寸对不同网格数进行了网格无关性验证,模拟结果如图2所示,分别监测了余热锅炉内部换热器总换热量以及对应的排烟温度,发现当整体计算区域整体网格数目约200万时,模拟结果受网格尺寸影响较小,可以精确地完成锅炉内流动传热过程进行模拟。因此,文中最终采用的网格数目为212万的网格进行模拟。余热锅炉的相关模拟结果也和实际设计值进行了对比,设计值和模拟值的误差在5%以内,表明文中CFD模拟精度可靠。

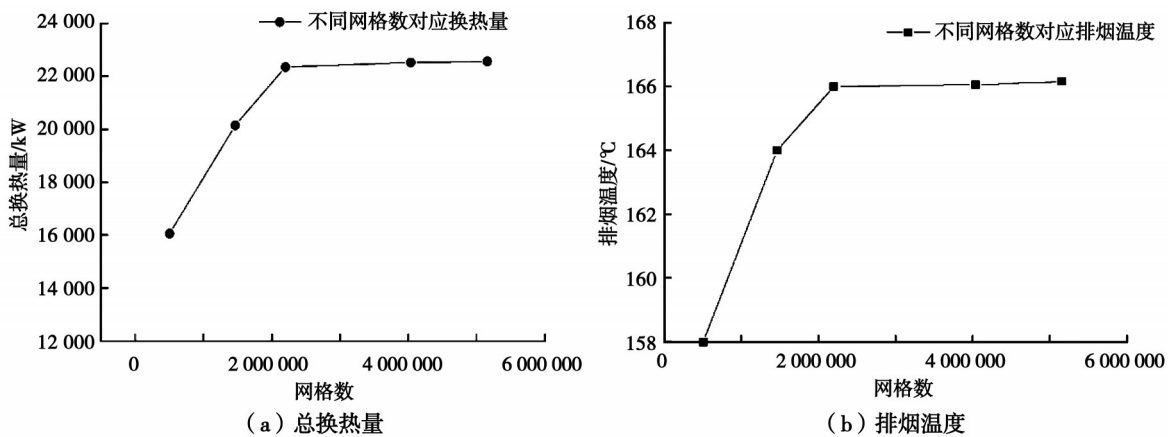


图2 网格无关性验证对比图

Fig. 2 Comparison of grid independence verification

2 模拟结果与讨论

2.1 3种运行模式稳态仿真结果

在给定燃气轮机排气状态参数(流量、压力、温度),通过模拟燃气轮机与余热锅炉联动运行,得到不补燃模式下余热锅炉的热力性能。模拟中,燃机的模型采用文献[20]中的燃气轮机出口性能曲线,其性能变化曲线如图3所示。在不补燃模式下,余热锅炉上部烟道与下部烟道之间的关断隔板门关闭,此时只有上部烟道连通烟囱进行排烟。

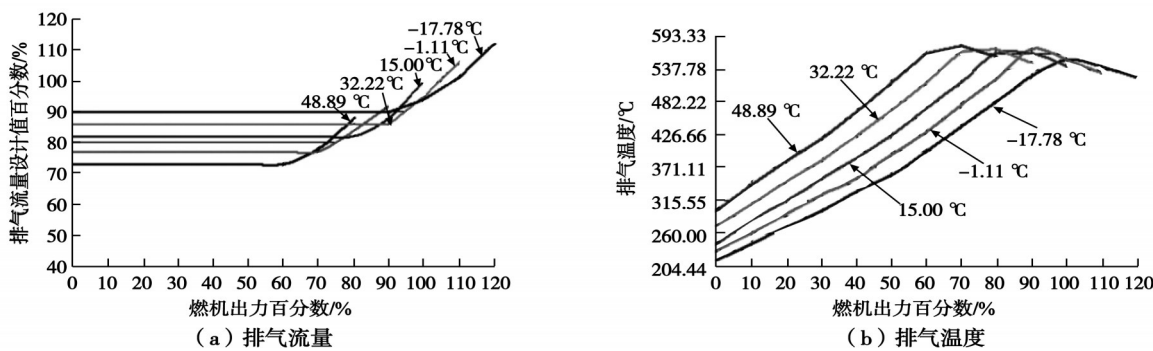


图 3 燃气轮机出口性能曲线

Fig. 3 Outlet performance of gas turbine

首先,模拟了当燃气轮机出力为 100% 时,余热锅炉的运行特性。图 4 为当前工况下,余热锅炉内部温度分布和压力分布云图。由图可知,高温烟气在进入余热锅炉后,依次通过高温过热器、低温过热器、蒸发器、省煤器、给水加热器进行换热,锅炉内部平均温度也逐渐降低,余热锅炉的进出口烟温分别为 510 °C 和 158 °C。由图 1 所示的几何模型可知,在余热锅炉入口段的流道面积远小于余热锅炉区域的流道面积,在保持烟气质量流量一定的情况下,入口处的流速为 62.15 m/s,锅炉内部其他区域的流速为 20 m/s,远低于入口处流速。当高速流体流经过热器 2 时,由于流动阻力较大,烟气流速骤降,在此处形成了高压区。根据文中的模拟结果和锅炉的设计手册,在不补燃模式运行时,锅炉内部的压降约为 1 300 Pa,而燃机背压和出口压力之差约为 1 500 Pa。因此,在此种运行模式下,余热锅炉可利用燃机背压驱动内部的烟气流动,不需要外接其他动力设备。

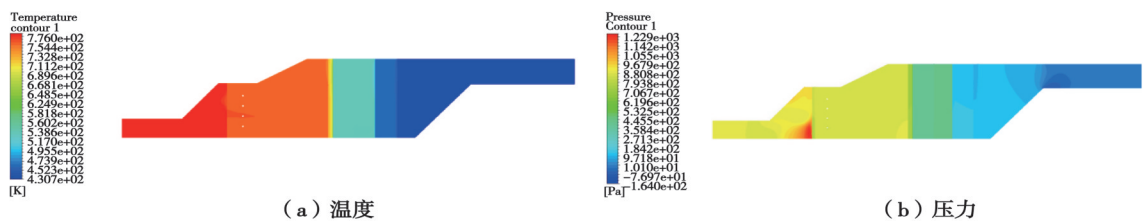


图 4 余热锅炉内部温度和压力分布云图

Fig. 4 Temperature and pressure contour in waste heat boiler

文中还模拟了在输出热负荷不变,燃气轮机出力变为初始时刻的 70%、50%、30% 时,余热锅炉运行的工况的详细参数。具体运行参数如表 1 所示。

表 1 燃气轮机不同负荷下详细参数

Table1 Parameters of gas turbine under different loads

运行工况	出口烟温/°C	整体换热量/kW	烟气流量/(kg·s ⁻¹)	过热器温度(平均)/°C
燃机负荷 70%	157.78	13 954.1	34.570	466
燃机负荷 50%	157.73	10 608.5	34.566	408
燃机负荷 30%	157.69	7 690.7	34.564	355

结果表明,当燃气轮机与余热锅炉联动运行,燃气轮机负荷减小时,余热锅炉出力也随之减小,不能满足提供相应过热蒸汽所需热负荷,故在燃汽轮机负荷减小时,应当通过补燃提供不足的热负荷使锅炉能够供应充足的过热蒸汽。

2.1.1 余热锅炉与燃气轮机联动运行(半补燃)模式

根据燃气机变工况性能曲线图,燃气轮机出力降低时,出口温度几乎不变,出口排气流量降低,根据热力

学计算可知,进口烟气焓值也相应降低,若要保证热负荷不变,则需添加燃料增加相应的换热量。根据甲烷热值与质量的关系,可以计算出补燃燃料质量流量,得到稳定补燃后的热负荷。根据甲烷与氧气的两步反应方程式,计算得到添加燃料完全燃烧需要的氧气量,通过三维模拟再次核算燃料的燃烧情况。图 5 为燃气轮机出力为 50% 时,余热锅炉半补燃时锅炉内部温度分布图,表 2 数据为燃机处理变化的情况下,余热锅炉内部换热量、换热器最高温度、进出口烟温、烟气流量及补燃量等参数,在燃机出口负荷变化的情况下,整体换热量有相应的变化,在燃机出口降低到一定量时,需要余热锅炉内部额外补燃来维持锅炉提供稳定的换热量。

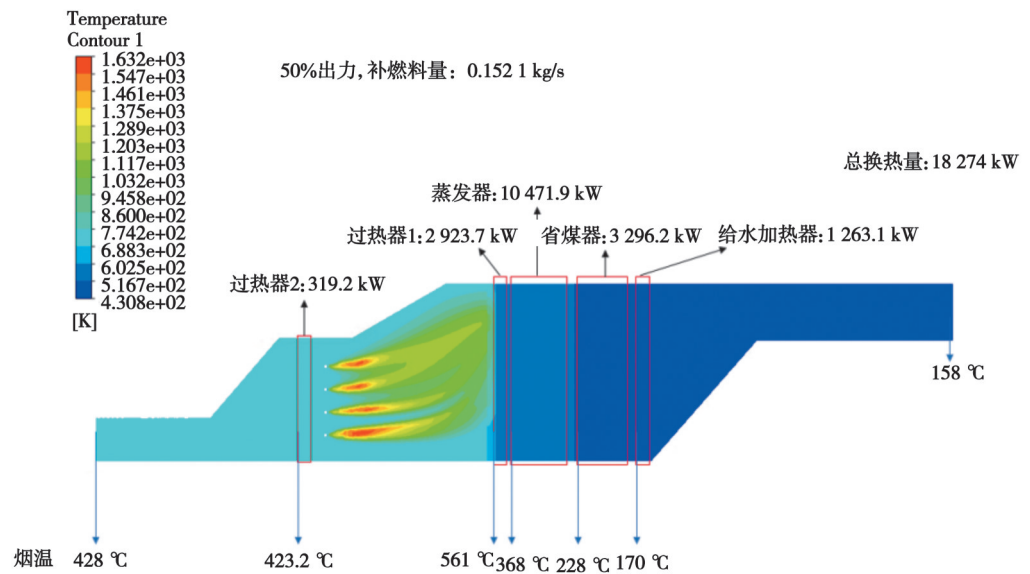


图 5 燃气轮机出力 50% 时余热锅炉半补燃模式温度分布

Fig. 5 Temperature contour of waste heat boiler in semi-supplementary combustion mode when gas turbine output is 50%

表 2 半补燃模式多工况数据汇总

Table 2 Summary of multi-working operating conditions data of semi-supplementary combustion mode

运行工况	进口烟 温/°C	出口烟 温/°C	整体换热 量/kW	烟气流量/ (kg·s ⁻¹)	过热器温度 (局部最高)/°C	过热器温度 (平均)/°C	补燃量/ (kg·s ⁻¹)
燃机出力 70%	510.0	158.0	18 211.9	34.57	621.5	551.0	0.085 3
燃机出力 50%	428.0	158.0	18 274.1	34.57	736.8	561.0	0.152 1
燃机出力 30%	355.2	158.0	18 279.9	34.57	783.8	561.8	0.210 3
燃机出力不变;热负荷增加 50%	510.0	168.2	27 616.1	46.07	735.2	597.8	0.181 9
燃机出力不变;热负荷增加 20%	510.0	166.0	21 724.8	46.07	603.3	521.1	0.071 1

研究表明,在计算的多种半补燃模式下,文中燃气轮机出口的残氧均可保障甲烷的完全燃烧,燃气锅炉与燃气轮机可以联动运行。

2.1.2 余热锅炉独立运行模式仿真

当燃机负荷降低直至燃机退出运行时,余热锅炉适时进入独立运行模式,此时开启引风机,维持燃烧区域微负压状态。通过再循环烟道引入尾部低温烟气与燃烧器区域产生的高温烟气混合,降低烟气温度后进入过热器,确保过热器安全运行;打开布置在燃烧器附近的吸风口空气调节门,及时补充适量空气以维持燃烧器稳定燃烧。

根据能量守恒原理,添加燃料产生的热量,一部分被出口的空气带走,另一部分被换热器吸收。因此,需

添加的燃料,通过迭代的办法进行计算,使其产生热量至少等于设计的换热器热负荷加上离开余热锅炉烟气所带走的能量。根据甲烷与氧气的两步反应方程式,通过调整风机风压,使得通过燃烧器的氧气的质量流量高于完全燃烧所需要的氧气量以保证燃料完全燃烧。文中分别计算了余热锅炉独立运行时,热负荷分别为 3 440.9、12 301.6、15 070.5 kW 时,锅炉内部换热情况,图 6 为热负荷为 3 440.9 kW 时,锅炉内部温度分布云图及各换热器换热量分布。

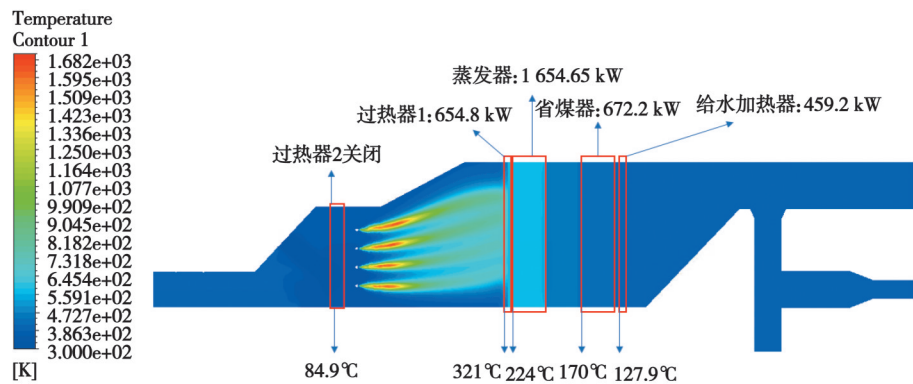


图 6 调整后独立运行负荷 3 440.9 kW 温度分布云图

Fig. 6 Temperature contour at independent operation 3 440.9 kW after adjustment

表 3 调整后余热锅炉独立运行工况汇总

Table 3 Summary of independent operation conditions of waste heat boiler after adjustment

运行工况	进口空 气温/°C	出口烟 温/°C	整体换热 量/kW	出口烟气流 量/(kg·s ⁻¹)	再循环烟 气流量/ (kg·s ⁻¹)	过热器温 度(局部 最高)/°C	过热器温度 (平均)/°C	补燃量 /(kg·s ⁻¹)	风机压 头/Pa
5 t	26.85	115.00	3 440.9	5.311 8	8.447	757.83	321.33	0.078 088	450
15 t	26.85	124.06	12 301.6	9.264 0	19.583	796.00	461.98	0.325 270	1 800
20 t	26.85	125.55	15 070.5	12.305 0	23.576	799.00	460.97	0.390 300	2 700

2.2 3种模式间切换及模式变化动态仿真

通过改变参数和模式切换验证 3 种模式(第 1 种,不带补燃与燃气轮机联动运行转换至带补燃与燃气轮机联动运行;第 2 种,带补燃与燃气轮机联动运行转换至脱离燃气轮机独立运行;第 3 种,脱离燃气轮机独立运行转换至带补燃与燃气轮机联动运行)的动态变化过程及无缝切换控制,分析烟气流场、温度场等的变化规律以及控制的便利性,确定最佳控制调节策略。

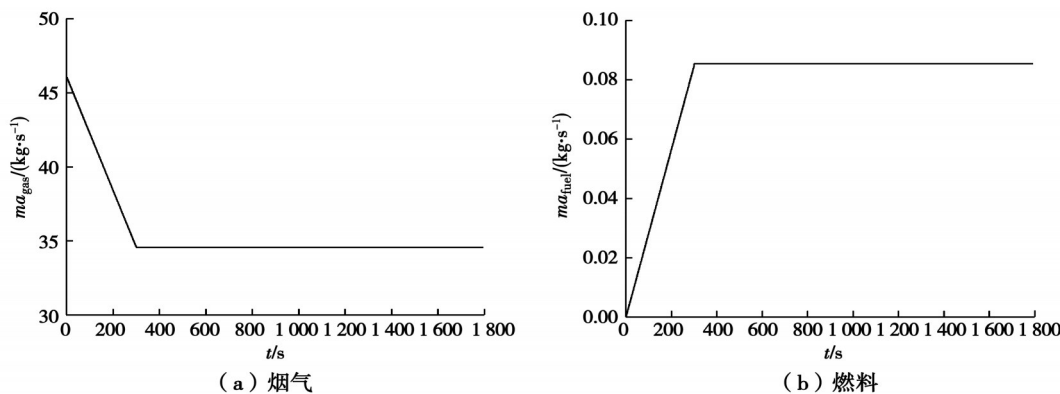


图 7 烟气和燃料质量随时间变化图

Fig. 7 Diagram Variation of flue gas and fuel quality over time

2.2.1 不带补燃与燃气轮机联动运行转换至带补燃与燃气轮机联动运行

动态仿真过程中,初始状态为燃机负荷 100% 稳定运行的稳态工况,此时对边界条件输入相应的扰动(燃机变负荷后排气流量与温度变化),为了保证在整个动态变化过程中,余热锅炉负荷能够始终保持相对稳定,使得换热量能有一个较为平稳的过渡,需要对余热锅炉进行一定的补燃。补燃量的确定依照燃气轮机出力的变化情况确定。变工况动态运行过程中,燃机负荷变化从 100% 下降到 70%,燃机负荷变化调整时间为 300 s;根据燃机相关曲线可知,燃机负荷下降到 70% 时,燃机出口排气温度不变,流量降低为满负荷的 75%,烟气流量约在 300 s 内近似线性降低至满负荷运行的 75%;根据前期变工况的稳态研究可知,补燃量、燃料进口流量同样在烟气流量变化的时间内进行调整,增加到所需补燃量。

图 8 为总换热量变化趋势图,从换热量的动态变化可以看出,前 300 s 的变化主要是由于进口的烟气流量发生变化后,使得换热器的换热量发生下降,最低达到 17 500 kW,而当 300 s 后,由于补燃量达到最大,进口的烟气工况稳定,此时的换热量开始逐渐升高,最高达到 18 600 kW。整体的变化幅度在-3.8%~2.2%。图 9 为锅炉出口处烟温变化趋势图,从出口烟温的动态变化可以看出,整个动态切换的过程中,出口烟温都是逐渐下降的,最终达到稳定的值为 158 ℃,变化幅度为 4.6%。

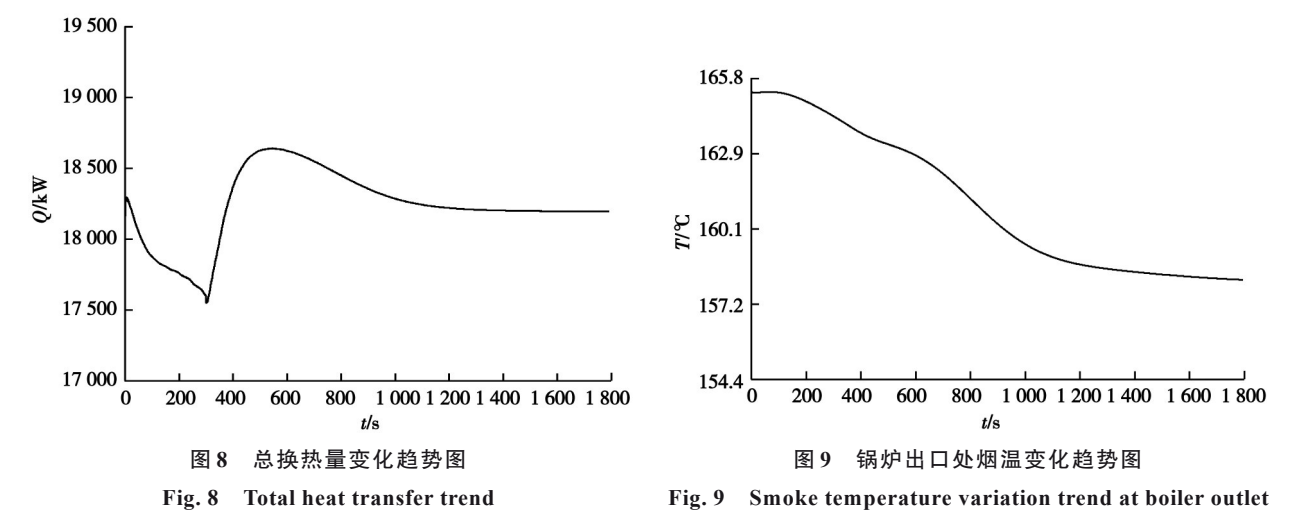


表 4 为以换热量为判定指标的动态响应时间,以 70% 负荷时稳态换热量 18 211 kW 为指标,当稳定的判定准则为稳定换热量的 $\pm 1\%$ 时,余热锅炉的稳定时间为 556.2 s;当稳定的判定准则为稳定换热量的 $\pm 3\%$ 时,余热锅炉动态响应时间仅为 16.2 s。若误差值取为 ± 10 kW,稳定时间为 885 s;误差值取为 ± 100 kW,稳定时间为 656.9 s;误差值取为 ± 300 kW,稳定时间为 437.9 s。

表 4 不同稳定判据下的稳定时间					
Table 4 Stability time under different stability criteria					
稳定评价	1%	3%	± 10 kW	± 20 kW	± 30 kW
稳定时间/s	556.2	16.2	885	656.9	437.9

2.2.2 带补燃与燃气轮机联动运行无缝切换至脱离燃气轮机独立运行

为保持锅炉系统的稳定性,当燃气轮机负荷降低到 30% 时退出运行,燃机排气通过旁路烟道直接排至烟囱,不再通过余热锅炉。此时,余热锅炉进入独立运行模式,开启引风机和烟气再循环系统,利用再循环烟道引入尾部低烟气降低燃烧器后的烟气温度,通过吸风口补充空气维持燃烧器稳定燃烧。如图 10 所示,依据燃气轮机启停特性与工程实际经验,气流切换过程中燃气轮机排气温度不变,流量在 10 s 内近似线性地减少至 0(通过旁路烟道排走)。同时,在切换流道前,开启引风机和再循环烟道,开启吸风口,完成对应模式切换。

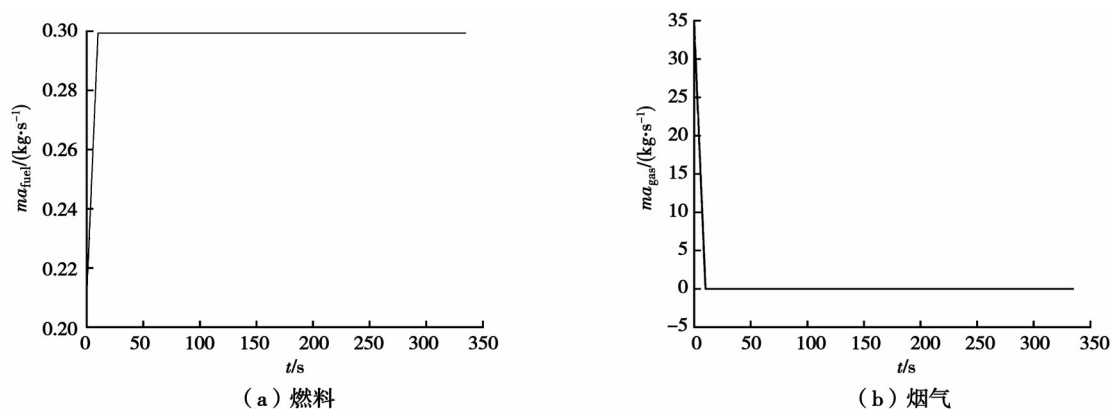


图10 燃料、烟气流量随时间变化图

Fig. 10 Variation of fuel and flue gas flow over time

图11为锅炉总换热量在0~350 s内变化情况,可以看出,由于过热器二在模式切换中,从运行状态切换至关闭状态,锅炉总体换热量在0~3.4 s内迅速由18 753 kW下降到10 677 kW;3.4 s后,随着燃料燃烧产生烟气的扩散,高温烟气的流量增加,抵消了排气减少与换热器关闭带来的换热量降低,总换热量呈现上升趋势。12.4 s后,换热量略微波动后缓慢上升并最终稳定在19 273 kW,略高于初始状态2.77%。以变化量不大于3%为标准,余热锅炉在200.4 s时,即达到稳定,稳定所用时间为190.4 s。

2.2.3 脱离燃气轮机独立运行转换至带补燃与燃气轮机联动运行

为维持锅炉系统稳定运行,完成余热锅炉设计目标,使锅炉系统能从独立运行状态稳定切换至与燃气轮机联动运行状态,当燃气轮机负荷达到30%时,介入运行,燃气轮机排气通过余热锅炉烟气入口排入锅炉。烟气排入前关闭再循环烟道,打开引风机旁路烟道,关闭风机和吸风口。文中依据燃气轮机启停特性与工程实际,气流切换过程中燃气轮机排气温度不变,流量10 s内近似线性增加至对应流量(通过烟气入口进入)。在烟气进入过程中,关闭引风机和再循环烟道,关闭吸风口,完成流道切换与对应的模式切换。

图12为切换至独立运行过程中,锅炉总换热量随时间变化情况,图13为燃料和烟气的质量流量随时间变化图,可以看出,由于烟气流量的迅速增加,在此期间补燃燃料流量有所降低,但总换热量上升,从初始状态为19 613 kW,在34 s时,增加到26 104 kW。随着燃气轮机排烟量的增加,高温烟气扩散带来了更多的换热量抵消了补燃燃料减少带来的影响,总换热量在此阶段呈上升趋势。34 s后,换热量逐渐降低,并于170 s时,达到22 348 kW,从曲线趋势来看,换热量最终趋于稳定。在切换过程中,换热量波动最大为33.1%,考虑到换热量发生较大变化的时间较短(超过25%为8~77.3 s,超过20%为5.5~100.5 s),在切换过程较为平稳。

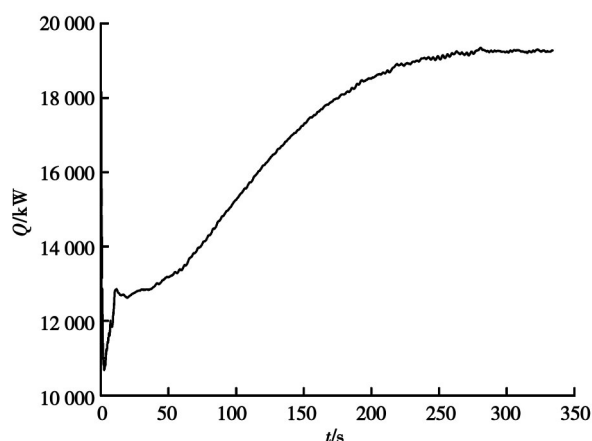
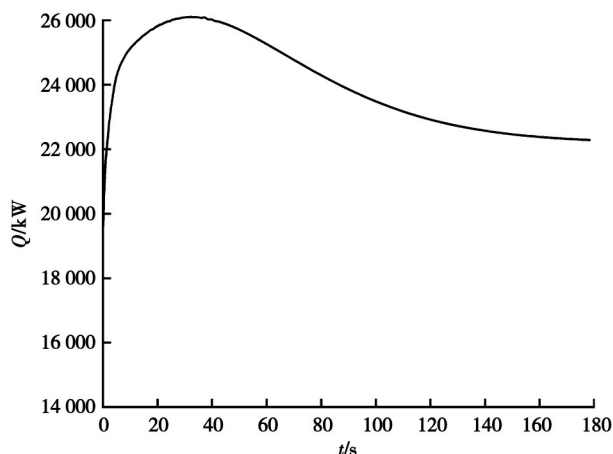
图11 总换热量 Q 在0~350 s内变化情况Fig. 11 Total heat transfer Q changes in 0~350 s

图12 总换热量随时间变化情况

Fig. 12 Total heat transfer over time

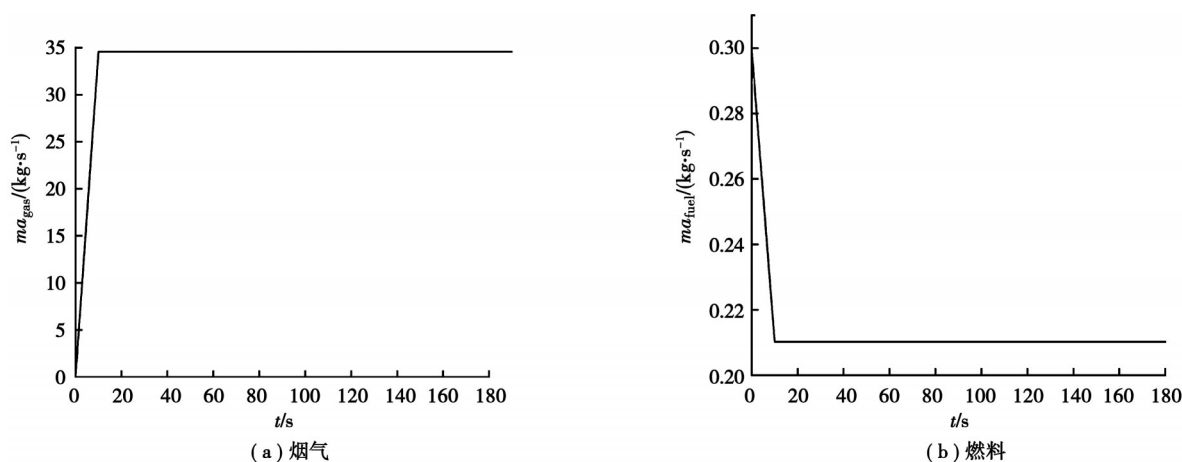


图 13 质量流量随时间变化图

Fig. 13 Mass flow over time

3 结 论

1) 文中设计并模拟了一种可独立运行的复合型高效余热锅炉,该复合型高效余热锅炉既能配合燃气轮机实现燃气-蒸汽联合循环,也能脱离燃气轮机独立运行,替代原分布式能源站单独配置的燃气锅炉从而降低投资费用、减少场地占用、使得系统运行控制更加简便。

2) 在 3 种模式稳态运行时,不补燃模式下,余热锅炉与燃气轮机联动运行,仅依靠燃机背压推动是可行的;当燃气轮机出力变为初始时的 70%、50% 及 30% 时,余热锅炉整体换热量分别降低 22.5%、41% 和 57.3%;在计算的多种半补燃模式下,燃机出口的残氧均可保障甲烷的完全燃烧;当燃机负荷降低,直至燃机退出运行时,余热锅炉适时进入独立运行模式,此时,开启引风机,并适当调整再循环烟气量,可维持燃烧区域微负压状态。

3) 在余热锅炉不同模式的动态切换过程中,启动引风机和烟气再循环,维持燃烧器区域微负压状态,依靠引风机提供动力将燃机排气或中温烟气引入余热锅炉换热。3 种模式间切换及模式变化动态仿真模拟结果表明,按照所涉及的模式切换要求,整个过程中余热锅炉运行状态平稳,3 种工作模式可实现无缝切换。

参考文献

- [1] 詹天津,谢玉荣,王世朋,等. 中国天然气分布式能源发展现状研究[J]. 上海电力大学学报, 2021, 37(6): 546-550.
Zhan T J, Xie Y R, Wang S P, et al. Development status and consideration on domestic natural gas distributed energy[J]. Journal of Shanghai University of Electric Power, 2021, 37(6): 546-550. (in Chinese)
- [2] 王宝琳. 天然气分布式能源系统节能和经济性分析[J]. 节能, 2020, 39(3): 45-48.
Wang B L. Analysis of energy saving and economy of natural gas distributed energy system[J]. Energy Conservation, 2020, 39(3): 45-48. (in Chinese)
- [3] 张雪梅,杨加秀,赵金狄,等. 分布式能源系统性能评价指标及运行参数测试[J]. 煤气与热力, 2019, 39(10): 5-8, 41.
Zhang X M, Yang J X, Zhao J D, et al. Performance evaluation indexes and performance parameter test of distributed energy system[J]. Gas & Heat, 2019, 39(10): 5-8, 41. (in Chinese)
- [4] 孟伟. 天然气分布式能源系统高效性、经济性评价[J]. 煤气与热力, 2021, 41(4): 41-44, 100.
Meng W. Evaluation of efficiency and economy of natural gas distributed energy system[J]. Gas & Heat, 2021, 41(4): 41-44, 100. (in Chinese)
- [5] Li M, Mu H L, Li N, et al. Optimal option of natural-gas district distributed energy systems for various buildings[J]. Energy and Buildings, 2014, 75: 70-83.
- [6] Li M, Zhou M J, Feng Y R, et al. Integrated design and optimization of natural gas distributed energy system for regional building complex[J]. Energy and Buildings, 2017, 154: 81-95.

- [7] Han W, Zhu T, Gan Z X. Special column for the distributed energy system with renewable energy and natural gas[J]. Journal of Thermal Science, 2020, 29(5): 1095-1096.
- [8] Huang Q L. Insights for global energy interconnection from China renewable energy development[J]. Global Energy Interconnection, 2020, 3(1): 1-11.
- [9] Men Y Y, Liu X H, Zhang T. A review of boiler waste heat recovery technologies in the medium-low temperature range[J]. Energy, 2021, 237: 121560.
- [10] Ma G Q, Zhang Y D, Yue M, et al. Thermal economy study on the waste heat utilization of a double reheat unit under coupled steam turbine and boiler[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 175: 115112.
- [11] 白凤臣, 马文姝, 宋海江. 燃气锅炉烟气余热回收潜力及影响因素分析[J]. 工业锅炉, 2019(3): 5-9, 13.
Bai F C, Ma W S, Song H J. Recovery potential and influencing factors of flue gas waste heat in gas-fired boilers[J]. Industrial Boilers, 2019(3): 5-9, 13. (in Chinese)
- [12] 刘民, 苏永琴, 李晋欣. 天然气锅炉烟气余热回收装置研制[J]. 机械工程师, 2021(2): 140-142, 148.
Liu M, Su Y Q, Li J X. Development of waste heat recovery device for natural gas boiler flue gas[J]. Mechanical Engineer, 2021(2): 140-142, 148. (in Chinese)
- [13] 马金伟, 陈韶范, 张富, 等. 高含硫天然气净化装置余热锅炉系统优化改造[J]. 石油化工设备, 2018, 47(1): 60-63.
Ma J W, Chen S F, Zhang F, et al. Optimization and modification of waste heat boiler in high sulfur natural gas purification plant[J]. Petro-Chemical Equipment, 2018, 47(1): 60-63. (in Chinese)
- [14] 孙亚琴, 李桂青, 江一. 天然气净化装置尾气焚烧余热锅炉改造节能效果评估[J]. 全面腐蚀控制, 2021, 35(6): 36-41.
Sun Y Q, Li G Q, Jiang Y. Energy efficiency evaluation of the transformation of an exhaust gas waste-heat boiler in a natural gas purification unit[J]. Total Corrosion Control, 2021, 35(6): 36-41. (in Chinese)
- [15] 李广伟, 邹卓明. 9E联合循环机组余热锅炉节能优化改造研究[J]. 节能, 2020, 39(9): 34-36.
Li G W, Zou Z M. Energy-saving retrofit for a waste heat boiler of 9E gas-steam combined cycle unit[J]. Energy Conservation, 2020, 39(9): 34-36. (in Chinese)
- [16] 成海泉, 王沈兵, 李霞, 等. 高温大容量AQC余热锅炉CFD计算[J]. 节能, 2021, 40(7): 49-52.
Cheng H Q, Wang S B, Li X, et al. CFD calculation of high temperature and large capacity AQC boiler[J]. Energy Conservation, 2021, 40(7): 49-52. (in Chinese)
- [17] 杨震, 刘忠楼, 郭琴琴, 等. 余热锅炉入口烟道数值模拟[J]. 锅炉技术, 2007, 38(3): 1-3, 42.
Yang Z, Liu Z L, Guo Q Q, et al. Numerical simulation of HRSG inlet duct[J]. Boiler Technology, 2007, 38(3): 1-3, 42. (in Chinese)
- [18] Manickam M, Schwarz M P, Perry J. CFD modelling of waste heat recovery boiler[J]. Applied Mathematical Modelling, 1998,
- [19] Zhinov A A, Shevelev D V, Karyshev A K, et al. The numerical research of the gas flow in the exhaust duct of the gas turbine with a waste heat boiler[J]. Ain Shams Engineering Journal, 2018, 9(4): 1325-1334.
- [20] 陈永刚, 李宏莲. PG9171E型燃气轮机变工况特性研究[J]. 华东电力, 2009, 37(8): 1422-1425.
Chen Y G, Li H L. Research on PG9171G gas turbine under variable working conditions[J]. East China Electric Power, 2009, 37(8): 1422-1425. (in Chinese)

(编辑 陈移峰)