燃煤超临界CO₂发电系统锅炉换热面布置及优化

刘超¹, 徐进良^{1,2*}, 刘国华¹

1. 华北电力大学低品位能源多相流与传热北京市重点实验室, 北京 102206;

2. 华北电力大学电站能量传递转化与系统教育部重点实验室, 北京 102206

* E-mail: xjl@ncepu.edu.cn

收稿日期: 2021-02-16; 接受日期: 2021-05-08; 网络版发表日期: 2021-11-01

国家重点研发计划(编号: 2017YFB0601801)和国家自然科学基金(批准号: 51821004)资助项目

摘要 超临界二氧化碳(sCO₂)循环用于燃煤发电系统时, 由于循环流量大, 锅炉内将产生超大压降, 大幅降低循环效率. 本团队前期提出的基于1/8减阻原理的分流流动模式能够解决以上问题, 同时使锅炉换热面成为模块化设计. 当对锅炉换热面模块进行布置时, 存在两个核心难点, 一是由于sCO₂入炉温度高, 换热系数低, 炉膛内冷却壁极易超温; 二是sCO₂循环热效率对压降敏感, 需兼顾压降惩罚. 基于此, 本文以1000 MWe一次再热燃煤sCO₂发电系统为研究对象, 耦合热力学循环计算及锅炉热力与冷却壁流动传热计算, 以降低冷却壁壁温为目标, 兼顾循环热效率, 对模块化锅炉的换热面进行了布置及优化. 本文提出了烟道内对流换热面的“再分流”设计, 可大幅降低压降; 提出了一种炉膛冷却壁包含四个模块的创新布置方案(“4-Part”方案), 与冷却壁包含三个模块的布置方案(“3-Part”方案)相比, “4-Part”方案使锅炉内主流、再热的低温工质全部进入冷却壁, 可显著降低壁温, 同时使循环热效率升高; 发现随冷却壁再热模块出口温度的改变, “4-Part”方案存在最优设计工况, 最优工况下冷却壁危险点壁温比“3-Part”方案降低18.66°C, 达到628.64°C, 可使现有材料在现有炉型下满足设计要求. 本文提出的一次再热燃煤sCO₂锅炉换热面布置方案, 为后续燃煤锅炉的研究提供了新的思路及参考.

关键词 sCO₂循环, 燃煤发电, 锅炉, 模块化设计, 换热面布置

1 引言

超临界二氧化碳(sCO₂)循环是指以CO₂为工质实现热功转换的循环. 与其他循环相比, sCO₂循环具有循环效率高、系统部件紧凑、工质无毒惰性大等优点^[1~3], 且广泛适用于核能、太阳能、化石能源、高温余热等发电系统^[4~6], 近年来逐渐成为研究热点. 化石能源驱动的sCO₂循环可分为直接式循环和间接式循

环. 直接式循环以Allam循环为代表^[7], 循环效率高, 易于进行碳捕获^[8], 但是高温高压燃烧成为挑战. 间接式循环中, 锅炉作为燃烧与传热部件, 通过换热管将烟气热量传递给sCO₂循环工质. 法国电力公司^[9]在2013年首次提出了sCO₂循环与燃煤发电耦合的概念设计; 美国电力研究院、Echogen^[10]以及韩国高等工程学院^[11]进行了能效及经济性评价, 认为sCO₂循环有优势. 目前深入研究燃煤间接式循环系统的国家主要是法国和

引用格式: 刘超, 徐进良, 刘国华. 燃煤超临界CO₂发电系统锅炉换热面布置及优化. 中国科学: 技术科学, 2021, 51: 1507–1518

Liu C, Xu J L, Liu G H. Layout and optimization of heat-transfer surfaces in boilers for coal-fired supercritical CO₂ power system (in Chinese). Sci Sin Tech, 2021, 51: 1507–1518, doi: 10.1360/SST-2021-0062

中国^[12~14]. 国家重点研发计划项目“超高参数高效二氧化碳燃煤发电基础理论与关键技术研究”已取得了原创性成果^[15~17], 通过了中期验收. 西安热工研究院进行了一系列研究, 正在建设5 MWe燃气驱动sCO₂循环实验设施^[18,19].

与水蒸气循环相比, sCO₂循环透平内膨胀比小, 乏汽温度高, 需要深度回热, 因此与热源耦合时具有两个突出特点: (1) 热源入口工质温度高, 如初参数620°C/30 MPa的二次再热循环热源入口工质温度比超临界水蒸气循环高近200°C; (2) 工质流量大, 约为同等参数水蒸气循环的6~8倍. 以上特点导致循环系统层面及锅炉部件层面关键难点: (1) 烟气热量难以实现全温区吸收. 由于CO₂在热源中升温幅度小, 更易于匹配核能、太阳能等温区窄的热源. 燃煤锅炉烟气温度范围约1600°C~120°C, 中低温热量的高效利用成为难点. (2) 锅炉“大压降”导致较大效率惩罚. sCO₂循环质量流量巨大, 使锅炉内冷却壁压降达到近乎阻塞的程度, 导致效率急剧下降. (3) 锅炉部件层面, 冷却壁极易超温. 工质温度偏高使炉膛缺乏低温工质冷却; 同时, 炉内sCO₂为远离拟临界区的类气态, 冷却壁管内换热系数仅3~6 kW/(m²·K)^[17], 远低于水锅炉. 因此, sCO₂锅炉冷却壁极易超温.

针对循环构建难题, 文献中报道了增加烟气冷却器^[12,19,20]、顶底复合循环^[21,22]以及高温空预器^[9]等多种方案, 并构建了多种循环, 进行了性能比较. 针对锅炉压降惩罚与冷却壁超温问题, 已有少数学者进行了研究. Yang等人^[19]对300 MW机组锅炉耦合燃烧数值模拟与流动传热进行了计算, 为降低阻力, 锅炉冷却壁管径选取100 mm×10 mm与90 mm×6 mm. Zhou等人^[23,24]认为分流模式及截面局部扩大方法能有效降低压降与壁温, 并讨论了烟气再循环比例对壁温的影响. Yang等人^[25]对1000 MWe二次再热模块化锅炉冷却壁进行了设计计算及优化布置, 提出了“冷热匹配, 层级控温”的原则, 使热点温度降温12°C~44°C. 然而, 冷却壁易超温的问题尚未得到彻底解决, 有必要进一步研究. 同时, 文献中尚无耦合热力学循环性能与锅炉管壁安全性的研究, 而相关的降温措施可能引起效率的大幅下降, 使sCO₂失去效率优势.

在循环层面, 我们的前期研究基础为: (1) 在能量梯级利用原理的基础上, 构建出基于能量复叠利用原理的顶-底复合循环^[26], 使顶、底循环共同吸收高温烟

气热量, 消除了顶、底循环效率差, 将中低温烟气热量利用至极限; (2) 提出了基于1/8减阻原理的分流流动模式^[27]. sCO₂锅炉内冷却壁与对流受热面均被分为多个模块, 成为模块化设计. 计算表明锅炉模块化设计可将炉内压降减小至比水锅炉更低的水平^[27], 解决了锅炉“大压降”问题.

基于以上研究基础, 本文拟回答的问题为: 锅炉内多个换热面模块如何设计与布置可避免冷却壁超温, 并使循环保持较高效率. 本文以1000 MWe一次再热燃煤sCO₂发电系统为研究对象, 耦合热力学循环计算及锅炉热力与冷却壁流动传热计算, 以降低冷却壁壁温为目标, 兼顾循环热效率, 对模块化锅炉的换热面进行了布置及优化. 研究发现, 烟道内对流换热面采用“再分流”设计可大幅降低压降; 提出了一种模块布置的优化方案, 使炉膛内包含四个冷却壁模块(“4-Part”方案), 并进行参数优化, 大幅降低了壁温, 使现有材料在现有炉型下满足设计要求.

2 热力系统及计算模型

2.1 sCO₂一次再热顶-底复合循环

图1表示基于能量复叠利用原理以及设备共享的顶-底复合循环系统^[26]. 顶、底循环均为包含一次再热的再压缩循环. 底循环与顶循环共享的部件包括: 压缩机C1和C2、回热器LTR和HTR、透平T1和T2, 以及Heater 2. 底循环增加了外置式空气预热器(EAP)与Heater 4b. EAP回收热量与Heater 4a'热量相同, 将底循环入炉温度提升至4b', 与顶循环温度相等, 如图1(b)所示. 而Heater 4b为复叠区, 使底循环吸收一部分高温烟气热量, 得到与顶循环相同的透平入口温度. 因此, 顶、底循环平均吸热温度、平均放热温度均相等, 如图1(b)所示, 因而效率相等.

2.2 锅炉的模块化设计

根据锅炉的模块化设计, 需将炉内换热部件Heater 1, 2, 4a与4b进行分配与布置. 由前期的研究^[26], 易于得到如图2所示方案. 根据分流流动模式, Heater 1, 2各分为并联的两路, 分别包括四个模块与三个模块. 炉膛内冷却壁包括三个模块Part 1~3, 为Heater 1与Heater 2其中一路的低温模块. Heater 2另一路模块紧邻Heater 4a, 依靠较低的工质温度尽量降低中温烟气热量.

图 1 (网络版彩图) (a) 燃煤sCO₂循环系统图; (b) 顶底循环 T-s 示意图

Figure 1 (Color online) (a) Coal-fired sCO₂ power plant system; (b) T-s curves for top and bottom cycle.

工质温度较高的SH1, SH2, RH1, Heater 4b则布置在屏区与水平烟道烟温较高的区域。

基于以上布置方案, 提出了一种优化方案, 如图3所示。将再热器Heater 2的两路各分为两个模块, 并将低温模块全部置于冷却壁, 即Part 3和4, 使得冷却壁成为四个模块。由于炉膛内再热器吸热量增加, 而炉膛内总换热面保持不变, Part 1和2的热量则需相应减小, 因此在Heater 1的SH1, SH2后增加模块SH3, SH4, 并将其布置于烟气温度略低的竖直烟道。优化方案中主流与再热器的低温工质均进入炉膛, 有利于冷却壁的安全性。同时屏区SH1, SH2的工质温度降低, 其管壁的安全性也将提高。为便于下文描述, 以上方案分别称为“3-Part”方案与“4-Part”方案。同时, Part 1~4的出口分别用a, b, c, d表示。

此外, 对于锅炉烟道内的对流受热面, 通常可通过增加并联管圈数减小工质流动阻力^[28]。但是由于sCO₂

图 2 (网络版彩图) “3-Part”方案锅炉模块布置图

Figure 2 (Color online) Layout of modules in boiler for “3-Part layout”.

超大的质量流速及较高的工质温度, 可能使管圈数量大至不合理的程度。因此, 可对对流受热面采用“再次分流”的设计方法, 如图4所示。与分流模式相似, 将换热管长与质量流量一分为二, 换热模块“背靠背”布置在烟道内, 工质自布置在烟道两侧的入口集箱分别流入, 在换热功率与换热面积相等的情况下工质流速降低至1/2, 同时管长降低1/2, 使摩擦压降降低至原来的1/8。

2.3 计算模型与方法

本文的计算耦合了热力学循环计算及锅炉热力与冷却壁流动传热计算, 整体逻辑流程如图5所示。首先

图3 (网络版彩图) “4-Part”方案锅炉模块布置图

Figure 3 (Color online) Layout of modules in boiler for “4-Part layout”.

给定部分热力参数, 假设锅炉内主流压降与再热压降初始值, 通过热力学循环计算, 得到循环中各状态点温压参数, 以及循环热效率、锅炉燃煤量; 然后对于“3-Part”方案与“4-Part”方案确定不同的Heater 4a出口工质温度 T_e , 进而进行锅炉热力计算与冷却壁流动传热计算, 确定炉内各换热面模块的热力参数与几何尺寸, 计算换热模块内工质压降; 将计算所得压降与假设的初始值比较, 满足收敛条件时则认为计算结束。其中, 为便于工程实际设计及控制, 令Part 1与Part 2, Part 3与Part 4热量分别相等。给定的热力循环系统与锅炉的参数详见表1, 锅炉各级换热面的管内径与节距详见表2。热力学循环详细计算方案可参见文献[26], 本文不再赘述。

本文计算假设条件如下: (1) 系统流动稳定; (2) 两股流体混合前压力/温度相同; (3) 忽略锅炉与透平通

图4 (网络版彩图) 锅炉对流受热面常规设计(a)与“再分流”设计(b)

Figure 4 (Color online) Conventional design (a) and “partial-partial flow mode” design (b) for convective heating modules.

图5 计算逻辑流程图

Figure 5 Calculation flow chart.

流管道、锅炉内集箱的散热损失及阻力损失; (4) 忽略锅炉换热面内各并联换热管间的流量偏差、热偏差。本文的计算采用Matlab编写代码, 工质物性来自NIST

表 1 sCO₂燃煤发电系统已知参数Table 1 Parameters for the sCO₂ coal fired power plant

参数	数值
透平入口温度	620°C
透平T1入口压力	30 MPa
压缩机C1入口温度	32°C
压缩机C1入口压力	7.6 MPa
回热器压降	0.1 MPa
回热器窄点温差	10°C
透平等熵效率	0.93
压缩机等熵效率	0.89
Heater 4a冷端烟气与工质温差	40°C
Heater 4a热端烟气与工质温差	30°C
锅炉高度/宽度/深度	62 m/32 m/16 m
锅炉排烟温度	123°C
过量空气系数	1.2
一/二次冷风温度	31°C/23°C
一次热风温度	320°C
一/二次风占比	0.19/0.81

表 2 锅炉内换热模块几何参数(单位: mm)

Table 2 Geometrical parameters of heating modules (mm)

换热模块	$d_i \times \delta$	s_1	s_2
Part 1, Part 2	26×7.5	53.3	—
Part 3, Part 4	30×4.5	50.7	—
SH1	34×8.7	1800	66.8
SH2	34×8.7	900	66.8
SH3, SH4	34×8.7	160	76.8
RH1	38×5.4	450	63.4
RH2	45×6.2	140	86.1
Heater 4a	25×7.3	100	59.4
Heater 4b	20×6.0	250	41.6

公司的软件REFPROP 9.1.

锅炉的热力计算包括炉膛热力计算、冷却壁流动传热计算、屏区与烟道内对流换热面热力计算, 以下将分别对其模型进行说明.

2.3.1 炉膛热力计算

图6(a)表示出了炉膛及屏区的物理模型, 原点至炉顶的高度为炉高 H_b , 炉膛高度为 H_{fn} . 炉膛热力计算

图 6 (网络版彩图) (a) 炉膛物理模型; (b) 热负荷不均匀曲线图; (c) 冷却壁壁温传热计算模型

Figure 6 (Color online) (a) Furnace physical model; (b) non-uniform coefficient of heat flux; (c) heat transfer model for cooling wall tube.

采用零维模型, 采用适用于大容量锅炉炉膛出口烟温的传热计算公式^[28].

$$\frac{T_{fg,fn}}{T_{fg,a}} = 1 - 0.96M \left(\frac{1470}{T_{fg,a}} \right)^{1.2} \left(a_{fn} \frac{\psi A_{fn} \sigma T_{fg,a}^3}{\phi m_{coal} c_{p,fg}} \right)^{0.6}, \quad (1)$$

式中, $T_{fg,a}$ 为绝热燃烧温度; m_{coal} 为锅炉的计算燃煤量 (kg/s), a_{fn} 表示炉膛黑度, ψ 为热有效系数, $c_{p,fg}$ 为烟气平均比热容; M 为表征火焰最高温度位置的参数, A_{fn} 为炉膛内冷却壁总面积. 式中的温度单位均采用K, 求解完成后换算为°C.

进而, 由炉膛内热平衡可计算工质吸热量:

$$Q_{fn} = \phi m_{coal} c_{p,fg} (T_{fg,a} - T_{fg,fn}), \quad (2)$$

其中, ϕ 为保热系数. 则炉内平均热负荷为

$$q_{ave} = \frac{Q_{fn}}{A_{fn}}. \quad (3)$$

给定沿炉高方向热负荷不均匀系数 $\phi_{q,z}$, 如图6(b)所示^[29], 可得炉膛内热负荷分布为

$$q_z = q_{ave} \cdot \rho_{q,z} \quad (4)$$

2.3.2 冷却壁流动传热计算

冷却壁的流动传热采用一维-二维模型^[30,31]。首先, 采用沿炉高方向的一维流动模型, 得到各高度工质热力学参数分布; 第二, 在任一炉高处, 忽略冷却壁管轴向流动与传热, 建立沿管周向的二维模型, 采用有限容积法求解冷却壁温度场。

已知模块吸热量后, 沿炉高对炉内热负荷积分可得模块的高度, 可依次求出模块的位置及高度:

$$Q_j = \int_{z_{j-1}}^{z_j} S_z q_z dz, \quad (5)$$

其中, S 表示炉膛周界, j 表示第 j 个冷却壁模块, z_j 表示第 j 个模块出口标高。

管内压降由流动压降、重位压降与加速压降构成:

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_g + \Delta P_a, \quad (6)$$

其计算公式为

$$\begin{aligned} \Delta P_f &= \int_{z_{j-1}}^{z_j} \frac{f}{d_i} \frac{G^2}{2\rho} dz + \xi \frac{G^2}{2\rho}, \\ \Delta P_g &= \int_{z_{j-1}}^{z_j} \rho g dz, \\ \Delta P_a &= G^2 \left(\frac{1}{\rho_o} - \frac{1}{\rho_i} \right), \end{aligned} \quad (7)$$

其中, G 为工质质量流速; ξ 为管内局部阻力系数之和, 仅考虑换热器内弯头局部阻力, 90°缓转弯头取值为0.2, f 为摩擦阻力系数, 选用Haaland式^[32]

$$f = \frac{1}{3.24 \lg^2 \left[\left(\frac{\Delta/d_i}{3.7} \right)^{1.1} + \frac{6.9}{Re} \right]}, \quad (8)$$

式中, Δ 为管内绝对粗糙度, 取为0.012。

考虑热负荷沿炉高的连续变化, 对换热管进行了离散计算, 每个模块分为200段可满足精度要求。

炉膛冷却壁采用膜式壁, 二维计算模型如图6(c)所示。膜式壁向火侧吸收炉膛辐射热, 另一侧敷设保温材料, 可视作绝热边界。向火侧的角系数采用几何法计算^[33]。采用有限容积法对计算域进行离散, 建立离散方程和边界条件^[34], 求解得到管壁的温度分布。

锅炉内sCO₂远离拟临界区, Dittus-Boelter公式能

够较准确地预测此范围内换热系数^[35], 因此采用Dittus-Boelter公式计算管内工质对流换热系数:

$$h_f = \frac{\lambda_f}{d_i} 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4}, \quad (9)$$

式中, λ_f , Re_f , Pr_f 分别为工质导热系数、雷诺数与普朗特数; d_i 为换热管内径。

根据图6(c), 某标高下管壁正面中心处外壁温 T_{wo} , 内壁温 T_{wi} , 鳍片端部温度 T_{fm} ; 则管子的最高平均壁温为 $T_w = (T_{wi} + T_{wo})/2$ 。在冷却壁壁温的校核中, 平均壁温与外壁温、鳍片端部温度应低于材料的许用温度^[28]。其中, 为了保证管壁强度, 平均壁温应低于计算壁厚时采用的许用应力相对应的设计温度; 外壁温、鳍片端部温度应低于材料许用温度。本文冷却壁材料选择Super 304H, 管壁厚度按照国家标准^[36]进行计算确定, 如表2中所示。Super 304H的许用温度为 $T_{wo,l} = 705^\circ\text{C}$, 计算壁厚时许用应力取为78 MPa, 对应的许用平均壁温 $T_{w,l} = 650^\circ\text{C}$ ^[37]。

2.3.3 对流换热面热力计算

对流受热面的计算采用锅炉计算经典公式^[28], 相对误差低于2%则认为计算结束。其中, 换热面管排采用顺列布置。

3 结果与讨论

3.1 “3-Part”方案炉内压降与壁温

图7(a)表示出了“3-Part”方案下炉内压降情况。其中主流加热器Heater 1分为并联的三路, 再热器Heater 2分为并联的两路, 压降分别取最高压降。

用阴影填充了冷却壁模块的压降, Heater 1压降接近1.0 MPa, 冷却壁与屏区压降约各占一半。这是由于Part 1位于炉膛下部低热负荷区, 管程较长, 阻力较高; 同时屏区为U型管, 管长达27 m以上, 且需采取大节距布置, 使得工质流速较高, 形成较大压降。

Heater 2压降则远低于Heater 1, 由Part 3主导, 主要由于对流换热面压降可通过采用多管圈与“再分流”设计控制。“再分流”设计对压降的影响与预期一致, 如图7(b)所示, 以RH2为例。由于管子入口数量增大一倍, 且管长减小一倍, 当采用5管圈时, “再分流”设计与无“再分流”设计所得压降分别为0.29与2.0 MPa, 约为1/7, 近似满足1/8减阻原理。而当无“再分流”设计采用10管

图 7 (网络版彩图) (a) “3-Part”方案炉内压降; (b) “再分流”设计降压效果

Figure 7 (Color online) (a) Pressure drop in boiler for “3-Part layout”; (b) effect of “partial-partial flow mode” design for RH2.

圈时, 两种设计的工质流速与管长几乎相等, 压降近似相等. 因此, “再分流”设计可有效降低压降, 使对流换热面在较小的管圈数下即可获得较小的压降, 建议在 sCO_2 锅炉内采用, 为换热面的设计提供更多自由度.

图8为“3-Part”方案下炉内冷却壁壁温沿炉膛高度的分布. 每个Part中分别包括四条线, 温度由低到高依次为工质温度 T_f 、平均壁温 T_w 、鳍片端部温度 T_{fin} 与外壁温 T_{wo} . 由于工质自下向上流动, 各个模块内 T_f 随高度升高而升高; 且三个壁温 T_w 、 T_{fin} 与 T_{wo} 呈现出一致的变化趋势, 在模块出口处取得最大值, 成为模块的危险点. 各模块危险点中壁温最大值处即为冷却壁的危险点, 此工况下为Part 1出口处, 图中用虚线圈标示出了 $T_{w,max}$ 与 $T_{wo,max}$; $T_{w,max}$ 与许用温度 650°C 非常接近, 安全裕量小, 在运行时极易超温. 各模块的 T_{fin} 均低于 T_{wo} 值, 表明鳍片端部安全裕量较大, 因此后续图中将不再体现鳍片端部温度. 同时, 对比三个模块可发现, 出口处工质温度相近, 但由于炉内热负荷的“中部高两端低”的变化趋势, 使得壁温出现Part 1, Part 2, Part 3依次减小的趋势.

3.2 “4-Part”方案炉内压降与壁温

“3-Part”方案中 $T_{f,c}$ 为 571.30°C , “4-Part”方案中当 $T_{f,c} = T_{f,d} = 570^\circ\text{C}$ 时, 两种方案的换热面热量及温度分布对比如图9所示. 与“3-Part”方案相比, “4-Part”方案的变化包括: (1) 冷却壁中, 由于Part 4的加入, Part 1和2的热量显著下降, 出口温度大幅降低; (2) 由于SH1, SH2热量近似不变, Part 1和2减少的热量分别近似等于SH3和SH4热量; (3) 由于RH2低温段成为Part 4, 使得其入口温度由 T_4 提高至 T_c , 因此Heater 4a热量提

图 8 (网络版彩图) “3-Part”方案炉内冷却壁壁温分布

Figure 8 (Color online) Wall temperature distribution for “3-Part layout”.

高, Heater 4b热量减小.

图9(c)给出了“4-Part”方案冷却壁壁温分布. Part 1和Part 2出口工质温度的降低使壁温大幅降低, 冷却壁平均壁温危险点由Part 1转移至Part 3, $T_{w,max} = 628.64^\circ\text{C}$, 降低了 18.66°C ; 外壁温危险点由Part 1转移至Part 2, $T_{wo,max} = 661.89^\circ\text{C}$, 降低了 18.83°C , 这是由于热量变化引起模块出口位置的变化, 导致管外热负荷变化. 在此工况下, 冷却壁 T_w 低于许用平均壁温 21.36°C , 安全裕量较高, 认为材料可满足设计要求. 由于Part 1热量减小, 管子长度相应减小, 因此摩擦阻力将相应降低. 但同时, 串联模块SH3和SH4将使压降增大. 因此, 需对压降与循环热效率进行计算确定.

如表3所示, “4-Part”方案的Part 1压降减小 0.09 MPa , 而SH3增加 0.05 MPa , 使得Heater 1整体压

图 9 (网络版彩图) “4-Part”方案换热模块热量分布(a), sCO₂温度分布(b)以及冷却壁壁温分布(c)($T_{f,c}=570^\circ\text{C}$)
Figure 9 (Color online) Heat loads of boiler modules (a), sCO₂ temperature distribution in modules (b) and tube wall temperature distribution along furnace (c) for “4-Part layout” ($T_{f,c}=570^\circ\text{C}$)

表 3 “3-Part”方案与“4-Part”方案炉内压降及循环热效率对比($T_{f,c}=570^\circ\text{C}$)

Table 3 Comparison of pressure drops in boiler and thermal efficiency between “3-Part layout” and “4-Part layout” ($T_{f,c}=570^\circ\text{C}$)

各换热面压降或循环热效率		“3-Part”方案	“4-Part”方案
ΔP (MPa)	Part 1	0.53	0.44
	SH1	0.47	0.45
	SH3	—	0.05
	Part 3	0.25	0.25
	RH1	0.05	0.04
	Heater 1	1.00	0.94
	Heater 2	0.30	0.29
η_{th} (%)		51.44	51.50

降减小. 同时, 由于“4-Part”方案的Part 3压降几乎不变, 因此Heater 2压降近似相等. 总体而言, “4-Part”方案使Heater 1压降略有降低, 热效率增加0.06%.

3.3 “4-Part”方案的参数优化

在3.2节中选择了 $T_{f,c} = T_{f,d} = 570^\circ\text{C}$ 工况对“4-Part”方案降低壁温与保证热效率的原理进行了描述. 实际

上, Part 3和Part 4的出口温度 $T_{f,c}$, $T_{f,d}$ 值可在较大范围内变化, 并存在优化值, 本节将进行讨论.

由于“4-Part”方案通过减小Part 1和Part 2热量降低了Part 1和Part 2出口工质温度 $T_{f,a}$, $T_{f,b}$, 使得壁温降低; 因此, 随 $T_{f,c}$, $T_{f,d}$ 增大, Part 1和Part 2热量逐渐减小, $T_{f,a}$, $T_{f,b}$ 逐渐减小, 如图10(a)和(b)所示. $T_{f,c}$ 由556.0°C增加至580.0°C, $T_{f,a}$, $T_{f,b}$ 由566.97°C降低至551.91°C, 两曲线存在交叉. 壁温的变化趋势与工质温度相同, 随 $T_{f,c}$ 逐渐增大, $T_{w,a}$, $T_{w,b}$ 逐渐降低, 而 $T_{w,c}$, $T_{w,d}$ 逐渐升高, 曲线存在交叉, 如图10(c)和(d)所示. 同时, 由于各模块出口热负荷不同, 壁温变化幅度略有不同. 冷却壁所有模块 T_w 的最大值为 $T_{w,max}$, 从图10(c)可见, 随 $T_{f,c}$ 增大, $T_{w,max}$ 由Part 1转移至Part 2, 最后转移至Part 3, 并经历了先减小后增大的变化趋势, 在 $T_{f,c} = 570^\circ\text{C}$ 处取得最小值. 此时, $T_{w,a}$ 与 $T_{w,c}$ 几乎相交, $T_{f,b}$ 距离较近. 因此, 通过 $T_{f,c}$ 对冷却壁模块热量进行调节可使各模块壁温趋于均匀, 得到使 $T_{w,max}$ 最小的最优工况. 但 $T_{f,c} = 570^\circ\text{C}$ 对 $T_{w,o,max}$ 并非最优工况, 如图10(d)所示, 随 $T_{f,c}$ 增大, $T_{w,o,max}$ 由Part 1转移至Part 2, 最后转移至Part 3, 并在 $T_{f,c}=578^\circ\text{C}$ 时取得最小值. 这是由于主流模块Part 1和Part 2壁厚大而再热模块Part 3和Part 4壁厚小, 后者的

图 10 (网络版彩图) “4-Part”方案各参数随 T_{fc} 的变化. (a) 冷却壁模块热量; (b) 冷却壁模块出口工质温度; (c) 出口处平均壁温; (d) 出口处外壁温; (e) 锅炉内压降; (f) 循环热效率

Figure 10 (Color online) Effect of T_{fc} on results for “4-Part layout”. (a) Heat loads of cooling wall modules; (b) sCO_2 temperature at outlets of cooling wall modules; (c) mean wall temperature at outlets; (d) outer wall temperature at outlets; (e) boiler pressure drops; (f) thermal efficiency

外壁温度随工质温度的增加更为缓慢. 尽管如此, 由于外壁温条件相对更易满足, 最优工况按照取得 $T_{w,max}$ 最小值选取, 即 $T_{fc}=570^\circ C$.

“4-Part”方案中, 锅炉内主流加热器压降由Part 1, SH1, SH3压降决定, 再热器压降由Part 4和RH2压降决定. 由于随 T_{fc} 增大, Part 1热量逐渐减小, 管长逐渐减

小, 因此Part 1压降逐渐减小. 同时, SH3布置在竖直烟道内, 当 T_{fc} 较小时, SH3热量很小, 导致换热面小, 管排数量少, 工质流速高, 引起较高的压降; 因此, 随 T_{fc} 增大, SH3管排数量逐渐增多, 压降逐渐减小. 因此, 主流加热器压降随 T_{fc} 增大而减小. 图10(e)表示了压降的变化, 当 T_{fc} 取 $556^\circ C$ 时, 主流加热器压降达到1.4 MPa. 然

而, 对再热器而言, T_{fc} 增大使得Part 4 热量逐渐增大, 管长逐渐增大, 压降逐渐增大. 因此, 再热器压降随 T_{fc} 增大而增大. 炉内主流压降与再热压降相反的变化趋势使循环热效率呈现先增大后减小的趋势, 并在 $T_{fc}=564^{\circ}\text{C}$ 时取得最大值 51.52%, 比“3-Part”方案高 0.08%. 实际上, 当 T_{fc} 在 $558^{\circ}\text{C}\sim 576^{\circ}\text{C}$ 范围时循环热效率的变化幅度较小, 且均高于“3-Part”方案. 当 $T_{fc}=570^{\circ}\text{C}$ 时, 循环热效率比最高值降低 0.02%, 影响很小, 因此最优工况按照 $T_{fc}=570^{\circ}\text{C}$ 选取.

综上所述, $T_{fc}=570^{\circ}\text{C}$ 即为最优工况, 此工况下的结果如 3.2 节所描述, 冷却壁最高平均壁温与最高外壁温分别为 628.64°C 与 661.89°C , 比“3-Part”方案分别降低了 18.66°C 与 18.83°C , 管材有较高的安全裕量, 满足锅炉的设计要求. 同时, 循环热效率为 51.50%, 比“3-Part”方案提高了 0.06%, 保证了较高的循环热效率.

4 结论与展望

本文针对 sCO₂ 燃煤锅炉壁温易超温、压降惩罚大的关键问题, 以 1000 MWe 一次再热燃煤 sCO₂ 发电系统为研究对象, 耦合热力学循环计算及锅炉热力与冷却壁流动传热计算, 对模块化锅炉的换热面进行了布置及优化, 得到以下结论.

(1) 提出了烟道内对流换热面的“再分流”设计, 即在分流模式基础上, 将换热模块管长与质量流量一分为二, 工质自烟道两侧的入口集箱进入“背靠背”布置的模块内. “再分流”设计降低压降的规律满足 1/8 减阻

原则, 在较少管圈数条件下即可获得较小压降.

(2) 提出了一种新型模块布置方案, 使冷却壁由 4 个模块构成, 称为“4-Part”方案. 与“3-Part”方案相比, “4-Part”方案使锅炉内主流、再热的低温工质全部进入冷却壁, 通过降低 Part 1 和 Part 2 热量使其出口工质温度降低, 大幅降低壁温. 虽然使主流加热器增加了模块, 但由于 Part 1 热量的降低使管长缩短, 使得总压降减小, 循环热效率升高.

(3) “4-Part”方案中冷却壁再热模块 Part 3 和 Part 4 出口温度的变化对壁温与循环热效率影响较大, 因此进行了参数优化. 随 Part 3 出口温度的增加, 冷却壁危险点平均壁温及外壁温先减小后增大, 循环热效率先增大后减小, 存在最优值. 综合考虑可知, $T_{fc}=570^{\circ}\text{C}$ 为最优工况, 在此工况下, $T_{w,\max}=628.64^{\circ}\text{C}$, $T_{wo,\max}=661.89^{\circ}\text{C}$, 比“3-Part”方案分别降低了 18.66°C 与 18.83°C , 管材具有较高的安全裕量, 可满足锅炉的设计要求. 同时, 循环热效率为 51.50%, 比“3-Part”方案提高了 0.06%, 保证了较高的循环热效率. 本文提出了一种优化的一次再热燃煤 sCO₂ 锅炉换热面布置方案, 为后续研究提供了参考.

本文基于顶-底复合循环与锅炉模块化设计, 讨论了额定负荷下 sCO₂ 锅炉换热面的设计与优化. 当机组在部分负荷下运行, 由于燃料量及循环参数均发生变化, 换热面的校核非常重要. 然而, 目前燃煤 sCO₂ 动力系统变负荷的研究很少, 尚缺乏公认的控制策略, 亟待进行深入研究. 因此, 本文的工作仅限于额定负荷, 部分负荷的研究将作为后续重点方向.

参考文献

- 1 Dostal V, Hejzlar P, Driscoll M J. The supercritical carbon dioxide power cycle: Comparison to other advanced power cycles. *Nucl Tech*, 2006, 154: 283–301
- 2 Ahn Y, Bae S J, Kim M, et al. Review of supercritical CO₂ power cycle technology and current status of research and development. *Nucl Eng Tech*, 2015, 47: 647–661
- 3 Holcomb G R, Carney C, Doğan Ö N. Oxidation of alloys for energy applications in supercritical CO₂ and H₂O. *Corrosion Sci*, 2016, 109: 22–35
- 4 Li M J, Zhu H H, Guo J Q, et al. The development technology and applications of supercritical CO₂ power cycle in nuclear energy, solar energy and other energy industries. *Appl Thermal Eng*, 2017, 126: 255–275
- 5 Iverson B D, Conboy T M, Pasch J J, et al. Supercritical CO₂ Brayton cycles for solar-thermal energy. *Appl Energy*, 2013, 111: 957–970
- 6 Timothy J. Initial test results of a megawatt-class supercritical CO₂ heat engine. In: Proceedings of the 4th International Symposium-Supercritical CO₂ Power Cycles. Pennsylvania, 2014
- 7 Allam R J, Fetvedt J E, Forrest B A, et al. The oxy-fuel, supercritical CO₂ Allam cycle: New cycle developments to produce even lower-cost electricity from fossil fuels without atmospheric emissions. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014: Urbomachinery Technical Conference and Exposition. Düsseldorf, 2014

- 8 Allam R, Martin S, Forrest B, et al. Demonstration of the Allam cycle: An update on the development status of a high efficiency supercritical carbon dioxide power process employing full carbon capture. *Energy Procedia*, 2017, 114: 5948–5966
- 9 Le Moullec Y. Conceptual study of a high efficiency coal-fired power plant with CO₂ capture using a supercritical CO₂ Brayton cycle. *Energy*, 2013, 49: 32–46
- 10 Maxson A, Booras G, Hume S, et al. Integration of indirect-fired supercritical CO₂ power cycles with coal-based heaters. In: Proceedings of the 6th International Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium. Pennsylvania, 2018
- 11 Park S H, Kim J Y, Yoon M K, et al. Thermodynamic and economic investigation of coal-fired power plant combined with various supercritical CO₂ Brayton power cycle. *Appl Thermal Eng*, 2018, 130: 611–623
- 12 Mecheri M, Le Moullec Y. Supercritical CO₂ Brayton cycles for coal-fired power plants. *Energy*, 2016, 103: 758–771
- 13 Xu J, Liu C, Sun E, et al. Perspective of S-CO₂ power cycles. *Energy*, 2019, 186: 115831
- 14 Fan Y H, Tang G H, Yang D L, et al. Integration of S-CO₂ Brayton cycle and coal-fired boiler: Thermal-hydraulic analysis and design. *Energy Convers Manage*, 2020, 225: 113452
- 15 Xu J L, Liu C, Sun E H, et al. Review and perspective of supercritical carbon dioxide power cycles (in Chinese). *Thermal Power Generat*, 2020, 49: 1–10 [徐进良, 刘超, 孙恩慧, 等. 超临界二氧化碳动力循环研究进展及展望. *热力发电*, 2020, 49: 1–10]
- 16 Sun E, Xu J, Li M, et al. Synergetics: The cooperative phenomenon in multi-compressions S-CO₂ power cycles. *Energy Convers Manage*, 2020, 7: 100042
- 17 Zhu B, Xu J, Wu X, et al. Supercritical “boiling” number, a new parameter to distinguish two regimes of carbon dioxide heat transfer in tubes. *Int J Thermal Sci*, 2019, 136: 254–266
- 18 Li H, Zhang Y, Yao M, et al. Design assessment of a 5 MW fossil-fired supercritical CO₂ power cycle pilot loop. *Energy*, 2019, 174: 792–804
- 19 Yang Y, Bai W, Wang Y, et al. Coupled simulation of the combustion and fluid heating of a 300 MW supercritical CO₂ boiler. *Appl Thermal Eng*, 2017, 113: 259–267
- 20 Liu M, Zhang X, Yang K, et al. Optimization and comparison on supercritical CO₂ power cycles integrated within coal-fired power plants considering the hot and cold end characteristics. *Energy Convers Manage*, 2019, 195: 854–865
- 21 Mecheri M, Wang H Q. Challenges in using fuel-fired heaters for SCO₂ closed Brayton cycle. In: Proceedings of the 6th International Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium. Pittsburgh, 2018
- 22 Sun E, Xu J, Li M, et al. Connected-top-bottom-cycle to cascade utilize flue gas heat for supercritical carbon dioxide coal fired power plant. *Energy Convers Manage*, 2018, 172: 138–154
- 23 Zhou J, Zhu M, Xu K, et al. Key issues and innovative double-tangential circular boiler configurations for the 1000 MW coal-fired supercritical carbon dioxide power plant. *Energy*, 2020, 199: 117474
- 24 Zhou J, Xiang J, Su S, et al. Key issues and practical design for cooling wall of supercritical carbon dioxide coal-fired boiler. *Energy*, 2019, 186: 115834
- 25 Yang D L, Tang G H, Fan Y H, et al. Arrangement and three-dimensional analysis of cooling wall in 1000 MW S-CO₂ coal-fired boiler. *Energy*, 2020, 197: 117168
- 26 Sun E, Xu J, Hu H, et al. Overlap energy utilization reaches maximum efficiency for S-CO₂ coal fired power plant: A new principle. *Energy Convers Manage*, 2019, 195: 99–113
- 27 Xu J, Sun E, Li M, et al. Key issues and solution strategies for supercritical carbon dioxide coal fired power plant. *Energy*, 2018, 157: 227–246
- 28 Che D F, Zhuang Z N, Li J, et al. Boiler (in Chinese). Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2008 [车得福, 庄正宁, 李军, 等. 锅炉. 西安: 西安交通大学出版社, 2008]
- 29 Yang D, Pan J. Experimental Study and Theoretical Calculation Hydrodynamic Characteristics of (ultra)Supercritical Boiler (in Chinese). Beijing: China Electric Power Press, 2017 [杨冬, 潘杰. 超(超)临界锅炉水动力特性——试验研究与理论计算. 北京: 中国电力出版社, 2017]
- 30 Zima W, Nowak-Ocłoń M. A new one/two-dimensional model of the conjugate heat transfer in waterwall tubes of the supercritical steam boiler combustion chamber. *Heat Transfer Eng*, 2017, 39: 1272–1282
- 31 Fan J, Jia H X, Chen T K. Analysis solution of membrane water wall temperature field (in Chinese). *Thermal Electr Generat*, 1996, 3: 10–17 [范谨, 贾鸿祥, 陈听宽. 膜式水冷壁温度场解析. *热力发电*, 1996, 3: 10–17]
- 32 Wang Z, Sun B, Wang J, et al. Experimental study on the friction coefficient of supercritical carbon dioxide in pipes. *Int J Greenh Gas Control*, 2014, 25: 151–161

- 33 Sheng C H, Chen T K. Derivation for radiation angle factor of membrane waterwall with rectangular fins (in Chinese). *Boiler Tech*, 1997, 8: 8–11 [盛春红, 陈听宽. 矩形鳍片膜式水冷壁辐射角系数的求解. *锅炉技术*, 1997, 8: 8–11]
- 34 Tao W Q. Numerical Heat Transfer (in Chinese). 2nd ed. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001 [陶文铨. 数值传热学. 第二版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001]
- 35 Zhang Q, Li H, Lei X, et al. Study on identification method of heat transfer deterioration of supercritical fluids in vertically heated tubes. *Int J Heat Mass Transfer*, 2018, 127: 674–686
- 36 General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. Water-tube boilers-Part 4: Strength calculation of pressure parts (in Chinese). GB/T 16507.4-2013, 2014-07-01 [中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 水管锅炉第4部分: 受压元件强度计算. GB/T 16507.4-2013, 2014-07-01]
- 37 General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. Water-tube boilers-Part 2: Materials (in Chinese). GB/T 16507.2-2013, 2014-07-01 [中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 水管锅炉第2部分: 材料. GB/T 16507.2-2013, 2014-07-01]

Layout and optimization of heat-transfer surfaces in boilers for coal-fired supercritical CO₂ power system

LIU Chao¹, XU JinLiang^{1,2} & LIU GuoHua¹

¹ Beijing Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer for Low Grade Energy Utilization, North China Electric Power University, Beijing 102206, China;

² Key Laboratory of Power Station Energy Transfer Conversion and System, Ministry of Education, North China Electric Power University, Beijing 102206, China

When a supercritical carbon dioxide (sCO₂) cycle is applied in coal-fired power systems, the thermal efficiency is severely reduced by the ultra-large pressure drop in the boiler due to the large sCO₂ mass flow rate. This can be solved using the partial flow mode based on the 1/8 principle of reducing pressure drop, which separates the heat-transfer surfaces in the boiler into several modules. To arrange the heat-transfer modules in the boiler, two key points should be noted. First, cooling wall tubes in the furnace can be overheated due to the high temperature of sCO₂ entering the boiler and the low heat-transfer coefficient. Second, enough attention should be paid to the effect of pressure drop to obtain high thermal efficiency. In this study, we optimized the layout of heat-transfer modules in a boiler to decrease the temperature of the cooling wall, considering the effect of pressure drop. A 1000-MWe coal-fired sCO₂ power system with a single reheating is analyzed. We developed a numerical model coupling the thermodynamic cycle of the system, heat transfer in the boiler, and thermal-hydraulic characteristics of the cooling wall. We propose a design for the “partial-partial flow mode” for convective heat-transfer modules located in the flue passage. The pressure drops decreased to a large extent. We propose an innovative layout for the heating modules, which we term “4-Part layout” because the cooling wall in the furnace is divided into four parts. Compared with the “3-Part layout” that contains three parts in the furnace, the total flow of sCO₂ at lower temperatures from the main heater and reheater enters the furnace to cool the cooling wall tubes in “4-Part layout.” The maximum wall temperature is significantly reduced, and the thermal efficiency is increased. With an increase in the outlet temperature of the reheating modules, the maximum wall temperature decreases at first and then increases, indicating an optimal design condition. Under the optimal condition, the maximum wall temperature is 628.64°C, 18.66°C lower than that of “3-Part layout,” and 21.36°C lower than the allowable temperature. Therefore, the new layout obtains more safety margin for the tubes, providing the possibility to adopt the existing materials and furnace type for sCO₂ boilers. This work proposes an innovative heat-transfer surface layout for sCO₂ boilers with single reheating, providing a reference for further research.

sCO₂ cycle, coal-fired power plant, boiler, module design, heat transfer surfaces

doi: [10.1360/SST-2021-0062](https://doi.org/10.1360/SST-2021-0062)