

330 MW 亚临界 CFB 锅炉烟气再循环深度调峰运行性能研究

张思海¹, 张双铭², 张俊杰¹, 苗苗², 王家兴³, 张缦², 杨海瑞²

(1. 宁夏国华宁东发电有限公司 宁夏 银川 750408; 2. 清华大学 能源与动力工程系 电力系统及发电设备控制和仿真国家重点实验室, 北京 100084; 3. 烟台龙源电力技术股份有限公司, 山东 烟台 264000)

摘要:为了消纳新能源上网, 循环流化床(CFB)锅炉机组利用自有调峰能力强特点, 参与深度调峰灵活性运行。但超低负荷运行时, 受密相区流化安全约束, 一次风总量无法持续下降, 从而破坏了固有的一、二次风分级还原特性, 导致更多的 NO_x 生成。同时, 炉膛出口温度远低于选择性非催化还原(SNCR)温度窗口, 导致设置在分离器内的脱硝系统效率下降。烟气再循环技术是一种适合 CFB 锅炉低负荷运行的 NO_x 控制技术, 介绍了 330 MW 亚临界 CFB 锅炉机组烟气再循环改造前后的运行性能对比, 结果表明, 在超低负荷条件下, 采用烟气再循环技术能在维持密相区流化安全的同时, 显著降低一次风量, 强化密相区还原氛围, 同时降低密相区温度, 延迟炉膛内燃烧, 显著提高炉膛出口烟温, 有效避免了分离器内 SNCR 脱硝效率的降低。并针对烟气再循环系统内的腐蚀提出了合理的运行控制策略。

关键词:循环流化床锅炉(CFB); 深度调峰; 烟气再循环; 燃烧延迟; 腐蚀

中图分类号:TK16 **文献标志码:**A **文章编号:**1006-6772(2021)01-0291-08

Performance research on deep peak regulation with flue gas recirculation in a 330 MW subcritical CFB boiler

ZHANG Sihai¹, ZHANG Shuangming², ZHANG Junjie¹, MIAO Miao², WANG Jiaying³,
ZHANG Man², YANG Hairui²

(1. Ningxia Guo Hua Ningdong Power Generation Co., Ltd., Yinchuan 750408, China; 2. State Key Laboratory of Power Systems, Department of Energy and Power Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China; 3. Yantai Longyuan Power Technology Co., Ltd., Yantai 264000 China)

Abstract: To consume renewable energy, the Circulating Fluidized Bed (CFB) boiler units can play great role in the deep peak regulation and operation flexibility with its strong peak regulation capability. However, due to the safety limitation of fluidization in dense phase zone under ultra-low load operation, the total amount of primary air cannot continue to decrease, which destroys the inherent reductive characteristics of staged primary and secondary air and causes more nitrogen oxides to be formed. In the meanwhile, the furnace outlet temperature is much lower than the temperature window of selective non-catalytic reduction (SNCR), which causes efficiency drop of denitration system in the separator. Flue gas recirculation technology is a kind of low-load NO_x control technology suitable for CFB boilers. In this paper, the comparison of operating performance before and after the flue gas recirculation modification in a 330 MW subcritical CFB boiler unit was introduced. The results show that under low load conditions, flue gas recirculation technology can significantly reduce the primary air volume while maintaining the safety of fluidization in the dense zone, strengthen the reducing atmosphere and reduce the temperature in the dense zone, delay the combustion in the furnace, and significantly improve the flue gas temperature at the furnace outlet, which greatly avoid the reduction of SNCR efficiency in the separator. At last, a reasonable operation control strategy was provided for the corrosion in the flue gas recirculation system.

收稿日期: 2020-11-24; **责任编辑:** 张晓宁 **DOI:** 10.13226/j.issn.1006-6772.A20112401

基金项目: 华能集团总部科技项目“基础能源科技研究专项”资助项目(KTHT-U20GJJS06); C9 高校科技合作项目(201903D421009)

作者简介: 张思海(1984—), 男, 青海大通人, 中级工程师, 研究方向为循环流化床锅炉。E-mail: 544919049@qq.com。通讯作者: 杨海瑞。E-mail: yhr@tsinghua.edu.cn

引用格式: 张思海, 张双铭, 张俊杰, 等. 330 MW 亚临界 CFB 锅炉烟气再循环深度调峰运行性能研究[J]. 洁净煤技术, 2021, 27(1): 291-298.

ZHANG Sihai, ZHANG Shuangming, ZHANG Junjie, et al. Performance research on deep peak regulation with flue gas recirculation in a 330 MW subcritical CFB boiler[J]. Clean Coal Technology, 2021, 27(1): 291-298.



移动阅读

Key words: circulating fluidized bed (CFB) boiler; deep peak regulation; flue gas recirculation; combustion delay; corrosion

0 引言

随着近年来新能源的不断发展,电力系统参与调峰的形势越来越严峻,为了消纳更多的新能源上网,要求火电机组实现深度调峰灵活性运行^[1-2]。尽管循环流化床(CFB)锅炉较煤粉炉有更好的调峰能力,但在深度调峰低负荷运行时,为了确保密相区内颗粒充分流化,当负荷低于50%时,一次风总量将维持不变,通过降低二次风份额来维持炉膛出口的过量空气系数。因此,导致密相区内氧量过剩,呈宏观富氧的燃烧状态,引起 NO_x 原始排放增加;二次风份额降低,进一步弱化了二次风分级对 NO_x 还原能力^[3]。随负荷降低炉膛平均温度降低,密相区和炉膛出口温度差降低更多,导致分离器入口温度甚至低于800℃。CFB锅炉 NO_x 超低排放技术中,除了炉膛内燃烧优化调整降低 NO_x 的原始生成外,还需通过选择性非催化还原喷氨技术(SNCR)进一步保证排放浓度达到超低标准,CFB锅炉中SNCR脱硝反应要求的窗口温度在800℃以上^[4-5]。以300 MW亚临界CFB锅炉机组为例,机组负荷低于100 MW时,锅炉床温常低于720℃,严重偏离了SNCR脱硝反应的窗口温度,继续在分离器入口喷入尿素等溶液,还原效率将大幅降低,从而造成氨逃逸量加剧,既增加了尿素用量,也会对设备造成腐蚀、堵塞^[6]。

低负荷运行时 NO_x 易超标,使CFB锅炉的深度调峰能力受到极大限制,也无法发挥其宽负荷调整的优势,很难满足现阶段电力市场需求,因此CFB锅炉低负荷下实现 NO_x 环保指标的合格排放,也是目前CFB锅炉深度调峰期间需要迫切解决的问题之一。

为了CFB锅炉低负荷控制 NO_x 原始排放,根据煤种的成灰特性优化入炉煤粒度,降低炉内床料的平均粒度,粒度降低一方面可增加密相区内气固传质阻力,强化固体可燃物表面的还原性,抑制 NO_x 生成;另一方面可延迟可燃物的燃烧,增加炉膛上部燃烧份额,避免炉膛出口温度降低。床料粒度降低后,密相区的最低流化风量降低,使一次风份额适当降低,从而显著降低了密相区的氧化气氛,减少 NO_x 生成^[7]。同时,可优化二次风口位置,适当提高二次风口高度可强化空气分级的作用,延长底部还原区高度,进而达到降低 NO_x 的目的^[8]。近年来,通过在

炉膛中上部安装SNCR系统,利用炉内高温区进行脱氮的工业^[9]。

烟气再循环(简称“烟再”)技术也是一种适合CFB锅炉低负荷运行的 NO_x 控制技术^[10-11]。CFB低负荷运行阶段,由于存在最低流化风量、二次风口防烧损等基本要求,使密相区氧量很难降低,通过烟气再循环可获得低负荷低氮燃烧氧量理想匹配,料层以欠氧模式充分流化。同时,烟再的欠氧缓燃能力适度推迟了燃尽,上部烟温可提高30~60℃,使炉膛出口温度与床温趋于一致,同时解决了低负荷时SNCR区域烟温不足的问题。

在实际运行调整中,烟气再循环的工业化应用效果显著^[12-16],但也出现了循环风机腐蚀等问题,特别是在大型CFB锅炉机组上的运行经验较少。

本文主要针对某台330 MW亚临界CFB机组,对投运烟气再循环系统前后性能进行对比,探讨了该技术对锅炉燃烧、污染物排放等参数的影响,从而为众多深度调峰CFB机组提供参考。

1 锅炉、环保设施及主要问题

宁东电厂2台亚临界CFB锅炉采用东方锅炉厂设计制造的330 MWe亚临界CFB锅炉(型号DG1177/17.5-II3),整体布置为单炉膛、单布风板、一次中间再热、汽冷式旋风分离器、尾部双烟道结构。炉膛内布置有12片屏式过热器、6片屏式再热器和2片水冷蒸发屏。尾部前烟道布置了低温再热器,后烟道从上到下依次布置有高温过热器、低温过热器,向下前后烟道合成一个烟道,从上到下依次布置省煤器和空气预热器。炉前布置10个给煤口,炉后布置6个排渣口。水冷风室为两侧进风。3台汽冷式旋风分离器下部各布置一台“J”阀回料器,回料器为一分为二结构。锅炉主要参数见表1,入炉煤参数见表2。

表1 锅炉主参数

Table 1 Boiler parameters

锅炉主要参数	BMCR
过热蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	1 177
过热蒸汽压力/MPa	17.5
过热蒸汽温度/℃	541
再热蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	979.6
再热蒸汽进/出口压力/MPa	4.12/3.94
再热蒸汽进/出口温度/℃	341/541
给水温度/℃	279.6

表 2 入炉煤工业分析
Table 2 Proximate analysis of coal

项目	$M_i/\%$	$M_{ad}/\%$	$A_{ad}/\%$	$V_{daf}/\%$	$w(S_{t,ad})/\%$	$Q_{net,ar}/(MJ \cdot kg^{-1})$
入炉平均值	16.7	4.08	38.63	35.14	1.54	14.43
入炉高硫煤	11.3	2.03	41.23	32.19	2.48	15.40

烟气污染物执行超低排放标准,脱硝采用 SNCR,还原剂采用氨水(20%溶液),每台分离器入口烟道布置 12 支喷枪,每台炉共 36 支。脱硫采用“炉内石灰石干法”+“炉外石灰石湿法”,根据硫分不同,炉内钙硫比控制在 1.5~1.8。炉外脱硫采用单塔一体化脱硫除尘。

随着西北电网新能源大量并入电网,电网要求机组实现深度调峰功能,宁东一期机组于 2018 年实现了 30% 负荷深度调峰工作,但由于烟气温度过低(650℃),脱硝效率降低,投入脱硝剂后造成氨逃逸超标,影响锅炉尾部烟道设备安全运行。为控制 NO_x ,采取了低风量和低氧量运行方式,但同时也出现了以下问题:

1) 为了降低负荷,动态工况下一次流化风量需调至保护值(180 kNm^3/h) 以下,长时间运行存在流化不良结焦的风险。低负荷锅炉流化出现异常时,受 NO_x 限制无法提高一次流化风量。

2) 二次风量控制过低甚至降至 0,导致下方二次风管超温、开焊漏灰。

3) 由于燃用高挥发性高硫煤,需要炉内掺烧石灰石脱硫,30% 深度调峰工况下,一次风量和二次风量已达最低值,无法进一步降低调峰深度。

4) 深度调峰工况下,烟气量偏小,使主、再热汽温相对偏低。

为了有效解决上述问题,经研究论证,通过改造增加烟气再循环系统。

2 烟气再循环系统运行分析

2.1 烟气再循环系统

烟气再循环示意如图 1 所示,利用引风机出口压头,烟气从引风机出口汇合烟道处引出,通过一套烟气再循环风机及配套管道接入到 2 台一次风机入口,分别为 A 一次风机和 B 一次风机,烟气再循环管道设置电动关断门与电动调节门,实现与尾部烟道系统的切断和隔离功能,用于在烟气再循环系统不投入时,防止烟气窜入,造成低温酸腐蚀。同时为防止低温腐蚀,对烟气再循环系统、一次风机及相应的冷风道做防腐处理。烟气再循环系统投运前后参数对比分析见表 3,其中 5 月 17 日、5 月 21 日运行数据为不同烟气再循环量下的运行参数,6

月 2 日运行数据为高比例烟气再循环量下的运行参数。

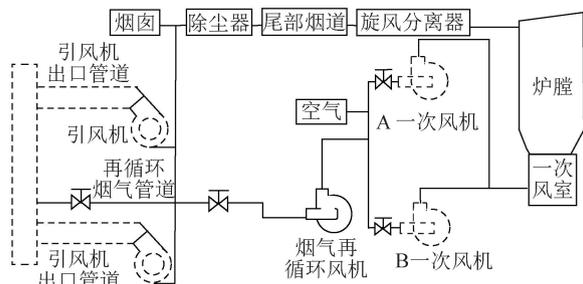


图 1 烟气再循环示意

Fig.1 Layout of flue gas recirculation

2.2 烟气再循环系统对锅炉运行参数的影响

2.2.1 对一次流化风量的影响

烟气再循环系统投运后,因烟气的烟温较高,与一次风机入口的空气混合后,会造成一次风机入口介质密度下降。因此不调整一次风机,风机电流会降低,一次流化风量会减小。图 2 为 5 月 17 日动态运行监测数据,烟气再循环量由 57 kNm^3/h 降至 0 时,若不调整一次风机,风量会升高 17 kNm^3/h 。

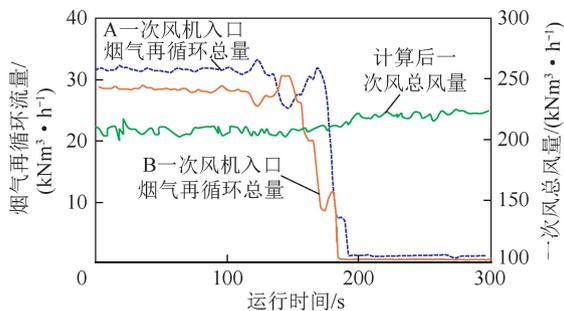


图 2 烟气再循环量与一次风量变化关系

Fig.2 Change relationship between the amount of flue gas recirculation and primary air

2.2.2 对床温的影响

再循环烟气中含氧量较低,约为 6%,因此与空气在一次风机混合后会造造成一次流化风量含氧量下降,导致密相区氧量降低,相应地密相区燃烧份额降低,造成床温下降,燃烧后延。图 3 为 5 月 17 日运行监测数据,30% 负荷下烟气再循环量为 60 kNm^3/h (占一次流化风量 23%) 时,床温降低 31℃;烟气再循环量为 101 kNm^3/h (占一次流化风量 51%) 时,平均床温下降 51℃。

表3 烟气再循环系统运行参数

Table 3 Flue gas recirculation system operating parameters

日期	烟再量/ ($\text{kNm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) (占一次风量 比例/%)	负荷/ MW	煤量 /($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)	二次 风量/ ($\text{kNm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	DCS 氧量/ %	床温/ $^{\circ}\text{C}$	床压/ kPa	主汽 温度/ $^{\circ}\text{C}$	再热 汽温/ $^{\circ}\text{C}$	给水 温度/ $^{\circ}\text{C}$	排烟 温度/ $^{\circ}\text{C}$	NO_x 量/ ($\text{mg} \cdot \text{Nm}^{-3}$)	原烟气 SO_2 量/ ($\text{mg} \cdot \text{Nm}^{-3}$)	低过 出口 汽温/ $^{\circ}\text{C}$
5月17日	0(0)	95	73	16.6	0.55	880	7.723	515	483	211	115	36.1	3 997	407
5月17日	60(23)	95	75	30.0	0.51	849	8.140	521	497	210	116	45.8	1 859	414
5月17日	101(51)	96	74	54.6	0.70	829	7.977	527	506	210	119	36.4	1 437	418
5月21日	0(0)	95	69	3.0	1.43	848	8.250	519	479	211	121	41.5	2 469	403
5月21日	102(50)	95	68	43.0	1.67	792	8.160	514	495	210	123	39.4	1 094	409
6月2日	133(73)	69	47	6.0	2.01	769	8.09	503	473	195	128	43.6	994	409

日期	屏过入 口前减 温水量/ ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)	屏过入 口汽温/ $^{\circ}\text{C}$	屏过出 口汽温/ $^{\circ}\text{C}$	高过入 口前减 温水量/ ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)	高过入 口汽温/ $^{\circ}\text{C}$	高过出 口汽温/ $^{\circ}\text{C}$	低再入 口前减 温水量/ ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)	低再入 口汽温/ $^{\circ}\text{C}$	低再出 口汽温/ $^{\circ}\text{C}$	屏再入 口前减 温水量/ ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)	屏再进 口汽温/ $^{\circ}\text{C}$	屏再出 口汽温/ $^{\circ}\text{C}$	炉膛 差压/Pa	分离器 出口烟 温/ $^{\circ}\text{C}$
5月17日	39	339	507	0	507	515	0	293	420	0	418	483	0.26	653
5月17日	38	340	512	0	512	521	0	299	437	0	435	497	0.25	656
5月17日	43	341	513	0	513	527	0	304	446	0	443	506	0.24	659
5月21日	29	342	515	0	515	520	0	298	417	0	415	479	0.39	650
5月21日	35	341	505	0	505	515	0	295	432	0	429	496	0.30	640
6月2日	20	340	507	0	507	504	0	279	419	0	416	474	0.26	604

日期	高过入 口烟温/ $^{\circ}\text{C}$	总风量 /($\text{kNm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	一次流 化风量/ ($\text{kNm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	A侧烟 再风量/ ($\text{kNm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	B侧烟 再风量/ ($\text{kNm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	氨水量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	A侧飞 灰含碳 量/%	B侧飞 灰含碳 量/%	炉渣含 碳量/%	就地 A 侧 CO 含量/ 10^{-6}	就地 B 侧 CO 含量/ 10^{-6}	就地 A 侧 氧量/%	就地 B 侧 氧量/%
5月17日	561	281.0	190.3	0	0	0.14	6.75	7.11	1	262	1 409	1.31	0.90
5月17日	563	302.1	200.0	32.30	27.70	0	7.67	8.05	1.03	—	—	—	—
5月17日	568	323.3	194.5	52.87	48.46	0	8.97	6.97	0.47	242	491	1.46	0.78
5月21日	534	272.0	198.0	0	0	0.21	2.53	3.43	1.14	222	317	2.34	1.65
5月21日	543	317.0	203.0	50.00	52.00	0	3.40	3.93	0.80	153	207	2.80	2.48
6月2日	507	261.0	182.0	67.00	66.00	0	5.99	5.44	0.74	137	273	3.18	2.72

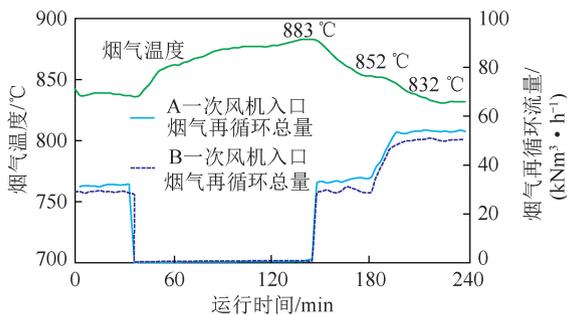


图3 烟气再循环量与床温变化关系

Fig.3 Change relationship between the amount of flue gas recirculation and bed temperature

2.2.3 对氧量及二次风量的影响

一次流化风量用烟气置换后,炉内整体氧量下

降,为维持炉内正常燃烧,需通过二次风补充氧量。30%负荷下,烟气再循环量增加 $101 \text{ kNm}^3/\text{h}$ 后,为了维持炉内氧量,二次风量增加 $38 \text{ kNm}^3/\text{h}$ (表3),增加的二次风量可保证下二次风管的冷却。

2.2.4 对尾部烟道入口烟温、排烟温度及汽温的影响

30%负荷下,烟气再循环量增加 $101 \text{ kNm}^3/\text{h}$ 后,整体燃烧后移,进入尾部的烟温升高。图4为5月17日烟再运行前后的运行监测数据,A、B侧分别指对应侧的测温点,尾部烟道入口烟温升高 7°C ,排烟温度升高 4°C 。其中,排烟温度测点选取引风机入口前烟温。因尾部的烟温及烟气量均上升,对流换热增强,主汽温度及再热汽温均上升(图5),主汽温度升高 12°C ,再热汽温升高 23°C 。

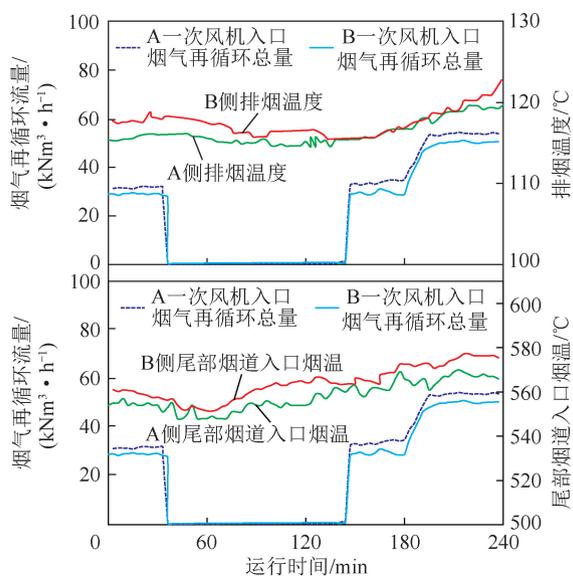


图 4 烟气再循环量与排烟温度、尾部烟道入口烟温的变化关系

Fig.4 Change relationship between the amount of flue gas recirculation and exhaust gas temperature, tail flue gas temperature

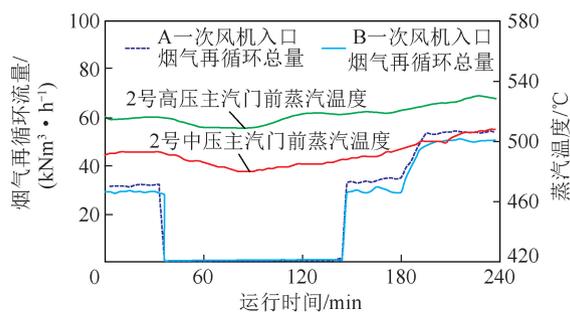


图 5 烟气再循环量与主、再热汽温变化关系
Fig.5 Change relationship between the amount of flue gas recirculation and main steam and reheat steam temperature

2.2.5 对环保指标的影响

烟气再循环投入后,起到降低炉膛密相区氧量、强化分级燃烧的作用,有效降低了 NO_x 浓度。同时,通过提高二次风量和氧量,还能进一步提高炉内脱硫效率,降低原烟气 SO_2 浓度。

图 6 为 5 月 21 日动态运行监测数据,在 95 MW 稳定工况下,烟气再循环量增加 $102 \text{ kNm}^3/\text{h}$ 后,氨水流量由 $0.21 \text{ m}^3/\text{h}$ 降至 0, NO_x 由 $41.5 \text{ mg}/\text{Nm}^3$ 降至 $39.4 \text{ mg}/\text{Nm}^3$ 。在不喷氨水的情况下, NO_x 量控制在 $40 \text{ mg}/\text{Nm}^3$ 左右。

在 95 MW 稳定工况下,烟气再循环量增加 $102 \text{ kNm}^3/\text{h}$ 后,二次风量由 3 kNm^3 升至 43 kNm^3 ,氧量由 1.43% 升高至 1.67%,炉膛出口烟气 SO_2 由 $2469 \text{ mg}/\text{Nm}^3$ 降至 $1094 \text{ mg}/\text{Nm}^3$ (表 3、图 7)。

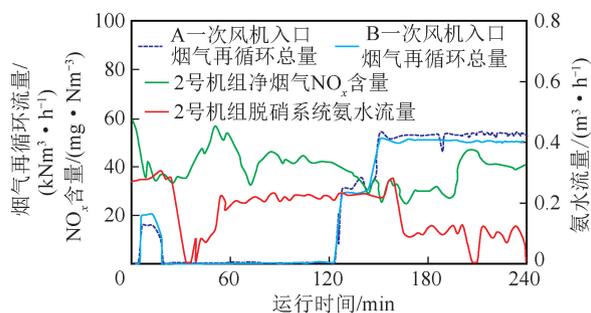


图 6 烟气再循环量与 NO_x 、氨水流量变化关系

Fig.6 Change relationship between the amount of flue gas recirculation and NO_x and ammonia flow

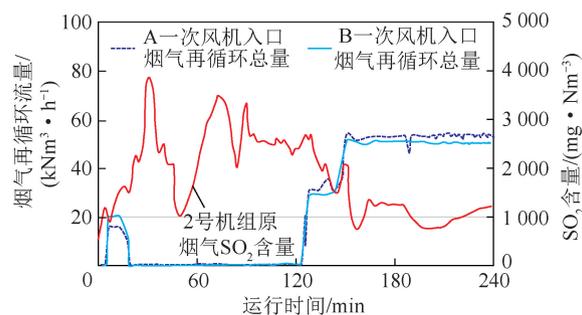


图 7 烟气再循环量与原烟气 SO_2 变化关系

Fig.7 Change relationship between the amount of flue gas recirculation and SO_2 of original flue gas

2.3 烟气再循环系统投运后解决的现场问题

1) 减负荷动态工况下,一次流化风量可始终控制在 $180 \text{ kNm}^3/\text{h}$ 以上,提高了流化质量。

2) 可有效提高二次风量,保证下二次风管的最低冷却风量,避免了超温和开焊漏灰的问题。

3) 燃用高挥发性高硫煤时,调峰深度由 30% 降至 20%。

4) 深度调峰工况下,有效提高了主蒸汽温度和再热蒸汽温度。

5) 低负荷锅炉流化出现异常时,可配合烟气再循环系统大幅提高一次流化风量。

2.4 烟气再循环系统运行存在的腐蚀问题

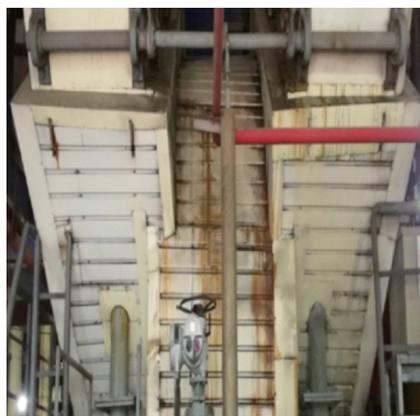
烟气再循环系统运行 4 个月,分别在一次风机机壳和烟气再循环管道膨胀节处发现腐蚀问题,如图 8 所示。这是因为烟气再循环系统停运和投运初期,含酸性烟气遇冷后冷凝成酸液;或烟气再循环系统停运期间,系统关断门不严密,导致一部分烟气漏入系统内部,经冷凝成酸液,对系统内局部防腐薄弱区造成了腐蚀。

3 锅炉排烟烟气酸露点计算及预防措施

3.1 混合后的一次风水露点计算

3.1.1 排烟烟气水露点计算

选取含水量为 27.5%、热值为 $14.65 \text{ MJ}/\text{kg}$ 的燃



(a) 一次风机机壳腐蚀



(b) 烟气再循环管道膨胀腐蚀

图8 烟气再循环系统腐蚀

Fig.8 Corrosion of flue gas recirculation system

煤,根据全年气压较大值加风室压力,取烟气绝对压力 $p_g = 95 \text{ kPa}$,计算公式^[17]为

$$t_{\text{DP}}^0 = \frac{238.1 \times \left[0.20974 + \lg \left(\frac{d_{\text{dg}} p_g}{\rho_{\text{dg}} + d_{\text{dg}}} \right) \right]}{7.4962 - \left[0.20974 + \lg \left(\frac{d_{\text{dg}} p_g}{\rho_{\text{dg}} + d_{\text{dg}}} \right) \right]}$$

其中, t_{DP}^0 为水蒸气露点温度, $^{\circ}\text{C}$; d_{dg} 为烟气含湿量, g/kg (以干烟气计,下同); ρ_{dg} 为干烟气密度, kg/Nm^3 。可计算极端工况下的锅炉排烟烟气水露点温度为 $56.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

3.1.2 大气水露点计算

参照银川地区夏季室外干球温度 $30.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度 64% 、冬季室外干球温度 $-18 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度 58% ,分别计算出空气中含湿量为:夏季 $17.76 \text{ g}/\text{kg}$ 、冬季 $0.45 \text{ g}/\text{kg}$ ^[17]。按夏季极端情况下考虑的大气含湿量为 $17.8 \text{ g}/\text{kg}$,对应大气的水露点温度约为 $23 \text{ }^{\circ}\text{C}$,计算值取 $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

3.1.3 混合后的一次风水露点计算

烟气和空气混合后的水露点温度计算,与烟气

和空气的风量混合比例有关,经推导、简化,混合后的一次风水露点计算结果见表4。其中工况1为 300 MW 负荷、循环烟气体积 $40 \text{ kNm}^3/\text{h}$ 、总一次风量 $400 \text{ kNm}^3/\text{h}$;工况2为 85 MW 负荷、循环烟气体积 $120 \text{ kNm}^3/\text{h}$ 、总一次风量 $200 \text{ kNm}^3/\text{h}$ 。

表4 混合后的一次风水露点计算结果

Table 4 Calculation results of water dew point of mixing primary wind

假定工况	公式 ^[17]	$T_{\text{hh}}/^{\circ}\text{C}$
工况1	$237 \lg \left(\frac{7V_1 + 40V_{\text{sh}}}{0.36V_1 - 0.018V_{\text{sh}}} \right) - 141$	32
工况2	$8.1 - \lg \left(\frac{7V_1 + 40V_{\text{sh}}}{0.36V_1 - 0.018V_{\text{sh}}} \right)$	52

注: T_{hh} 为混合后的一次风水露点, $^{\circ}\text{C}$; V_1 为送入锅炉的总一次风量, kNm^3/h ; V_{sh} 为再循环烟气体积, kNm^3/h 。

3.2 酸露点温度计算

3.2.1 再循环管道散热引起温降计算

再循环烟气经过管道输送后,存在散热损失,管道采用硅酸铝棉进行保温处理,计算选取管道综合长度为 200 m 、保温厚度最薄处 50 mm (设计厚度为 100 mm)、保温材料平均导热系数 $0.1 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,得到现有管道在不同循环烟气体积下随取烟温度和环境温度变化时的烟温降公式^[17],即

$$\Delta T = 4.31 \times \frac{T_{\text{py}} - T_{\text{hj}}}{V_{\text{sh}}}, \quad (2)$$

式中, ΔT 为再循环管道烟气温降, $^{\circ}\text{C}$; T_{py} 为引风机出口排烟温度, $^{\circ}\text{C}$; T_{hj} 为锅炉区域的环境温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

可知,循环烟气体积越低、排烟温度与外界环境温度间的温差越大,管道温降越强。取极端最低环境温度为 $-20 \text{ }^{\circ}\text{C}$,最低排烟温度为 $110 \text{ }^{\circ}\text{C}$,为保证循环烟气温降后的温度不低于排烟烟气酸露点计算上限 $88 \text{ }^{\circ}\text{C}$,最低循环烟气体积应不低于 $26 \text{ kNm}^3/\text{h}$ 。综上并考虑一定裕量,锅炉带烟再运行时的烟气体积应不低于 $40 \text{ kNm}^3/\text{h}$ 。

3.2.2 锅炉尾部排烟酸露点温度计算

烟气酸露点分2种算法进行,算法1参照《73版锅炉热力计算方法》进行,以煤质成分+烟气水露点的值结合为主,首先计算烟气的水露点温度,再结合燃料硫分、灰分、热值的取值,考虑一定炉内脱硫效率后算出;算法2参照 DLT 5240—2010《火力发电厂燃烧系统设计计算技术规程》,以烟气成分为基准,首先计算烟气中水蒸气和 SO_2 体积分数,求出两者的分压力,再结合烟气的绝对压力和 SO_2 - SO_3 转化率算出。锅炉尾部排烟酸露点计算结果见表5,其中 $w(S_{\text{ar}}) = 2.5\%$,尾部烟气 SO_2 质量浓度按

4 440 mg/Nm³考虑。

表 5 锅炉尾部排烟酸露点计算结果

Table 5 Calculation results of acid dew point of exhaust gas from boiler tail

算法	公式 ^[17]	$t_{DP}/^{\circ}\text{C}$
算法 1	$t_{DP} = t_{DP}^0 + 64.9w(S_{ar})^{\frac{1}{3}}$	75
算法 2	$t_{DP} = 27.6lg C(SO_2) - 12.6$	88

注: t_{DP} 为锅炉尾部排烟酸露点, $^{\circ}\text{C}$; $C(SO_2)$ 为烟气 SO_2 浓度, mg/Nm^3 。

表 6 混合后一次冷风道内的烟气酸露点计算结果

Table 6 Calculation results of acid dew point of gas from primary cold air duct after mixing

算法	公式 ^[17]	$T_{dp}/^{\circ}\text{C}$
算法 1	$T_{dp} = \frac{237lg\left(\frac{7V_1 + 40V_{sh}}{0.36V_1 - 0.018V_{sh}}\right) - 141}{8.1 - lg\left(\frac{7V_1 + 40V_{sh}}{0.36V_1 - 0.018V_{sh}}\right)} + 64.9w(S_{ar})^{\frac{1}{3}}$	工况 1: 51.0
		工况 2: 71.0
算法 2	$T_{dp} = 5.43 + 27.6lg\frac{V_{sh}C(SO_2)}{V_1} + 18.7lg\left(\frac{0.021V_1 + 0.118V_{sh}}{V_1}\right)$	工况 1: 50.7
		工况 2: 80.6

3.3 烟气再循环系统防腐预控措施

1) 混合后的一次风水露点 T_{hh} 作为混合后一次风冷风温度控制的底线值, 一次风冷风在此温度以上运行就不存在风中水分自动析出结露问题。

2) 锅炉运行期间, 保持烟气再循环最小流量在 40 kNm³/h 以上, 即可保证极端工况下烟气再循环管道内烟气工况在水露点以上。

3) 混合后一次风的酸露点 T_{dp} 作为混合后一次风冷风温度控制的操作值, 需结合暖风器操作控制一次风冷风在此温度以上运行, 保证不发生酸腐蚀。

4) 一次风机蜗壳底部增加疏水点, 保持常开连续疏水。

5) 烟气再循环系统管道上所有的疏水点保持常开连续疏水。

6) 从二次风热风接至一次风机入口, 增加热风再循环, 主要用于冬季工况下控制一次风机的低温腐蚀。

7) 检修期间对一次风机内部腐蚀区域进行防腐修复。

4 结 论

1) 在低负荷运行动态变化工况下, 一次风份额显著降低, 烟气再循环的投入保证密相区流化风量高于 180 kNm³/h, 有效提高了密相区流化质量。燃

3.2.3 混合后一次冷风道内的烟气酸露点计算

参照 3.2.1 节计算可知, 再循环烟气与一次风冷风混合后的水露点温度, 将随再循环烟气量和锅炉总一次风量的变化而变化, 计算结果见表 6, 其中假定 $w(S_{ar}) = 2.5\%$, 对应的脱硫入口 SO_2 质量浓度为 4 440 mg/Nm³。工况 1 为 300 MW 负荷、循环烟气量 40 kNm³/h, 总一次风量 400 kNm³/h; 工况 2 为 85 MW 负荷、循环烟气量 120 kNm³/h, 总一次风量 200 kNm³/h。

用高挥发性高硫煤时, 调峰深度由 30% 降至 20%。

2) 有效提高二次风量, 保证下二次风管的最低冷却风量, 避免了超温和开焊漏灰问题。密相区氧含量降低, 床温下降, 强化分级燃烧, 有效降低 NO_x 浓度。同时, 通过提高二次风量和氧量, 还能进一步提高炉内脱硫效率, 降低原烟气 SO_2 浓度。

3) 深度调峰工况下, 整体燃烧后移, 进入尾部的烟气温度升高。尾部烟道入口烟温升高 7 $^{\circ}\text{C}$, 排烟温度升高 4 $^{\circ}\text{C}$, 对流换热增强, 主汽温度升高 12 $^{\circ}\text{C}$, 再热汽温升高 23 $^{\circ}\text{C}$ 。

4) 烟气再循环系统运行 4 个月, 分别在一次风机机壳和烟气再循环管道膨胀节处发现腐蚀问题, 通过理论计算得到烟气再混合后的一次风水露点, 其作为混合后一次风冷风温度控制的底线值和操作值, 可有效减轻腐蚀。

参考文献 (References):

- [1] 张广才, 周科, 鲁芬, 等. 燃煤机组深度调峰技术探讨[J]. 热力发电, 2017, 46(9): 17-23.
ZHANG Guangcai, ZHOU Ke, LU Fen, et al. Discussions on deep peaking technology of coal-fired power plants [J]. Thermal Power Generation, 2017, 46(9): 17-23.
- [2] 林俐, 田欣雨. 基于火电机组分级深度调峰的电力系统经济调度及效益分析[J]. 电网技术, 2017, 41(7): 2255-2263.
LIN Li, TIAN Xinyu. Analysis of deep peak regulation and its benefit of thermal units in power system with large scale wind power

- integrated [J]. Power System Technology, 2017, 41 (7): 2255-2263.
- [3] 吴剑恒,何宏舟,俞金树.二次风对CFB锅炉NO_x排放的影响[J].电力学报,2014,29(6):542-547,553.
WU Jianheng, HE Hongzhou, YU Jinshu. The influence on NO_x emission of secondary-air in CFB boiler [J]. Journal of Electric Power, 2014, 29(6): 542-547, 553.
- [4] 王丰吉,王东,冯前伟.超低排放形势下CFB锅炉低氮燃烧和SNCR联合脱硝提效研究[J].发电与空调,2017,38(5):6-10.
WANG Fengji, WANG Dong, FENG Qianwei. Study on low-nitrogen combustion and SNCR combined denitrification system of CFB boiler under ultra-low emission situation [J]. Power Generation & Air Condition, 2017, 38(5): 6-10.
- [5] 李楠,张世鑫,赵鹏勃,等.循环流化床锅炉低氮燃烧技术试验研究[J].洁净煤技术,2018,24(5):84-89.
LI Nan, ZHANG Shixin, ZHAO Pengbo, et al. Experimental study on low-nitrogen combustion technology of circulating fluidized bed boiler [J]. Clean Coal Technology, 2018, 24(5): 84-89.
- [6] 李穹,吴玉新,杨海瑞,等.SNCR脱硝特性的模拟及优化[J].化工学报,2013,64(5):1789-1796.
LI Qiong, WU Yuxin, YANG Hairui, et al. Simulation and optimization of SNCR process [J]. CIESC Journal, 2013, 64(5): 1789-1796.
- [7] 柯希玮,蔡润夏,杨海瑞,等.循环流化床燃烧的NO_x生成与超低排放[J].中国电机工程学报,2018,38(2):390-396.
KE Xiwei, CAI Runxia, YANG Hairui, et al. Formation and ultra-low emission of NO_x for circulating fluidized bed combustion [J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(2): 390-396.
- [8] ZHENG W, ZHANG M, ZHANG Y, et al. The effect of the secondary air injection on the gas-solid flow characteristics in the circulating fluidized bed [J]. Chemical Engineering Research and Design, 2019, 141: 220-228.
- [9] 郝玉平,马艳妮,李斌,等.燃细颗粒煤循环流化床锅炉技术与应用[J].工业锅炉,2020(4):4-8.
HAO Yuping, MA Yanni, LI Bin, et al. Technology and application of circulating fluidized bed boiler burning fine particle coal [J]. Industrial Boilers, 2020(4): 4-8.
- [10] 王志宁,杨协和,张扬,等.内/外烟气再循环对天然气燃烧NO_x生成的影响[J].化工进展,2019,38(9):4327-4334.
WANG Zhining, YANG Xiehe, ZHANG Yang, et al. I-/e-FGR effect on NO_x emission of natural gas combustion [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2019, 38(9): 4327-4334.
- [11] 董信光,孔庆雨,孙健,等.冷烟气再循环对锅炉深度调峰能力影响[J].热力发电,2019,48(5):126-132.
DONG Xinguang, KONG Qingyu, SUN Jian, et al. Influence of cold flue gas recirculation on depth peak-load regulation capacity of boiler [J]. Thermal Power Generation, 2019, 48(5): 126-132.
- [12] 郭佳明,张光学,池作和,等.75 t/h循环流化床锅炉烟气再循环改造及试验研究[J].热能动力工程,2017,32(11):73-77,132-133.
GUO Jiaming, ZHANG Guangxue, CHI Zuohe, et al. Flue gas recirculation retrofit and experimental study for 75 t/h circulating fluidized bed boiler [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2017, 32(11): 73-77, 132-133.
- [13] 段东林,刘欣,段艳慧,等.烟气再循环燃烧技术在75t/h循环流化床锅炉上的应用[J].工业锅炉,2016(1):49-50,56.
DUAN Donglin, LIU Xin, DUAN Yanhui, et al. Flue gas recirculation combustion technology used in the 75 t/h CFB boiler [J]. Industrial Boilers, 2016(01): 49-50, 56.
- [14] LIU Z, LI J, ZHU M, et al. An experimental investigation into the effect of flue gas recirculation on ash deposition and Na migration behaviour in circulating fluidized bed during combustion of high sodium Zhundong lignite [J]. Fuel Processing Technology, 2020, 199: 106300.
- [15] SUNG J H, BACK S K, JEONG B M, et al. Oxy-fuel co-combustion of sewage sludge and wood pellets with flue gas recirculation in a circulating fluidized bed [J]. Fuel Processing Technology, 2018, 172: 79-85.
- [16] CHEN Q, ZHANG X, ZHOU J, et al. Effects of flue gas recirculation on emissions from a small scale wood chip fired boiler [J]. Energy Procedia, 2015, 66: 65-68.
- [17] 国家能源局.火力发电厂燃烧系统设计计算技术规程:DL/T 5240—2010[S].2010-05-24.
National Energy Administration. Technical code for design and calculation of combustion system of fossil-fired power plant: DL/T 5240—2010[S]. 2010-05-24.