

超超临界 1 000 MW 机组双切圆锅炉 主再热汽温提升方法研究

胡庆伟¹, 苏 胜², 向 军², 崔晓宁²

(1.大唐三门峡发电有限责任公司, 河南 三门峡 472143;
2.华中科技大学煤燃烧国家重点实验室, 湖北 武汉 430074)

[摘 要] 本文以某超超临界 1 000 MW 机组双切圆燃烧锅炉为研究对象, 通过理论分析及模拟计算, 分析了制约汽温提升的主要因素和受热面热偏差规律, 针对不同的受热面提出了汽温提升方法。实际应用结果表明, 按照本文提出的汽温提升方案改造后, 机组的主蒸汽温度提升约 15 °C, 再热蒸汽温度提升约 13 °C, 供电煤耗降低约 2.5 g/(kW h), 达到了预期效果, 实现了机组安全与经济运行。

[关 键 词] 1 000 MW 机组; 双切圆燃烧; 锅炉; 受热面; 蒸汽温度; 提升方法; 数值模拟

[中图分类号] TK229.2 [文献标识码] A [DOI 编号] 10.19666/j.rfd.201908177

[引用本文格式] 胡庆伟, 苏胜, 向军, 等. 超超临界 1 000 MW 机组双切圆锅炉主再热汽温提升方法研究[J]. 热力发电, 2020, 49(3): 107-112. HU Qingwei, SU Sheng, XIANG Jun, et al. Research on main and reheat steam temperature lifting method for ultra supercritical 1 000 MW unit double-tangential circular boiler[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(3): 107-112.

Research on main and reheat steam temperature lifting method for ultra supercritical 1 000 MW unit double-tangential circular boiler

HU Qingwei¹, SU Sheng², XIANG Jun², CUI Xiaoning²

(1. Datang Sanmenxia Power Generation Co., Ltd., Sanmenxia 472143, China;
2. State Key Laboratory of Coal Combustion, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract: The double-tangential combustion boiler in an ultra supercritical 1 000 MW unit is studied by theoretical analysis and simulation calculation. The main factors that restricting the steam temperature improvement and causing the thermal deviation of the heated surface of the boiler are analyzed, and the methods for steam temperature improvement of different heating surfaces are proposed. The actual application results indicate that, after transformation using the steam temperature improvement scheme proposed by this paper, the main steam and reheat steam temperature of the unit increased by about 15 °C and 13 °C, respectively, and the coal consumption reduced by about 2.5 g/(kW h), which achieved the expected effect. The safety and economic operation of the unit has been obtained.

Key words: 1 000 MW unit, double-tangential circular combustion, boiler, heating surface, steam temperature, lifting method, numerical simulation

超超临界 1 000 MW 机组双切圆燃烧锅炉由于炉膛出口烟气温度的分布特点以及目前受热面及联箱材质的限制, 对受热面流量分配要求很高^[1-5], 匹配性不佳容易导致受热面区域性管壁温度高, 运行中会被迫采用增大减温水量、降低主蒸汽参数的运行方式。研究表明, 机组主蒸汽温度每降低 10 °C, 供电煤耗将升高 0.2%^[6-9], 对机组安全性和

经济性产生显著影响。

本文以某超超临界 1 000 MW 机组双切圆锅炉为研究对象, 通过理论分析和模拟计算, 分析了受热面热偏差规律和制约汽温提升的主要因素, 提出了主再热汽温的提升改造方案, 达到了预期效果, 实现了机组的安全、经济运行, 对同类型机组具有良好指导和参考价值。

收稿日期: 2019-08-08

基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2017YFB0601802)

Supported by: National Key Research and Development Program (2017YFB060180)

第一作者简介: 胡庆伟(1970), 男, 高级工程师, 主要研究方向为火电厂锅炉技术和设备, 2445520364@qq.com。

1 设备概况

本文研究的超超临界 1 000 MW 机组锅炉为 HG-2913/29.3-YM2 型一次中间再热、反向双切圆燃烧直流炉，其炉膛切圆布置方式如图 1 所示。

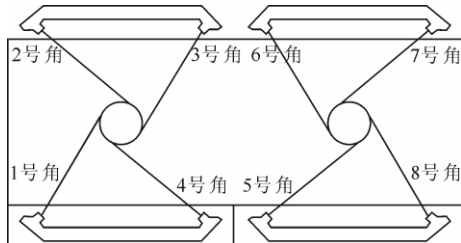
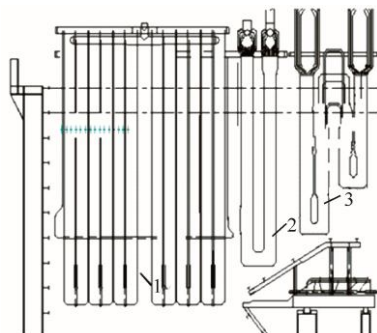


图 1 炉膛切圆布置方式

Fig.1 The layout of the tangential circle inside the furnace

炉膛水冷壁为内螺纹管垂直上升膜式，入口管段安装有节流孔圈；过热器系统沿蒸汽流程三级布置，依次为水平与立式低温过热器、分隔屏过热器和末级过热器；再热器系统沿蒸汽流程二级布置，依次为低温再热器和末级再热器。分隔屏过热器、末级过热器以及末级再热器分别在入口管段装有节流孔圈。与该锅炉厂同类型机组的不同点在于将屏式过热器前后屏合并，同时取消了前后屏之间的喷水减温。

其中低温再热器和低温过热器分别布置于尾部烟道的前、后竖井中，均为逆流布置。在上炉膛、折焰角和水平烟道内分别布置了分隔屏过热器、末级过热器和末级再热器。分隔屏沿宽度方向共有 12 个大屏，每个大屏又由 6 个小屏组成。每个小屏由 15 根管圈组成，壁温测点在每一小屏的 1、5、9 号管出口。高温过热器共 68 屏，每屏由 16 根管子组成，壁温测点设置在 1、5、16 号管子出口。在低温过热器至分隔屏之间设计有一级减温器，在分隔屏至高温过热器之间设计有二级减温器。炉膛上部受热面布置如图 2 所示。



1—分隔屏过热器；2—末级过热器；3—末级再热器。

图 2 炉膛上部受热面布置

Fig.2 The upper heating surface of furnace

2 主再热汽温存在问题

机组分隔屏出口集箱材质为 SA335 P91，末级过热器、末级再热器出口集箱材质均为 SA335 P92。主再热汽温设计值为 605 °C/623 °C，自整套启动试运以来，主再热汽温一直偏低。2017 年 1—12 月，机组主再热汽温情况见表 1。

表 1 机组主再热汽温统计

Tab.1 Statistics of the main and reheat steam temperature

月份	平均负荷/MW	平均主蒸汽温度/°C	平均再热蒸汽温度/°C
1 月	757.20	584.50	613.27
2 月	742.27	577.47	609.85
3 月	731.00	584.10	593.20
4 月	675.00	579.00	597.00
5 月	745.00	589.50	605.00
6 月	721.00	583.94	601.84
7 月	749.00	590.95	607.16
8 月	717.28	587.69	607.86
9 月	710.00	589.98	614.58
10 月	684.80	590.76	614.62
11 月	703.53	588.08	611.73
12 月	821.03	586.04	613.92
均值	729.70	586.00	607.50

由表 1 可见，机组主蒸汽温度平均值为 586.00 °C，再热蒸汽温度平均值为 607.50 °C，与设计值稍有偏差。其主要原因是低负荷时水冷壁局部管屏存在壁温过高现象；在各负荷段分隔屏过热器管壁温度在宽度及深度方向上偏差均较大，且频繁超限报警；末级过热器和再热器个别管壁温超限报警。为保证受热面不超温，机组降低主参数运行，导致锅炉出口主再热汽温降低。

3 受热面壁温超温原因分析

3.1 水冷壁壁温

为分析水冷壁超温规律，对 2017 年 10 月水冷壁壁温超温情况进行了统计，结果如图 3 所示。

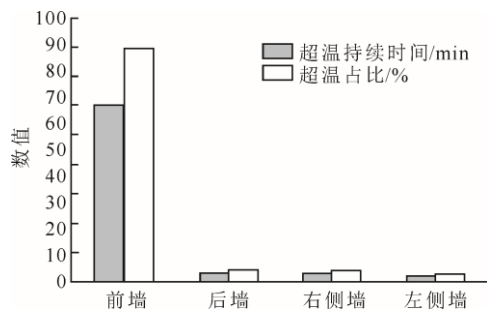


图 3 水冷壁壁温超温统计

Fig.3 Statistics of the overheating water wall temperature

由图3可以看出,水冷壁超温主要发生在前墙区域,超温占比达88.89%。在实际运行过程中,此时主要通过将前墙二次风调节挡板全开、后墙二次风调节挡板开度控制在35%,来调整炉膛火焰中心位置与热负荷分布,炉内火焰位置仍靠近前墙。因此,前墙中间2个燃烧器之间为高热负荷区域,水冷壁超温主要发生在该区域,其中位于高热负荷区域的317号管和409号管更容易超温。

垂直管圈水冷壁在水冷壁入口均装有节流孔圈,在负荷稳定时对于流量的平衡分配比较均匀,若存在连续的变负荷,给水量出现连续的减少或者增加,节流孔圈对于流量的分配会出现缓冲过程,短时间内流量会存在分配不均的情况。所以,水冷壁超温主要发生在锅炉低负荷、负荷变化及切磨运行时段。

3.2 分隔屏壁温

以2017年10月为例,分隔屏壁温超温统计如图4所示。由图4可以看出,分隔屏过热器总超温时间为3 309.7 min,其中C6屏、D6屏、C7屏、D7屏、D9屏为主要超温管屏,而且超温主要出现在锅炉低负荷运行工况下。

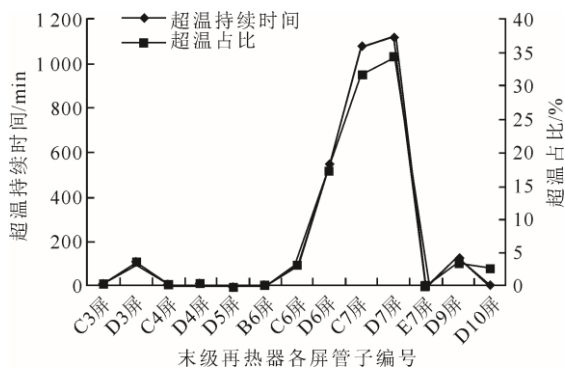


图4 分隔屏壁温超温统计

Fig.4 Statistics of the overheating divagations wall temperature

分隔屏的壁温测点分别安装在各屏的1号、5号和9号管路上,1号、5号和9号管路沿分隔屏宽度方向上具有相似的壁温分布,呈“两头小,中间大”的分布规律。图5为9号管路沿分隔屏宽度方向的壁温分布情况。分隔屏超温主要由炉内热负荷分布特性与流量分配匹配较差造成,沿炉膛宽度方向和炉膛深度方向均是中间热负荷高、两边热负荷低。C6屏、D6屏、C7屏、D7屏和D9屏处于炉膛宽度方向和深度方向的中间区域,所以容易超温,且超温时间较长。C3屏、D3屏和D10屏出现超温主要发生在低负荷工况下,此时炉内火焰沿宽度方向两侧扩展,所以易出现超温。

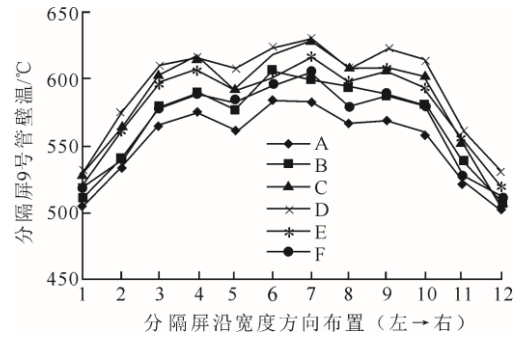


图5 9号管沿分隔屏宽度方向的壁温分布

Fig.5 The wall temperature distribution of No.9 tube along the width direction of the separated screen

3.3 末级过热器壁温

以2017年11月运行结果为例,对末级过热器壁温超温进行统计,结果如图6所示。由图6可以看出,18屏1号管超温时间最长、超温占比最大(超过96%),其余超温管中,42屏16号管超温时间较长,42屏16号管壁温超温主要是因为炉内烟气偏差较大。

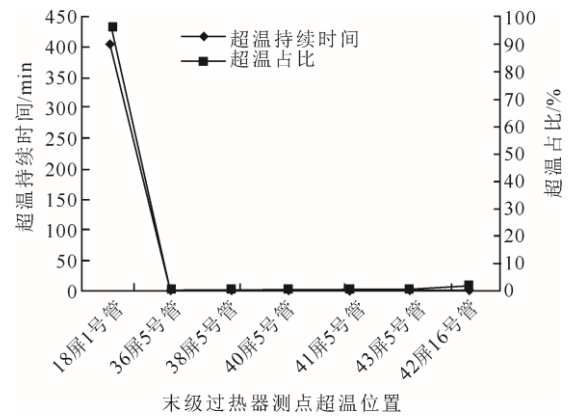


图6 末级过热器壁温超温统计

Fig.6 Statistics of overheating final stage superheater wall temperature

图7为末级过热器部分管屏壁温分布情况。由图7可知:18屏1号管壁温突然变大,相邻屏的壁温属于平滑变化;17屏5号管和16号管壁温突然变小,相邻屏则是平滑变化。分析检查发现,18屏1号管壁温超温是由于该管与17屏5号管和16号管测点的安装顺序错误所致,已对测点重新安装。

3.4 末级再热器壁温

以2017年11月为例,末级再热器壁温超温统计如图8所示。由图8可以看出,9号管路超温时间最长,5号和4号管路超温时间较长,其余管路超温时间较短,1号和3号管路没有超温现象。

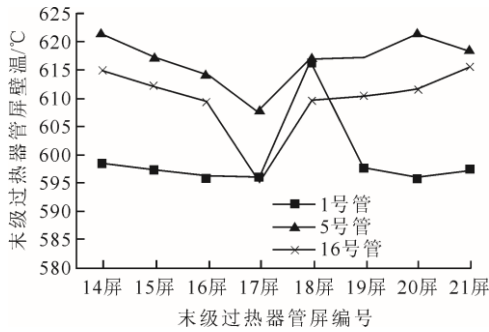


图7 末级过热器部分管屏壁温分布

Fig.7 Temperature distribution of part of the tube wall of the final stage superheater

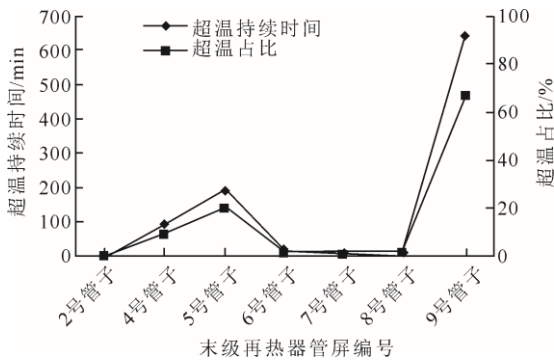


图8 末级再热器壁温超温统计

Fig.8 Statistics of overeating of the final stage reheater wall temperature

超温管路对应的管屏统计结果见表 2。由表 2 可见，主要超温管屏有 11 屏、13 屏、19 屏、20 屏、21 屏、69—85 屏等，共 22 片屏。末级再热器出口蒸汽温度为 623 °C，报警温度为 650 °C，壁温裕量较小，所以在达到额定温度时，末级再热器容易超温。

表 2 末级再热器超温管路屏号

Tab.2 The screen number corresponding to the overheating pipeline of the final stage reheater

管编号	2号管	4号管	5号管	6号管	7号管	8号管	9号管
管屏号	21	21、22、71—74、79—83、76、87	73	29、34、82	82	21、22、82、85	9—11、19—21、81—82、84—85、13

4 模拟计算与汽温提升方案设计

4.1 模拟计算与总体方案优选

针对本文研究锅炉，利用 Aspen plus 构建模型进行仿真模拟^[6-7]，采用 Heater 模型模拟换热面，用流股相连。锅炉模型如图 9 所示。模拟过程中，忽略各管道的漏汽与压力损失，以实际运行的统计结果作为模拟时的输入参数，主蒸汽侧入口参数为 30 MPa/335 °C，再热蒸汽入口参数为 5.8 MPa/550 °C。

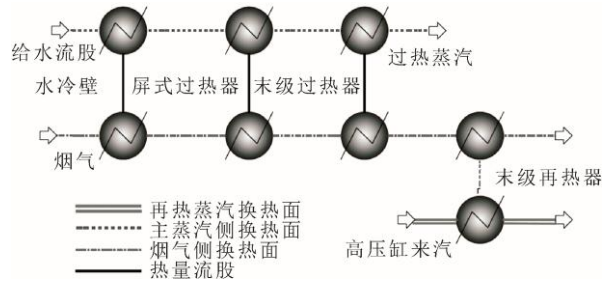


图9 锅炉模型

Fig.9 The boiler model

为了验证本文建立的数值模型与模拟方法的有效性，针对改造前锅炉各主要受热面温度，研究中将模拟计算结果与设计值进行了对比验证，结果表明模拟计算结果与设计值的误差均在 5% 以内，从而保证了模型与模拟方法的有效性。基于图 9 建立的模型及模型方法，对不同改造方案进行了模拟计算研究，结果见表 3。其中，方案 1 为减小屏式过热器管径（由 11.5 mm 改为 8.5 mm），末级过热器增大管内径（由 10.6 mm 改为 13.0 mm），缩短末级再热器部分管长（缩短 2.8 m）；方案 2 对各受热面的管径均做了调整，水冷壁前墙节流圈孔径由 19 mm 调至 25 mm，后墙由 15 mm 调至 18 mm，缩小分隔屏管内径并沿宽度方向增加节流短管，末级过热器的节流管内径由 10.6 mm 增大至 13.0 mm，末级再热器的 9 号管缩短 2.8 m，某些管外径由 $\Phi 57$ mm 调至 $\Phi 63.5$ mm；方案 3 增大水冷壁的换热内径（由 19 mm 调至 25 mm），分隔屏管内径减小（由 13.5 mm 调至 8.5 mm），末级过热器换热管加长，管径缩小（长度增长 3 m、内径由 10.6 mm 调至 8.5 mm），末级再热器减小长度，增大管径（同方案 2）。

表 3 各受热面模拟出口温度值 单位: °C

Tab.3 The simulated outlet temperature for each heating surface

受热面	改造前	方案 1	方案 2	方案 3
水冷壁	400	400	405	406
屏式过热器	504	512	516	515
末级过热器	586	599	603	603
末级再热器	608	619	621	619

由表 3 可见，方案 2 与方案 3 的主再热蒸汽温度均达到设计值，但是方案 3 的末级过热器由于管径过细，导致流动阻力加大，改造成本增加，且过热蒸汽在变负荷下波动较大，因此改造选择方案 2。

4.2 汽温提升方案设计

4.2.1 水冷壁

通过对水冷壁壁温进行统计分析,发现前墙的317号与409号管路、后墙的361号管路、右墙的115号管路超温时间较长,统计结果如图10所示。

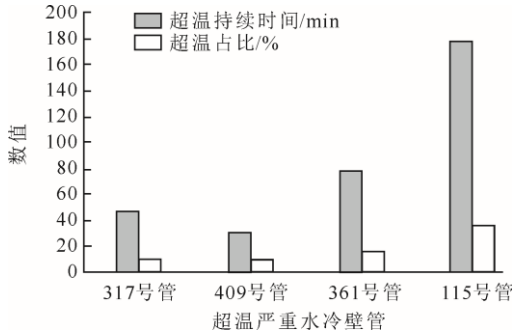


图10 水冷壁超温严重管路统计

Fig.10 Statistics of serious overeating of the water wall pipe

根据模拟计算结果,结合锅炉反向双切圆结构及燃烧特性,并对节流孔圈进行重新核算,确定对超温时间较长的前墙317号管、前墙409号管、后墙361号管、右侧墙115号管对应的节流孔圈进行调整,水冷壁节流孔圈调整结果见表4。

表4 水冷壁节流孔圈调整结果 单位: mm

Tab.4 The adjustment of water wall throttle orifices size

管号	317号管	409号管	361号管	115号管
原节流孔圈孔径	19.0	19.0	15.0	14.5
调整后孔圈孔径	25.0	25.0	18.0	16.5

4.2.2 分隔屏

针对分隔屏区域管壁温度沿宽度方向呈“两头小,中间大”的分布规律,结合模拟计算结果,采用调整1号、2号屏和11号、12号屏节流短管内径,同时对C4屏、D4屏、C6屏、D6屏、C7屏、D7屏、D9屏等壁温较高管屏进行放大节流短管内径的方案,以达到降低分隔屏壁温及壁温偏差的目的。由于分隔屏中1号管运行时壁温整体处于较低水平,故将分隔屏中1号管设置节流短管,调整各管流量分配,降低同屏管的壁温偏差。

通过调整1号、2号、11号、12号屏节流短管内径,使其屏流量减小、其余屏流量增大。流量及阻力变化情况见表5。根据1号、2号屏节流短管流量可知,需增加该管的阻力,通过计算得出改造后节流短管内径尺寸与阻力见表6。另外,经壁温核算,C4、D4、C6、D6、C7、D7、D9等管屏节流短管内径调整见表7。

表5 分隔屏流量及阻力变化

Tab.5 The changes of flow and resistance of the separation screen

项目	设计值	流量及阻力变化
4—9屏流量/(t h ⁻¹)	基准	增加12%
1、2、11、12屏流量/(t h ⁻¹)	基准	减少26%
3、10屏流量/(t h ⁻¹)	基准	增加16%
1—3屏连接管阻力/MPa	0.089	0.070
1—2屏分隔屏阻力/MPa	0.370	0.213
3屏分隔屏阻力/MPa	0.370	0.488
入口连接管节流孔提供阻力/MPa		
1—3屏全阻力/MPa	0.459	0.558
1、2屏节流短管需增加阻力/MPa		0.275

表6 1号、2号屏节流短管内径变化

Tab.6 The variation of inner diameter of the throttling short-tube in No.1 and No.2 panel after adjustment

管组号	管编号	原设计管内径/mm	不设置分隔屏入口连接管节流孔管内径/mm	节流短管提供阻力/(kg cm ⁻²)	管屏阻力/(kg cm ⁻²)
1	1		12.5	2.805 9	4.971 2
2	2		9.8	2.805 5	4.971 2
3	3		9.5	2.804 7	4.971 2
4	4—5		9.1	2.804 0	4.971 2
5	6—8	13.5	8.5	3.139 8	4.971 2
6	9—11	11.5	8.0	3.422 1	4.971 2
7	12—13	11.5	8.5	3.434 9	4.971 2
8	14	10.6	8.5	3.612 0	4.971 2
9	15		11.1	2.805 7	4.971 2

表7 C4、D4、C6、D6、C7、D7、D9管屏短管调整内径
Tab.7 The inner diameter of short tubes in C4, D4, C6, D6, C7, D7, D9 tube screen after adjustment

管组号	管子编号	原设计节流短管内径/mm	调整后节流短管内径/mm
1	1		14.0
2	2		
3	3		
4	4—5		
5	6—8	13.5	15.0
6	9—11	11.5	14.5
7	12—13	11.5	13.0
8	14	10.6	12.0
9	15		

4.2.3 末级过热器

根据模拟计算和分析结果,对42号屏16号管节流短管内径进行调整,将其节流短管内径由原来的10.6 mm增大为13.0 mm,计算该管出口蒸汽温度可降低9℃,其余管出口蒸汽温度只升高1℃,对其余管壁温影响不大。

4.2.4 末级再热器

根据末级再热器超温数据分析以及模拟计算结果,提出以下汽温提升改造方案:1)将9号管长度减小2.8 m,通过降低该管的吸热量可使其壁温降

低约 9 °C; 2) 增大 5 号管和 4 号管入口管接头外径, 原设计规格为 $\Phi 57 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$, 更改为 $\Phi 63.5 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$; 3) 靠近两侧墙、整体壁温水平较低的 3 片屏进行节流, 按照两侧第 1 片屏节流后最高壁温升高约 30 °C、两侧第 2 片屏节流后最高壁温升高约 25 °C、两侧第 3 片屏节流后最高壁温升高约 20 °C 进行壁温核算, 需增加节流短管内径, 计算结果见表 8。

表 8 靠近两侧墙 3 片屏节流短管内径变化 单位: mm

Tab.8 The variation of inner diameter of the throttling short-tubes on the three panels near the both sides of the wall after adjustment

管编号	1 号、118 号		2 号、117 号		3 号、116 号	
	计算内径		计算内径		计算内径	
1	20.5		22.5		23.5	
2	19.5		21.5		22.5	
3	19.0		21.0		22.0	
4	19.0		21.0		22.0	
5	19.0		21.0		22.0	
6	17.5		19.5		20.5	
7	17.5		19.5		20.5	
8	17.5		19.5		20.5	
9	17.5		19.5		20.5	

5 汽温提升效果验证

2018 年 3 月, 基于以上理论分析和模拟计算提出的改造方案, 并结合现场锅炉具体情况, 对水冷壁、分隔屏过热屏、末级过热器和末级再热器实施了改造。改造后机组正常启动, 运行结果显示, 锅炉四管壁温在各个负荷段均未出现超温现象, 达到了预期的效果。2018 年 5 月, 对锅炉进行了改造后的性能实验, 主要考察了改造后不同负荷下主蒸汽温度及再热蒸汽温度的变化情况, 以验证综合改造效果。锅炉性能试验结果见表 9。

表 9 性能试验结果 单位: °C

Tab.9 The performance test results

工况	主蒸汽温度		再热蒸汽温度	
	DCS 数据	设计值	DCS 数据	设计值
THA	602.9		621.3	
75%THA	601.0	605.0	619.8	623.0
50%THA	600.4		620.0	

试验结果表明, 机组在 50%THA~100%THA 负荷范围内主再热汽温均能达到设计值的要求。通过本次改造, 机组主蒸汽温度提升约 15 °C, 再热蒸汽温度提升约 13 °C, 供电煤耗降低约 2.5 g/(kW h), 不仅达到了汽温提升的目的, 而且大大降低了机组的能耗水平, 提高了机组经济性。

[参 考 文 献]

- [1] 俞谷颖, 张富祥, 陈端雨, 等. 超(超)临界压力锅炉垂直管屏水冷壁水动力与热偏差调整建议[J]. 动力工程学报, 2010, 30(9): 658-662.
YU Guying, ZHANG Fuxiang, CHEN Duanyu, et al. Suggestion on adjustment of hydrodynamic and thermal deviation of ultra-supercritical pressure boiler waterwall with vertical tube panel[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2010, 30(9): 658-662.
- [2] 蒋琳, 张明杰, 许家伟, 等. 600 MW 超超临界机组锅炉下水冷壁出口工质温度的分布特性[J]. 动力工程, 2009, 29(4): 335-341.
JIANG Chong, ZHANG Mingjie, XU Jiawei, et al. Distribution characteristics of outlet temperature of working medium in lower water-wall of 600 MW ultra-supercritical boilers[J]. Journal of Power Engineering, 2009, 29(4): 335-341.
- [3] 李英, 张俊杰, 董琨. 超(超)临界机组锅炉壁温测点布置优化[J]. 热力发电, 2017, 46(3): 114-120.
LI Ying, ZHANG Junjie, DONG Kun. Arrangement optimization for temperature measuring points on tube wall of (ultra) supercritical boilers[J]. Thermal Power Generation, 2017, 46(3): 114-120.
- [4] 王学礼. 1 000 MW 超超临界锅炉过热器爆管原因分析及防范措施[J]. 华电技术, 2019, 41(7): 70-72.
WANG Xueli. Reasons analysis for tube blasting and preventive measures for superheater of 1 000 MW supercritical boiler[J]. Huadian Technology, 2019, 41(7): 70-72.
- [5] 朱亚清, 张曦. 超超临界 1 000 MW 锅炉水冷壁管超温控制策略[J]. 热力发电, 2015, 44(8): 99-103.
ZHU Yaqing, ZHANG Xi. Control strategy for water wall overheat in a 1 000 MW ultra supercritical unit[J]. Thermal Power Generation, 2015, 44(8): 99-103.
- [6] 闫仕军. 防止超超临界锅炉受热面超温的技术措施分析[J]. 江苏电机工程, 2014, 33(3): 75-77.
YAN Shijun. Measures for preventing overheating of high temperature heating surfaces in boilers of ultra-supercritical power plants[J]. Jiangsu Electrical Engineering, 2014, 33(3): 75-77.
- [7] 吴寿贵, 刘继锋, 张臣, 等. 超临界 660 MW 机组汽轮机启动调试问题分析[J]. 热力发电, 2018, 47(4): 99-103.
WU Shougui, LIU Jifeng, ZHANG Chen, et al. Analysis on start-up and commissioning of supercritical 660 MW steam turbine[J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(4): 99-103.
- [8] 孙育英, 王志刚, 陈国辉. 四角切圆燃烧锅炉主、再热蒸汽汽温偏差和管壁超温的分析及处理[J]. 热力发电, 2012, 41(8): 48-50.
SUN Yuying, WANG Zhigang, CHEN Guohui. Temperature deviation between main and reheat steam and tube-wall over-temperature for tangentially-fired boiler: analysis and treatment[J]. Thermal Power Generation, 2012, 41(8): 48-50.
- [9] 赵文杰, 黄晓英, 赵建军. 锅炉主蒸汽温度的模型驱动二自由度 PID 控制[J]. 热力发电, 2016, 45(1): 76-81.
ZHAO Wenjie, HUANG Xiaoying, ZHAO Jianjun. Model-driven two-degree-of-freedom PID control for main steam temperature of utility boiler[J]. Thermal Power Generation, 2016, 45(1): 76-81.

(责任编辑 马昕红)