



1 025 t/h 锅炉再热器超温处理及可行性分析

任博文

(包头东华热电有限公司,内蒙古 包头 014040)

摘 要:针对某 1 025 t/h 锅炉再热器管壁超温、减温水量大的问题,通过现场试验、数值模拟和热力计算等方法,分析管壁超温和减温水量大的原因,提出燃烧调整和受热面改造方案。研究表明:该锅炉末级再热器出口管壁温度存在较大偏差,烟道中间及右侧部分管壁超温,原因在于炉膛出口的烟温偏差;通过将燃尽风由四角均匀配风调整为左侧风门开度 50%、右侧风门开度 100%,降低了炉膛出口左右两侧的烟温偏差,进而减小了再热器出口的壁温偏差;针对锅炉再热器、过热器减温水量大的问题,进行二次风优化调整,当二次风正塔配风时炉膛出口温度比二次风均等配风和束腰配风时有所降低,有利于降低减温水量;该炉二次风配风优化难以从根本上解决减温水量大的问题,为此提出减少再热器、过热器受热面及增加省煤器受热面的改造方案,使减温水量在不同负荷下均能满足锅炉运行要求。

关 键 词:再热器;减温水;管壁超温;热力计算;数值模拟

中图分类号:TK228 **文献标识码:**A **DOI:**10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.05.022

[引用本文格式]任博文. 1 025 t/h 锅炉再热器超温处理及可行性分析[J]. 热能动力工程, 2022, 37(5): 157-164. REN Bo-wen. Modification and feasibility analysis of reheater overheating of 1 025 t/h boiler[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(5): 157-164.

Modification and Feasibility Analysis of Reheater Overheating of 1 025 t/h Boiler

REN Bo-wen

(Baotou Donghua Thermal Power Co., Ltd, Baotou, China, Post Code: 014040)

Abstract: To reduce the overheat of reheater tube wall and the large amount of desuperheating water of a 1 025 t/h boiler, the cause was analyzed by field tests, numerical simulation and thermal calculation, and the combustion adjustment and heating surface modification schemes were proposed. The research results show that there is a large deviation in the outlet temperature of the final-stage reheater, and the overheat exists in the middle and right partial tube walls of the flue, due to the deviation of the flue gas temperature at the furnace outlet. The deviation of the flue gas temperatures on the two sides of the furnace outlet is reduced, and then the deviation of the reheater outlet temperature is also decreased by changing the uniform air distribution at the four corners of burn-out air into the left damper opening of 50% and right damper opening of 100%. Aiming at the large amount of desuperheating water of boiler reheater and superheater, the optimization adjustment of secondary air is performed. When the tower-type distribution is used for secondary air, the temperature at the outlet of the furnace is lower than that of the secondary air with equal distribution and the waist-type distribution, which is conducive to reducing the amount of desuperheating water. The optimization of secondary air distribution in this furnace cannot fundamentally solve the problem of large amount of desuperheating water. Therefore, the modification scheme is proposed to reduce the heating surface of reheater and superheater and increase the heating surface of economizer, which can meet the requirements of boiler operation under different loads.

Key words: reheater,desuperheating water ,tube wall overheating,thermal calculation,numerical simulation

引 言

燃煤电站锅炉运行中时常出现锅炉过热器、再热器等受热面管壁超温问题,严重时会导致受热面爆管^[1-3]。受热面超温表现为局部管道超温或受热面整体超温,前者是受热面存在热偏差的结果,后者是受热面整体设计问题或运行中吸热量大导致的。

导致锅炉过热器、再热器受热面超温的原因多种多样,既有设计方面的缺陷,也有运行中出现的问 题^[4-6]。实际运行中,对锅炉过热器、再热器汽温的调整主要包括燃烧器摆动、调整烟气挡板、过热器喷水减温、及时吹灰和通过试验优化炉内配风等。当正常的运行调控无法控制受热面超温问题时,需要从燃烧调整试验^[7-8]、工质流动^[9]以及受热面改造^[10]等方面进行特殊处理。

切圆燃烧锅炉的烟气残余偏转会导致炉膛出口两侧存在烟温及流速偏差,造成蒸汽吸热量不均,这是此类锅炉存在受热面热偏差、部分管道超温的常见原因^[11],通过燃尽风、二次风消旋等方式能够缓解这一问题^[4,7]。锅炉不同部位的结焦会导致局部受热面换热变差,炉膛大面积结焦导致炉膛出口烟温升高,烟道受热面部分结焦则易导致烟气走廊及后续对应位置受热面的换热加强,造成超温。吹灰、控制入炉煤灰熔点等措施是克服此类超温的主要方法^[6]。运行中快速升负荷也是导致锅炉管壁短暂性超温的原因,通过控制升负荷速率能够抑制超温程度^[12]。

当燃烧调整等运行方面的优化无法有效控制锅炉管壁超温问题时,需要对锅炉进行受热面改造。贾里^[10]、赵华等人^[13]就某 300 MW 和 600 MW 锅炉长期存在的减温水量大、过/再热器超温问题,提出了减少部分过/再热器受热面的改造方案,运行结果表明,改造后过/再热器超温问题得以缓解。马东森等人^[14]采用局部管子短路的方法缓解了某锅炉的再热器超温问题。

某电厂四角切圆锅炉长期存在末级再热器管壁超温以及减温水量大的问题。50% 负荷以上,为维持再热器出口蒸汽温度不超过设计值 540 ℃,再热器减温水流量高达 40 ~ 70 t/h,且部分管道出口壁温比报警值高 10 ℃ 以上。为解决该类型锅炉的再热器管壁超温问题,本文研究了燃尽风、二次风配风方式对末级再热器壁温、减温水量的影响特性并进

行锅炉热力计算,分析锅炉受热面布置的合理性,给出再热器受热面改造方案。

1 锅炉设备及运行简况

1.1 设备概况

某厂 300 MW 汽轮发电机组所用锅炉为哈尔滨锅炉厂 HG - 1025/17.5 - YM11 型亚临界、一次中间再热汽包炉,采用平衡通风、四角切圆燃烧方式。炉膛上部布置有墙式再热器、分隔屏、后屏过热器和屏式再热器;水平烟道中布置有末级再热器和末级过热器;后烟道竖井布置低温过热器和省煤器;后烟道下部布置有 2 台三分仓容克式空气预热器。墙式再热器位于水冷壁前墙及其靠近侧墙的部分。采用燃烧器摆动的方式调节再热器温度。受热面布置如图 1 所示,锅炉工质侧部分设计参数如表 1 所示。

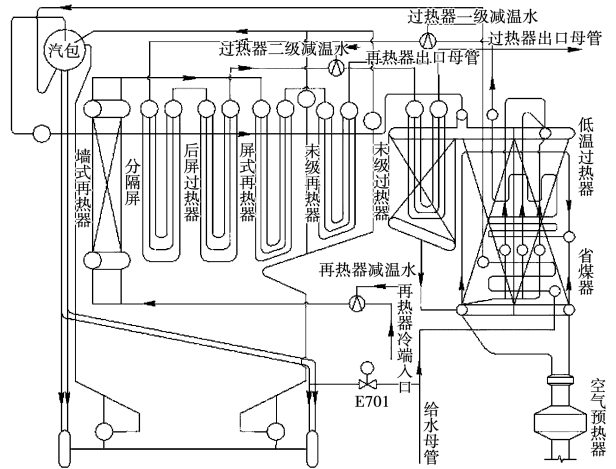


图 1 锅炉受热面布置

Fig. 1 Layout of boiler heater

表 1 锅炉设计参数

Tab. 1 Design parameters of boiler

参 数	负 荷	
	100% THA	75% THA
过热蒸汽流量/t · h ⁻¹	944	647
再热蒸汽流量/t · h ⁻¹	733	545
过热器出口压力/MPa	17.3	14.3
再热器出口压力/MPa	3.2	2.2
过热器出口温度/℃	540	540
再热器进口温度/℃	318	307
再热器出口温度/℃	540	540
省煤器进口温度/℃	275	253

* THA (turbine heat-acceptance) 为汽轮机热耗率验收工况。

1.2 运行情况分析

针对该锅炉末级再热器管壁超温和再热器减温水量大的问题,首先对锅炉进行了摸底试验。摸底试验在 100% THA 工况下进行,锅炉下 4 层燃烧器

运行,锅炉燃烧器均设置为向下摆动 27°,二次风均等配风,燃尽风门全开、燃尽风反切 15°;风量测试表明,燃烧器四角一、二次风配风均匀。锅炉设计和实际燃用煤质分析如表 2 所示。

表 2 煤质参数
Tab.2 Coal quality parameters

煤质	元素分析/%					工业分析/%			低位发热量/ kJ·kg ⁻¹
	收到基碳	收到基氢	收到基氧	收到基氮	收到基硫	空气干燥基灰分	收到基水分	干燥无灰基挥发分	
设计煤质	50.60	2.72	7.42	0.61	0.82	18.86	21.25	38.75	18 634
实际煤质	44.6	2.27	10.02	0.26	0.63	17.86	26.3	30.69	16 235

为分析末级再热器的管壁温度状况,沿烟道宽度方向每隔 3 片屏设置一个壁温测点,均布置在最外圈管出口。在锅炉 100% THA 负荷下,末级再热器壁温值如图 2 所示。

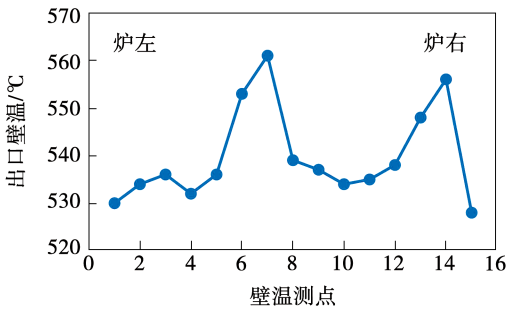


图 2 锅炉 THA 负荷下末级再热器出口壁温
Fig.2 Outlet wall temperature of final-stage reheater under THA load of the boiler

此时,再热器出口左右侧蒸汽温度分别为 540 和 539℃,再热器的减温水量为 73 t/h。末级再热器管间存在明显的热偏差,烟道中间和右侧管壁出口温度峰值比报警上限 550℃超 6~12℃,严重影响机组运行安全。实际运行中,为防止个别管壁超温,不得不将再热蒸汽温度降低到 530℃,且再热器减温水量较大,机组经济性受到很大影响。

由于末级再热器出口壁温测点在炉膛外部,因此所测温度值反映了管内蒸汽的温度。针对图 2 中烟道中间和右侧末级再热器出口管壁的超温现象分析发现,烟道中间的烟气来源于炉膛中部,温度本身较高,因此烟道中间部位受热面热负荷较高,易导致管壁超温;对于四角逆时针切圆燃烧的锅炉,炉膛出口容易出现烟气残余旋转,导致烟道右侧烟速、烟温

高于左侧,从而引起烟道右侧受热面热负荷升高,出现右侧管壁超温现象。对本锅炉末级再热器上游的屏式再热器出口壁温进行测试发现,与末级再热器壁温超温点所在部位对应的上游屏式再热器管的出口管壁温度,也高于屏式再热器出口管壁的平均温度,并且通过后屏过热器出口的烟温测点发现炉膛左右两侧的烟温存在偏差,额定负荷下右侧烟温比左侧烟温约高 60℃。由此可推测,导致末级再热器右侧管壁超温的原因可能是烟气偏流,即烟道右侧的烟气流量和温度偏高。

该厂锅炉再热器减温水量较大的问题自机组投运以来长期存在。为降低炉膛火焰中心,机组运行人员在日常运行中尝试采用燃烧器下摆、降低煤粉细度等方式,但再热器减温水量依然较高。根据表 2,机组目前实际燃用煤质与设计煤种相比水分较大、挥发分较低,因此燃烧时火焰中心上移,炉膛出口温度升高。

初步判定该机组一方面存在炉膛出口烟气偏流问题,另一方面存在炉膛火焰中心较高、再热器吸热量过大的问题。为此,调整燃尽风和二次风的配风方案,并进行测试,以降低再热器的壁温偏差、减少再热器减温水量。同时,通过热力计算指出该锅炉再热器受热面存在结构性缺陷,给出了受热面优化布置方案。

2 配风调整试验

2.1 燃尽风调整试验分析

对四角切圆燃烧锅炉,炉膛出口的烟气残余旋转是导致烟气偏流的主要原因。运行中,通过燃尽风反切的方式对烟气进行消旋,但炉膛出口依然存

在烟温、流量的偏差。为进一步消除烟气偏差,对燃尽风进行单控操作,改变锅炉四角的燃尽风量配比。测试负荷为锅炉额定负荷,燃尽风门开度如表 3 所示。四角燃尽风的序号与炉膛位置的对应关系如图 3 所示。末级再热器出口壁温结果如图 4 所示。

表 3 燃尽风调整试验工况参数

Tab.3 Adjustment test condition parameters of SOFA air

工况	燃尽风门开度/%			
	1 号	2 号	3 号	4 号
1	100	100	100	100
2	50	50	100	100
3	100	100	50	50

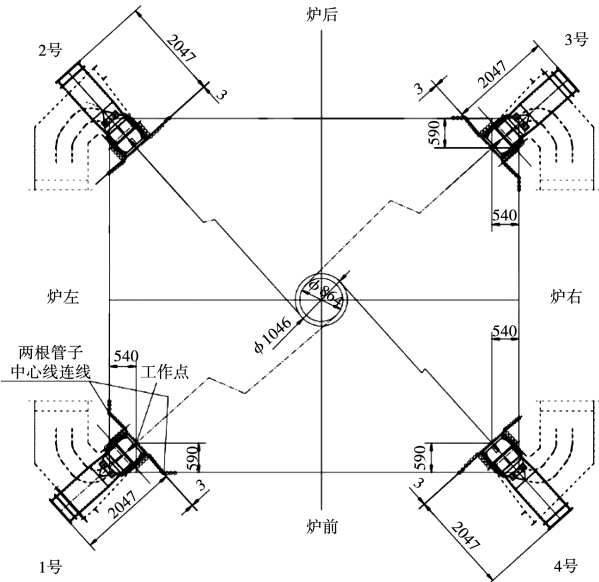


图 3 锅炉燃烧器编号与位置对应关系 (mm)

Fig.3 Corresponding relation between serial number and position of boiler burner(mm)

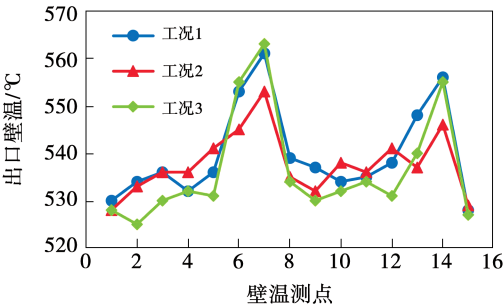


图 4 不同工况下的末级再热器出口壁温

Fig.4 Outlet wall temperature of final-stage reheater under different conditions

如图 4 所示,与工况 1 相比,工况 3 对降低末级

再热器壁温偏差几乎没有作用,反而增加了不同管间的壁温偏差;而工况 2 对再热器出口壁温偏差有比较明显的降低效果,壁温峰值下降 8~10℃,虽然在工况 2 下烟道中间的管道出口仍存在微弱超温,但整体壁温分布更加均匀。分析原因,可能是工况 2 下炉膛右侧的燃尽风量增加,燃尽风对炉内烟气的稀释作用导致锅炉右侧烟气温度上升减慢;相反炉膛左侧燃尽风量小,烟气温度上升较多,导致左侧再热器受热面换热能力上升。对后屏过热器出口烟气温度的测量表明,工况 2 下炉膛左右侧温差约为 35℃,小于工况 1 (60℃),而工况 3 烟道左右侧烟温差约 75℃,比工况 1 大。可见,工况 2 下炉膛出口的烟温分布更加均匀,受热面热偏差减小。

2.2 二次风调整数值模拟与试验分析

2.2.1 数值模拟

针对该锅炉减温水量较大的问题,在该机组采取停运上层燃烧器、燃烧器喷口下摆等措施的基础上,通过调整二次风配风方式的方法加以优化。由于二次风对炉膛流场影响较大,在二次风调整试验前,首先通过数值模拟分析不同二次风配风方式下炉膛燃烧状况。

采用 FLUENT 软件进行炉膛数值模拟,构建锅炉的全尺寸三维模型并进行网格划分和网格质量检验优化。使用“分段建模,无差过渡”的方法将炉体分为 5 个部分,从下到上依次为冷灰斗、下层过渡区、燃烧器区域、上层过渡区和炉膛出口区域。利用 Gambit 软件对炉体结构划分网格,由于燃烧区域的对称性,采用 Cooper 法划分为结构化网格,并对喷口截面进行加密。炉膛整体模型与网格划分如图 5 所示,网格数量为 268 万。

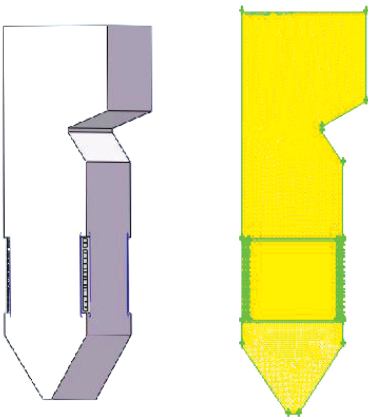


图 5 炉膛整体模型与网格划分

Fig.5 Furnace model and mesh division

对 100% THA 负荷工况、不同二次风配风方式的炉膛燃烧进行了数值模拟分析,具体配风方式如表 4 所示。采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型,烟气、灰粒等与壁面间采用 P-1 辐射模型。模拟所用煤质为表 2 中的实际煤质。一、二次风以及燃尽风总风量比例采用锅炉设计值。在二次风均等、束腰、正塔 3 种配风方式下炉膛中心纵截面温度场分布模拟结果如图 6 所示。

表 4 二次风配风方式与风门开度对应关系
Tab.4 Corresponding relation between secondary air distribution mode and damper opening

二次风层数	风门开度/%		
	均等	束腰	正塔
9	50	70	30
8	50	70	30
7	50	40	50
6	50	30	50
5	50	40	50
4	50	70	70
3	50	70	70
2	50	100	100
1	50	100	100

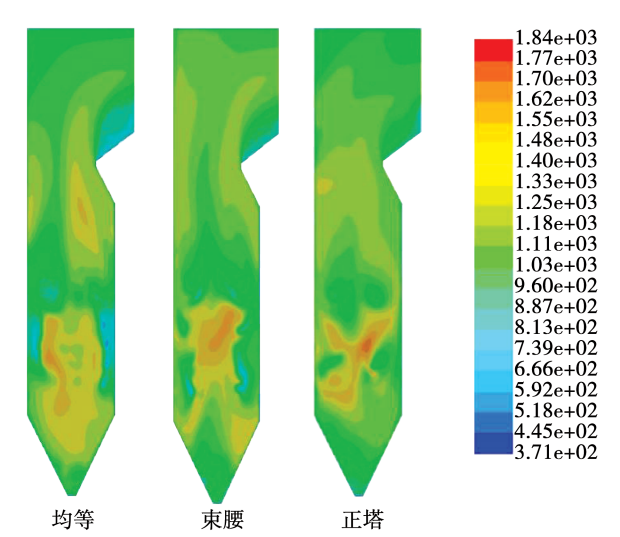


图 6 不同二次风配风方式下的炉膛温度场(℃)
Fig.6 Furnace temperature field under different secondary air distribution modes(℃)

二次风均等配风时,炉膛内部火焰高度延长,在炉膛折焰角下部存在一个高温区,这导致进入炉膛出口的烟气温度较高;二次风束腰配风时,折焰角水

平位置炉膛的烟温分布不均,此处换热变弱,导致折焰角上部后屏区温度区间较高;二次风正塔配风时,折焰角水平位置的温度分布比较均匀,折焰角上部后屏区的温度相对较低。对温度场模拟结果进行统计发现,二次风均等、束腰、正塔 3 种配风方式下屏式再热器入口的烟气平均温度分别为 955,923 和 907 ℃。可见,正塔配风方式下炉膛出口烟气温度最低,对于控制减温水量具有较好的效果。

2.2.2 试验分析

在数值模拟基础上,开展了二次风配风方式调整试验,测试二次风均等、束腰和正塔配风方式对再热器减温水量的影响。试验在 100% THA 负荷下进行,燃烧器下 4 层运行,全部燃烧器下摆到与水平方向呈 27°角位置;燃尽风 1 号/2 号/3 号/4 号风门开度分别调整为 50%/50%/100%/100%。通过调控减温水量控制末级再热器出口两侧汽温均为 540 ℃。对屏式再热器入口、末级过热器出口烟气温度进行监测,记录两侧减温水量和末级再热器出口管壁温度,结果如表 5 和图 7 所示。

表 5 不同二次风配风方式下的烟温和减温水量
Tab.5 Smoke temperature and desuperheating water flow under different secondary air distribution modes

参 数	二次风配风方式		
	均等	束腰	正塔
屏式再热器入口左/右侧烟温/℃	961/997	940/972	923/955
末级再热器出口左/右侧烟温/℃	789/822	769/796	754/777
再热器减温水流量/t·h ⁻¹	73	67	62
过热器减温水流量/t·h ⁻¹	100	92	86

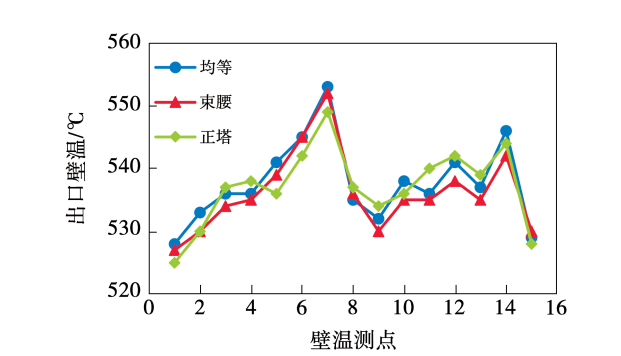


图 7 不同二次风配风方式下末级再热器出口壁温
Fig.7 Outlet wall temperature of final-stage reheater under different secondary air distribution modes

随着二次风配风方式由均等转为束腰和正塔配风,屏式再热器入口烟温下降,正塔配风方式下平均烟温比均等配风下降约 40 ℃,再热器减温水量也出现下降趋势,由均等配风下的 73 t/h 下降到正塔配风下的 62 t/h。这表明,正塔配风方式下炉膛出口烟气温度下降,与图 6 一致。图 7 表明,不同配风方式下末级再热器出口管壁温度变化不大,除烟道中心处出现轻微超限(552 ℃)外,其他管出口温度均在安全范围内。

3 再热器布置合理性分析与改造建议

虽然调整二次风配风方式对再热器减温水量大的问题有一定的改善作用,但该炉 100% THA 负荷时再热减温水量为 62 t/h,占该负荷下再热蒸汽量的 8.45%,导致机组热耗率增加约 1.7%。同时,该炉额定负荷下过热器减温水量达 87 t/h,也远超该负荷下的过热器设计减温水量(约 15 t/h)。

100% THA 负荷下锅炉其他主要运行参数的设计值与运行值对比如表 6 所示。从该锅炉主要受热面工质温升的设计值和运行值的对比可以发现,该机组低温过热器工质温升设计值为 41 ℃,而实际运行值达到 78 ℃,这是导致该锅炉过热器一级减温水量(78 t/h)远大于其设计值(9.6 t/h)的原因。对于再热器系统,辐射式再热器、前屏再热器和末级再热器的工质温度实际运行值分别比设计值高 24,34 和 10 ℃。因此,再热器整体的实际温升比设计值大 68 ℃,这是导致该锅炉再热器入口减温水量大的原因。

表 6 锅炉 100%THA 负荷下主要热力参数的设计值与运行值比较

Tab.6 Comparison of design values and operating values of main thermodynamic parameters of the boiler under 100%THA load

参 数	设计值	运行值
主蒸汽量/t·h ⁻¹	944.5	941.0
再热蒸汽量/t·h ⁻¹	773.5	770.0
过热器一级减温水量/t·h ⁻¹	9.6	78.0
过热器二级减温水量/t·h ⁻¹	4.8	9.0
再热器减温水量/t·h ⁻¹	0	62
低温过热器温升/℃	41	78
屏式过热器温升/℃	102	103
末级过热器温升/℃	32	53
辐射式再热器温升/℃	48	72
前屏再热器温升/℃	105	139
末级再热器温升/℃	69	79

分析表明,该锅炉受热面的实际运行特性与其设计值之间产生了重大偏差,锅炉无法按照设计时的运行参数正常运行,特别是低温过热器和整体再热器系统的吸热量远超设计值,导致再热器、过热器的减温水量增大。

该厂日常运行中采取了运行下层燃烧器、燃烧器最大幅度下摆和降低煤粉细度等措施,均对减温水量大的问题改善不明显。考虑到该厂再热器系统以辐射式再热器为主,并且减温水量较大,因此推测该锅炉再热器受热面布置存在不合理性。为此,对该锅炉的炉膛以及受热面构建了全流程热力计算模型,并基于热力计算提出对该锅炉过热器和再热器系统受热面的改造方案,如表 7 所示。

表 7 锅炉受热面改造方案

Tab.7 Modification scheme of boiler heating surface

受热面	改造前屏数×每屏管数	改造后屏数×每屏管数	改造方案	改造前换热面积/m ²	改造后换热面积/m ²	换热面积相对变化/%
辐射式再热器	1×420	1×340	削减 80 根管	2 251	1 876	-16.0
末级再热器	60×7	60×5	每片屏去掉内圈和外圈管各 1 根	1 995	1 615	-19.1
低温过热器	90×6	90×6	管长削减 29%	10 810	7 675	-29.0
省煤器	100×3	100×3	管长增加 15%	5 285	6 078	+15.0

对再热器系统改造方案为削减辐射式再热器管道 80 根,即削减辐射式再热器面积约 16.0%。同

时,去掉末级再热器每片屏内外圈管各 1 根,共计削减末级再热器管道 120 根,即受热面积减少19.1%。

再热器系统同时削减辐射式受热面和对流式受热面,保证了锅炉再热器的换热特性不发生较大变化。同时,末级再热器管间节距保持不变,只需要采用割管的方式去掉部分受热面管。

对于过热器系统,主要是通过减少蛇形管管长的方法削减低温过热器 29% 的受热面面积。方案如图 8(a) 所示,削减低温过热器下部 29% 的管长。

对于过热器和再热器系统,受热面的减少必然导致锅炉换热下降,排烟温度上升。为此,增加省煤器约 15% 的换热面积,以充分吸收烟气余热,保证排烟温度不发生较大变化,防止锅炉热效率降低。省煤器改造通过增加管长的方式实现,方案如图 8(b) 所示。利用省煤器受热面主体到省煤器入口联箱间的空间,增加蛇形管长度,增加管道的管径、材质等与原受热面相同。

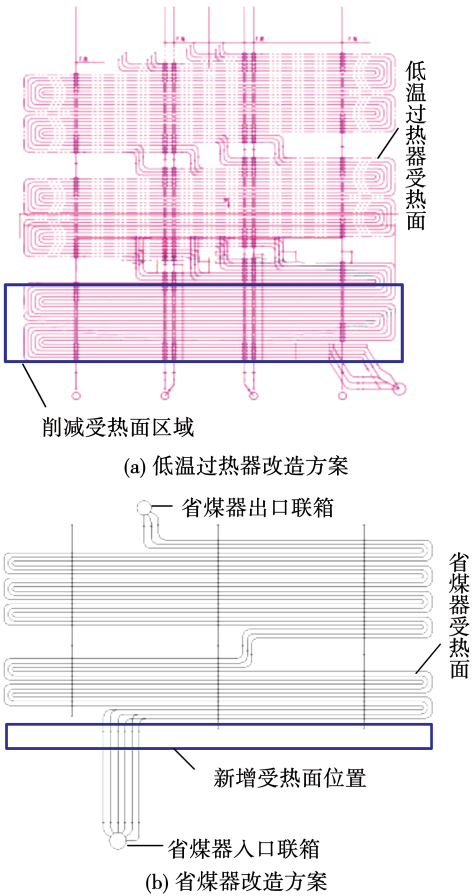


图 8 低温过热器和省煤器改造方案

Fig. 8 Modification scheme of the low temperature superheater and economizer

改造后,对锅炉进行了 50% THA、75% THA 和 100% THA 负荷下的校核热力计算,结果如表 8 所

示。不同负荷锅炉再热器不需要喷减温水,通过锅炉燃烧器的上下摆动,能够满足再热器温度控制的需求。过热器在 100% THA、75% THA 和 50% THA 3 个负荷下的减温水量分别为 25、36 和 17 t/h,均处于合理范围内。不同负荷下,改造后锅炉排烟温度计算值比改造前高 2 ~ 4 ℃,锅炉热效率变化不足 0.3%,影响较小。

热力计算表明,在增加省煤器受热面后,省煤器出口工质温度比相同负荷下改造前升高约 10 ~ 13 ℃,这将导致水冷壁起沸点提前,锅炉蒸发量升高,可能威胁锅炉安全运行。改造后实际运行中,若相关问题严重影响锅炉安全,通过在炉膛增加可调卫燃带隔热板,以遮挡部分水冷壁的方式加以解决^[14-15]。

表 8 改造前后锅炉主要参数对比
Tab. 8 Comparison of main parameters of boilers before and after modification

负荷/%	再热减温水 量/t · h ⁻¹		过热减温水总 量/t · h ⁻¹		排烟温度/℃	
	改造前	改造后	改造前	改造后	改造前	改造后
100	62	0	87	25	126	128
75	54	0	59	36	112	115
50	40	0	45	17	105	109

4 结 论

针对某 1 025 t/h 锅炉进行了再热器超温、减温水量大等问题的处理研究,通过现场试验、数值模拟、热力计算等方式,分析超温和减温水量大的原因,提出燃烧调整和受热面改造方案,结论为:

- (1) 该锅炉末级再热器出口管壁温度存在偏差以及超温的原因在于炉膛出口的烟温偏差,通过将燃尽风由四角均匀配风调整为左侧风门开度 50%、右侧风门开度 100%,降低了炉膛出口左右两侧的烟温偏差,进而减小了再热器出口的壁温偏差。
- (2) 锅炉再热器、过热器减温水量大的原因:一是炉膛火焰中心偏高,二是受热面布置不合理。通过二次风优化调整来解决,当二次风正塔配风时,炉膛出口温度比二次风均等和束腰配风时有所降低,有利于降低减温水量。
- (3) 二次风配风优化等燃烧调整方式难以从根本上解决减温水量大的问题,提出减少再热器、过热器受热面,增加省煤器受热面的改造方案,热力计算

表明所提方案在不同负荷下均能满足锅炉运行要求。

参考文献:

[1] 王小华,王煜伟,赵 鹏,等. 燃烧器摆角同步性对切圆锅炉再热汽温和壁温偏差的影响研究[J]. 热能动力工程,2021,36(2):73-79.
WANG Xiao-hua, WANG Yu-wei, ZHAO Peng, et al. Study on the influence of burner swing angle synchronicity on the wall temperature deviation of reheat steam in tangentially fired boiler[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(2): 73-79.

[2] 王 帅,吴 新,路 昆,等. 1 000 MW 超超临界锅炉低温过热器爆管原因分析[J]. 化工进展,2019,38(6): 2633-2640.
WANG Shuai, WU Xin, LU Kun, et al. Invalidation analysis of low-temperature superheater for a 1 000 MW ultra-supercritical boiler [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2019, 38(6): 2633-2640.

[3] 宁新宇,刘忠轩,孙拴柱,等. 1 000 MW 超超临界塔式锅炉过热器、再热器管壁壁温超温分析与试验研究[J]. 锅炉技术, 2019,50(4): 29-33.
NING Xin-yu, LIU Zhong-xuan, SUN Shuan-zhu, et al. Analysis and experimental research on overtemperature of superheat and reheat wall for a 1 000 MW tower type ultra-supercritical boiler[J]. Boiler Technology, 2019, 50(4): 29-33.

[4] 王小华,俞胜捷,张文祥,等. 660 MW 塔式燃煤锅炉高温再热器管壁超温诊断及运行优化[J]. 热能动力工程,2020,35(7): 102-108.
WANG Xiao-hua, YU Sheng-jie, ZHANG Wen-xiang, et al. Over-temperature diagnosis and operation optimization of high temperature reheater tube wall of 660 MW tower coal-fired boiler[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(7): 102-108.

[5] 王 洋,汪华剑,周虹光,等. 超超临界锅炉水冷壁温度测试方法与应用研究[J]. 中国电力,2019,52(1): 166-173.
WANG Yang, WANG Hua-jian, ZHOU Hong-guang, et al. Study on testing method and application of water wall tube temperature for ultra-supercritical boiler [J]. Electric Power, 2019, 52(1): 166-173.

[6] 邓 武,李志勇,陈良军. 660 MW 直流锅炉机组再热器出口温度偏差大及超温的应对探讨[C]//南昌: 2018 年江西省电机工程学会年会.
DENG Wu, LI Zhi-yong, CHEN Liang-jun. Discussion on the large temperature deviation and overtemperature of reheater outlet of 660 MW DC boiler unit [C]//Nanchang: 2018 Jiangxi Electrical Engineering Society Annual Meeting.

[7] 吴乃新,王 刚,吴明州,等. 燃尽风水平偏转对切圆燃烧锅炉再热器烟气侧偏差的影响分析[J]. 锅炉技术,2016,47(3): 45-52.
WU Nai-xin, WANG Gang, WU Ming-zhou, et al. Analysis of the

effect of burnout air nozzles deflection on flow and thermal deviation of flue gas at the entrance of reheater in tangential firing boilers[J]. Boiler Technology, 2016, 47(3): 45-52.

[8] 赵小峰,沈跃良. 锅炉再热器管壁超温问题分析及其对策[J]. 广东电力,2004,17(4): 82-85.
ZHAO Xiao-feng, SHEN Yue-liang. Analysis and solution to overheating of boiler final reheater tubes[J]. Guangdong Electric Power, 2004, 17(4): 82-85.

[9] 李 晗,范卫东,刘亚成. 大型电站锅炉再热器热偏差热力计算分析[J]. 锅炉技术,2017,48(2): 10-15.
LI Han, FAN Wei-dong, LIU Ya-cheng. Thermal calculation analysis of thermal deviation of reheater in large capacity utility boiler [J]. Boiler Technology, 2017, 48(2): 10-15.

[10] 贾 里,肖发齐,蔡新春,等. 300 MW 和 600 MW 机组煤粉锅炉再热器改造[J]. 热力发电,2016,45(1): 126-131.
JIA Li, XIAO Fa-qi, CAI Xin-chun, et al. Retrofitting of reheaters in 300 MW and 600 MW unit pulverized coal boilers[J]. Thermal Power Generation, 2016, 45(1): 126-131.

[11] 李德立,王恩禄,诸育枫,等. 切圆燃烧 II 型布置燃煤锅炉高温对流过热器与再热器热偏差分析与布置优化[J]. 锅炉技术, 2019,50(5): 1-6.
LI De-li, WANG En-lu, CHU Yu-feng, et al. Thermal deviation analysis and arrangement optimization of high temperature convection super-heater and re-heater for tangential combustion and II arrangement coal-fired boiler [J]. Boiler Technology, 2019, 50(5): 1-6.

[12] 王慧青,杨 涛,赵永坚,等. 进口 350 MW 机组锅炉燃烧器改造后过热器超温及炉膛结渣问题的试验研究[J]. 锅炉技术, 2018,49(2): 70-74.
WANG Hui-qing, YANG Tao, ZHAO Yong-jian, et al. The test research of superheater overheating and furnace slagging after boiler burner retrofitting in an imported 350 MW unit [J]. Boiler Technology, 2018, 49(2): 70-74.

[13] 赵 华,茅建波,孙迪辉. 300 MW 机组锅炉尾部受热面的改造[J]. 浙江电力,2017,36(6): 55-58.
ZHAO Hua, MAO Jian-bo, SUN Di-hui. Retrofit of tail-heating surface of 300 MW boilers[J]. Zhejiang Electric Power, 2017, 36(6): 55-58.

[14] 马东森,王得学,陈朝松,等. HG1025-PM7 锅炉再热器超温分析及处理[J]. 动力工程,2003,23(5): 2638-2642.
MA Dong-sen, WANG De-xue, CHEN Chao-song, et al. Analysis and disposal of reheater overheating in HG1025-PM7 boiler [J]. Power Engineering, 2003, 23(5): 2638-2642.

[15] 陈冬林,程 虎,胡章茂,等. 可调卫燃带隔热板的炉内高温环境下工作可靠性的数值模拟[J]. 中国电机工程学报, 2022,42(7): 2606-2615.
CHEN Dong-lin, CHENG Hu, HU Zhang-mao, et al. Numerical simulation on working reliability of adjustable flame-retardant furnace with heat insulation board in high temperature environment [J]. Proceedings of the CSEE, 2022, 42(7): 2606-2615.