

燃煤机组空预器低温腐蚀解决方案浅析

谭灿燊, 吴阿峰

(中国能源建设集团广东省电力设计研究院有限公司, 广州 510663)

摘要: [目的] 空预器低温腐蚀危及电厂锅炉的运行安全, 需要对解决燃煤机组空预器低温腐蚀的不同方案的技术特点进行分析比较。[方法] 分析了空预器的低温腐蚀解决方案。通过技术分析、能耗分析对提高空预器冷端空气温度暖风器方案和热风再循环方案进行了技术探讨。[结果] 暖风器方案和热风再循环方案在解决空预器的低温腐蚀问题上各有其技术特点, 暖风器方案虽然设备初投资比较大, 但其系统特点具有明显的优势。[结论] 对于空预器的低温腐蚀问题, 暖风器方案的适用性更广。

关键词: 冷端温度; 热风再循环; 暖风器; 技术分析

中图分类号: TM611; X773

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2018)03-0056-05

Brief Analysis on Low-temperature Corrosion Solution About Air Preheater of Coal-fired Units

TAN Canshen, WU Afeng

(China Energy Engineering Group Guangdong Electric Power Design Institute Co., Ltd., Guangzhou 510663, China)

Abstract: [Introduction] The low-temperature corrosion of the air preheater endangers the safety operation of the boiler in the power plant. It is necessary to analyze and compare the technical characteristics of different solutions of the low temperature corrosion about the air preheater in the coal-fired units. [Method] The article focused on the low-temperature corrosion solution about air preheater. Two solutions which were steam-air heater system and hot air recirculation system were used to increase the cold end air temperature of air preheater by technical analysis and energy consumption analysis. [Result] Steam-air heater system and hot air recirculation system have advantages. Although the initial investment of the steam-air heater system is relatively large, its system features have obvious advantages. [Conclusion] The application of the steam-air heater system is more extensive for the low temperature corrosion problem of air preheater.

Key words: cold end temperature; hot air recirculation; steam-air heater; technical analysis

烟气进入低温受热面后, 由于烟气温度降低或接触到温度较低的受热面, 水蒸气会发生凝结现象^[1]。水蒸气发生凝结时的温度称为水露点, 由于水蒸气在烟气中占有的分压力比较小, 对应的水露点也就比较小, 只有 40~45℃。烟气中的 SO₂ 和 O₂ 反应生成的 SO₃ 与水蒸气结合产生 H₂SO₄, 烟气中的 H₂SO₄ 蒸汽开始凝结的温度称为酸露点,

H₂SO₄ 蒸汽的含量越高, 酸露点越高, 可以达到 140~160℃, 甚至更高, H₂SO₄ 蒸汽凝结产生的 H₂SO₄ 会对金属玷污和腐蚀, 也就是我们所说的低温腐蚀^[2]。

由上面分析知道: 产生低温腐蚀有两个要素, 一是烟气中有 H₂SO₄ 蒸汽, 二是受热面壁温低。由于烟气中的 H₂SO₄ 蒸汽基本上取决于燃烧的煤种(燃烧一定的情况下), 所以我们只能从提高受热面的壁温着手。

在锅炉设计和运行过程中, 排烟温度影响锅炉效率和安全运行, 排烟温度提高, 排烟损失增大, 有资料显示, 排烟温度提高 15~20℃, 锅炉的热

效率大约降低 1%。排烟温度降低(低于烟气酸露点), 会引起受热面金属的腐蚀, 危及锅炉的安全运行, 同时也会增加工程造价。因此, 排烟温度一定的情况下, 提高空气预热器冷端空气温度是解决问题的关键。

1 空气预热器低温腐蚀解决方案

《火力发电设备技术手册》(锅炉篇)中定义: 空气预热器出口烟气温度(未修正)与入口空气温度之和等于空气预热器冷端综合温度^[3]。哈尔滨锅炉厂、东方锅炉厂以及豪顿华工程有限公司等厂家制造的空气预热器均有相同的定义, 将未修正的出口烟气温度和入口空气温度的算术平均值称为“综合冷端平均温度”, 并给出其与煤种折算硫分的对应关系。最低冷端平均温度对应于燃用煤种硫分下的温度对应值, 在运行过程中需要控制冷端平均温度不低于该值, 以保证空气预热器运行安全。目前电厂锅炉系统设计中控制冷端平均温度的主要措施为

设置暖风器系统和热风再循环系统两种。

1.1 暖风器系统(方案一)

采用暖风器使冷风温度达到锅炉空预器进风温度要求后再进入空预器。暖风器有蒸汽加热器、燃油燃烧器、电加热器几种形式, 蒸汽加热器是最常用的方式, 系统简图如图 1 所示, 下称方案一。

1.2 热风再循环系统(方案二)

从空气预热器出口引出部分热空气, 汇入风机入口, 与冷空气混合, 使混合后的空气温度达到锅炉空预器的进风温度要求后再进入空预器, 系统简图如图 2 所示, 下称方案二。

2 技术分析

结合图 1、图 2 对采用方案一(暖风器系统)和方案二(热风再循环系统)进行技术分析如下。

2.1 方案一(暖风器系统)

暖风器热平衡:

$$m_{k0}(h_{k1} - h_{kc}) = \eta_s m_s (h_0 - h_s) \quad (1)$$

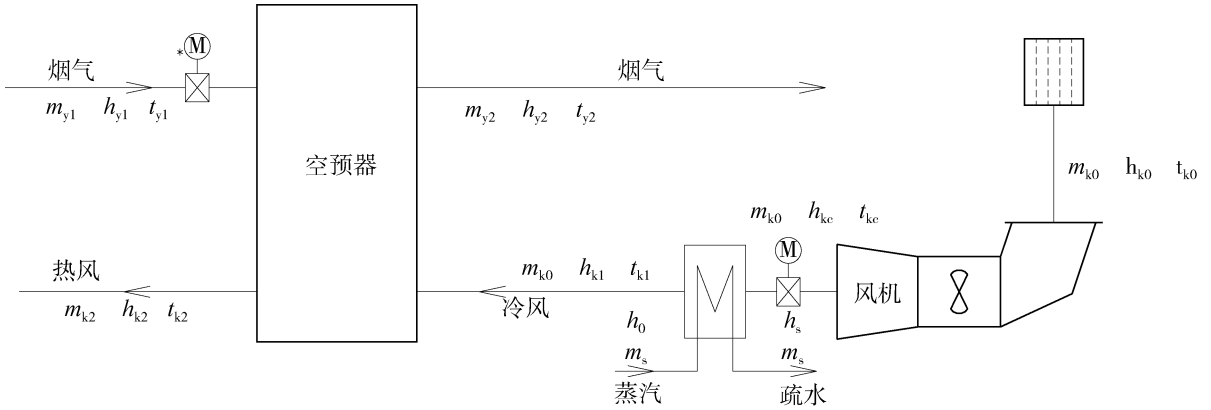


图 1 采用暖风器预热空预器入口冷风的系统简图(方案一)

Fig. 1 Flow system drawing about steam-air heater system (scheme 1)

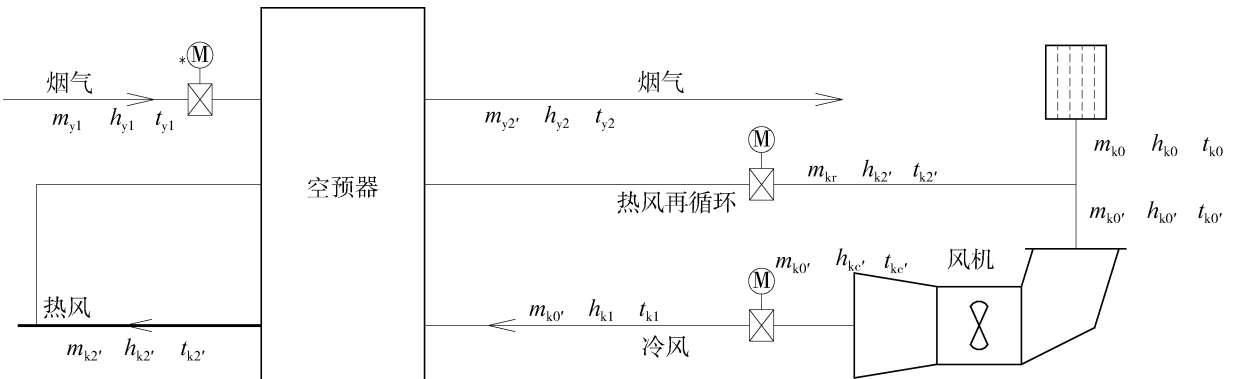


图 2 采用热风再循环预热空预器冷风的系统简图(方案二)

Fig. 2 Flow system drawing about hot air recirculation system (scheme 2)

空预器漏风系数:

$$\Delta\alpha = \frac{m_{k_0} - m_{k_2}}{m_{y_1}} \quad (2)$$

$$m_{y_2} - m_{y_1} = \Delta\alpha \times m_{y_1} \quad (3)$$

风机能量平衡:

$$m_{k_0} h_{k_0} + W_1 = m_{k_0} h_{k_c} \quad (4)$$

$$W_1 = W_0 \times \left(1 + \frac{\Delta P}{P_0}\right) = m_{k_0} (h_{k_c} - h_{k_0}) \quad (5)$$

空预器热平衡:

$$\begin{aligned} \varphi [m_{y_1} (h_{y_2} - h_{y_1}) + \Delta\alpha \times m_{k_0} \times h_{lf1}] \\ = m_{k_0} \left(1 - \frac{\Delta\alpha}{2}\right) (h_{k_2} - h_{k_1}) \end{aligned} \quad (6)$$

推导得出:

$$\begin{aligned} m_s &= \frac{m_{k_0} (h_{k_1} - h_{k_c})}{\eta_s (h_0 - h_s)} \\ &= \frac{m_{k_0} (h_{k_1} - h_{k_0}) - W_0 \times \left(1 + \frac{\Delta P}{P_0}\right)}{\eta_s (h_0 - h_s)} \end{aligned} \quad (7)$$

式中: m 、 h 、 t 为质量流量、比焓及温度, 对应于图 1、图 2; η_s 为暖风器换热效率; φ 为空预器保热系数; h_{lf} 为空气预热器漏风焓, 取空预器进出口空气平均温度计算; W_0 、 P_0 为风机基准运行功率和全压升(无暖风器和热风再循环时); W_1 、 W_2 为装设暖风器或热风再循环后风机运行功率; ΔP 为暖风器风侧阻力; β 为热风再循环系数。

将 W_0 、环境温度 t_{k_0} 下对应的空气焓 h_{k_0} 、锅炉要求的进风温度 t_{k_1} 下对应的冷空气焓 h_{k_1} 、空预器进风量 m_{k_0} 及加热蒸汽参数代入式(7)即可计算出加热蒸汽用量, 并进行暖风器设计^[4]。

2.2 方案二(热风再循环系统)

热风再循环热平衡:

$$m_{k_0'} h_{k_0'} = m_{k_0} h_{k_0} + m_{kr} h_{k_2'} \quad (8)$$

空预器漏风系数:

$$\Delta\alpha = \frac{m_{k_0'} - m_{k_2'}}{m_{y_2}} \quad (9)$$

$$m_{y_2'} - m_{y_2} = \Delta\alpha \times m_{y_2} \quad (10)$$

风机能量平衡:

$$m_{k_0'} h_{k_0'} + W_2 = m_{k_0'} h_{k_1} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} W_2 &= W_0 \times \left(1 + \frac{\Delta q}{q}\right) \\ &= W_0 \times \left(1 + \frac{m_{kr}}{m_{k_0}}\right) \times \frac{273 + t_{k_0'}}{273 + t_{k_0}} \end{aligned}$$

$$= W_0 \times \frac{1}{1 - \beta} \times \frac{273 + t_{k_0'}}{273 + t_{k_0}} \quad (12)$$

故:

$$W_0 \times \frac{1}{1 - \beta} \times \frac{273 + t_{k_0'}}{273 + t_{k_0}} = \frac{m_{k_0}}{1 - \beta} (h_{k_1} - h_{k_0'})$$

空预器热平衡:

$$\begin{aligned} \varphi [m_{y_1} (h_{y_2} - h_{y_1}) + \Delta\alpha \times m_{k_0'} \times h_{lf2}] \\ = m_{k_0'} \left(1 - \frac{\Delta\alpha}{2}\right) (h_{k_2'} - h_{k_1}) \end{aligned}$$

即:

$$\varphi m_{y_2} (h_{y_2} - h_{y_1}) = \frac{m_{k_0}}{1 - \beta} \left(1 - \frac{\Delta\alpha}{2}\right) (h_{k_2'} - h_{k_1}) -$$

$$\varphi \Delta\alpha \times \frac{m_{k_0}}{1 - \beta} \times h_{lf2}$$

结合前面的公式进行推导, 可以得到式(13):

$$\begin{aligned} \varphi m_{y_1} (h_{y_2} - h_{y_1}) \beta^2 - [\varphi m_{y_2} (h_{y_2} - h_{y_1}) + m_{k_0} \left(1 - \frac{\Delta\alpha}{2}\right) \\ (h_{k_1} - h_{k_0}) + \varphi \Delta\alpha m_{k_0} h_{lf2}] \beta + m_{k_0} \left(1 - \frac{\Delta\alpha}{2}\right) (h_{k_1} - h_{k_0}) - \\ \left(1 - \frac{\Delta\alpha}{2}\right) W_0 \frac{273 + t_{k_0'}}{273 + t_{k_0}} = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

式中: 除 β 外, 尚有 h_{lf2} 和 $t_{k_0'}$ 为未知数, 前者与 $T_{k_2'}$ 和 T_{k_1} 有关, 后者与 β 有关, 通过迭代求解, 即可求出 β , 从而进行热风再循环系统设计。

2.3 方案技术对比

结合式(1)~式(13)对解决空气预热器低温腐蚀的两个方案进行技术对比, 如表 1 所示。

3 能耗分析

在进行能耗分析前, 先定义基准方案, 即在一定环境温度下, 既不设置暖风器又不设置热风再循环的方案。下述分析均基于基准方案进行。

采用方案一(暖风器)耗用蒸汽, 在主蒸汽流量不变的情况下, 降低主汽轮机出力, 同时也降低锅炉煤耗。另外, 因为暖风器阻力增加会使得风机功耗有所增加。从辅助蒸汽的利用角度, 采用这一方式, 可以提高辅助蒸汽的能量利用程度(辅汽的疏水焓 H_s 远远低于主汽轮机的排汽焓 H_p), 故整个系统的能量损失更小, 经济效益较好。对暖风器用汽量 m_s 进行能量转换分析, 如图 3 所示。

以某百万工程为例, 增设暖风器后, 风机电耗增加 212 kW, 同时, 耗用蒸汽量 24 t/h, $H_p = 2337.1$ kJ/kg, $H_s = 790.3$ kJ/kg, 忽略其他损失,

表 1 方案一(暖风器)与方案二(热风再循环)技术对比

Tab. 1 Technical comparison between steam-air heater system (scheme 1) and hot air recirculation system (scheme 2)

项目	方案一(暖风器系统)	方案二(热风再循环系统)	备注
系统初投资	需要增加暖风器本体、蒸汽管道、疏水管道等, 系统相对复杂, 初投资较高。	需要增加热风再循环风道、热风挡板门等, 系统简单, 初投资较低。	单台 300 MW 机组, 采用方案一系统投资可能增加 20 万元左右。
系统设计	系统设计简单, 只需要核算好蒸汽量和暖风器面积即可。	管径选择相对复杂, 需要兼顾换热和风道进出口差压, 锅炉负荷及环境工况等因素, 无法同时满足各个工况下的加热要求。	—
风温调节性能	采用辅助蒸汽加热, 可以满足机组在低负荷、启动过程等各工况下空气预热器进风温度的要求。	受锅炉空气预热器传热能力的限制, 在锅炉低负荷运行或启动工况下, 难以满足加热风量和风温要求。	方案一的风温调节范围较宽, 优于方案二。
风机功耗	由于一般不设置暖风器旁路, 故当系统投运或停运时, 均会使得风道阻力增大, 增大风机功耗, 增大值为: $W_1 = W_0 \times \frac{\Delta P}{P_0}$ 。	系统投运时, 风机入口风量增加, 轴功率相应提高; 系统停运时, 可以关闭热风再循环挡板门, 以降低风机轴功率。但由于挡板门漏风, 并且风机运行工况风量较设计值偏低, 可能降低风机效率, 故风机轴功率降低有限。	系统投运时, 采用方案二风机功耗较大, 经济性较差; 系统停运时, 方案二对应的能耗较低。
系统运行可靠性	由于设计制造方面存在问题, 使得部分暖风器在电厂运行中存在堵灰、泄漏、水击等问题 ^[5-7] 。	(1) 热风门漏风率较高。当外界空气温度较高, 不需要热风再循环时, 漏风使得空气预热器进风温度更高, 锅炉排烟温度相应升高, 锅炉热效率降低; (2) 由于热风带灰, 会使得风机磨损加剧。	用户只要对暖风器的设计制造引起足够重视, 即可满足系统可靠运行要求。
系统可调性	采用辅助蒸汽加热, 蒸汽参数稳定, 只需要根据环境和风量条件调整加热蒸汽量即可, 调节性能好。	系统设计困难, 热风门口径较大, 并且风温受限于锅炉负荷, 所以系统可调性相对较差。	—

带来的能耗节约为 10.312 MW, 经济性较好, 优于基准方案。

采用方案二(热风再循环)由于风机入口风量增加, 并且当风道、空预器的尺寸不加大(加大, 则初投资增加)的情况下, 沿程阻力也会增加, 故风机运行功耗增加。该方案采用锅炉尾部热量加热方式, 由式(8)~式(13)可以看出, 在锅炉排烟温度保持不变的情况下, 空预器的吸热能力基本不变, 进入锅炉的热量也保持不变, 由此锅炉的耗煤量与基准方案基本相当。考虑到本方案会增加风机功耗, 故其经济性劣于基准方案, 并且环境温度越

低, 经济性越差。

4 结论

方案一(暖风器系统)和方案二(热风再循环系统)都具有提高锅炉空气预热器冷端进风温度, 防止锅炉低温腐蚀的功能^[8-10]。

暖风器系统虽然设备初投资比较大, 但在以下方面具有明显的优势: (1) 以低位能的低压蒸汽为热源, 降低了冷源损失, 对应机组的供电煤耗较低, 考虑投资后的年费用也较低; (2) 风温调节范围广, 能满足冬季最低气温工况、锅炉低负荷等工

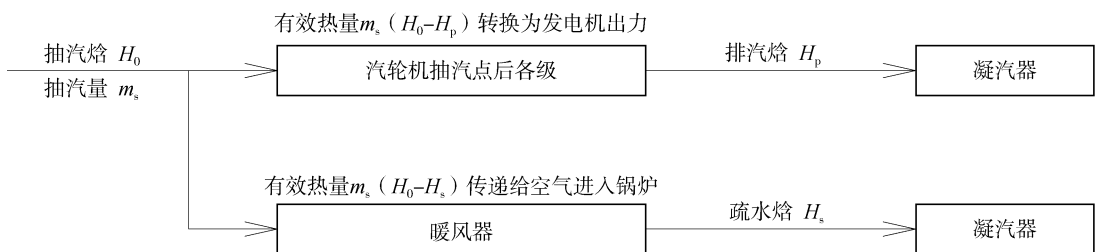


图 3 暖风器能量转换分析

Fig. 3 Analysis of energy conversion of steam-air heater

况进风温度的要求；(3)风温可调性好，可根据环境温度及时调整冷风温度。该系统更适用于年冷端平均壁温低于推荐值的天数较多或环境温度较低的工程。

受加热方式的限制，热风再循环对于提高进入冷风温度的作用有限，其采用一般需要满足如下条件：(1)燃料含硫量较低；(2)环境平均温度较高；(3)要求冷风温度提高不多，锅炉排烟温度较高。

对采暖区暖风器的环境温度宜取冬季采暖温度，加热面积按20%~30%考虑裕量；对非采暖区暖风器的环境温度宜按冬季最冷月平均温度，加热面积按10%~15%考虑裕量，并应校核不利工况及极端最低温度工况下暖风器的温升能力。

选择热风再循环系统宜将循环流量控制在总风量10%以内，以免增大空气预热器和风机的容量，从而增加设备投资和运行费用。

参考文献：

- [1] 谢坚勇. 回转式空气预热器堵灰原因分析及其预防措施[J]. 热力发电, 2007, 36(6): 55-57.
XIE J Y. Cause analysis of ash clogging in regenerative air heater and preventive measures thereof [J]. Thermal Power Generation, 2007, 36(6): 55-57.
- [2] 王春昌. 电站现役锅炉取消暖风器或热风循环装置的可行性分析[J]. 热力发电, 2009, 38(2): 51-53.
WANG C C. Feasibility analysis of abolishing the steam air-heater or hot air circulating facility for oal-fired boilers in power plants [J]. Thermal Power Generation, 2009, 38(2): 51-53.
- [3] 王钟. 锅炉暖风器的选择和冷风温度控制[J]. 东北电力技术, 2002, 23(6): 1-4.
WANG Z. Selection of boiler air heater and its air cooler thermal control [J]. Northeast Electric Power Technology, 2002, 23(6): 1-4.
- [4] 吴元新. 暖风器的功能、结构型式和设计原理[J]. 余热锅炉, 2003(1): 10-11.
WU Y X. The function, structural style and design philosophy of steam air heater [J]. Waste Heat Boiler, 2003(1): 10-11.
- [5] 赵之军. 锅炉暖风器系统存在的问题及解决措施[J]. 发电设备, 2005, 19(2): 94-96.
ZHAO Z J. Problems existing with air preheating systems of boilers and ways of solution [J]. Power Equipment, 2005, 19(2): 94-96.
- [6] 陈卓卫, 孙超凡, 洪喜彬, 等. 300 MW 循环流化床锅炉改烧低灰分褐煤试验研究[J]. 广东电力, 2016, 29(1):

17-21.

CHEN Z W, SUN C F, HONG X B, et al. Experimental research on 300 MW circulating fluidized bed boiler changing to burn low ash content lignite [J]. Guangdong Electric Power, 2016, 29(1): 17-21.

- [7] 殷木贵, 吴智恒, 张华伟, 等. 循环流化床锅炉燃烧过程仿真研究[J]. 广东电力, 2016, 29(1): 8-10.
YIN S G, WU Z H, ZHANG H W, et al. Simulation research on combustion process of circulating fluidized bed boiler [J]. Guangdong Electric Power, 2016, 29(1): 8-10.
- [8] 唐兆芳, 刘俊忠, 李新明, 等. 锅炉暖风器系统与热风再循环系统对比分析[J]. 发电设备, 2004, 18(3): 130-133.
TANG Z F, LIU J Z, LI Z M, et al. Comparison of air heater systems of boilers with hot air recirculating systems [J]. Power Equipment, 2004, 18(3): 130-133.
- [9] 李德波, 沈跃良, 余岳溪, 等. 旋流燃烧煤粉锅炉主要烟气组分及分布规律试验[J]. 广东电力, 2016, 29(3): 1-7.
LI D B, SHEN Y L, YU Y X, et al. Experiments on main flue gas components and distribution regularities for pul-verized coal-fired boiler with swirling combustion [J]. Guangdong Electric Power, 2016, 29(3): 1-7.
- [10] 李德波, 曾庭华, 廖永进, 等. 600 MW 电站锅炉 SCR 脱硝系统全负荷投运改造方案研究与工程实践[J]. 广东电力, 2016, 29(6): 12-17.
LI D B, ZENG T H, LIAO Y J, et al. Research on transformation scheme for full-load operation of SCR denitration system of 600 MW substation boiler and engineering practice [J]. Guangdong Electric Power, 2016, 29(6): 12-17.

作者简介：



TAN C S

谭灿燊(通信作者)

1980-, 男, 广东东莞人, 高级工程师, 硕士, 主要从事热机技术等的设计研究工作 (e-mail) tancanshen @ gedi.com. cn。

吴阿峰

1981-, 女, 山东青岛人, 高级工程师, 硕士, 主要从事电站锅炉技术等的设计研究工作 (e-mail) wuafeng @ gedi.com. cn。

(责任编辑 高春萌)