

干式排渣机锅炉烟风系统设计优化方法

吕 明 李双江

(河北省电力勘测设计研究院 河北 石家庄 050031)

摘 要: 目前, 采用干排渣系统的机组, 在传统的烟风系统设计计算时未计入干排渣系统的过量漏风, 导致实际运行中锅炉效率下降, 送风机选型偏大, 为此提出了烟风系统设计优化方法。在传统烟风系统计算的基础上, 定量地分析了干排渣系统无组织漏风对锅炉效率的影响。通过优化设计方法, 将干排渣系统的无组织漏风计入锅炉烟风系统计算, 指导空预器容量的设计选择, 减少锅炉排烟损失, 保证锅炉效率。同时, 更加合理地确定锅炉送风机的风量, 降低送风机的设备参数, 降低造价, 提高运行经济性。经过实际工程中的应用, 每台机组年节煤 8 800 t, 节约费用 440 万元, 每台机组年节电 797 500 kWh, 节约费用 39. 875 万元。

关 键 词: 干排渣; 锅炉漏风; 节能减排; 空预器; 送风机

中图分类号: TK223 文献标识码: A

符号说明

- Q_1 —空预器空气侧换热量/kW
- Q'_1 —实际运行时空预器空气侧换热量/kW
- Q'_y —实际运行时空预器烟气侧换热量/kW
- Q_y —空预器烟气侧换热量/kW
- Q_r —锅炉以外输入锅炉的热量, 按燃煤低位发热量计/MJ·kg⁻¹
- $Q_{net,a}$ —燃煤低位发热量/MJ·kg⁻¹
- ΔQ —排烟热损失增加值/kW
- D_{k1} —空预器侧一次风质量流量/kg·s⁻¹
- D_{k2} —空预器侧二次风质量流量/kg·s⁻¹
- C_1 —冷一次风平均比热容/kJ·(kg·°C)⁻¹
- C_2 —冷二次风平均比热容/kJ·(kg·°C)⁻¹
- C_y —烟气平均比热容/kJ·(kg·°C)⁻¹
- ΔT_1 —空预器一次风进出口温差/°C
- ΔT_2 —空预器二次风进出口温差/°C
- D_y —空预器烟气质量流量/kg·s⁻¹
- T_{y1} —空预器烟气进口温度/°C
- T_{y0} —空预器烟气出口温度(排烟温度)/°C
- T'_{y0} —实际运行时空预器烟气出口温度/°C
- V'_n —实际空气量/m³·kg⁻¹
- V''_n —理论空气量/m³·kg⁻¹
- V_{XF2} —送风机进口风量/m³·h⁻¹
- Q_x —选型风量/m³·h⁻¹
- α_{GPZ} —干渣系统漏风系数
- ρ —标准状态下空气密度, 1.293 kg/m³

- B_j —锅炉燃煤消耗量/t·h⁻¹
- η_{gl} —锅炉热效率/%
- q_2 —锅炉排烟热损失
- q_3 —可燃气体不完全燃烧热损失
- q_4 —固体不完全热损失
- q_5 —散热损失
- q_6 —其它热损失
- C_{ar} —燃煤收到基碳含量/%
- S_{ar} —燃煤收到基硫含量/%
- H_{ar} —燃煤收到基氢含量/%
- O_{ar} —燃煤收到基氧含量/%
- d —理论空气含湿量/g·kg⁻¹
- α_{XF2} —送风机吸风口过量空气系数
- α_1 —炉膛出口过量空气系数
- α_F —炉膛漏风系数
- α_{PULV} —制粉系统漏风系数
- R_{PA} —一次风率
- α_{AH2} —回转式空预器二次风侧漏风率
- t —进风温度/°C
- K —海拔修正系数
- K_q —流量备用系数
- P' —风机的全风压/Pa
- η —风机的内效率, 取 0.85

引 言

干式排渣机在国内首次使用是在 1999 年, 运行至今, 状况良好。随着国家对环保、综合利用及节能要求的不断提高, 国外先进技术的消化吸收和国内设计、管理水平及设备制造水平的不断发展, 目前其初投资已经接近于常规的湿式刮板捞渣机系统^[1]。

对于干排渣系统的应用, 行业内仍存在分歧, 一部分学者及研究人员认为干排渣系统具有节水、节电、节能、无废水排放等技术优势, 满足节能减排政策要求, 应大力推广使用^[2~5]。另一部分学者及研究人员认为干排渣系统会使锅炉效率降低 0.5 个百分点以上, 增加机组经济损失, 并且易出现积灰、堵塞等问题, 在工程上应用干排渣系统应慎重^[6~8]。

收稿日期: 2012 - 05 - 18; 修订日期: 2012 - 07 - 11

作者简介: 吕 明(1975 -), 男, 辽宁丹东人, 河北省电力勘测设计研究院高级工程师。

根据工程经验,锅炉在实际运行中,运行人员为了保证在所有工况下排渣温度不超过设计值,并满足设备运行安全的要求,冷却风总量基本上都是大于锅炉排渣量所需要的冷却风量,炉膛漏风也相应增加,此部分漏风定义为无组织漏风。无组织漏风如不在设计阶段考虑,其存在将使通过空预器的有组织风减少,造成空气预热器的冷却风不足,造成排烟温度提高,排烟热损失 q_2 增大^[9],必然导致锅炉效率下降。结合国内干式排渣系统的实际运行情况,理论计算表明,干排渣系统的这种无组织漏风的存在降低了实际运行时锅炉约效率0.2~0.5%(实测数据),甚至更多。在辅机选型方面上漏风的增加,导致锅炉送风机的容量相对增大,运行经济性降低。

如在设计阶段将无组织漏风转化为有组织,即事先计入干排渣系统的漏风,优化锅炉烟风系统计算模型,指导空预器及送风机选型,将干排渣系统漏风的影响控制在设计阶段,将极大地克服了干排渣系统对锅炉效率及送风机选型的影响,同时又能发挥干排渣技术的节水降耗的优势,使干排渣技术的应用更符合国家节能减排的政策方针。

1 锅炉烟风系统设计优化分析

锅炉烟风系统设计包括热力计算、阻力计算、空预器、送风机和引风机等设备的选型等,对于采用干排渣系统的机组,通过计入干排渣系统的无组织漏风对烟风系统设计中锅炉热力系统设计及送风机选型进行优化。

1.1 锅炉热力系统设计优化

1.1.1 设计状态

空预器空气侧:

$$Q_1 = D_{k1} C_1 \Delta T_1 + D_{k2} C_2 \Delta T_2$$

空预器烟气侧:

$$Q_y = D_y C_y (T_{yi} - T_{yo})$$

热量平衡:

$$Q_1 = Q_2 = Q$$

Q —空预器换热量 kW。

1.1.2 运行状态

当实际运行时,锅炉入炉总风量不变,为保证设备安全,干排渣系统冷却风比设计量大很多,实际统计数据表明,干排渣系统无组织漏风量可达理论空气量的5%,即漏风系数为0.05,此时空预器空气侧

的二次风量将相对降低。

当干排渣系统的无组织漏风使热二次风流量减少 ΔD 时,

空气侧冷风吸热量为:

$$Q'_1 = D_{k1} C_1 \Delta T_1 + (D_{k2} - \Delta D) C_2 \Delta T_2 < Q_1$$

烟气侧放热量为:

$$Q'_y = D_y C_y (T_{yi} - T'_{yo})$$

与设计状态进行比较

$$Q'_y = Q'_1 < Q_1 = Q_y = D_y C_y (T_{yi} - T_{yo})$$

$$(T_{yi} - T'_{yo}) < (T_{yi} - T_{yo})$$

$$T'_{yo} > T_{yo}$$

从以上计算公式可以看出,空预器烟气进口温度 T_{yi} 无变化时,干排渣系统的无组织漏风增加将导致空预器烟气出口温度 T_{yo} 升高,空预器换热量减少,此部分热量将随烟气排出,增加排烟热损失,损失热量计算公式为:

$$\Delta Q = \Delta D C_2 \Delta T_2$$

$$\Delta D = \alpha_{GZ} \rho V_n B_j / 3.6$$

锅炉效率计算公式为^[10]:

$$\eta_{gl} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)$$

干排渣系统的无组织漏风量增加对 q_3 、 q_4 、 q_5 和 q_6 均没有影响,只影响排烟温度,使 q_2 增加,降低锅炉效率。

锅炉排烟热损失增加值即为锅炉效率的下降值,计算式为:

$$\Delta q_2 = 3.6 \Delta Q / (1000 B_j Q_1)$$

由以上计算过程可以看出,为保证锅炉效率在实际运行时不降低,必须要保证锅炉排烟温度不变,因此在锅炉烟风系统设计时应将干排渣系统的无组织漏风考虑在内,合理选择空预器,核算空预器的换热面积,使二次风出口温度增加,并重新调整锅炉热平衡计算,使机组投运后锅炉能够按照实际状态运行,保证锅炉的设计热效率,使锅炉设计状态与运行状态相符。

1.2 送风机选型优化模型

1.2.1 传统送风机选型计算

理论空气量:

$$V_n^0 = 0.0889 (C_{ar} + 0.375 S_{ar}) + 0.265 H_{ar} - 0.0333 O_{ar}$$

(a) 实际空气量:

$$V_n^0 = V_n^0 (1 + 0.0016d)$$

(b) 送风机进口空气过量系数:

$$\alpha_{XF2} = \frac{(\alpha_1 - \alpha_F - \alpha_{PULV} - \alpha_1 \times R_{PA})}{(1 - \alpha_{AH2})}$$

(c) 送风机进口风量:

$$V_{XF2} = \alpha_{XF2} \cdot B_j \cdot V_n^0 \cdot 10^3 \frac{(273 + t)}{273}$$

(d) 选型风量:

$$Q_x = K \cdot K_q \cdot V_{XF2}$$

(e) 风机所需轴功率 P (kW):

$$P = Q_x \cdot p' / (3600 \cdot 1000 \cdot \eta)$$

1.2.2 送风机选型优化算法

由于传统的送风机选型未考虑干排渣系统无组织漏风,导致送风机选型相对偏大,因此需要对传统计算方法进行修正,将此部分漏风计入选型计算中,修正后的过量空气系数计算式为:

$$\alpha_{XF2} = \frac{(\alpha_1 - \alpha_F - \alpha_{GPZ} - \alpha_{PULV} - \alpha_1 \times R_{PA})}{(1 - \alpha_{AH2})}$$

式中: α_{GPZ} —修正系数。

按照修正后的方法对送风机进行选型,送风机功率将降低为传统选型方法所选风机功率的 95%,有很好的节能效果。

2 工程应用

2.1 基础数据

表 1 设计数据表

Tab.1 Design data table

符号	数据	符号	数据
$Q_{net,ar} / MJ \cdot kg^{-1}$	22.7	P' / Pa	4054
$C_{ar} / \%$	60	K	1.167
$H_{ar} / \%$	3.58	K_q	1.08
$O_{ar} / \%$	8.15	α_1	1.16
$S_{ar} / \%$	0.8	α_F	0.01
$d / g \cdot kg^{-1}$	10	α_{AH2}	0.02
$\rho / kg \cdot m^{-3}$	1.293	α_{PULV}	0
$B_j / t \cdot h^{-1}$	255.5	R_{PA}	0.22
$C_2 / kJ \cdot (kg \cdot K)^{-1}$	1.025	α_{GPZ}	0.05
$t / ^\circ C$	20	—	—

2.2 锅炉热力系统设计优化的应用

某工程超超临界直流锅炉,应用干排渣系统,计算热效率为 94.19%。本工程未应用本方法时,在正式投运后会由于过量干排渣无组织漏风使实际通过空预器的冷风量减少,增加了排烟热损失。

应用本方法将干排渣系统的最大无组织漏风量计入锅炉计算和空预器选型,修正进入空预器的冷二次风量和出口风温,使排烟温度稳定在设计值上,

将干排渣系统无组织漏风量的影响考虑在设计阶段,使实际运行时锅炉热效率仍能维持在 94.19%。

计算过程如下:

理论空气量:

$$V_n^0 = 0.0889 (C_{ar} + 0.375S_{ar}) + 0.265H_{ar} - 0.0333O_{ar} = 6.04 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

实际空气量:

$$V_n^{0'} = V_n^0 (1 + 0.0016d) = 6.136 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

二次风减少量为:

$$\Delta D = \alpha_{GPZ} \rho V_n^{0'} B_j / 3.6 = 28.15 \text{ kg/s}$$

换热量减少为:

$$\Delta Q = \Delta DC_2 \Delta T_2 = 9316 \text{ kW}$$

效率降低为:

$$\Delta q_2 = 3.6 \Delta Q / (1000 B_j Q_{tr}) = 0.58\%$$

当锅炉设计计算时未按照本方法将干排渣系统无组织漏风计入空预器选型和锅炉热平衡计算,则锅炉在实际运行时效率将降低 0.58%,对于本工程实际运行时的锅炉热效率将为 93.61%,无法按照设计工况运行,机组经济性降低,机组实际耗煤量将由设计值 257.2 t/h 增加为 258.8 t/h,煤耗增加 1.6 t/h。

按本方法在锅炉设计时计入干排渣系统无组织漏风量,将使锅炉运行效率仍保持在 94.19%,与原设计值相同,锅炉年利用小时数按 5 500 计算,每台机组每年节煤 8 800 t,按每吨 500 元计,全年节约 440 万元,而且使锅炉能够按照设计工况运行。

2.3 送风机选型优化的应用

2.3.1 传统送风机选型

$$\alpha_{XF2} = \frac{(\alpha_1 - \alpha_F - \alpha_{PULV} - \alpha_1 \times R_{PA})}{(1 - \alpha_{AH2})} = 0.916$$

$$V_{XF2} = \alpha_{XF2} \cdot B_j \cdot V_n^0 \cdot 10^3 \frac{(273 + t)}{273} = 1\ 541\ 263 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$Q_x = K \cdot K_q \cdot V_{XF2} = 1.167 \times 1.08 \times 1\ 541\ 263 = 1\ 942\ 546 \text{ m}^3 / \text{h}$$

根据原送风机选型数据,选型风压为 4 054 Pa,则电机轴功率为:

$$P = Q \cdot P' / (3600 \times 1000 \times \eta) = 2\ 573.5 \text{ kW}$$

2.3.2 送风机选型优化

$$\alpha_{XF2} = \frac{(\alpha_1 - \alpha_F - \alpha_{GPZ} - \alpha_{PULV} - \alpha_1 \times R_{PA})}{(1 - \alpha_{AH2})} = 0.865$$

$$V_{XF2} = \alpha_{XF2} \cdot B_j \cdot V_n^0 \cdot 10^3 \frac{(273 + t)}{273} = 1\ 453\ 768 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$Q_x = K \cdot K_q \cdot V_{XF2} = 1.167 \times 1.08 \times 1\ 453\ 768 =$$

1 832 271 m³/h

由于原系统不变,则送风机的选型风压不变,仍为4054 Pa,则:

电机轴功率为: $P = Q \times P' / (3600 \cdot 1000 \cdot \eta) = 2\,427.5 \text{ kW}$

按本方法选型后送风机轴功率与原选型电机轴功率相比降低146 kW,按年利用小时数5 500 h计算,每台机组年可节电797 500 kWh,按每度电0.5元计,全年节约39.875万元。

3 结 语

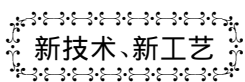
干排渣系统无组织漏风的增加将导致锅炉效率降低,送风机的容量相对增大。通过在烟风系统计算过程中计入干排渣系统的漏风,完善计算过程,将干排渣系统无组织漏风转变成有组织漏风,使锅炉本体参数设计、空预器选型设计满足实际运行需要,即可以保证锅炉效率,又可以更加合理的确定锅炉送风机的风量,降低送风机的设备参数,降低造价,提高运行经济性,降低能耗,节能减排。

参考文献:

- [1] 沙威,孙国通,刘新利等.火电厂干排渣系统特点及国产化应用[J].天津电力技术,2008,4(15):15-17.
SHA Wei, SUN Guo-tong, LIU Xin-li et al. Features and localization application of the dry slag removal system in power plants [J]. Tianjin Electric Power Technology, 2008, 4(15): 15-17.
- [2] 陈新,刘振强,张晶等.燃煤电厂风冷干式排渣技术及其工程应用[J].电力设备,2006,7(9):19-21.
CHEN Xin, LIU Zhen-qiang, ZHANG Jing et al. Air cooling dry type slag removal technology for coal-fired power plants and its engineering application [J]. Electric Power Equipment, 2006, 7(9): 19-21.
- [3] 柳晓,刘振强,陈新.火电厂锅炉干排渣技术的国产化及

- 应用[J].中国电力,2011,40(6):11-14.
LIU Xiao, LIU Zhen-qiang, CHEN Xin. Localization and application of the dry slag removal technology for coal-fired power plants [J]. China Electric Power, 2011, 40(6): 11-14.
- [4] 赫向辉,陈创社.干式排渣系统在燃煤电厂的应用[J].华电技术,2009,31(6):62-71.
HE Xiang-hui, CHEN Chuang-she. Application of dry slag removal technology in coal-fired power plants [J]. Huadian Technology, 2009, 31(6): 62-71.
- [5] 桑斌修.火电厂干式排渣系统的技术经济型浅析[J].电力技术经济,2008,20(3):44-47.
SANG Bin-xiu. Exploratory analysis of the technical cost-effectiveness of a dry slag removal system in a power plant [J]. Electric Power Cost-effectiveness, 2008, 20(3): 44-47.
- [6] 范仁东.从实测数据分析风冷干排渣系统对锅炉效率的影响[J].电力技术,2010,19(17):63-68.
FAN Ren-dong. Analysis of the influence of air cooled dry-type slag removal system on the efficiency of a boiler from actually measured data [J]. Electric Power Technology, 2010, 19(17): 63-68.
- [7] 许建新,李忠辉.干式排渣系统存在问题及改进[J].吉林电力,2008,36(1):38-40.
XUN Jian-xin, LI Zhong-hui. Problems existing in the dry slag removal systems and their improvement [J]. Jilin Electric Power, 2008, 36(1): 38-40.
- [8] 程健,张斌.电站锅炉漏风问题的分析[J].锅炉制造,2011(1):11-14.
CHENG Jian, ZHANG Bin. Analysis of the air leakage problems in utility boilers [J]. Boiler Manufacturing, 2011(1): 11-14.
- [9] 范仁东.风冷干排渣系统对锅炉效率影响分析计算[J].电站辅机,2010,31(1):33-37.
FAN Ren-dong. Analysis and calculation of the influence of an air cooled dry type slag removal system on the efficiency of a boiler [J]. Power Station Auxiliary Equipment, 2010, 31(1): 33-37.
- [10] 容奎恩,袁镇福,刘志敏等.电站锅炉原理[M].北京:中国电力出版社,2004.
RONG Luan, YUAN Zhen, LIU Zhi-min et al. Utility boiler theory [M]. Beijing: China Electric Power Press, 2004.

(陈滨 编辑)



新技术、新工艺

冷却涡轮进口空气能增加输出功率

据《Gas Turbine World》2012年9-10月刊报道,Stellar Energy公司获得了涡轮进口空气冷却系统的设计、制造、安装和交工试运行的总承包合同,该系统将用于得克萨斯州米申 Frontera Energy Center 500 MW 联合循环装置。

借助于压气机前的进口空气冷却,该系统能使联合循环装置的输出功率在夏天运行时增加10%。

除提高输出功率外,涡轮进口空气冷却降低了装置热耗率、提高效率并降低了排放。

设计和采购工作在2012年7月初开始。该项目计划于2013年5月完成。

为更换现有过滤器外壳和安装新冷却器盘管,需停机21天,在项目整个进程,该联合循环装置都将保持正常的商业运行。

(吉桂明 摘译)

desulfurization aerosol process parameter influence

干式排渣机锅炉烟风系统设计优化方法 = **Optimization Methods for Designing the Flue Gas and Air System of a Boiler** [刊 汉] LU Ming ,LI Shuang-jiang (Hebei Electric Power Prospecting and Designing Research Institute ,Shijiazhuang ,China ,Post Code: 050031) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2013 28(3) . -288 ~291

At present for a unit using a dry slag discharging system ,the excessive air leakage of the dry slag discharging system is not counted in the traditional design and calculation of the flue gas and air system ,causing the efficiency of the boiler being lowered during its actual operation and the capacity of the forced draft fan chosen being excessively large. To this end ,a method for designing and optimizing flue gas and air systems to overcome this problem was presented. On the basis of the traditional calculation of flue gas and air systems ,the influence of the unorganized air leakage of the dry slag discharging system on the boiler efficiency was quantitatively analyzed. Through an optimization of the design method ,the unorganized air leakage of the dry slag discharging system can be counted in the calculation of the flue gas and air system of the boiler ,offering guidance in selecting the capacity of the air preheater in advance to reduce the flue gas losses of the boiler and guarantee the boiler efficiency. In the meantime ,the air quantity of the forced draft fan of the boiler can be determined more rationally and the parameters of the forced draft fan can be lowered ,thus reducing the manufacturing cost and enhancing the operation cost-effectiveness. Through applications in the actual engineering projects 8 800 tons of coal can be saved in each year for a single unit with expenses of RMB 44 million yuan being avoided and for each unit ,electric power of 797 500 kWh and expenses of RMB 398750 yuan can be saved annually. **Key words:** dry slag discharging ,boiler air leakage ,energy saving and emissions reduction ,air preheater ,forced draft fan

非预混式旋流燃烧特性研究 = **Study of the Non-premixed Type Swirling Combustion Characteristics** [刊 ,汉] WANG Kai ,JIANG Jian-guo ,GUAN Hai-bin ,SUN Rong-feng (Energy Source Research Institute ,Shandong Provincial Academy of Sciences ,Jinan ,China ,Post Code: 250014) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2013 28(3) . -292 ~295

Established was a mathematical model for calculating the combustion characteristics of a non-premixed type swirling burner and then ,numerically simulated were two burners with different structures with relevant combustion tests being conducted on a hot-state model test rig and the thermal parameters being measured and compared with the calculation results. The research results show that the high temperature zones in the combustion chamber of both burners all assume a dual peak type distribution and there exist return flow zones in the center of the furnaces where the