DOI: 10.3901/JME.2019.10.185

设置0号高压加热器对超临界直流锅炉 排烟温度的定量影响模型*

李 勇¹ 王艳红¹ 曹丽华¹ 胡鹏飞¹ 宁 哲² 董恩伏³

(1. 东北电力大学能源与动力工程学院 吉林 132012;

2. 西安热工研究院有限公司 西安 710054;

3. 国网辽宁省电力有限公司 沈阳 110804)

摘要: 目前超临界机组设置0号高压加热器后给水温度和锅炉排烟温度之间的函数关系及其影响机理尚不清楚,这不仅对火电机组设置0号高压加热器后机组性能的评价造成了障碍,也不利于超临界机组运行参数的调整和机组性能的优化。通过建立超临界机组给水温度和锅炉排烟温度之间的定量分析模型,给出超临界机组给水温度变化后引起燃料量、排烟温度、SCR入口烟温及锅炉热效率的变化关系和相互影响机理,同时给出锅炉燃料量和给水温度分别对锅炉排烟温度的定量影响程度和影响机理。结果指明,在不同的给水温度变化范围,排烟温度对燃料量和给水温度变化的敏感程度不同。在75% BMCR和100% BMCR工况,当给水温度升高值低于40℃时,锅炉排烟温度随给水温度升高而增加,之后随着给水温度的继续升高,受燃料量大幅下降的影响,锅炉排烟温度又会降低。而在50% BMCR和30% BMCR工况,排烟温度和给水温度的变化趋势一致。所得结论澄清了超临界机组给水温度对排烟温度的影响程度及其影响机理,对于设置0号高压加热器后机组性能的评价奠定了理论基础。

关键词: 直流锅炉; 给水温度; 锅炉效率; 排烟温度; 分析模型

中图分类号: TK221

Quantitative Effect Model of Setting No.0 High Pressure Heater on Exhaust Flue Gas Temperature of Supercritical Once-through Boiler

LI Yong¹ WANG Yanhong¹ CAO Lihua¹ HU Pengfei¹ NING Zhe² DONG Enfu³

(1. School of Energy and Power Engineering, Northeast Dianli University, Jilin 132012;

2. Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710054;

3. State Grid Liaoning Electric Power Supply Co., Ltd., Shenyang 110804)

Abstract: At present, the functional relationship between the feed water temperature and the exhaust flue gas temperature of boiler after the installation of No. 0 high-pressure heater of supercritical unit and its influencing mechanism are still unclear. This not only causes obstacles to the performance evaluation of thermal power unit with No. 0 high-pressure heater, but also is not conducive to the adjustment of operation parameters of supercritical unit and the optimization of unit performance. A quantitative analysis model of supercritical unit between feed water temperature and exhaust flue gas temperature of boiler is established, the relationship between the change of feed water temperature of supercritical units and the changes of fuel quantity, exhaust flue gas temperature, SCR inlet flue gas temperature and boiler thermal efficiency and their interaction mechanism are given. Meanwhile, the quantitative influence degree and influence mechanism of boiler fuel quantity and feed water temperature on exhaust flue gas temperature are given respectively. The results show that the flue gas temperature has different sensitivity to the changes of fuel quantity and feed water temperature in different range of feed water temperature. At 75% BMCR and 100% BMCR conditions, when the increase value of feed water temperature is lower than 40℃, the exhaust flue gas temperature of boiler increases with the increase of feed water temperature, afterwards, as the feed water temperature continues to rise, the exhaust flue gas temperature of boiler will decrease due to the dramatic decrease of fuel quantity. At 50% BMCR and 30% BMCR, the change trend of exhaust flue gas temperature and feed

* 国家重点研发计划(2017YFB0902100)、国家自然科学基金(51576036)和
吉林市科技创新发展计划(201750236)资助项目。20180521 收到初稿,
20190121 收到修改稿

water temperature is the same. The conclusion clarifies the influence degree and mechanism of the feed water temperature on the exhaust gas temperature of supercritical units, and lays a theoretical foundation for the performance evaluation of supercritical unit after the installation of No. 0 high-pressure heater.

Key words: once-through boiler; feed water temperature; boiler efficiency; exhaust flue gas temperature; analysis model

0 前言

给水温度和排烟温度是反映电厂运行经济性的两项重要技术参数^[1-2]。锅炉负荷及蒸汽参数一定时, 给水温度变化引起锅炉燃料量和送风量变化, 并影响锅炉的燃烧和传热, 最终使锅炉排烟温度发生变化^[3]。近几年, 由于火电装机容量过度饱和, 迫使大型超(超)临界参数机组普遍参与调峰, 机组长期低负荷运行, 使锅炉 SCR 脱硝装置入口烟温长时间过低, 导致 SCR 催化剂发生永久性失活。因此, 火电企业在低负荷下不得不退出脱硝系统^[4]。为此, 一些学者^[5-7]提出采用弹性回热技术, 即通过设置 0 号高压回热加热器来提高给水温度, 达到在低负荷下增加脱硝装置投入率的目的。然而提高给水温度, 必然影响排烟温度和锅炉效率, 具体排烟温度受给水温度影响如何变化, 尚无统一认识, 此问题也成为当下火电行业普遍争论的焦点。

目前, 已有一些文献讨论运行中给水温度变化对排烟温度的定性影响。文献[8-11]认为: 给水温度降低使省煤器传热温差加大, 导致省煤器出口烟温下降, 排烟温度降低。文献[12]认为: 给水温度降低时, 燃料量和炉膛出口烟温升高, 引起省煤器入口烟温增加, 倾向于使省煤器出口烟温升高, 但给水温度降低又使省煤器传热温差及传热量增大, 并使省煤器出口烟温降低, 因此, 省煤器出口烟温和排烟温度究竟如何变化, 无法定论。文献[13]认为: 锅炉蒸发量不变时, 给水温度降低, 省煤器传热温差增大, 吸热量增加, 排烟温度下降; 但同时燃料量增大, 又使排烟温度增加。由于这两个因素对排烟温度的影响程度相当, 故降低给水温度, 锅炉排烟温度基本不变。文献[14]进一步考虑给水温度和燃料量的综合影响后, 研究得出给水温度每降低 10 °C, 排烟温度约降低 1.4 °C 的结论, 但没有给出给水温度变化对锅炉热效率的影响。

综上所述, 现有文献中关于锅炉给水温度变化对排烟温度影响的分析结果有较大的偏差。由于采用传统锅炉热力计算方法所需参数多, 计算较为复杂, 而锅炉热力试验不仅工作量大, 参数调节困难, 又很难保证在其他参数不发生变化, 仅给水温度变化下进行^[15]。而数学模型和计算机仿真能够灵活、有效地模拟电厂锅炉关键部件的热力过程, 并可

以预测这些部件在特定参数变化范围内的热力特性^[16]。

为此, 本文从炉膛热平衡入手, 结合微分偏差理论提出一种给水温度变化对超临界直流锅炉排烟温度影响的定量分析模型。研究了不同负荷下, 给水温度变化对锅炉排烟温度等参数的定量影响, 并与传统锅炉热力计算方法进行了对比, 从而明确了给水温度对锅炉排烟温度的影响机理。相比较传统的锅炉热力计算方法和性能试验方法, 所建立模型的突出先进性在于, 不仅明确了给水温度变化后, 影响排烟温度变化的因素和机理, 而且更便于定量分析和诊断锅炉排烟温度偏高的原因和部位。所做工作对于定量分析给水温度变化对锅炉排烟温度的影响及指导锅炉运行具有一定的工程实际意义。

1 模型构建

1.1 物理模型

图 1 所示为目前商业运行数量较多的某 600 MW 超临界机组所配的 SG-1918/25.4-571/569-YM 螺旋管圈直流锅炉。

图 1 某 600 MW 超临界直流锅炉经典炉型

1. 汽水分离器 2. 前屏过热器 3. 后屏过热器 4. 高温再热器
5. 高温对流过热器 6. 低温再热器垂直段
7. 低温再热器水平段 8. 省煤器 9. SCR 脱硝装置
10. 燃烧器 11. 炉膛 12. 水冷壁过渡段
13. 折焰角 14. 冷灰斗

1.2 数学模型

1.2.1 简化与假设

为简化计算, 模型建立做如下简化和假设。

(1) 锅炉负荷不变时, 忽略给水温度变化对机械不完全燃烧热损失 q_4 的影响, 即认为锅炉燃烧效率不变。

(2) 给水温度小范围($\leq 10\text{ }^\circ\text{C}$)内变化时, 忽略炉膛出口到省煤器入口烟气侧换热效率变化的影响, 近似认为炉膛出口到省煤器入口各级受热面吸热比例不变。

1.2.2 炉膛热平衡

锅炉炉膛为一开口热力系统, 稳定工况下, 锅炉炉膛热平衡关系为

$$Q_F + Q_P + Q_H + Q_C + Q_j = Q_S + Q_A + Q_R + Q_D + Q_{q_4} \quad (1)$$

式中, Q_F 为送入炉膛燃料燃烧释放出的热量, kJ/s ; Q_P 为送入炉膛的燃料物理显热, kJ/s ; Q_H 为空气预热器出口热风带入炉膛的热量, kJ/s ; Q_C 为漏入炉膛冷风携带的热量, kJ/s ; Q_j 为由磨煤部件机械能转化带入炉膛的热量, kJ/s ; Q_S 为炉膛出口烟气带出的热量, kJ/s ; Q_A 为炉膛飞灰和大渣带出的物理显热量, kJ/s ; Q_R 为炉膛工质辐射吸收热量, kJ/s ; Q_D 为炉膛散热损失热量, kJ/s ; Q_{q_4} 为碳颗粒未完全燃烧带出炉膛的热量, kJ/s 。

1.2.2.1 送入炉膛的热量

送入炉膛燃料燃烧释放出的热量

$$Q_F = BQ_{\text{ar.gr}} \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) \quad (2)$$

式中, B 为锅炉燃料消耗量, kg/s ; $Q_{\text{ar.gr}}$ 为燃料收到基高位发热量, kJ/kg 。

送入炉膛的燃料物理显热为^[8]

$$Q_P = Bc_f t_f \quad (3)$$

式中, c_f 为燃料收到基定压比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; t_f 为送入炉膛的燃料温度, $^\circ\text{C}$ 。

空气预热器出口热风带入炉膛的热量为^[8]

$$Q_H = B\beta_a'' V^0 (ct)_h \quad (4)$$

式中, β_a'' 为空气预热器热风出口过量空气系数; V^0 为理论空气量, m^3/kg ; $(ct)_h$ 为 1 m^3 湿空气在热风温度 t_h 时的焓, kJ/m^3 。

理论空气量为^[8]

$$V^0 = 0.0889(C_r + 0.375S_r) + 0.265 \left(H_r - \frac{O_r}{8} \right) \quad (5)$$

式中, C_r 为收到基碳含量, %; S_r 为收到基硫含量, %; H_r 为收到基氢含量, %; O_r 为收到基氧含量, %; 含量为质量分数。

漏入炉膛冷风带入炉膛的热量为^[8]

$$Q_C = B\Delta\alpha V^0 (ct)_c \quad (6)$$

式中, $\Delta\alpha$ 为炉膛和制粉系统的漏风系数和; $(ct)_c$ 为 1 m^3 湿空气在温度 t_c 时焓, kJ/m^3 。

由磨煤部件机械能转化带入炉膛的热量为

$$Q_j = 3.6BK_j E \quad (7)$$

式中, K_j 为磨煤机碾磨过程中能量转化系数; E 为制粉系统单位电耗, $\text{kW} \cdot \text{h/t}$ 。

1.2.2.2 带出炉膛的热量

炉膛出口烟气带出的热量为

$$Q_S = B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) [h_s^0 + (\alpha_f - 1)V^0 (c_k \theta)_f] \quad (8)$$

式中, h_s^0 为理论烟气焓, kJ/kg ; α_f 为炉膛出口烟气过量空气系数; $(c_k \theta)_f$ 为 1 m^3 湿空气在炉膛出口烟气温度 θ_f 时焓, kJ/m^3 。

理论烟气焓为^[8]

$$h_s^0 = V_C^0 (c\theta)_C + V_N^0 (c\theta)_N + V_V^0 (c\theta)_V \quad (9)$$

式中, V_C^0 、 V_N^0 和 V_V^0 分别为三原子气体、理论氮气和理论水蒸气体积, m^3/kg ; $(c\theta)_C$ 、 $(c\theta)_N$ 、 $(c\theta)_V$ 分别为 1 m^3 三原子气体、氮气和在水蒸气在炉膛出口烟气温度 θ_f 时的焓, kJ/m^3 。

炉膛飞灰和大渣带出的物理显热量为

$$Q_A = \frac{B(q_4 Q_{\text{ar.net}} + 33\,727 A_f)}{3.372 \times 10^6} \times [a_f (c_f \theta)_f + a_s (c_s \theta)_s] \quad (10)$$

式中, $Q_{\text{ar.net}}$ 为燃料收到基低位发热量, kJ/kg ; A_f 为燃料收到基灰分, %; a_f 为飞灰份额; $(c_f \theta)_f$ 为 1 kg 飞灰在温度为 θ_f 时的焓, kJ/kg ; a_s 为炉渣份额; $(c_s \theta)_s$ 为 1 kg 大渣在温度为 θ_s 时的焓, kJ/kg 。

近似认为屏式过热器吸收炉膛直接辐射热量比例、炉膛出口上部水冷壁附加吸热及悬吊管吸热之和占炉膛出口到省煤器入口烟气放热量比例不变, 则炉膛内工质辐射吸收热量为

$$Q_R = q_w (h_s - h_c) + \kappa_w \phi_{\text{out}} F_a \xi_f^s \sigma_o T_f^4 - \phi B [(c_f \theta)_f - (c_c \theta)_c] \kappa_w'' \quad (11)$$

式中, q_w 为省煤器给水质量流量, kg/s ; h_s 为直流锅炉分离器内工质焓值, kJ/kg ; h_c 为省煤器出口水焓值, kJ/kg ; κ_w 为屏式过热器及高温再热器吸收炉膛直接辐射热比例之和; ϕ_{out} 为炉膛出口烟窗有效系数; F_a 为炉膛出口截面积, m^2 ; ξ_f^s 为炉膛黑度; σ_o 为玻耳兹曼常量, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$; T_f 为炉膛出口烟温, K ; ϕ 为锅炉保热系数; $(c_f \theta)_f$ 为 1 m^3 烟气在炉膛出口烟气温度 θ_f 时的焓, kJ/kg ; $(c_c \theta)_c$ 为 1 m^3 烟气在省煤器进口烟气温度 θ'_c 时的焓, kJ/kg ; κ_w'' 为

炉膛出口上部水冷壁附加吸热及悬吊管吸热之和占炉膛出口到省煤器入口烟气放热量比例。

直流锅炉分离器内工质焓值为

$$h_s = h_m'' - \frac{\varphi B[(c_r \theta_r) - (c_e \theta_e)](1 - \kappa_w'')}{D_M} - \frac{\kappa_w \phi_{out} F_a \xi_r^s \sigma_o T_r^4 + D_R (h_r'' - h_r')}{D_M} \quad (12)$$

式中, h_m'' 为过热蒸汽焓值, kJ/kg ; D_M 为过热蒸汽流量, kg/s ; D_R 为再热蒸汽流量, kg/s ; h_r'' 为再热蒸汽出口焓值, kJ/kg ; h_r' 为再热蒸汽进口焓值, kJ/kg 。

炉膛散热损失热量为^[8]

$$Q_D = \sum S_s (a_c + a_r)(t_s - t_0) \quad (13)$$

式中, S_s 为炉膛散热表面积, m^2 ; a_c 为对流传热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; a_r 为辐射放热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; t_s 为炉膛外表面平均温度, $^\circ\text{C}$; t_0 为环境温度, $^\circ\text{C}$ 。

碳颗粒未完全燃烧而带出炉膛的热量为

$$Q_{q_4} = B Q_{ar.net} \frac{q_4}{100} \quad (14)$$

1.2.3 热风温度和省煤器出口水温的计算模型

为便于讨论, 本文是在锅炉负荷、主蒸汽参数及再热蒸汽参数一定条件下, 研究给水温度变化引起相关因素的变化。

1.2.3.1 热风温度计算模型

空气预热器换热能量平衡方程为

$$q_a c_a (t_h - t_0) = \phi q_s^a c_s (\theta_a' - \theta_s) \quad (15)$$

式中, q_a 为空气预热器空气质量流量, kg/s ; c_a 为空气比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; t_h 为空气预热器出口热风温度, $^\circ\text{C}$; q_s^a 为空气预热器烟气质量流量, kg/s ; c_s 为烟气比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; θ_a' 为空气预热器入口烟温, $^\circ\text{C}$; θ_s 为锅炉排烟温度, $^\circ\text{C}$ 。

采用文献[17]中换热器能效的思想, 推导得出空气预热器烟气侧换热效率的具体表达式为

$$\eta_a = \frac{\exp(\mu_a K_a A_a) - 1}{\exp(\mu_a K_a A_a) \frac{q_s^a c_s}{q_a c_a} - 1} = \frac{\theta_a' - \theta_s}{\theta_a' - t_0} \quad (16)$$

式中, $\mu_a = \frac{1}{q_a c_a} - \frac{1}{q_s^a c_s}$, η_a 为空气预热器烟气侧换热效率; K_a 为空气预热器传热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; A_a 为空气预热器传热面积, m^2 。

由式(16)变形得

$$\eta_a (\theta_a' - t_0) = \theta_a' - \theta_s \quad (17)$$

将式(16)代入式(15), 经整理变形得到空气预热器热风温度表达式为

$$t_h = \frac{\eta_a \phi q_s^a c_s}{q_a c_a} \theta_a' + \left(1 - \frac{\eta_a \phi q_s^a c_s}{q_a c_a}\right) t_0 \quad (18)$$

流经空气预热器的烟气质量流量为

$$q_s^a = B \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) V_s^a \rho_s^a \quad (19)$$

式中, V_s^a 为流经空气预热器的烟气容积, m^3/kg ; ρ_s^a 为流经空气预热器的烟气密度, kg/m^3 。

流经空气预热器的空气质量流量为

$$q_a = 1.306 \beta_a^a V^0 B \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \quad (20)$$

式中, q_a 为流经空气预热器的空气质量流量, kg/s ; β_a^a 为空气预热器空气侧平均过量空气系数。

在锅炉负荷、主蒸汽参数及再热蒸汽参数一定条件下, 给水温度变化必然引起燃料量变化。

其中, 给水温度变化对空气预热器出口热风温度的影响可表示为

$$(\Delta t_h)_{t_f} = \left\{ \frac{\partial t_h}{\partial q_s^a} \frac{\partial q_s^a}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} + \frac{\partial t_h}{\partial \theta_a'} \left(\frac{\partial \theta_a'}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} + \frac{\partial \theta_a'}{\partial t_f} \right) + \frac{\partial t_h}{\partial q_a} \frac{\partial q_a}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} + \frac{\partial t_h}{\partial \eta_a} \times \left[\left(\frac{\partial \eta_a}{\partial q_s^a} \frac{\partial q_s^a}{\partial B} + \frac{\partial \eta_a}{\partial q_a} \frac{\partial q_a}{\partial B} + \frac{\partial \eta_a}{\partial \theta_a'} \frac{\partial \theta_a'}{\partial B} \right) \frac{\partial B}{\partial t_f} + \frac{\partial \eta_a}{\partial \theta_a'} \frac{\partial \theta_a'}{\partial t_f} \right] \right\} \Delta t_f \quad (21)$$

式中, $(\Delta t_h)_{t_f}$ 为给水温度变化引起空气预热器出口热风温度的变化量, $^\circ\text{C}$; t_f 为锅炉给水温度, $^\circ\text{C}$; Δt_f 为给水温度变化量, $^\circ\text{C}$ 。

由式(18)、(19)得到式(21)中第 1 项变化分量为

$$\frac{\partial t_h}{\partial q_s^a} \frac{\partial q_s^a}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} \Delta t_f = \frac{\left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \phi \eta_a V_s^a \rho_s^a}{q_a c_a} \times c_s (\theta_a' - t_0) \frac{\partial B}{\partial t_f} \Delta t_f \quad (22)$$

采用类似空气预热器烟气侧换热效率的推导方法和思想, 可推导得出省煤器烟气侧换热效率为

$$\eta_e = \frac{\exp(\mu_e K_e A_e) - 1}{\exp(\mu_e K_e A_e) \frac{q_s^e c_e}{q_w c_w} - 1} = \frac{\theta_e' - \theta_f'}{\theta_e' - t_f} \quad (23)$$

$$\mu_e = \frac{1}{q_w c_w} - \frac{1}{q_s^e c_e}$$

式中, η_e 为省煤器烟气侧换热效率; K_e 为省煤器传热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; A_e 为省煤器传热面积, m^2 ; q_s^e 为省煤器烟气质量流量, kg/s ; c_e 为省煤器烟气比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; c_w 为省煤器给水比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; θ_e' 为省煤器进口烟气温度, $^\circ\text{C}$ 。

由式(23)可得给水温度变化引起空气预热器进口烟温的变化量, 由于 SCR 脱硝装置布置在省煤器和空气预热器之间, 故空气预热器进口烟温的变化量也即为 SCR 入口烟温的变化量。

$$\Delta\theta_a' = \theta_a'' - \theta_a' = \theta_e'' - (\theta_e' - t_f')\eta_e' - \theta_a' \quad (24)$$

式中, $\Delta\theta_a'$ 为给水温度变化引起空气预热器入口烟温的变化量, $^\circ\text{C}$; θ_a'' 为给水温度变化后的空气预热器入口烟温, $^\circ\text{C}$; θ_e'' 为给水温度变化后的省煤器进口烟温, $^\circ\text{C}$; t_f' 为变化后的给水温度, $^\circ\text{C}$; η_e' 为给水温度变化后的省煤器烟气侧换热效率。

由式(18)、(24)得到式(21)中第2项变化分量为

$$\frac{\partial t_h}{\partial \theta_a'} \left(\frac{\partial \theta_a'}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} + \frac{\partial \theta_a'}{\partial t_f} \right) \Delta t_f = \frac{\partial t_h}{\partial \theta_a'} \Delta \theta_a' = \frac{\eta_a \varphi c_s q_s^{\text{ky}}}{q_a c_a} \Delta \theta_a' \quad (25)$$

由式(18)、(20)得到式(21)中第3项变化分量为

$$\frac{\partial t_h}{\partial q_a} \frac{\partial q_a}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} \Delta t_f = \frac{1.306 \beta_a V^0 \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) \eta_a \varphi}{q_a^2 c_a} \times q_s^a c_s (t_0 - \theta_a') \frac{\partial B}{\partial t_f} \Delta t_f \quad (26)$$

由式(18)得到式(21)中第4项变化分量为

$$\frac{\partial t_h}{\partial \eta_a} \left[\frac{\partial \eta_a}{\partial q_s^a} \frac{\partial q_s^a}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} + \frac{\partial \eta_a}{\partial q_a} \frac{\partial q_a}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} + \frac{\partial \eta_a}{\partial \theta_a'} \times \left(\frac{\partial \theta_a'}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} + \frac{\partial \theta_a'}{\partial t_f} \right) \right] \Delta t_f = \frac{\partial t_h}{\partial \eta_a} \Delta \eta_a = \frac{\varphi q_s^a c_s (\theta_a' - t_0)}{q_a c_a} \Delta \eta_a \quad (27)$$

式中, $\Delta \eta_a$ 为给水温度变化前后空气预热器烟气侧换热效率的变化量。

给水温度变化后的空气预热器出口热风温度为

$$t_h' = t_h + (\Delta t_h)_{t_f} \quad (28)$$

式中, t_h' 为给水温度变化后空气预热器出口热风温度, $^\circ\text{C}$ 。

1.2.3.2 省煤器出口水温计算模型

省煤器换热能量平衡方程为

$$q_w c_w (t_e - t_f) = \varphi q_s^e c_e (\theta_e' - \theta_a') \quad (29)$$

式中, t_e 为省煤器出口水温, $^\circ\text{C}$ 。

同理, 由式(23)变形代入式(29), 经整理变形得到省煤器出口水温的表达式为

$$t_e = \frac{\eta_e \varphi q_s^e c_e}{q_w c_w} \theta_e' + \left(1 - \frac{\eta_e \varphi q_s^e c_e}{q_w c_w} \right) t_f \quad (30)$$

流经省煤器的烟气质量流量为

$$q_s^e = B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) V_s^e \rho_s^e \quad (31)$$

式中, V_s^e 为流经省煤器的烟气容积, m^3/kg ; ρ_s^e 为流经受热面的烟气密度, kg/m^3 。

给水温度引起省煤器出口水温的变化量为

$$(\Delta t_e)_{t_f} = \left\{ \frac{\partial t_e}{\partial t_f} + \frac{\partial t_e}{\partial q_s^e} \frac{\partial q_s^e}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} + \frac{\partial t_e}{\partial \theta_e'} \frac{\partial \theta_e'}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} + \frac{\partial t_e}{\partial \eta_e} \left(\left(\frac{\partial \eta_e}{\partial q_s^e} \frac{\partial q_s^e}{\partial B} + \frac{\partial \eta_e}{\partial \theta_e'} \frac{\partial \theta_e'}{\partial B} \right) \frac{\partial B}{\partial t_f} + \frac{\partial \eta_e}{\partial t_f} \right) \right\} \Delta t_f \quad (32)$$

式中, $(\Delta t_e)_{t_f}$ 为给水温度变化引起省煤器出口水温的变化量, $^\circ\text{C}$ 。

其中, 由式(30)得到式(32)中第1项变化分量为

$$\frac{\partial t_e}{\partial t_f} \Delta t_f = \left(1 - \frac{\eta_e \varphi q_s^e c_e}{q_w c_w} \right) \Delta t_f \quad (33)$$

由式(30)、(31)得到式(32)中第2项变化分量为

$$\frac{\partial t_e}{\partial q_s^e} \frac{\partial q_s^e}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} \Delta t_f = \left[\frac{\left(1 - \frac{q_4}{100} \right) \eta_e \varphi \rho_s^e}{q_w c_w} \right] \times V_s^e c_e (\theta_e' - t_f) \frac{\partial B}{\partial t_f} \Delta t_f \quad (34)$$

定义从炉膛出口到省煤器入口的烟气侧换热效率, 并近似认为给水温度变化前后从炉膛出口到省煤器进口的烟气侧换热效率不变, 即有

$$\eta_f = \frac{\theta_f - \theta_e'}{\theta_f - t_1} = \frac{\theta_f' - \theta_e''}{\theta_f' - t_1} = \eta_f' \quad (35)$$

式中, η_f 为给水温度变化前炉膛出口到省煤器入口的烟气侧换热效率; θ_e' 为给水温度变化后的炉膛出口烟温, $^\circ\text{C}$; θ_f 为给水温度变化前的炉膛出口烟温, $^\circ\text{C}$; t_1 为低温再热器入口蒸汽温度, $^\circ\text{C}$; η_f' 为给水温度变化后炉膛出口到省煤器进口的烟气侧换热效率。

由式(35)变形得到给水温度变化引起省煤器进口烟气温度的变化量为

$$\Delta \theta_e' = \theta_e' - \frac{(\theta_f - \theta_e') \times (\theta_f' - t_1)}{\theta_f - t_1} - \theta_e' \quad (36)$$

式中, $\Delta\theta'_e$ 为给水温度变化引起省煤器进口烟温的变化量, $^{\circ}\text{C}$ 。

由式(30)、(36)得到式(32)中第 3 项变化分量为

$$\frac{\partial t_e}{\partial \theta'_e} \frac{\partial \theta'_e}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} \Delta t_f = \frac{\partial t_e}{\partial \theta'_e} \Delta \theta'_e = \frac{\eta_e \varphi q_s^e c_e}{q_w c_w} \Delta \theta'_e \quad (37)$$

由式(30)得到式(32)中第 4 项变化分量为

$$\frac{\partial t_e}{\partial \eta_e} \left[\left(\frac{\partial \eta_e}{\partial q_s^e} \frac{\partial q_s^e}{\partial B} + \frac{\partial \eta_e}{\partial \theta'_e} \frac{\partial \theta'_e}{\partial B} \right) \times \frac{\partial B}{\partial t_f} + \frac{\partial \eta_e}{\partial t_f} \right] \Delta t_f = \frac{\partial t_e}{\partial \eta_e} \Delta \eta_e = \frac{\varphi q_s^e c_e (\theta'_e - t_f)}{q_w c_w} \Delta \eta_e \quad (38)$$

式中, $\Delta \eta_e$ 为给水温度变化引起省煤器烟气侧换热效率的变化量。

给水温度变化后的省煤器出口水温为

$$t'_e = t_e + (\Delta t_e)_{t_f} \quad (39)$$

式中, t'_e 为给水温度变化后省煤器出口水温, $^{\circ}\text{C}$ 。

1.2.4 排烟温度计算模型

从传热角度看, 给水温度变化对排烟温度的影响应综合考虑省煤器和空气预热器的换热情况。文献[18]给出锅炉排烟温度的表达式

$$\theta_s = (1 - \eta_e)(1 - \eta_a)\theta'_e + (1 - \eta_a)\eta_e t_f + \eta_a t_0 \quad (40)$$

给水温度变化, 不仅单独影响排烟温度, 还通过引起燃料量变化影响排烟温度, 故给水温度变化引起排烟温度的变化量为

$$(\Delta \theta_s)_{t_f} = [(\Delta \theta_s)_F]_{t_f} + (\Delta \theta'_s)_{t_f} \quad (41)$$

式中, $(\Delta \theta_s)_{t_f}$ 为给水温度变化引起排烟温度的变化量, $^{\circ}\text{C}$; $[(\Delta \theta_s)_F]_{t_f}$ 为给水温度引起燃料量变化导致排烟温度的变化量, $^{\circ}\text{C}$; $(\Delta \theta'_s)_{t_f}$ 为给水温度直接引起排烟温度的变化量, $^{\circ}\text{C}$ 。

1.2.4.1 给水温度变化引起燃料量变化对排烟温度影响

燃料量变化引起排烟温度的变化量为

$$[(\Delta \theta_s)_F]_{t_f} = \left(\frac{\partial \theta_s}{\partial \theta'_e} \frac{\partial \theta'_e}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} + \frac{\partial \theta_s}{\partial \eta_e} \frac{\partial \eta_e}{\partial q_s^e} \frac{\partial q_s^e}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} + \frac{\partial \theta_s}{\partial \eta_e} \times \frac{\partial \eta_e}{\partial \theta'_e} \frac{\partial \theta'_e}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} + \frac{\partial \theta_s}{\partial \eta_a} \frac{\partial \eta_a}{\partial q_s^a} \frac{\partial q_s^a}{\partial B} \times \frac{\partial B}{\partial t_f} + \frac{\partial \theta_s}{\partial \eta_a} \frac{\partial \eta_a}{\partial q_a} \times \frac{\partial q_a}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} \right) \Delta t_f \quad (42)$$

由式(36)、(40)得到式(42)中第 1 项变化分量为

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial \theta'_e} \frac{\partial \theta'_e}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} \Delta t_f = \frac{\partial \theta_s}{\partial \theta'_e} \Delta \theta'_e = (1 - \eta_e)(1 - \eta_a) \Delta \theta'_e \quad (43)$$

省煤器传热系数为^[8]

$$K_e = 0.6(\alpha_d^e + \alpha_r^e) \quad (44)$$

式中, α_d^e 为省煤器烟气对流放热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$;

α_r^e 为省煤器烟气辐射放热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。

省煤器烟气对流放热系数为^[17]

$$\alpha_d^e = 0.2 C_s C_z \frac{\lambda_e}{d_e} Re_e^{0.65} Pr_e^{0.33} \quad (45)$$

式中, C_s 为省煤器管束几何布置方式修正系数; C_z 为省煤器烟气行程方向上管子排数修正系数; λ_e 为省煤器烟气热导率, $\text{kW}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$; d_e 为省煤器管子外径, m ; Re_e 为省煤器烟气雷诺数; Pr_e 为省煤器烟气普朗特数。

省煤器烟气雷诺数为^[8]

$$Re_e = \frac{\omega_e d_e}{\nu_e} \quad (46)$$

式中, ω_e 为省煤器烟气流速, m/s ; ν_e 为省煤器烟气运动黏度, m^2/s 。

省煤器烟气流速为

$$\omega_e = \frac{q_s^e}{\rho_s^e F_e} \quad (47)$$

式中, F_e 为省煤器烟气流截面积, m^2 ; ρ_s^e 为修正到省煤器烟气温度下的烟气密度, kg/m^3 。

由式(23)、(31)、(40)及式(44)~(47)得到式(42)中第 2 项变化分量为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \theta_s}{\partial \eta_e} \frac{\partial \eta_e}{\partial q_s^e} \frac{\partial q_s^e}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} \Delta t_f = \\ & (1 - \eta_a)(t_f - \theta'_e) \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) V_s^e \rho_s^e \times \\ & \left\{ \frac{(B' - A') A_e \left[\frac{K_e}{q_s^{e2} c_e} + 0.65 \mu_e K' q_s^{e-0.35} \right]}{(B' - 1)^2} - \right. \\ & \left. \frac{(A' - 1) A' c_e}{(B' - 1)^2 c_w q_w} \right\} \frac{\partial B}{\partial t_f} \Delta t_f \quad (48) \end{aligned}$$

式中

$$K' = 0.12 C_s C_z \frac{\lambda_e}{d_e} \left(\frac{d_e}{F_e \nu_e \rho_s^e} \right)^{0.65} (Pr_e)^{0.33}$$

$$A' = \exp(\mu_e K_e A_e); \quad B' = \exp(\mu_e K_e A_e) \frac{c_e q_s^e}{q_w c_w}$$

由式(30)、(36)、(40)得到式(42)中第 3 项变化分量为

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial \eta_e} \frac{\partial \eta_e}{\partial \theta'_e} \frac{\partial \theta'_e}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} = \frac{\partial \theta_s}{\partial \eta_e} \times \frac{\partial \eta_e}{\partial \theta'_e} \times \Delta \theta'_e =$$

$$\frac{c_w q_w (t_e - t_f)}{(\theta'_e - t_f)^2 \varphi q_s^e c_e} \times (1 - \eta_a)(t_f - \theta'_e) \Delta \theta'_e \quad (49)$$

回转式空气预热器的传热系数为^[19]

$$K_a = \frac{\xi c_n}{\frac{1}{x_y \alpha_1} + \frac{1}{x_k \alpha_2}} \quad (50)$$

式中, x_y 为回转式空气预热器烟气受热面份额; x_k 为回转式空气预热器空气受热面份额; α_1 为回转式空气预热器烟气侧对流换热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; α_2 为回转式空气预热器空气侧对流换热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; ξ 为利用系数, ξ 近似取值 0.9; c_n 为考虑热交换不稳定的修正系数, 对于转速大于 1 r/min 的电站回转式空气预热器, 可取 $c_n = 1$ 。

空气预热器烟气侧对流换热系数为^[8]

$$a_1 = A \frac{\lambda_s}{d_a} (Re_a^s)^{0.8} (Pr_a^s)^{0.4} \quad (51)$$

式中, A 为修正系数; d_a 为回转式空气预热器当量直径, m; λ_s 为空气预热器烟气热导率, $\text{kW}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$; Re_a^s 为空气预热器烟气雷诺数; Pr_a^s 为空气预热器烟气普朗特数。

空气预热器烟气雷诺数为^[20]

$$Re_a^s = \frac{\omega_a^s d_a}{\nu_a^s} \quad (52)$$

式中, ω_a^s 为空气预热器烟气流速, m/s; ν_a^s 为空气预热器烟气运动黏度, m^2/s 。

空气预热器烟气流速为

$$\omega_a^s = \frac{q_s^a}{\rho_s^{ra} F_a^s} \quad (53)$$

式中, F_a^s 为回转式空气预热器烟气流道截面积, m^2 ; ρ_s^{ra} 为修正到空气预热器烟气温度的烟气密度, m^3/kg 。

由式(16)、(19)、(40)、及式(50)~(53)得到式(42)中第4项变化分量为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \theta_s}{\partial \eta_a} \frac{\partial \eta_a}{\partial q_s^a} \frac{\partial q_s^a}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} \Delta t_f = \\ & [\eta_e (\theta'_e - t_f) - (\theta'_e - t_0)] \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) V_s^a \rho_s^a \\ & \left\{ \frac{(B'' - A'') A_a \left[\frac{K_a}{q_s^{a2} c_s} + \frac{0.7 \mu_a K'' q_s^{a-0.2}}{x_y \left(\frac{1}{x_y a_1} + \frac{1}{x_k a_2} \right)^2 a_1^2} \right]}{(B'' - 1)^2} - \right. \\ & \left. \frac{(A'' - 1) A''}{(B'' - 1)^2} \frac{c_s}{c_a q_a} \right\} \frac{\partial B}{\partial t_f} \Delta t_f \end{aligned} \quad (54)$$

$$\text{式中 } K'' = A \frac{\lambda_s}{d_a} \left(\frac{d_a}{\rho_s^{ra} F_a^s \nu_a^s} \right)^{0.8} (Pr_a^s)^{0.4};$$

$$A'' = \exp(\mu_a K_a A_a);$$

$$B'' = \exp(\mu_a K_a A_a) \frac{q_s^a c_s}{q_a c_a}.$$

同理, 回转式空气预热器空气侧对流换热系数为^[20]

$$a_2 = A \frac{\lambda_a}{d_a} (Re_a^a)^{0.8} (Pr_a^a)^{0.4} \quad (55)$$

式中, λ_a 为空气预热器空气导热系数, $\text{kW}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$; Re_a^a 为空气预热器空气雷诺数; Pr_a^a 为空气预热器空气普朗特数。

空气预热器空气雷诺数为^[20]

$$Re_a^a = \frac{\omega_a^a d_a}{\nu_a^a} \quad (56)$$

式中, ω_a^a 为空气预热器空气流速, m/s; ν_a^a 为空气预热器空气运动黏度, m^2/s 。

空气预热器空气流速

$$\omega_a^a = \frac{q_a}{\rho_a^{ra} F_a^a} \quad (57)$$

式中, F_a^a 为空气预热器空气流通截面积, m^2 ; ρ_a^{ra} 为修正到空气预热器空气温度下的空气密度, m^3/kg 。

由式(16)、(20)、(40)、(50)及式(55)~(57)得到式(42)中第5项变化分量为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \theta_s}{\partial \eta_a} \frac{\partial \eta_a}{\partial q_a} \frac{\partial q_a}{\partial B} \frac{\partial B}{\partial t_f} \Delta t_f = \\ & [\eta_e (\theta'_e - t_f) - (\theta'_e - t_0)] 1.306 \beta_a^a V^0 \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) \times \\ & \left\{ \frac{(B'' - A'') A_a \left[\frac{0.8 \mu_a K''' q_a^{-0.2}}{x_k \left(\frac{1}{x_y a_1} + \frac{1}{x_k a_2} \right)^2 a_2^2} - \frac{K_a}{q_a c_a} \right]}{(B'' - 1)^2} + \right. \\ & \left. \frac{(A'' - 1) A''}{(B'' - 1)^2} \frac{c_s q_s^a}{c_a q_a^2} \right\} \frac{\partial B}{\partial t_f} \Delta t_f \end{aligned} \quad (58)$$

$$\text{式中 } K''' = A \frac{\lambda_a}{d_a} \left(\frac{d_a}{\rho_a^{ra} F_a^a \nu_a^a} \right)^{0.8} (Pr_a^a)^{0.4}.$$

1.2.4.2 给水温度对排烟温度的直接影响

给水温度对排烟温度的直接影响可表示为

$$(\Delta \theta'_s)_{t_f} = \left(\frac{\partial \theta_s}{\partial t_f} + \frac{\partial \theta_s}{\partial \eta_a} \frac{\partial \eta_a}{\partial \theta'_a} \frac{\partial \theta'_a}{\partial t_f} \right) \Delta t_f \quad (59)$$

由式(40)得到式(59)中第 1 项变化分量为

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial t_f} \Delta t_f = (1 - \eta_a) \eta_e \Delta t_f \quad (60)$$

由式(18)、(24)、(40)得到式(59)中第 2 项变化分量为

$$\begin{aligned} \frac{\partial \theta_s}{\partial \eta_a} \frac{\partial \eta_a}{\partial \theta'_a} \frac{\partial \theta'_a}{\partial t_f} \Delta t_f &= \frac{\partial \theta_s}{\partial \eta_a} \times \frac{\partial \eta_a}{\partial \theta'_a} \Delta \theta'_a = \\ &[\eta_e (\theta'_e - t_f) - (\theta'_e - t_0)] \frac{q_a c_a (t_0 - t_h)}{\varphi q_s^a c_s (\theta'_a - t_f)^2} \Delta \theta'_a \quad (61) \end{aligned}$$

1.2.4.3 给水温度变化后的排烟温度

对应给水温度变化后的锅炉排烟温度

$$\theta'_s = \theta_s + (\Delta \theta_s)_{t_f} \quad (62)$$

式中, θ'_s 为给水温度变化后的锅炉排烟温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

1.2.5 锅炉热效率计算模型

锅炉反平衡效率表达式为

$$\eta_b = 1 - \frac{(Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6)}{Q_{ar,net}} \quad (63)$$

式中, η_b 为锅炉热效率; Q_2 为单位质量燃料排烟热损失量, kJ/kg ; Q_3 为单位质量燃料气体未完全燃烧热损失量, kJ/kg ; Q_4 为单位质量燃料机械不完全燃烧热损失量, kJ/kg ; Q_5 为单位质量燃料散热损失量, kJ/kg ; Q_6 为单位质量燃料灰渣物理热损失量, kJ/kg 。

由于排烟温度变化仅影响锅炉排烟热损失和灰渣物理热损失, 故给水温度变化引起锅炉热效率的变化量为

$$(\Delta \eta_b)_{t_f} = \left(\frac{\partial \eta_b}{\partial Q_2} \frac{\partial Q_2}{\partial \theta_s} \frac{\partial \theta_s}{\partial t_f} + \frac{\partial \eta_b}{\partial Q_6} \frac{\partial Q_6}{\partial \theta_s} \frac{\partial \theta_s}{\partial t_f} \right) \Delta t_f \quad (64)$$

式中, $(\Delta \eta_b)_{t_f}$ 为给水温度变化引起锅炉热效率的变化量。

1.2.5.1 给水温度变化引起排烟热损失变化对锅炉热效率影响

单位质量燃料排烟热损失量为^[13]

$$Q_2 = (V_d c_d + V_v c_v) (\theta_s - t_0) \quad (65)$$

式中, V_d 为单位质量燃料产生的干烟气体积, m^3/kg ; c_d 为干烟气从 t_0 到 θ_s 的平均定压比热, $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^{\circ}\text{C})$; V_v 为单位质量燃料产生烟气中所含水蒸气容积, m^3/kg ; c_v 为水蒸气从 t_0 到 θ_s 温度间的平均定压比热, $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。

由式(63)、(65)得到式(64)中第 1 项变化分量为

$$\frac{\partial \eta_b}{\partial Q_2} \frac{\partial Q_2}{\partial \theta_s} \frac{\partial \theta_s}{\partial t_f} \Delta t_f = \frac{-(V_d c_d + V_v c_v)}{Q_{ar,net}} \times (\Delta \theta_s)_{t_f} \quad (66)$$

1.2.5.2 给水温度变化引起灰渣物理热损失变化对锅炉热效率影响

忽略沉降灰, 单位质量燃料灰渣物理热损失量

为^[13]

$$Q_6 = \frac{A_r}{100} \left[\frac{a_s (\theta_r - t_0) c_r}{100 - C_r^c} + \frac{a_f (\theta_s - t_0) c_f}{100 - C_f^c} \right] \quad (67)$$

式中, θ_r 为炉渣温度, $^{\circ}\text{C}$; c_r 为炉渣比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$; C_r^c 为炉渣含碳量, %; c_f 为飞灰比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$; C_f^c 为炉渣含碳量, %。

由式(63)、(67)得到式(64)中第 2 项变化分量为

$$\frac{\partial \eta_b}{\partial Q_6} \frac{\partial Q_6}{\partial \theta_s} \frac{\partial \theta_s}{\partial t_f} \Delta t_f = \frac{-A_r a_f c_f}{Q_{ar,net} 100 (100 - C_f^c)} \times (\Delta \theta_s)_{t_f} \quad (68)$$

1.2.5.3 给水温度变化后的锅炉热效率

对应给水温度变化后的锅炉热效率

$$\eta'_b = \eta_b + (\Delta \eta_b)_{t_f} \quad (69)$$

式中, η'_b 为给水温度变化后锅炉热效率。

1.2.6 燃料量计算模型

锅炉消耗燃料量为^[9]

$$B = \frac{D_M (h''_m - h_f) + D_R (h''_r - h'_r)}{\eta_b Q_{ar,net}} \quad (70)$$

式中, h_f 为给水焓值, kJ/kg 。

在锅炉负荷、主蒸汽参数及再热蒸汽参数一定条件下, 由给水温度变化引起锅炉燃料量变化量为

$$\begin{aligned} (\Delta B)_{t_f} &= \frac{\partial B}{\partial \eta_b} \frac{\partial \eta_b}{\partial \theta_s} \frac{\partial \theta_s}{\partial t_f} \Delta t_f + \\ &\frac{\partial B}{\partial h_f} \frac{\partial h_f}{\partial t_f} \Delta t_f = - \frac{D_M (h''_m - h_f) + D_R (h''_r - h'_r)}{\eta_b^2 Q_{ar,net}} \times \\ &(\Delta \eta_b)_{t_f} - \frac{D_M}{\eta_b Q_{ar,net}} (\Delta h_f)_{t_f} \quad (71) \end{aligned}$$

式中, $(\Delta B)_{t_f}$ 为给水温度变化引起锅炉燃料量的变化量, kg/s ; $(\Delta h_{gs})_{t_f}$ 为给水温度引起给水焓值的变化量, kJ/kg 。

对应给水温度变化后的锅炉燃料量

$$B' = B + (\Delta B)_{t_f} \quad (72)$$

式中, B' 为给水温度变化后的锅炉燃料量, kg/s 。

2 模型求解及验证

2.1 模型求解

给水温度变化引起锅炉排烟温度变化, 并影响锅炉热效率, 进而导致锅炉燃料量发生改变。由式(1)、(21)、(32)、(42)、(59)、(64)及式(71)组成非线性方程组, 通过求解确得到给水温度变化后的省煤器进口烟温 θ''_e 、SCR 入口烟温 θ''_a 、热风温度 t'_h 、省煤器出口水温 t'_e 、排烟温度 θ'_s 、锅炉热效率 η'_b 、

燃料量 B' 。为进一步说明数学模型的求解过程。图2给出了模型求解的流程图。其中模型中炉膛出口烟温采用苏联1973版炉膛热力计算方法确定。

图2 数学模型求解流程图

2.2 模型验证

为验证模型理论上的正确性,采用文中方法计算锅炉在75%BMCR和50%BMCR两个工况下的主

要运行参数值,并与传统锅炉热力计算方法所得到的值进行了对比。采用文中方法得到的两个工况下锅炉主要运行参数值和传统锅炉热力计算值的对比情况见表1。

由表1可知,这种方法得到的计算结果变化趋势一致,数值上吻合较好,且相对误差低于4%。产生误差的主要原因是模型忽略炉膛出口到省煤器入口烟气侧换热效率变化的影响,并近似认为炉膛出口到省煤器入口各级受热面吸热比例不变造成的。但总体验证了模型在理论上的基本正确性。

3 计算结果分析

3.1 燃料量变化对锅炉排烟温度的影响

在锅炉负荷和蒸汽参数一定时,给水温度变化必将引起燃料量变化,从而导致锅炉排烟温度变化。由式(42)可得到给水温度变化引起燃料量变化对锅炉排烟温度的影响,如图3a、3b所示。

由图3a知,随给水温度升高,燃料量降低,且在50%BMCR以上工况,燃料量降低幅度较大。这是因为,在锅炉负荷和蒸汽参数一定下,给水温度升高,单位工质在锅炉中吸热量减小,进而使燃料量降低,但在100%BMCR和75%BMCR工况,给水处于超临界压力,呈大比热容特性^[18],随给水温度升高,给水比热升高较快,即在相同温升下,给水吸收热量会大幅降低,导致燃料量降低幅度增大。

由图3b可以看出,随燃料量增加,排烟温度升高。这是因为,给水温度提高,燃料量降低,使得省煤器和空气预热器的烟气流量和空气流量下降,导致省煤器和空气预热器传热系数降低,但由式(16)、(23)可知,虽然传热系数降低使烟气侧换热效率降低,但烟气流量降低对烟气侧换热效率的影响起主导作用,故燃料量增加最终使省煤器和空气预热器烟气侧换热效率下降。此外,给水温度升高,省煤器进口烟温下降。综合以上两方面因素,给水温度升高,燃料量下降,使锅炉排烟温度降低。

表1 文中方法和锅炉热力计算方法对比情况

项目	100%BMCR	75%BMCR			50%BMCR		
	设计值	文中方法	热力计算方法	相对误差(%)	文中方法	热力计算方法	相对误差(%)
锅炉效率(%)	93.70	94.03	93.88	0.16	94.29	94.13	0.17
锅炉排烟温度/℃	129.00	114.33	116.00	1.44	100.85	103.00	2.09
燃料量/(t/h)	250.80	201.29	197.08	2.14	143.52	138.43	3.68
炉膛出口烟温/℃	1 378.00	1 271.67	1 275.00	0.26	1 162.86	1 167.00	0.35
省煤器进口烟温/℃	562.00	523.21	526.00	0.53	482.75	486.00	0.67
省煤器出口水温/℃	336.00	315.86	322.00	1.91	301.16	306.00	1.58
空气预热器进口烟温/℃	378.00	346.48	349.00	0.72	317.49	316.00	0.47
热风温度/℃	330.00	310.37	313.00	0.84	288.91	285.00	1.37

图 3 燃料量对锅炉排烟温度的影响

3.2 给水温度变化对锅炉排烟温度的直接影响

给水温度变化对锅炉排烟温度的直接影响见图 4。

图 4 给水温度变化对锅炉排烟温度的直接影响

由图 4 可以看出,在给水温度直接影响下,随给水温度升高,锅炉排烟温度上升。原因在于,一方面,结合式(60)可知,在省煤器及空气预热器烟气侧换热效率不变条件下,随给水温度升高,锅炉排烟温度升高。另一方面,给水温度提高,使省煤器出口烟温即空气预热器进口烟温升高,由此导致空气预热器烟气侧换热效率降低,并最终使锅炉排烟温度升高。

3.3 给水温度变化对锅炉排烟温度的综合影响

锅炉排烟温度随给水温度变化的综合影响如图 5 所示。

图 5 给水温度对锅炉排烟温度的综合影响

由图 5 可见,受给水温度直接影响和由给水温度变化引起燃料量变化的综合影响,在 50%BMCR 以上工况,随给水温度升高,锅炉排烟温度呈先升高后下降趋势,且在给水温度升高 40 °C 后,锅炉排烟温度达到最大值。这是因为,在拐点左侧,燃料量随给水温度变化不大,随给水温度升高,由给水温度升高对锅炉排烟温度的影响大于燃料量降低对锅炉排烟温度的影响,但在拐点右侧,受给水比热影响,燃料量随给水温度升高降低幅度增加,此时,燃料量降低对锅炉排烟温度的影响大于给水温度增加对其的影响。故锅炉排烟温度又出现下降趋势。而在 50%BMCR 及以下工况,锅炉排烟温度受给水温度影响较大,锅炉排烟温度同给水温度变化趋势一致。由此可见,设置 0 号高压加热器,提高给水温度,锅炉排烟温度并不总是呈升高趋势。

3.4 锅炉 SCR 入口烟温

NO_x 是火电机组控制的关键参数^[21]。而 SCR 入口烟气温度严重影响 SCR 的脱硝效率。给水温度变化必将影响锅炉 SCR 入口烟温,给水温度对 SCR 入口烟温的影响见图 6。

图 6 给水温度对 SCR 入口烟温的影响

由图 6 可知,随给水温度提高,SCR 入口烟温升高,这是因为,给水温度升高,省煤器进口烟温降低,导致省煤器传热温差减小,传热量下降,进而使省煤器烟气温降减小,由此使 SCR 入口烟温升高。

火电企业脱销系统均布置在锅炉省煤器和空气预热器之间。由于SCR脱硝反应器钨钼钛系催化剂要求的最低安全运行环境温度为280℃, 催化剂活性反应温度为320~420℃, 对于该600 MW超临界直流锅炉, 在50%BMCR以上工况, 不投0号高压加热器即可保证脱销系统正常运行, 在50%BMCR工况, 为确保催化剂活性, 建议投入0号高压加热器, 并至少升高给水温度10℃, 而在30%BMCR工况, 则至少要升高给水温度20℃, 才能满足催化剂最低安全运行环境温度的要求。

3.5 锅炉效率

由式(65)、(67)可知, 锅炉排烟温度变化将影响锅炉排烟热损失和灰渣物理热损失, 最终使锅炉效率发生改变。给水温度变化对锅炉效率的影响见图7a~7c。

图7 给水温度对锅炉效率的影响

如图7a~7c所示, 随给水温度变化, 排烟热损失和灰渣物理热损失与锅炉排烟温度的变化趋势一致, 而锅炉效率基本和锅炉排烟温度的变化趋势相反, 出现这种现象的原因主要在于, 锅炉排烟温度变化仅影响排烟热损失和灰渣物理热损失。

由此可见, 增设0号高压加热器后, 在50%BMCR以上工况, 随给水温度升高, 锅炉效率先减小后增大, 在50%BMCR以下工况, 锅炉排烟温度随给水温度升高而减小, 给水温度每升高10℃。锅炉效率变化1.5%左右。

4 结论

(1) 给水温度发生变化后, 不仅自身通过影响省煤器出口烟温来影响锅炉排烟温度, 还通过影响送入锅炉的燃料量, 进而使得进入省煤器的烟气温度及热容量发生变化来影响排烟温度。而在不同的给水温度变化范围, 受给水比热变化的影响, 排烟温度对燃料量和给水温度的变化敏感程度存在较大差异。

(2) 提高给水温度, 可以提高SCR进口烟气温度。对于600 MW超临界机组, 在高于50% BMCR工况无需投0号高压加热器即可保证SCR进口的正常烟气温度。但在50% BMCR及以下工况, 在不同的锅炉负荷, 给水温度应提高不同的幅度才能满足SCR正常的进口烟气温度。

(3) 给水温度发生变化进而引起锅炉排烟温度的变化, 而锅炉排烟温度变化主要引起排烟热损失和灰渣物理热损失发生变化。因此, 锅炉热效率与锅炉排烟温度的变化趋势基本相反。

参 考 文 献

- [1] 陆万鹏, 孙奉仲, 史月涛. 电站锅炉排烟余热能级提升系统火用分析[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(23): 9-14.
- [2] LU Wanpeng, SUN Fengzhong, SHI Yuetao. Exergy analysis of advanced boiler flue gas heat recovery system in power plant[J]. Proceedings of the CSEE, 2012, 32(23): 9-14.
- [3] ESPATOLERO S, ROMEO L M, CORTÉS C. Efficiency improvement strategies for the feedwater heaters network designing in supercritical coal-fired power plants[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 73: 449-460.
- [4] XU G, XU C, YANG Y P, et al. A novel flue gas waste heat recovery system for coal-fired ultra-supercritical power plants[J]. Applied Thermal Engineering, 2014,

- 67: 240-249.
- [4] Forecast report of the country's electricity supply and demand analysis 2015[R]. Statistics Director of China Electricity Council, 2015.
- [5] 苏雪刚, 卢丽坤, 马亮亮, 等. 大型超超临界火力发电机组增设 0 号高压给水加热器的研究[J]. 锅炉制造, 2016(4): 50-53.
- SU Xuegang, LU Likun, MA Liangliang, et al. Research on adding No. 0 high-pressure heater to ultra supercritical unit[J]. Boiler Manufacturing, 2016(4): 50-53.
- [6] LIAO Y J, XU Q S, JI S, et al. Increasing Feedwater Temperature under Low Load of 300 MW on SCR Denitration Performance Study[J]. Energy Proc., 2015, 7: 1102-1107.
- [7] 冯伟忠. 节能型低成本“超低排放”新技术[J]. 电世界, 2015(12): 617-622.
- FENG Weizhong. The new technology of energy-saving and low cost "ultra low emissions"[J]. Electric World, 2015(12): 617-622.
- [8] 周克毅, 冷伟, 钟辉. 锅炉原理[M]. 北京: 中国电力出版社, 2010.
- ZHOU Keyi, LENG Wei. Boiler principle[M]: Beijing: China Electric Power Press, 2010.
- [9] 丹宇. 燃用低热值煤气电厂锅炉的给水温度对锅炉排烟温度和电厂热经济性的影响及分析[J]. 钢铁技术, 2009(1): 35-44.
- DAN Yu. Influence and analysis of feed water temperature on flue gas temperature and thermal performance of power plant for gas power plant boiler using low calorific value [J]. Iron and Steel Technology, 2009(1): 35-44.
- [10] WANG C J, HE B S, SUN S Y, et al. Application of a low pressure economizer for waste heat recovery from the exhaust flue gas in a 600 MW power plant[J]. Energy 2012, 48: 196-202.
- [11] CHEN W X, ZHANG G Z, LI B G, et al. Simulation study on 660 MW coal-fired power plant coupled with a steam ejector to ensure NO_x reduction ability[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 111: 550-561.
- [12] 黄新元. 电站锅炉运行与燃烧调整[M]. 2 版. 北京: 中国电力出版社, 2007.
- HUANG Xinyuan. Operation and combustion adjustment of power station boiler[M]. 2nd ed. Beijing: China Electric Power Press.
- [13] 徐国安. 锅炉给水温度对自备热电厂热效率影响的讨论[J]. 江苏氟碱, 2010(3): 10-13.
- XU Guoan. Discussion on the influence of the boiler feed water temperature on the thermal efficiency of the self owned thermal power plant[J]. Jiangsu Air Base, 2010(3): 10-13.
- [14] 胡泰来, 曾汉才. 锅炉变工况对排烟温度的影响[J]. 华中电力, 1996, 9(2): 28-31.
- HU Tailai, ZENG Hancan. The influence of boiler changing conditions on smoke exhaust temperature[J]. Central China Electric Power, 1996, 9(2): 28-31.
- [15] 李勇, 黄生文, 曹丽华. 汽轮机中压平衡活塞汽封间隙及漏汽量在线监测的原理及应用[J]. 机械工程学报, 2014, 50(24): 172-178.
- LI Yong, HUANG Shengwen, CAO Lihua. Principle and application of on-line monitoring method for intermediate pressure balance piston seal clearance and leakage flow in steam turbine[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(24): 172-178.
- [16] 刘福国, 周新刚, 姜波. 单根锅炉受热管泄漏过程建模[J]. 机械工程学报, 2018, 54(6): 183-190.
- LIU Fuguo, ZHOU Xingang, JIANG Bo. Modeling of tube rupture process of boilers[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(6): 183-190.
- [17] HEIDARI-KAYDAN A, HAJIDAVALLUO E. Three-dimensional simulation of rotary air preheater in steam power plant[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 73: 399-407.
- [18] 李勇, 韩为, 王艳红. 基于 ASME PTC4-1998 标准的锅炉热效率微分偏差修正方法分析及比较[J]. 中国电机工程学报, 2014, 34(14): 2769-2777.
- LI Yong, HAN Wei, WANG Yanhong. Analysis and comparison on the differential deviation correction method for boiler thermal efficiency based on ASME PTC4-1998 codes[J]. Proceedings of the CSEE, 2014, 34(14): 2769-2777.
- [19] YANG Y P, XU C, XU G, et al. A new conceptual cold-end design of boilers for coal-fired power plants with waste heat recovery[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 89: 137-146.
- [20] ROVIRA A, VALDÉS M, DURÁN M D. A model to predict the behaviour at part load operation of once-through heat recovery steam generators working with water at supercritical pressure[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30: 1652-1658.
- [21] 卢洪波, 武帅, 刘畅. HG-670/13.7-WM15 锅炉低氮燃烧器不同煤粉浓淡比脱硝效果和燃烧特性的数值模拟[J]. 东北电力大学学报, 2017, 37(1): 47-52.

LU Hongbo, WU Shuai, LIU Chang. Numerical simulation of the effect of different pulverized coal bias ratio on the denitrification and combustion characteristics in low NO_x burner of HG-670/13.7-WM15 boiler[J]. Journal of Northeast Electric Power University, 2017, 37(1): 47-52.

作者简介：李勇，男，1964 年出生，教授，博士研究生导师。主要研究方向为火电机组经济性诊断及优化运行。

E-mail: liyong6883@163.com

王艳红(通信作者)，男，1985 年出生，博士研究生，讲师。主要研究方向为电站锅炉热经济性诊断及优化运行。

E-mail: wangyanhong1985@126.com