

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

MODELAGEM DO GERADOR DE VAPOR DA TERMELÉTRICA DE PECÉM
COM REDE DE TROCADORES DE CALOR

por

Augusto Delavald Marques

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro de 2019

Delavald Marques, Augusto
MODELAGEM DO GERADOR DE VAPOR DA TERMELETRICA DE
PECÉM COM REDE DE TROCADORES DE CALOR / Augusto
Delavald Marques. -- 2019.
22 f.
Orientador: Paulo Smith Schneider.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2019.

1. Rede de trocadores de calor. 2. Simulação de
gerador de vapor. 3. Balanço de energia em fornalha.
I. Smith Schneider, Paulo, orient. II. Título.

Augusto Delavald Marques

MODELAGEM DO GERADOR DE VAPOR DA TERMELÉTRICA DE PECÉM COM REDE DE
TROCADORES DE CALOR

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Mario Roland Sobczyk Sobrinho
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Energia e fenômenos de transporte

Orientador: Prof. Paulo Smith Schneider

Comissão de Avaliação:

Prof. Bardo Bodmann

Prof.^a. Letícia Jenisch Rodrigues

Prof. Guilherme Henrique Fiorot

Porto Alegre, dezembro de 2019

Dedico este trabalho a minha família.

“All models are wrong, but some are useful.”
George Box

MODELAGEM DO GERADOR DE VAPOR DA TERMELÉTRICA DE PECÉM COM REDE DE TROCADORES DE CALOR

Augusto Delavald Marques

augusto.marques@ufrgs.br

Resumo. O presente trabalho apresenta uma simulação do gerador de vapor da termelétrica a carvão de PECÉM-CE utilizando-se três modelos em sequência. Com um modelo de combustão calcula-se a composição e a vazão do carvão, bem como a vazão de ar total. Um balanço de energia na região da fornalha foi realizado para estimar sua temperatura de saída. Para o cálculo das temperaturas entre os trocadores de calor, utilizou-se uma abordagem combinando o método de rede de trocadores de calor com método dos mínimos quadrados para representar o coeficiente de transferência térmica global como uma função da vazão mássica de gases de combustão. Os resultados da combustão apresentaram um desvio em torno de 3% em comparação com o caso garantido pelo fabricante. O valor de temperatura na saída da fornalha obtido com o balanço de energia apresentou um desvio de 10,75 % em relação ao fornecido pela usina. As temperaturas obtidas entre os trocadores de calor são comparadas com o heat mass balance da usina e apresentaram um desvio relativo na ordem de 5% para a maioria dos valores e atingiram um desvio máximo de 18% no pior caso.

Palavras-chave: Rede de trocadores de calor; Simulação de gerador de vapor; Balanço de energia em fornalha

Abstract. The present work presents a simulation of the PECÉM-CE coal-fired steam generator using three models in sequence. A combustion model calculates the composition and flow of coal as well the total air mass flow. An energy balance in the furnace region was performed to estimate its outlet temperature. For the calculation of temperatures between heat exchangers, an approach was used combining the heat exchanger network method with the least squares method to represent the global heat transfer coefficient as a function of the flue gas mass flow. The combustion results showed a deviation around 3 % compared to the case guaranteed by the constructor. The temperature value at the furnace outlet obtained with the energy balance showed a 10.75 % deviation from that provided by the plant. The temperatures obtained between the heat exchangers were compared with the heat mass balance of the plant and showed a relative deviation of 5 % for most values and reached a maximum deviation of 18 % in the worst case.

Keywords: Heat exchange network, Steam generator modelling, Furnace energy balance

1. INTRODUÇÃO

Usinas elétricas que utilizam fontes térmicas são a principal fonte de geração de eletricidade no mundo. Dentre os combustíveis disponíveis, o carvão é o que apresenta maior representatividade sendo responsável por aproximadamente 40% da geração IEA (2018). As projeções fornecidas pela IEA (2018) mostram um consumo estável de carvão até no mínimo o ano de 2023. Recentemente, uma comissão do governo alemão propôs a saída gradual do carvão até o ano de 2038 (Rinscheid and Wüstenhagen (2019)). No Brasil, a termelétrica foi responsável por 26,7% da geração elétrica no ano de 2018, segundo EPE (2019), dentre os quais 14.204 GWh foram gerados utilizando-se

carvão. Em usinas termelétricas o gerador de vapor é uma parte fundamental e o entendimento do seu comportamento permite a tomada de decisões que impactam diretamente na eficiência da usina. O gerador de vapor modelado neste trabalho pertence a usina termelétrica de PECÉM, localizada próxima de Fortaleza - CE, que opera em um Ciclo Rankine subcrítico alimentado por um gerador de vapor a carvão e produz 360 MW no ponto nominal de operação.

Através da modelagem do gerador de vapor utilizando-se modelos unidimensionais, é possível obter respostas rápidas que permitam compreender o funcionamento do gerador de vapor e a prospecção de diferentes situações de operação. Simulações semelhantes levariam muito tempo utilizando-se Fluidodinâmica Computacional (CFD), o que inviabiliza sua utilização em uma aplicação de uso diário.

1.1 Questão de trabalho

Como modelar um gerador de vapor de modo a obter-se a distribuição de temperatura fornecendo apenas informações das três entradas principais do equipamento? Sendo elas, água de alimentação, combustível e vapor reaquecido.

1.2 Revisão

Uma pesquisa na base dados SCOPUS ¹ utilizando-se o seguinte termo: '*TITLE-ABS-KEY (boiler AND model* AND "steady state")*' foi realizada a fim de conhecer-se o estado atual da modelagem de geradores de vapor em regime permanente. Esta pesquisa retornou 434 documentos, que foram selecionados com a leitura dos títulos e resumos.

Bhambare *et al.* (2007) propuseram a divisão do gerador de vapor em 7 subcomponentes e realizaram uma modelagem utilizando o software SIMULINK[®] visando o controle do gerador de vapor, os autores validaram o modelo com dados de uma usina de 250 MW e obtiveram erros em torno de 5 bar na pressão principal de vapor. Lee (2003) desenvolveu e comparou dois modelos para previsão das condições do vapor principal na saída do gerador de vapor, um modelo paramétrico e um modelo baseado em redes neurais. Ambos os modelos mostraram-se capazes de prever a vazão baseados em parâmetros do gerador de vapor, apresentando um erro máximo de 8,66%. Said *et al.* (2011) modelou a fornalha de um gerador de vapor em diferentes situações de operação, sua simulação mostra uma temperatura de 1600 K próximo a saída da fornalha. Hajebzadeh *et al.* (2019) simulou um gerador de vapor com queima tangencial com recirculação de gás. Na validação do modelo, obteve um erro máximo de 7,3 % na temperatura dos gases de combustão. Grądziel (2019) modelou a vazão mássica e a transferência de calor da circulação natural que ocorre entre o tubulão e as paredes d'água de um gerador de vapor, obteve erros de 5,7% na vazão calculada em relação a um ponto medido.

As abordagens tradicionais para o cálculo de trocadores de calor, LMTD (*Logarithmic Mean Temperature Difference*) e $\epsilon - NUT$, são difíceis de aplicar em trocadores de calor de um gerador de vapor, pois são requeridas informações de entrada e saída para cada trocador de calor. A determinação dessas temperaturas intermediárias é precisamente o resultado desejado neste trabalho.

Dezhen *et al.* (2007) desenvolveu uma solução para o problema de trocadores de calor conectados em sequência utilizando-se matrizes de interconexão, este método foi baseado em Luo *et al.* (2002) e sua aplicação foi em trocadores de aquecimento industrial. Este método estabeleceu uma solução unidimensional para múltiplos trocadores de calor interconectados, tratando-os como uma rede de trocadores de calor. A principal vantagem é a capacidade de solucionar toda a rede de trocadores conhecendo-se apenas as temperaturas de entrada das correntes principais e o fluxo de energia por unidade de temperatura em cada trocador de calor.

¹<https://www.scopus.com>

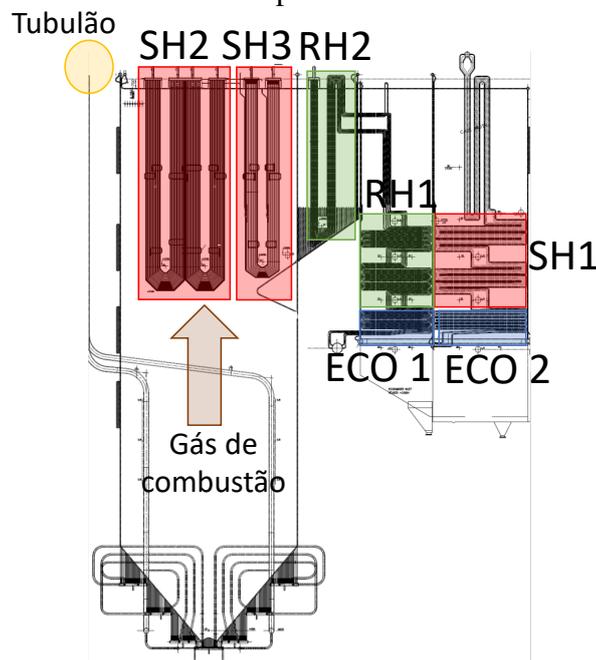
2. FUNDAMENTAÇÃO

O presente trabalho divide o gerador de vapor em três partes principais: a combustão, as trocas de energia na região da fornalha e a transferência de calor nos trocadores de calor localizados a partir da fornalha. Primeiro é apresentada uma breve descrição do gerador de vapor considerado, após são apresentadas as equações consideradas no modelo desenvolvido.

2.1 O gerador de vapor

O gerador de vapor modelado está representado na Figura 1. Ele é composto por sete trocadores de calor que olhando-se pelo lado do fluido de trabalho, podem ser divididos em três percursos. O primeiro percurso é do fluido de trabalho no estado líquido comprimido que entra nos dois economizadores (ECO1 e ECO2) e é direcionado para o tubulão. No tubulão o fluido está bifásico, a porção líquida desce pelas paredes d'água até a altura da fornalha e então sobe voltando para o tubulão em estado bifásico. O segundo percurso é formado pelo vapor saturado que sai da parte superior do tubulão e é direcionado para os três superaquecedores (SH1, SH2 e SH3). Do terceiro superaquecedor o vapor superaquecido é direcionado para a turbina de alta pressão. O terceiro percurso é o responsável pelo reaquecimento do vapor que é extraído da turbina de média pressão, o vapor é reaquecido em dois reaquecedores (RH1 e RH2) sendo direcionado para a turbina de baixa pressão.

Figura 1. Desenho do gerador de vapor estudado onde estão destacadas os trocadores de calor que o compõem.

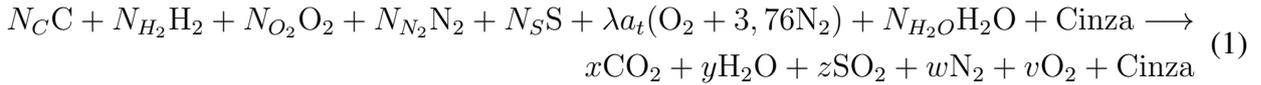


Olhando-se pelo lado do gás de combustão, tem-se o gás a alta temperatura que sai da fornalha e é direcionado ao longo dos trocadores de calor. Após a passagem pelo segundo reaquecedor o gás sofre uma divisão, sendo uma parte direcionada para o primeiro superaquecedor (SH1) e outra parte para o primeiro reaquecedor (RH1). As duas correntes de gás de combustão unem-se após a passagem pelos dois economizadores (ECO1 e ECO2) onde o gás é direcionado para o pré-aquecedor de ar.

O gerador de vapor possui 43 metros de altura, sendo 18,8 metros até o nariz da saída da fornalha. A fornalha possui 13,2 metros de largura e 16,2 metros de profundidade.

2.2 Combustão

Em uma usina termelétrica, a combustão do carvão é responsável por fornecer a energia necessária ao funcionamento do ciclo. No presente trabalho considerou-se a combustão do carvão com excesso de ar, com o objetivo de calcular-se a quantidade de ar necessária ao processo, bem como as pressões parciais dos componentes que afetam a radiação na fornalha. A seguinte expressão foi utilizada para o cálculo da combustão pobre do carvão:



A pressão parcial de cada produto da combustão pode ser obtida através da Equação 2.

$$P_i = \chi_i P \quad (2)$$

2.3 Balanço de energia na fornalha

Em regime permanente, considerando-se um reator perfeitamente misturado, o balanço de energia em um volume de controle na fornalha é dado pela Equação 3, onde explicita-se que os quatro termos considerados são função da temperatura da fornalha T_G .

$$f(T_G) = \dot{Q}_F + \dot{Q}_{K,GW} + \dot{Q}_{S,GW} - \dot{Q}_c = 0 \quad (3)$$

Para o balanço entálpico dos gases de combustão aplica-se a Equação 4.

$$\dot{Q}_F = \dot{M}_{VG} [\bar{c}_p|_{T_U}^{T_G} (T_G - T_U) - \bar{c}_p|_{T_U}^{T_0} (T_0 - T_U)] \quad (4)$$

A parcela de troca convectiva é dada pela Equação 5.

$$\dot{Q}_{K,GW} = A \bar{h} (T_G - T_W) \quad (5)$$

A energia que vem no combustível pode ser calculada pelo produto da vazão de combustível pelo seu poder calorífico, de acordo com a Equação 6.

$$\dot{Q}_c = \dot{M}_B PCI \quad (6)$$

A radiação é calculada segundo o modelo de soma ponderada de gases cinzas conforme a Equação 7.

$$\dot{Q}_{S,GW} = A \sigma \sum_{i=1}^3 \frac{\epsilon_W \epsilon_{Si} [a_i(T_G) T_G^4 - a_i(T_W) T_W^4]}{1 - (1 - \epsilon_W)(1 - \epsilon_{Si})} \quad (7)$$

com,

$$a_i(T) = b_{0i} + b_{1i} T \quad (8)$$

Para o cálculo dos coeficientes a_i são utilizados os valores fornecidos por Johnson (1973) (apud Kind *et al.* (2010)) conforme Tabela 1.

Tabela 1. Constantes para o cálculo da emissividade do gás e fuligem segundo Johnson (1973) (apud Kind *et al.* (2010))

i	$b_{0i}(-)$	$b_{1i}(1/K)$	$\kappa_{Gi}(1/\text{mbar})$	$\kappa_{Ri}(\text{m}^2/\text{kg})$
1	0,130	+0,000265	0,000	3460
2	0,595	-0,000150	0,824	960
3	0,275	-0,000115	25,907	960

Segundo Beer (1969), para os cálculos de troca de energia radiante em fornos queimando combustível sólido as principais contribuições para a radiação térmica são a água (H_2O), o dióxido de carbono (CO_2), a fuligem e as cinzas. Ainda, pode-se considerar que cada um desses componentes apresenta pressão parcial constante em todo o volume. O valor da emissividade do gás ϵ_{Si} é encontrado pela Equação 9, as pressões parciais são obtidas através do cálculo da combustão apresentado na Seção 2.2 e são assumidas constante em toda fornalha.

$$\epsilon_{Si} = 1 - \exp\{-[\kappa_{Gi}(p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{CO}_2}) + \kappa_{Ri}B_R + \kappa_K B_k + \kappa_A B_A]S_{eq}\} \quad (9)$$

onde κ_{Gi} e κ_{Ri} , apresentados na Tabela 1, são a absorvidade do gás e da fuligem, respectivamente, segundo Johnson (1973) (apud Kind *et al.* (2010)). Os valores de absorvidade do carvão, κ_K , e das cinzas, κ_A , possuem o mesmo valor durante todo o somatório da Equação 7 e são calculados segundo as Equações 10 e 11.

$$\kappa_K = \bar{Q}_{abs,K} \frac{3}{2\rho_K \bar{x}_K} \frac{\pi}{n \text{sen}(\pi/n)} \quad (10)$$

e

$$\kappa_A = \bar{Q}_{abs,A} \frac{3}{2\rho_A \bar{x}_A} \frac{\pi}{n \text{sen}(\pi/n)} \quad (11)$$

O percurso livre médio S_{eq} de uma partícula de gás utilizado na Equação 9 é dado por

$$S_{eq} = 0,9 \frac{4V}{A} \quad (12)$$

A estratégia de solução da Equação 3 é a aplicação do método de Newton–Raphson (Chapra (2008)) para a obtenção da temperatura da fornalha segundo a Equação 13. O fator de relaxação γ é necessário para um avanço mais suave da solução dado que a variável a ser encontrada varia com a quarta potência.

$$T_{G,n} = T_{G,n-1} - \gamma \frac{f(T_{G,n-1})}{f'(T_{G,n-1})} \quad (13)$$

A derivada da Equação 3, necessária para aplicação da Equação 13, é dada pela Equação 14.

$$f'(T_G) = \frac{\partial f}{\partial T_G} \approx \dot{M}_{VG} \bar{c}_p |_{T_V}^{T_G} + A\bar{h} + A\sigma\epsilon_W \sum_{i=1}^3 \frac{\epsilon_{Si}[4b_{0i}T_G^3 + 5b_{1i}T_G^4]}{1 - (1 - \epsilon_W)(1 - \epsilon_{Si})} \quad (14)$$

2.4 Trocadores de calor

A modelagem dos trocadores de calor do gerador de vapor seguem o método proposto por Ravagnani *et al.* (2005) com a adequação da correlação da matriz de efetividades. As temperaturas de entrada e saída de um trocador de calor são relacionadas pela Equação 15.

$$\begin{bmatrix} T_{h,o} \\ T_{c,o} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \epsilon_{hh} & \epsilon_{hc} \\ \epsilon_{ch} & \epsilon_{cc} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{h,i} \\ T_{c,i} \end{bmatrix} \quad (15)$$

A Equação 15 quando aplicada para um conjunto de trocadores de calor pode ser vista da forma matricial, conforme a Equação 16.

$$\Theta''_{EX} = \mathbf{V}\Theta'_{EX} \quad (16)$$

A matriz de efetividades \mathbf{V} é construída utilizando-se a correlação para efetividade de um trocador de calor para o caso de R_{min} misturado e R_{max} não misturado, conforme Kakaç *et al.* (2002).

$$\mathbf{V} = \begin{bmatrix} \epsilon_{hh} & \epsilon_{hc} \\ \epsilon_{ch} & \epsilon_{cc} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 - \exp\left[-\frac{\exp(-R_i NTU_i^*)}{R_i}\right] & \exp\left[-\frac{\exp(-R_i NTU_i^*)}{R_i}\right] \\ R \exp\left[-\frac{\exp(-R_i NTU_i^*)}{R_i}\right] & 1 - R \exp\left[-\frac{\exp(-R_i NTU_i^*)}{R_i}\right] \end{bmatrix} \quad (17)$$

usando

$$R_i = \frac{(\dot{m}c_p)_{hi}}{(\dot{m}c_p)_{ci}} \quad (18)$$

$$NTU_i^* = \frac{UA_i}{(\dot{m}c_p)_{hi}} \quad (19)$$

Destaca-se que na Equação 19 o produto UA_i é uma função da vazão mássica dos gases de combustão.

Neste método é considerado que um trocador de calor é constituído de dois canais, um para a corrente fria e outro para corrente quente. Portanto, em uma rede de trocadores de calor, o número de canais é sempre o dobro do número de trocadores de calor.

As temperaturas entre os trocadores de calor, bem como nas saídas das correntes principais, são obtidas resolvendo-se o sistema de Equações 20.

$$\Theta'_{EX} = (\mathbf{I} - \mathbf{G}\mathbf{V})^{-1}\mathbf{G}'\Theta'_N, \quad (20a)$$

$$\Theta''_{EX} = \mathbf{V}\Theta'_{EX} = \mathbf{V}(\mathbf{I} - \mathbf{G}\mathbf{V})^{-1}\mathbf{G}'\Theta'_N, \quad (20b)$$

$$\Theta''_N = \mathbf{G}'''\Theta'_N + \mathbf{G}''\Theta''_{EX}, \quad (20c)$$

Onde tem-se quatro matrizes de conexão:

- Matriz de interconexão $\mathbf{G}[NXN]$: Matriz onde cada elemento g_{ij} é a razão entre o $\dot{m}C_p$ da saída de um canal j que é entrada para outro canal i da mesma linha da corrente do fluido.

- Matriz de entradas em Comum $G'[NXN']$: Matriz onde cada elemento g'_{ik} é a razão entre o $\dot{m}C_p$ da corrente de entrada k para o canal i do primeiro trocador da linha de corrente sobre o $\dot{m}C_p$ da corrente que flui através do canal i .
- Matriz de saídas em comum $G''[N''XN]$: Matriz onde cada elemento g''_{li} é a razão entre o $\dot{m}C_p$ do canal de saída i do último trocador de calor da corrente para a saída l sobre o $\dot{m}C_p$ da corrente da saída l
- Matriz *bypass* G''' : Matriz na qual cada elemento g'''_{lk} é a razão da vazão mássica da entrada k para a saída l sobre o fluxo extraído fora da saída l .

2.5 O produto UA

O método LMTD (*Logarithmic mean temperature difference*) pode ser aplicado para descobrir-se o produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área de troca (UA) do trocador de calor conforme as Equações 21 e 22, quando as duas temperaturas de entrada e de saída do fluido frio e quente são conhecidas.

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T \quad (21)$$

$$\dot{Q} = UA \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (22)$$

2.6 Mínimos quadrados

O método dos mínimos quadrados é utilizado para ajustar uma função em uma nuvem de pontos. A estratégia é minimizar a soma dos quadrados dos resíduos entre o valor $y_{i,verdadeiro}$ assumido como verdadeiro e o valor $y_{i,modelo}$ calculado. Segundo Chapra (2008) a minimização pode ser realizada aplicando-se a Equação 23.

$$S_r = \sum_{i=1}^n e_i^2 = \sum_{i=1}^n (y_{i,verdadeiro} - y_{i,modelo})^2 = \sum_{i=1}^n (y_i - a_0 - a_1x_i)^2 \quad (23)$$

A quantificação do desvio associado a regressão obtida com a Equação 23 é realizada através do desvio padrão $s_{y/x}$ apresentado na Equação 24 e do coeficiente de determinação r^2 apresentado na Equação 25.

$$s_{y/x} = \sqrt{\frac{S_r}{n-2}} \quad (24)$$

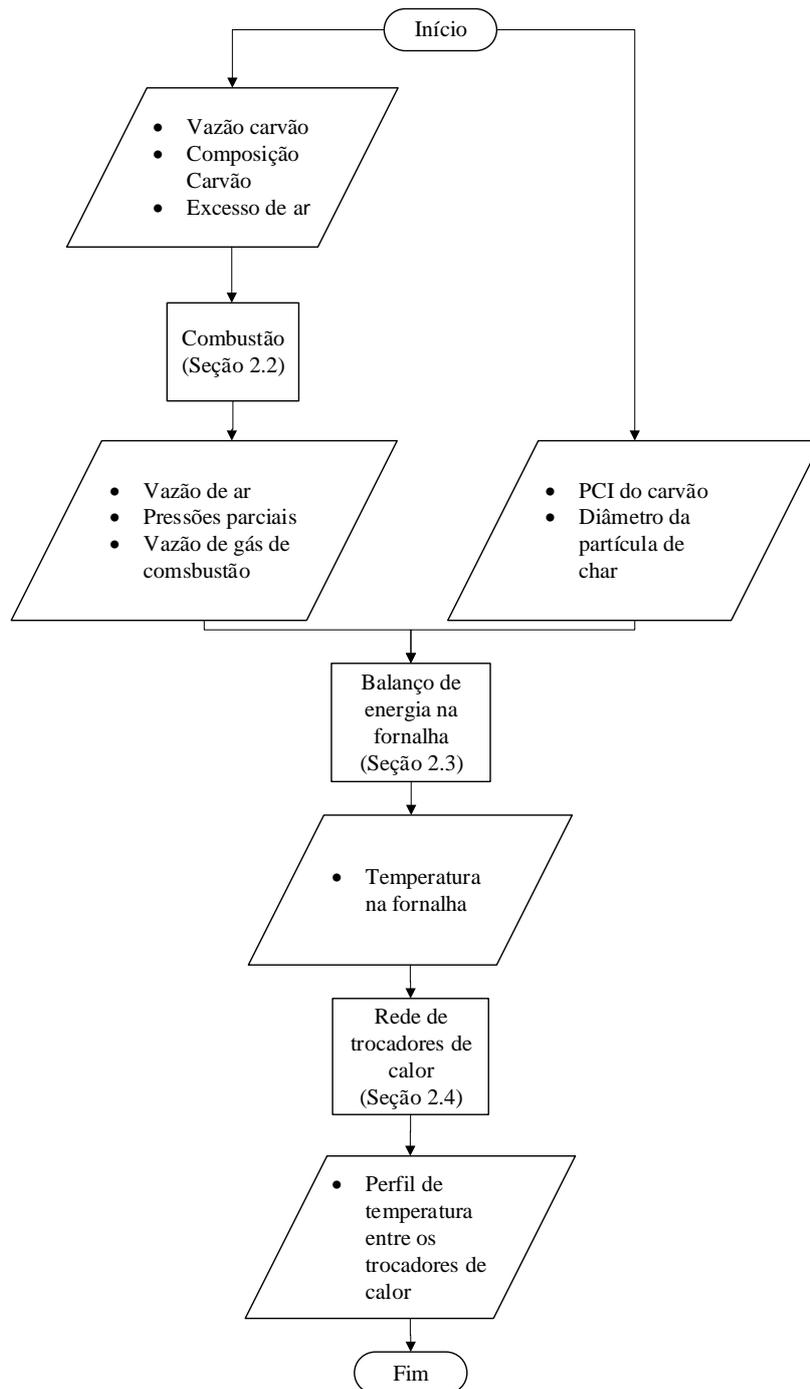
$$r^2 = \frac{S_t - S_r}{S_t} \quad (25)$$

onde S_t é a soma total dos quadrados em torno da média da variável independente e S_r é a soma dos quadrados dos resíduos obtidos com a Equação 23.

3. METODOLOGIA

Como metodologia de solução aplicou-se três modelos em sequência, primeiro resolveu-se a combustão, então aplicou-se o balanço de energia e finalmente o resultado do balanço de energia foi utilizado como entrada para a rede de trocadores de calor. Esta sequência pode ser visualizada no fluxograma apresentado na Figura 2.

Figura 2. Fluxograma de cálculo adotado como metodologia. Os três modelos são solucionados em sequência, sendo o primeiro o de combustão, depois o balanço de energia e por último a rede de trocadores de calor.



3.1 Combustão

Para a solução da combustão foram considerados os valores da Tabela 2, estes valores foram obtidos no ponto garantido pelo fabricante do gerador de vapor, Doosan Babcock.

Tabela 2. Composição do carvão tipo "performance coal" fornecida pelo construtor do gerador de vapor, Doosan Babcock.

C(%)	H ₂ (%)	O ₂ (%)	N ₂ (%)	S(%)	Umidade (%)	Cinzas (%)	PCI (kJ/kg)
64,40	4,40	9,43	1,23	0,70	12,00	7,84	28333

As equações da Seção 2.2 foram resolvidas considerando um excesso de ar de 20% e combustão completa. As cinzas na Equação 1 foram consideradas inertes. A vazão de combustível utilizada foi de 124 t/h, correspondente ao caso nominal do *Heat Mass Balance* (HMB) fornecido.

3.2 Balanço de energia na fornalha

Através de um balanço de energia é possível estimar a temperatura da saída da fornalha. Conhecer esta temperatura é de interesse, visto que permite saber a temperatura de ataque ao superaquecedor 2 (SH2 da Figura 1) que está logo na saída fornalha. Para o balanço de energia assumiu-se que toda a fornalha representa um único volume de controle e portanto, a temperatura dos gases solucionada pela Equação 3 é assumida como a temperatura na saída da fornalha.

A solução do termo \dot{Q}_F da Equação 5 representa a parcela de energia devido a mudança de temperatura dos gases, é utilizado o resultado da vazão de gases de combustão \dot{M}_{VG} obtido com a Equação 1 e é assumido que o gases chegam 80 °C. A temperatura ambiente T_U é assumida como 25 °C. O termo $\dot{Q}_{K,GW}$ representa o fluxo de energia transferido por convecção, o coeficiente convectivo médio de transferência de calor \bar{h} é considerado constante, com um valor de $5,8 \cdot 10^{-3} \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$. A temperatura das paredes d'água da fornalha T_W utilizada é de 360°C, correspondendo a temperatura de saturação para a pressão do fluido de trabalho na saída do tubulão.

A vazão de combustível utilizada foi de 124 t/h, correspondente ao caso nominal do HMB fornecido e o poder calorífico inferior de acordo com a Tabela 2.

O equacionamento da radiação representado pelo Equação 7 depende do conhecimento de diversos parâmetros, a Tabela 3 apresenta os parâmetros assumidos.

Tabela 3. Parâmetros utilizados para cálculo da radiação no balanço de energia aplicado na fornalha, Kind *et al.* (2010).

Densidade da mistura dos produtos da combustão	$\rho_{VG} = 0,241 \text{ kg}/\text{m}^3$
Densidade das partículas de cinza	$\rho_A = 2200 \text{ kg}/\text{m}^3$
Diâmetro médio das partículas de cinza	$\bar{x}_A = 16,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}$
Parâmetro de espalhamento das partículas de cinza	$n = 1,5$
Seção de absorção média para a cinzas	$Q_{abs,A} = 0,2$
Densidade das partículas de char	$\rho_K = 850 \text{ kg}/\text{m}^3$
Diâmetro médio das partículas de char	$\bar{x}_K = 65 \cdot 10^{-6} \text{ m}$
Parâmetro de espalhamento das partículas de char	$n = 1,5$
Seção de absorção média para o carvão	$Q_{abs,K} = 0,85$
Quantidade de fuligem por volume de gás	$B_R = 163,5 \cdot 10^{-6} \text{ kg}/\text{m}^3$
Emissividade das paredes da fornalha	$\epsilon_W = 0,85$

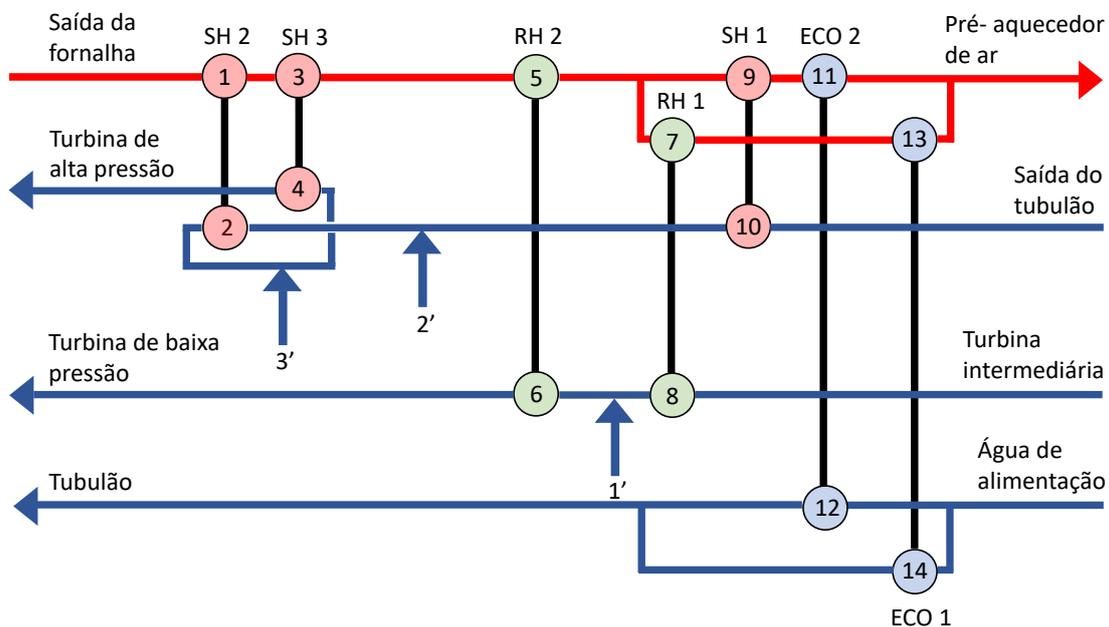
Os parâmetros da Tabela 3 são de difícil determinação e os valores utilizados são os recomendados

por Kind *et al.* (2010) para uma fornalha queimando carvão pulverizado.

3.3 Rede de trocadores de calor

Uma rede de trocadores de calor com quatro correntes foi utilizada para representar o gerador de vapor estudado: uma corrente quente onde tem-se o fluxo de gás de combustão, duas correntes frias onde vapor é aquecido, e uma terceira corrente fria que corresponde a água de alimentação que é direcionada ao tubulão do gerador de vapor. A Figura 3 representa a rede de trocadores modelada, onde são considerados sete trocadores de calor com um total de quatorze canais.

Figura 3. Representação do gerador de vapor por uma rede de trocadores de calor. A linha vermelha é o caminho do gás de combustão e as linhas azuis são os caminhos do fluido de trabalho.



A corrente fria através dos superaquecedores (SH1, SH2 e SH3) corresponde ao vapor principal que é direcionado à turbina de alta pressão, a outra corrente fria de vapor corresponde ao vapor que é reaquecido em dois reaquecedores (RH1 e RH2) e direcionado à turbina de média pressão. A terceira corrente fria é o líquido comprimido que vem da bomba de alimentação e passa através dos economizadores (ECO1 e ECO2), indo em direção ao tubulão do gerador de vapor. Há também três atemperadores, representados pelas flechas na Figura 3. Dois estão localizados na corrente de vapor principal (2' e 3') e um na linha de reaquecimento (1'). A corrente quente em vermelho na Figura 3 corresponde a saída dos gases de combustão da fornalha e termina na entrada do pré-aquecedor de ar. Após o segundo reaquecedor (RH2) o gás de combustão sofre uma divisão, em que uma parte segue através do primeiro superaquecedor (SH1) e o restante através do primeiro reaquecedor (RH1). Nenhuma informação é conhecida sobre essa divisão, portanto assumiu-se que ela ocorre de forma igual em ambos os lados. A mesma hipótese foi assumida quanto a divisão do fluido de trabalho entre os dois economizadores (ECO1 e ECO2).

O calor específico a pressão constante nas Equações 18 e 19 foi calculado na entrada e na saída de cada trocador de calor. Para o cálculo dessa propriedade, implementou-se uma biblioteca considerando a IAPWS 97, baseado em Wagner (2007). Para as propriedades dos gases de combustão, as correlações dadas por NIST (2019) foram implementadas. Com o objetivo de considerar a variação dessas propriedades ao longo de cada corrente, iterações foram utilizadas com o critério de parada de

1°C entre duas iterações consecutivas.

O comportamento dos trocadores de calor em diferentes situações de operação foi considerado avaliando-se o produto entre o coeficiente de transferência térmica global e a área de troca térmica. Aplicando-se diferentes situações de operação fornecidas pelo HMB da usina nas Equações 21 e 22, uma expressão para o produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área de troca térmica de cada trocador de calor em função da vazão mássica de gases de combustão foi obtida através do método dos mínimos quadrados apresentado na Seção 2.6.

4. RESULTADOS

A Tabela 4 apresenta os resultados dos produtos de combustão do carvão tipo "performance coal"(Tabela 2) declarados por Doosan Babcock e aqueles previstos pela Equação 1.

Tabela 4. Resultados do processo de combustão pela Equação 1 comparado com aqueles fornecidos pelo construtor do gerador de vapor, Doosan Babcock.

	O2 (%)	CO2(%)	SO2 (%)	H2O (%)	N2 (%)
Doosan Babcock	3,48	20,77	0,12	6,22	69,4
Presente trabalho	3,61	20,40	0,12	4,47	71,39
Desvio relativo (%)	3,78	1,78	1,04	28,15	2,88

Os desvios relativos apontaram para diferenças bastante próxima para cada espécie dos produtos de combustão, o que mostra a adequação da Equação 1. Percebeu-se que houve um desvio significativo para o valor para H2O, provavelmente devido à composição do ar ambiente. No presente trabalho foi considerado ar seco, porém o fabricante não fornece a informação se foi considerada base seca ou úmida.

Na Tabela 5 tem-se a comparação entre os valores de vazão mássica de ar total e gases de combustão do ponto garantido pelo construtor e os calculados no presente trabalho com a Equação 1.

Tabela 5. Resultados da vazão de ar e gases de combustão comparados aos resultados fornecidos pela empresa construtora do gerador de vapor, Doosan Babcock.

	Vazão de ar total (kg/s)	Vazão de ar de combustão (kg/s)
Doosan Babcock	354,19	388,08
Presente trabalho	371,48	397,41
Desvio relativo (%)	4,88	2,40

A vazão de gases de combustão apresentou um desvio relativo de apenas 2,4 %. Conforme a Figura 3, esta vazão encontra-se na saída da fornalha e é uma entrada para a rede de trocadores de calor.

A Tabela 6 apresenta a comparação da temperatura na saída da fornalha T_g entre o valor obtido no presente trabalho através do equacionamento apresentado na Seção 2.3 e o fornecido pela usina. É apresentado também o valor obtido por Ermel (2019) para a mesma situação de operação.

Tabela 6. Comparação entre a temperatura da fornalha T_g calculada no presente trabalho com a calculada por Ermel (2019) e a fornecida pela usina para uma dada condição de operação.

Temperatura da fornalha T_g	Valor (K)	Desvio relativo (%)
Fornecido pela usina	1432	-
Presente trabalho	1586	10,75
Ermel (2019)	1620	13,12

É possível observar que o resultado obtido pelo presente trabalho apresentou um desvio relativo de 10,75% e aproxima-se mais do valor fornecido pela usina que o obtido por Ermel (2019) de 13,12%.

A Tabela 7 mostra as expressões obtidas para o cálculo do produto UA através da aplicação do método de mínimos quadrados apresentado na Seção 2.6 em diferentes situações de operação fornecidas no HMB, cada expressão corresponde a um trocador de calor da rede de trocadores de calor do gerador de vapor.

Tabela 7. Regressões representando a variação do produto UA para diferentes situações de operação para os trocadores de calor apresentados na Figura 1.

Trocador de calor	Regressão (kW/K)	Desvio padrão (kW/K)	r^2 (%)
Primeiro super aquecedor (SH1)	UA= 130,49+1,204 \dot{M}_{VG}	7,54	98,90
Segundo super aquecedor (SH2)	UA= 65,4+0,277 \dot{M}_{VG}	50,23	20,92
Terceiro super aquecedor (SH3)	UA= 42,83+0,188 \dot{M}_{VG}	3,95	95,14
Primeiro reaquecedor (RH1)	UA= 146,1+2,213 \dot{M}_{VG}	13,58	97,59
Segundo reaquecedor (RH2)	UA= 43,25+0,210 \dot{M}_{VG}	3,33	97,60
Economizador 1 (ECO1)	UA= -18,9+2,188 \dot{M}_{VG}	45,75	77,38
Economizador 2 (ECO2)	UA= 72,53+0,772 \dot{M}_{VG}	5,06	98,73

A vazão de gases da combustão foi utilizada como variável independente. Esta abordagem mostra-se válida para a maioria dos trocadores de calor, com um alto coeficiente de determinação r^2 e um desvio padrão aceitável. No entanto, esta abordagem não é satisfatória para o segundo trocador de calor, que está localizado logo após a fornalha e portanto é o mais afetado pela radiação. O Economizador 1 também mostra um grande desvio padrão, o que provavelmente deve-se a incerteza relacionada a divisão de fluido de trabalho entre os dois economizadores.

Na Tabela 8 tem-se os valores de temperatura da entrada de cada trocador de calor obtidos com a rede de trocadores comparados com uma situação de operação fornecida no HMB.

Tabela 8. Temperaturas de entradas obtidas com o modelo de rede de trocadores de calor e temperaturas dadas pelo *heat mass balance* HMB da usina estudada. Os índices correspondem ao canal do trocador de calor da rede de trocadores de calor da Figura 3.

Índice	HMB (°C)	Resultado do modelo (°C)	Desvio relativo (%)
1	-	1372,0	-
2	388,7	381,7	1,84
3	1063,0	1121,6	5,23
4	482,9	420,3	14,90
5	950,0	996,5	4,67
6	480,2	511,1	6,05
7	849,9	908,7	6,47
8	329,2	329,2	0,00
9	849,9	908,7	6,47
10	364,1	364,1	0,00
11	546,6	521,7	4,77
12	277,4	277,4	0,00
13	390,0	475,8	18,03
14	277,4	277,4	0,00

As entradas do modelo são as temperaturas de índices 1, 8, 10, 12 e 14. A temperatura de saída da fornalha, índice 1, não é fornecida pelo HMB. O valor apresentado é resultado do balanço de energia resolvido. A Tabela 9 mostra as temperaturas de saída dos trocadores de calor. Os índices 11 a 14 não são fornecidos pelo pelo HMB.

Tabela 9. Temperaturas de saídas obtidas com o modelo de rede de trocadores de calor e temperaturas dadas pelo HMB da usina estudada. Os índices correspondem ao canal do trocador de calor da rede de trocadores de calor da Figura 3.

Índice	HMB (°C)	Resultado do modelo (°C)	Desvio relativo (%)
1	1063	1121,6	5,23
2	499,5	443,3	12,67
3	950,0	996,5	4,67
4	541,0	466,8	15,90
5	850,0	908,7	6,46
6	541,0	594,3	8,96
7	390,0	475,8	18,03
8	480,2	511,1	6,05
9	546,6	521,7	4,77
10	391,7	387,2	1,16
11	-	352,1	-
12	-	339,7	-
13	-	370,9	-
14	-	296,6	-

Percebe-se que pelas Tabelas 8 e 9 que as temperaturas obtidas pelo modelo concordam com os dados fornecidos no HMB para a maioria dos trocadores, exceto para os pontos onde a regressão linear não é satisfatória ou onde houve incerteza relacionada a divisão dos gases que ocorre após o segundo reaquecedor (RH2), a montante do preaquecedor de ar.

É observado que no caso de um trocador de calor transferir menos calor que o esperado, a performance do trocador seguinte é impactada, como pode ser visto no índice 4 da Tabela 8. O vapor chega com menor temperatura que o esperado devido a performance do segundo superaquecedor, o que impacta a temperatura de saída do terceiro superaquecedor. O maior erro relativo foi de 18.03% (índice 7 na Tabela 9) para o lado do gás e 15.9% (índice 4 na Tabela 9) para o lado do vapor.

5. CONCLUSÃO

No presente trabalho, modelou-se o gerador de vapor da usina termelétrica a carvão pulverizado de PECÉM-CE. Através da composição do carvão e sua vazão mássica, o modelo de combustão foi capaz de prever as vazões de ar e gases de combustão com um desvio de apenas 2,4 % em relação ao caso garantido pelo construtor. O balanço de energia na região da fornalha foi aplicado considerando-se que a energia que entra com o combustível é distribuída através de trocas convectivas, radiantes e na forma de calor sensível nos gases de combustão, o objetivo deste balanço foi estimar-se a temperatura de saída da fornalha e o valor obtido de 1586 K apresentou um desvio padrão de 10,75% em relação a temperatura fornecida pela usina. O método de rede de trocadores de calor foi aplicado ao gerador de vapor utilizando-se uma matriz de efetividades considerando-se a taxa de capacidade térmica mínima misturada e a máxima não misturada. Regressões foram obtidas de diferentes casos de operação fornecidos pelo *heat mass balance* da usina, essas regressões foram incorporadas ao método da rede de trocadores para considerar a variação do produto UA em cada trocadores de calor em diferentes

situações de operação. Foi realizada a quantificação do desvio associado às regressões e observou-se um desvio padrão em torno de 5 kW/K para a maioria dos casos e um coeficiente de determinação r^2 acima de 95 %. Os resultados obtidos nas temperaturas entre os trocadores de calor são próximas as fornecidas pelo *heat mass balance* apresentando um desvio relativo em torno de 5%. Os resultados obtidos nas temperaturas entre os trocadores apresentaram um desvio maior nos casos em que a regressão utilizada apresentou um baixo coeficiente de determinação. Portanto, o método da rede de trocadores de calor pode ser utilizado para a modelagem dos trocadores de calor de um gerador de vapor, mas é necessário refinar a variação do produto UA para diferentes situações de operação.

6. RECONHECIMENTOS

Agradeço a EDP pelo suporte técnico e financeiro para a realização deste trabalho. Partes do presente trabalho foram apresentadas no 25th International Congress of Mechanical Engineering (CO-BEM 2019).

7. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Beer, JM e Howarth, C., 1969. “Radiation from flames in furnaces”. In *Symposium (International) on Combustion*. Elsevier, Vol. 12, pp. 1205–1217.
- Bhambare, K., Mitra, S.K. and Gaitonde, U., 2007. “Modeling of a coal-fired natural circulation boiler”. *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 129, No. 2, pp. 159–167.
- Chapra, Steven C e Canale, R.P., 2008. *Métodos numéricos para engenharia*. McGraw-Hill.
- Dezhen, C., Shanshan, Y., Xing, L., Qingyun, W. and Hugen, M., 2007. “An explicit solution for thermal calculation and synthesis of superstructure heat exchanger networks”. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, Vol. 15, No. 2, pp. 296–301.
- EPE, 2019. *Balanço Energético Nacional 2019*. Empresa de Pesquisa Energética.
- Ermel, C., 2019. “Coal-fired furnace modeling oriented to operational decision support”.
- Grądziel, S., 2019. “Analysis of thermal and flow phenomena in natural circulation boiler evaporator”. *Energy*, Vol. 172, pp. 881–891.
- Hajebzadeh, H., Ansari, A.N. and Niazi, S., 2019. “Mathematical modeling and validation of a 320 mw tangentially fired boiler: A case study”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 146, pp. 232–242.
- IEA, 2018. *Market Report Series: Coal 2018*. International Energy Agency.
- Johnson, TR e Beer, J., 1973. “The zone method analysis of radiant heat transfer: A model for luminous radiation”.
- Kakaç, S., Liu, H. and Pramuanjaroenkij, A., 2002. *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. CRC press.
- Kind, M., Martin, H., Stephan, P., Roetzel, W., Spang, B., Müller-Steinhagen, H., Luo, X., Kleiber, M., Joh, R., Wagner, W. *et al.*, 2010. “Vdi heat atlas”.
- Lee, Won Uk e Yeo, Y.K., 2003. “Steady-state modeling of coal boilers”. *Korean Journal of Chemical Engineering*, Vol. 20, No. 3, pp. 436–439.
- Luo, X., Li, M. and Roetzel, W., 2002. “A general solution for one-dimensional multistream heat exchangers and their networks”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, No. 13, pp. 2695–2705.
- NIST, 2019. “Nist: National institute of standards and technology”. NIST: National Institute of Standards and Technology. 05 May. 2019 <<https://webbook.nist.gov>>.
- Ravagnani, M., Silva, A., Arroyo, P. and Constantino, A., 2005. “Heat exchanger network synthesis and optimisation using genetic algorithm”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, No. 7, pp. 1003–1017.
- Rinscheid, A. and Wüstenhagen, R., 2019. “Germany’s decision to phase out coal by 2038 lags

behind citizens' timing preferences". *Nature Energy*, Vol. 4, No. 10, pp. 856–863.

Said, S.A.M., Habib, M.A., Badr, H.M., Ben-Mansour, R. and Al-Anizi, S., 2011. "Analysis of water circulation in boilers under steady-state conditions". *Computational Thermal Sciences: An International Journal*, Vol. 3, No. 4.

Wagner, Wolfgang e Kretzschmar, H.J., 2007. *International Steam Tables-Properties of Water and Steam based on the Industrial Formulation IAPWS-IF97: Tables, Algorithms, Diagrams, and CD-ROM Electronic Steam Tables-All of the equations of IAPWS-IF97 including a complete set of supplementary backward equations for fast calculations of heat cycles, boilers, and steam turbines*. Springer Science & Business Media.

8. NOMENCLATURA

A	Área de superfície	m^2
a	Coeficiente de ponderação para radiação	
a_t	Vazão mássica de ar teórico necessário para combustão completa	kg/s
b	Coeficiente de ponderação para radiação	
B_A	Massa de cinzas por volume de gás	kg/m ³
B_K	Massa de partículas de carvão por volume de gás	kg/m ³
B_R	Massa de fuligem por volume de gás	kg/m ³
\bar{c}_p	Calor específico a pressão constante	kJ/kgK
\mathbf{G}	Matriz de interconexão dos trocadores de calor	
\mathbf{G}'	Matriz de entradas em comum dos trocadores de calor	
\mathbf{G}''	Matriz de saídas em comum dos trocadores de calor	
\mathbf{G}'''	Matriz de <i>bypass</i> entre os trocadores de calor	
\bar{h}	Coeficiente de transferência de calor por convecção médio	W/m ² K
\mathbf{I}	Matriz identidade	
\dot{M}_B	Vazão mássica de combustível	kg/s
\dot{M}_{VG}	Vazão mássica dos gases de combustão	kg/s
N	Número de mols	
n	Parâmetro de espalhamento da distribuição de Rossin-Ramler	
NTU_i^*	Número de unidades de transferência	
P	Pressão	bar

PCI	Poder calorífico inferior do carvão	kJ/kg
p_{CO_2}	Pressão parcial do dióxido de carbono	bar
p_{H_2O}	Pressão parcial do vapor	bar
$\bar{Q}_{abs,A}$	Seção de absorção média para as cinzas	
$\bar{Q}_{abs,K}$	Seção de absorção média para o carvão	
\dot{Q}_c	Taxa de energia fornecida pelo combustível	W
\dot{Q}_F	Taxa de transferência de energia para o gás	W
$\dot{Q}_{K,GW}$	Taxa de transferência de calor por convecção	W
$\dot{Q}_{S,GW}$	Taxa de transferência de calor por radiação	W
R	Razão entre as taxas de capacidade térmicas	
S_{eq}	Percurso livre médio	m
T_0	Temperatura de entrada dos gases	K
$T_{c,i}$	Temperatura de entrada do lado frio de um trocador de calor	K
$T_{c,o}$	Temperatura de saída do lado frio de um trocador de calor	K
T_G	Temperatura do gás na fornalha	K
$T_{h,i}$	Temperatura de entrada do lado quente de um trocador de calor	K
$T_{h,o}$	Temperatura de saída do lado quente de um trocador de calor	K
T_U	Temperatura do ambiente	K
T_W	Temperatura da parede d'água da fornalha	K
U	Coefficiente global de transferência de calor	W/m ² K
V	Matriz de efetividades	
V	Volume da fornalha	m ³
\bar{x}_A	Diâmetro médio das partículas de cinzas	m
\bar{x}_K	Diâmetro médio das partículas de char	m

Letras Gregas

γ	Fator de relaxação do método de Newton–Raphson
ϵ_{cc}	Complemento da efetividade do trocador de calor para o lado frio
ϵ_{ch}	Efetividade do trocador de calor ponderada pela razão das taxas de capacidade térmica
ϵ_{hc}	Efetividade do trocador de calor

ϵ_{hh}	Complemento da efetividade do trocador de calor para o lado quente	
ϵ_{Si}	Emissividade do gás na fornalha	
ϵ_W	Emissividade da parede d'água da fornalha	
Θ'_{EX}	Vetor de temperaturas de entrada dos canais dos trocadores de calor	K
Θ''_{EX}	Vetor de temperaturas de saída dos canais dos trocadores de calor	K
Θ'_N	Vetor de temperaturas de entrada das correntes principais da rede de trocadores	K
Θ''_N	Vetor de temperaturas de saída das correntes principais da rede de trocadores	K
κ_A	Coefficiente de absorvidade da cinzas	m ² /kg
κ_K	Coefficiente de absorvidade do carvão	m ² /kg
κ_{Gi}	Coefficiente absorvidade do gás	1/mbar
κ_{Ri}	Coefficiente absorvidade da fuligem	m ² /kg
λ	Coefficiente estequiométrico	
ρ_A	Densidade das partículas de cinza	kg/m ³
ρ_K	Densidade das partículas de char	kg/m ³
ρ_{VG}	Densidade das partículas do gás na fornalha	kg/m ³
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	W/m ² K ⁴
χ	Fração mássica	

Abreviaturas e acrônimos

ECO1	Economizador 1
ECO2	Economizador 2
HMB	<i>Heat mass balance</i>
RH1	Reaquecedor 1
RH2	Reaquecedor 2
SH1	Super aquecedor 1
SH2	Super aquecedor 2
SH3	Super aquecedor 3