

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

RAPHAEL GUARDINI MIYAKE

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E DE TRANSFERÊNCIA
DE CALOR EM UM GERADOR DE VAPOR A CARVÃO
PULVERIZADO E PALHA DE ARROZ**

Dissertação de Mestrado

Florianópolis - SC

2011

RAPHAEL GUARDINI MIYAKE

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E DE TRANSFERÊNCIA
DE CALOR EM UM GERADOR DE VAPOR A CARVÃO
PULVERIZADO E PALHA DE ARROZ**

Dissertação submetida à Universidade Federal de Santa Catarina para
obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Edson Bazzo, Dr.

**Florianópolis - SC
2011**

Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária
da
Universidade Federal de Santa Catarina

M685a Miyake, Raphael Guardini

Análise termodinâmica e de transferência de calor em um gerador de vapor a carvão pulverizado e palha de arroz [dissertação] / Raphael Guardini Miyake ; orientador, Edson Bazzo. - Florianópolis, SC, 2011.

131 p.: il., grafs., tabs.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Usinas termelétricas. 3. Cinzas de carvão. 4. Caldeiras a vapor. 5. Incineração. 6. Biomassa. 7. Carvão. I. Bazzo, Edson. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E DE TRANSFERÊNCIA
DE CALOR EM UM GERADOR DE VAPOR A CARVÃO
PULVERIZADO E PALHA DE ARROZ**

RAPHAEL GUARDINI MIYAKE

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

Área de concentração em Engenharia e Ciências Térmicas

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Edson Bazzo, Dr. – Orientador

Prof. Júlio César Passos, Dr. – Coordenador do curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Edson Bazzo, Dr.- Presidente

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.

Prof. Amir Antônio Martins Oliveira Jr., Ph.D.

Prof. Paulo Smith Schneider, Dr.

*À minha amada Haline,
aos meus pais, Carmen e Jahyr,
ao meu irmão Rodrigo,
e aos incríveis amigos que fiz ao longo deste desafio,
pelo amor, apoio e incentivo.*

Agradecimentos

À minha maior conquista e meu grande amor, Haline De Carli, a qual devo grande parte da minha felicidade e das minhas conquistas.

Aos meus pais, Jahyr e Carmen Miyake, pelo apoio e conselhos nos momentos decisivos de minha jornada.

Ao meu amigo e irmão, Rodrigo Miyake, no qual tenho grande orgulho e admiração.

Ao professor Dr. Edson Bazzo, pela sábia orientação, pelos importantes ensinamentos e pela amizade adquirida ao longo dos anos.

Ao Eng. Edevaldo Brandílio, pelo apoio técnico oferecido e por ter compartilhado sua experiência ao longo deste trabalho.

Aos Eng. Álvaro H. Restrepo, Eng. Eduardo Burin, Fábio Kleveston e a todos os alunos que participaram deste trabalho, que além da amizade, compartilharam críticas, sugestões e teimosias ao longo deste trabalho.

Aos Eng. Marcelo Bzuneck, coordenador do projeto P&D ANEEL, Eng. Luiz Felipe, Eng. Carlos Humberto Dalsasso, Eng. Elias Rogério Gomes e Eng. Marcelo Delpizzo Caneschi, por participarem e acreditarem no potencial do projeto de utilização da palha de arroz.

À Tractebel Energia S.A. e ANEEL, pelo suporte financeiro. Em especial, ao Eng. Nelson Hartmam Junior e às equipes de operação, manutenção e instrumentação, pelas informações e experiências transmitidas, que foram de importância fundamental a este trabalho e à minha formação profissional.

Aos colegas e amigos do LabCET, por todo apoio dado ao longo desta jornada.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica, ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e à Universidade Federal de Santa Catarina, pelo ensino de excelência.

Ao povo brasileiro, na figura da CAPES, pelo suporte financeiro.

Sumário

Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	xii
Lista de Símbolos e Abreviaturas	xiv
Resumo	xxi
Abstract	xxiii
1 Introdução	1
1.1 Processo <i>co-firing</i>	1
1.2 O carvão e a biomassa como alternativas energéticas . . .	1
1.3 Motivação e objetivos do trabalho	3
1.4 Escopo do trabalho	5
2 Revisão bibliográfica	7
2.1 Aplicação do processo <i>co-firing</i> em usinas termelétricas a carvão	7
2.2 Modelagem de geradores de vapor	12
2.3 Combustão e análise termodinâmica em geradores de vapor	14
2.4 Transferência de calor em geradores de vapor	22
2.4.1 Fornalha	22
2.4.2 Trocadores de calor	30
3 Procedimento Experimental	36
3.1 Introdução	36
3.2 Descrição do gerador de vapor	36
3.2.1 Fornalha	38
3.2.2 Superaquecedores	39
3.2.3 Economizador e Aquecedor de Ar	40
3.3 Sistema de controle e operação	42
3.4 Procedimento experimental	43
3.5 Resultados	45

4	Análise termodinâmica do gerador de vapor	50
4.1	Introdução	50
4.2	Modelagem do problema	50
4.3	Validação da modelagem	54
4.4	Resultados	54
5	Análise da transferência de calor do gerador de vapor	64
5.1	Introdução	64
5.2	Modelagem do problema	64
5.3	Resultados	67
5.3.1	Fornalha	67
5.3.2	Superaquecedor secundário	72
5.3.3	Superaquecedor primário	78
5.3.4	Economizador	80
6	Considerações Finais	84
6.1	Conclusões gerais	84
6.2	Recomendações para trabalhos futuros	85
	Referências	87
	Apêndice A Análise dos combustíveis	93
	Apêndice B Incertezas de medição	96
	Apêndice C Propagação de incertezas de medição na modelagem	100
	Apêndice D Informações sobre convecção externa	102
	Apêndice E Propriedades dos gases de combustão	104

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Influência das características do combustível para o projeto de geradores de vapor (Fonte: Adaptado de Veijonen <i>et al.</i> (2003)).	3
Figura 1.2 – Palha de arroz no campo.	4
Figura 2.1 – Sistema de processamento de palha de arroz.	7
Figura 2.2 – Processo de combustão em combustíveis sólidos (Fonte: Adaptado de Spliethoff (2010)).	8
Figura 2.3 – Acoplamento entre modelos CFD em geradores de vapor a carvão pulverizado. Fonte: Adaptado de Stultz e Kitto (2009). .	13
Figura 2.4 – Balanço de energia em um gerador de vapor.	17
Figura 2.5 – Coeficiente angular para dimensão e posição dos tubos da parede d’água (Fonte: Adaptado de Kakaç (1991)).	26
Figura 2.6 – Fator de correção para superfície incrustada (Fonte: Adaptado de Annaratone (2008))	29
Figura 2.7 – Camada de óxidos formada em um tubo. Adaptado de (CHAUDHURI, 2006)	35
Figura 3.1 – Descrição do gerador de vapor.	37
Figura 3.2 – Queimadores de carvão pulverizado.	38
Figura 3.3 – Desenho do superaquecedor secundário.	39
Figura 3.4 – Desenho do superaquecedor primário.	40
Figura 3.5 – Desenho do economizador.	41
Figura 3.6 – Conceito do sistema de controle e operação do gerador de vapor (Adaptado de Stultz e Kitto (2009)).	43
Figura 3.7 – Esquema global do gerador de vapor	44
Figura 3.8 – Nomenclatura utilizada para os parâmetros medidos no gerador de vapor.	45
Figura 3.9 – Local de medições dos gases de combustão no gerador de vapor.	46
Figura 3.10 – Local de medições de temperatura de vapor no gerador de vapor.	47
Figura 3.11 – Local de medições da temperatura e vazão do ar de combustão no gerador de vapor.	48
Figura 4.1 – Volume de controle utilizado para cada trocador de calor.	52
Figura 4.2 – Algoritmo simplificado para a modelagem termodinâmica.	53

Figura 4.3 – Variação da concentração de CO_2 e SO_2 nos gases de combustão o uso da palha de arroz.	55
Figura 4.4 – Variação da concentração de H_2O e O_2 nos gases de combustão com o uso da palha de arroz.	55
Figura 4.5 – Variação no consumo de combustível com o uso da palha de arroz.	56
Figura 4.6 – Variação da produção total de cinzas com o uso da palha de arroz.	57
Figura 4.7 – Variação no volume de ar de combustão com o uso da palha de arroz.	58
Figura 4.8 – Variação do calor disponível no gerador de vapor com o uso da palha de arroz.	59
Figura 4.9 – Variação da temperatura de chama adiabática com o uso da palha de arroz.	59
Figura 4.10 – Variação das temperaturas dos gases de combustão na fornalha e no superaquecedor secundário com o uso da palha de arroz.	60
Figura 4.11 – Variação das temperaturas dos gases de combustão no superaquecedor primário, economizador e aquecedor de ar com o uso da palha de arroz.	61
Figura 4.12 – Variação da relação entre o calor dos gases de combustão com a massa e o calor específico dos gases de combustão com o uso da palha de arroz.	61
Figura 4.13 – Variação da eficiência do gerador de vapor com o uso da palha de arroz.	62
Figura 4.14 – Variação nas perdas de energia na gerador de vapor com o uso da palha de arroz	63
Figura 5.1 – Trocador de calor radiante.	65
Figura 5.2 – Local da temperatura dos gases de combustão estimada nos modelos.	68
Figura 5.3 – Variação da temperatura dos gases de combustão calculadas na saída da fornalha com o uso de palha de arroz.	69
Figura 5.4 – Variação da temperatura dos gases de combustão calculadas na saída da fornalha com o uso de palha de arroz com a temperatura de chama adiabática constante.	70
Figura 5.5 – Variação da temperatura dos gases de combustão calculadas na saída da fornalha com o uso de palha de arroz com o número de Boltzmann e a emissividade constante.	71
Figura 5.6 – Variação da absorvidade das cinzas e dos gases triatômicos com o uso da palha de arroz.	71

Figura 5.7 – Local análise da temperatura dos gases de combustão para o superaquecedor secundário.	72
Figura 5.8 – Relação da temperatura com a espessura da camada de óxidos no tubo.	75
Figura 5.9 – Variação da velocidade máxima calculada dos gases de combustão com o uso da palha de arroz.	76
Figura 5.10 – Variação do número de Reynolds calculado dos gases de combustão com o uso da palha de arroz.	76
Figura 5.11 – Variação da taxa de transferência de calor por radiação gasosa calculada com o uso da palha de arroz.	77
Figura 5.12 – Variação da temperatura dos gases de combustão calculada com o uso da palha de arroz.	77
Figura 5.13 – Local das medições e cálculos da temperatura dos gases de combustão no SA1-A.	78
Figura 5.14 – Local das medições e cálculos da temperatura dos gases de combustão no ECO-B para a operação com carvão.	81
Figura B.1 – Sistema de medição de temperatura.	97
Figura D.1 – Arranjo de tubos.	102
Figura D.2 – Tubos parcialmente alternados.	103
Figura E.1 – Variação do calor específico dos gases de combustão com a temperatura.	105
Figura E.2 – Variação da densidade dos gases de combustão com a temperatura.	105
Figura E.3 – Variação da viscosidade dinâmica dos gases de combustão com a temperatura.	106
Figura E.4 – Variação da condutividade térmica dos gases de combustão com a temperatura.	106

Lista de Tabelas

Tabela 1.1 – Usinas termelétricas a carvão em operação no Brasil. (Fonte: ANEEL (2011b)	2
Tabela 3.1 – Temperaturas dos gases de combustão na saída dos trocadores de calor para a combustão de carvão.	45
Tabela 3.2 – Temperaturas do vapor na saída dos trocadores de calor para a combustão de carvão.	46
Tabela 3.3 – Pressão de vapor na saída dos trocadores de calor para a combustão de carvão.	47
Tabela 3.4 – Vazão de vapor na saída dos trocadores de calor para a combustão de carvão.	47
Tabela 3.5 – Temperaturas do ar de combustão na saída dos trocadores de calor para a combustão de carvão.	48
Tabela 3.6 – Vazão de ar de combustão na saída dos trocadores de calor para a combustão de carvão.	49
Tabela 4.1 – Infiltrações de ar ao longo do gerador de vapor.	53
Tabela 4.2 – Comparação entre valores de temperatura dos gases de combustão obtidos pela modelagem e em medições no gerador de vapor.	54
Tabela 4.3 – Comparação entre os valores de PCS calculados e medidos.	58
Tabela 5.1 – Dados dos trocadores de calor.	66
Tabela 5.2 – Comparação entre as temperaturas dos gases de combustão na saída da fornalha obtidas pelos modelos e a temperatura estimada para operação com carvão.	68
Tabela 5.3 – Comparação entre os valores medidos e calculados de temperatura dos gases de combustão após o superaquecedor secundário para a operação com carvão.	73
Tabela 5.4 – Resultados calculados para convecção externa no superaquecedor secundário para operação com carvão.	74
Tabela 5.5 – Resultados calculados para a convecção interna no superaquecedor secundário.	74
Tabela 5.6 – Comparação entre os valores de temperatura dos gases de combustão calculados e medidos no superaquecedor primário.	78
Tabela 5.7 – Resultados calculados para a convecção externa no superaquecedor primário B para a operação com carvão.	79

Tabela 5.8 – Resultados calculados para a convecção externa no superaquecedor primário A para a operação com carvão.	79
Tabela 5.9 – Resultados calculados para a convecção interna no superaquecedor primário para operação com carvão.	80
Tabela 5.10 – Comparação entre os valores de temperatura dos gases de combustão no economizador.	81
Tabela 5.11 – Resultados calculados para a convecção externa no economizador A para operação com carvão.	82
Tabela 5.12 – Resultados calculados para a convecção externa no economizador B para operação com carvão.	82
Tabela 5.13 – Resultados calculados para a convecção interna no economizador para operação com carvão.	82
Tabela A.1 – Análise do carvão mineral.	94
Tabela A.2 – Análise da palha de arroz.	95
Tabela B.1 – Fontes de erros do isolador galvânico.	98
Tabela B.2 – Fontes de erros do módulo de entrada.	98
Tabela B.3 – Fontes de erros - Temperatura.	98
Tabela B.4 – Fontes de erros - Pressão.	98
Tabela B.5 – Fontes de erros - Pressão.	99
Tabela C.1 – Incerteza de medição propagada na modelagem Termodinâmica	101
Tabela C.2 – Incerteza de medição propagada na modelagem da transferência de calor na fornalha.	101
Tabela D.1 – Valores de C e m	103
Tabela E.1 – Composição dos gases de combustão de combustível. . .	104

Lista de Símbolos e Abreviaturas

Símbolos Gerais

A	Área	m^2
a	Relação entre distância transversal e diâmetro	-
B	Razão entre vazão de gases de combustão e calor disponível	kg/kJ
b	Relação entre distância longitudinal e diâmetro	-
Bo	Número de Boltzmann	-
\dot{C}	Capacitância térmica	kW/C
C	Concentração de carbono no combustível	kg/kg_{cb}
C_e	Constante experimental	$\sqrt{kJsm/kg}$
CO	Concentração de monóxido de carbono	kg/kg_{cb}
CO_2	Concentração de dióxido de carbono	kg/kg_{cb}
c_p	Calor específico	kJ/kgK
d	Diâmetro	m
E	Espessura efetiva da camada gasosa	m
e	Excesso de ar	kg/kg_{cb}
f_a	Fator de atrito	-
$f_{cz,leve}$	Fração de cinzas leves retirada do gerador de vapor	-
f_k	Fator experimental de correção para o teor de voláteis	-
f_v	Fator experimental de correção para incrustações de cinzas	-

H	Hidrogênio	-
h	Coeficiente de transferência de calor	W/m^2K
h	Entalpia	kJ/kg_{cb}
H_2O	Água	kg/kg_{cb}
K	Coeficiente de ajuste para variação das propriedades do fluido com a temperatura	-
k	Condutividade térmica	W/mK
$k_{95,45}$	Fator de abrangência para um grau de confiança de 95,45%	-
Ko	Número de Konakow	-
L	Perdas	-
l	Comprimento	m
M	Coeficiente empírico relacionado ao tipo do combustível	-
m	Massa por massa de combustível	kg/kg_{cb}
m^*	Massa estequiométrica por massa de combustível	kg/kg_{cb}
Mt	Megatonelada	10^9kg
n	Número de medições realizadas	-
n	Número de tubos	-
NO	Óxido nitroso	kg/kg_{cb}
Nu	Número de Nusselt	-
NUT	Número de unidades térmicas	-
O	Oxigênio	kg/kg_{cb}
P	Pressão	bar
p	Pressão parcial	bar
PCI	Poder calorífico inferior	kJ/kg_{cb}
PCS	Poder calorífico superior	kJ/kg_{cb}

Pr	Número de Prandt	-
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	kW
Q	Calor trocado	kJ/kg_{cb}
\bar{q}	Média aritmética das n observações	-
q_k	Observação independente de uma variável	-
R	Resistência térmica	K/W
Re	Número de Reynolds	-
S	Enxofre	kg/kg_{cb}
s	Distância entre centros	m
s_1	Distância entre os tubos paralela ao escoamento	m
s_2	Distância entre os tubos transversal ao escoamento	m
SiO_2	Dióxido de silício	kg/kg_{cb}
SO_2	Dióxido de enxofre	kg/kg_{cb}
$s(\bar{q})$	Desvio padrão experimental da média	-
T	Temperatura	
t	Tonelada	$10^3 kg$
$U_{95,45}$	Incerteza expandida para um grau de confiança de 95,45%	-
u_c	Incerteza padrão combinada	-
$u(q)$	Incerteza padrão do tipo A	-
$u(x_i)$	Incerteza padrão do tipo B.	-
$U_{x,i}$	Incerteza padrão expandida da i-ésima variável.	-
U_y	Incerteza padrão da medição, propagada à variável calculada	-
x_i	I-ésima variável medida	-
V	Velocidade	Nm^3/kg_{cb}
v	Volume específico	Nm^3/kg_{cb}

v^*	Volume estequiométrico	Nm^3/kg_{cb}
\dot{V}	Vazão volumétrica	Nm^3/h
\forall	Volume por kg de combustível	Nm^3/kg_{cb}
W	Água/Vapor	kg/kg_{cb}
X	Altura	m
x_1	Constante experimental que relacionado ao combustível	-
x_2	Constante experimental que relacionado ao sistema de queima	-
y	Parâmetro experimental relacionado ao tipo de chamas	-
Z	Cinzas	kg/kg_{cb}

Símbolos Gregos

α	Absortividade	-
β	Fator de correção da fornalha	-
χ	Constante experimental relacionada à formação de incrustações	-
δ	Relação entre o calor transferido para a fornalha e calor introduzido	-
ϵ	Efetividade do trocador de calor	-
ε	Emissividade	-
η	Eficiência	-
λ	Fração de cinzas leves	-
μ	Viscosidade dinâmica	$Pa.s$
μ_{cz}	Concentração de cinzas nos gases de combustão	-
Π	Grupo adimensional do método normativo	-
ψ	Fração de vazios	-
ψ	Eficiência da parede d'água	-

σ	Constante de Stefan-Boltzmann	kW/m^2K^4
θ	Fator característico de transferência de calor	-
ζ	Coefficiente angular relacionado à dimensão e posição dos tubos das paredes d'água	-

Subíndices

<i>aa</i>	Antes da atemperação
<i>ad</i>	Adiabático
<i>al</i>	Água de alimentação
<i>amb</i>	Ambiente
<i>ar</i>	Ar
<i>at</i>	Atemperação
<i>b</i>	Queimadores
<i>bd</i>	Vapor de <i>Blow-down</i>
<i>c</i>	Gerador de vapor
<i>ca</i>	Carvão
<i>cb</i>	Combustível
<i>cd</i>	Créditos
<i>cnq</i>	Carbono não-queimado
<i>cp</i>	Combustão parcial
<i>cr</i>	Char
<i>cv</i>	Convecção
<i>cz</i>	Cinzas
<i>cz_l</i>	Cinzas leves
<i>cz_p</i>	Cinzas pesadas
<i>D</i>	Diâmetro
<i>d</i>	Disponível

<i>e</i>	Externo
<i>exp</i>	Experimental
<i>f</i>	Fornalha
<i>fl</i>	Chama
<i>fw</i>	Fluido
<i>gc</i>	Gases de combustão
<i>gt</i>	Gases triatômicos
<i>h</i>	Hidráulico
<i>i</i>	Interno
<i>inc</i>	Incrustação
<i>lam</i>	Laminar
<i>m</i>	Médio
<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>oxid</i>	Camada de óxidos
<i>p</i>	Perdas
<i>pa</i>	Palha de arroz
<i>pa</i>	Após a atemperação
<i>pri</i>	Primário
<i>r</i>	Radiação
<i>rc</i>	Combinação radiação e convecção
<i>ref</i>	Referência
<i>s</i>	Saída
<i>sec</i>	Secundário
<i>sf</i>	Superfície

<i>t</i>	Tubos
<i>tot</i>	Total
<i>tur</i>	Turbulento
<i>u</i>	Útil
<i>vp</i>	Vapor
<i>vs</i>	Vapor superaquecido
<i>w</i>	Parede
<i>ww</i>	Parede d'água

Abreviaturas

<i>AL</i>	Aquecedor de ar
<i>ANEEL</i>	Agência Nacional de Energia Elétrica
$(A/F)_s$	Razão ar combustível estequiométrica, em base seca
<i>ASME</i>	American Society of Mechanical Engineers
<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamic
<i>CNTP</i>	Condições Normais de Temperatura e Pressão
<i>ECO</i>	Economizador
<i>EPRI</i>	Electric Power Research Institute
<i>GW</i>	Gigawatt
<i>LMTD</i>	Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura
<i>MW</i>	Megawatt
<i>P&D</i>	Pesquisa e Desenvolvimento
<i>SA1</i>	Superaquecedor primário
<i>SA2</i>	Superaquecedor secundário
<i>TB</i>	Tambor
<i>TWh</i>	Terawatt-hora
<i>UFSC</i>	Universidade Federal de Santa Catarina
<i>VP</i>	Ventilador primário

Resumo

A utilização de um combustível suplementar ao combustível de projeto em um gerador de vapor é chamada de processo *co-firing*. A biomassa é uma alternativa viável para aplicação em usinas termelétricas a carvão. A substituição parcial do carvão pela biomassa já é realidade nos Estados Unidos, Europa e Ásia. Esta solução foi proposta para uma das unidades do Complexo Termelétrico Jorge Lacerda, utilizando a palha de arroz como biomassa. A motivação deste trabalho é a avaliação das alterações do comportamento térmico do processo *co-firing* de palha de arroz nesta unidade. Dados experimentais são obtidos em operação nominal, com a combustão apenas com o carvão. Uma modelagem termodinâmica é realizada, utilizando os dados medidos para a simulação do comportamento térmico do gerador de vapor com o processo *co-firing*. A transferência de calor no interior da fornalha também é avaliada, através de diferentes modelos semi-empíricos propostos na literatura. O método ϵ -NUT é utilizado nos trocadores de calor, avaliando o seu comportamento térmico com a variação da composição e temperatura dos gases de combustão. Diferentes correlações para a convecção externa e interna são consideradas. Os resultados obtidos estimam uma redução de aproximadamente 12% das emissões de CO_2 e SO_2 provenientes de combustíveis fósseis, uma redução menor do que 0,2% na eficiência do gerador de vapor, variações de no máximo 5% nas temperaturas dos gases de combustão.

Palavras-chave: *Geração termoelétrica, Geradores de vapor, Co-firing, Biomassa, Carvão.*

Abstract

Co-firing is the use of a supplemental fuel in a boiler in addition to the primary fuel that it was originally designed to use. The biomass is a low cost and low risk alternative for renewable energy production. The partial or total coal replacement is a natural tendency in most coal power plant in USA, Europe and Asia. A Brazilian experience is proposed in the Thermoelectric Complex of Jorge Lacerda with rice straw as biomass option. This work presents an evaluation on the use of rice straw co-firing in this power plant. Experimental data for coal only are obtained using nominal operation conditions. A thermodynamic analysis is shown based on the input of a few measurements. The analysis simulates the boiler thermal behavior for rice straw co-firing with coal. The boiler heat transfer is also analyzed, using semi-empirical methods proposed in the literature. The ϵ -NTU is used in the heat exchangers in boiler convective section to evaluate the thermal behavior with the variation in gas composition and temperature. External and internal convection heat transfer correlations are also used. The estimated results show a reduction up to 12 % CO_2 and SO_2 fossil-fuels emissions, a reduction in boiler efficiency up to 0,2% and an increase up to 5% in gas temperature and superheater wall temperature.

Keywords: *Thermoelectric Power Plant, Boiler, Co-firing, Coal, Biomass.*

1 *Introdução*

1.1 *Processo co-firing*

O processo *co-firing* consiste na utilização de um combustível suplementar ao combustível de projeto em um gerador de vapor. Isto possibilita a utilização de biomassa em uma usina termelétrica a carvão já instalada, reduzindo o investimento necessário para a geração termelétrica através da biomassa (BAXTER, 2005).

Atualmente, o uso da biomassa em usinas termelétricas é restrito a sistemas a grelha e de leito fluidizado, além de usos localizados em geradores de vapor de combustível pulverizado ou gaseificadores (WALDRON, 2007). O processo *co-firing* é uma opção atrativa em relação às pequenas unidades a biomassa, tendo em vista o aumento da eficiência do ciclo térmico com o aumento da escala da usina, resultando em menor consumo de combustível e emissões gasosas por MW instalado (PEDERSEN *et al.*, 1996).

A operação de usinas termelétricas possui alto nível de regulamentação de órgãos ambientais. As usinas possuem licenças de operação, que são revistas periodicamente. A alteração do combustível requer revisões nestas licenças, sendo necessários testes pilotos para demonstração do potencial da aplicação, avaliando as alterações nas emissões gasosas e nos rejeitos sólidos (KOPPEJAN; LOO, 2008).

1.2 *O carvão e a biomassa como alternativas energéticas*

O carvão mineral ocupa um lugar de destaque na matriz energética mundial, com aproximadamente 41% da produção de energia elétrica. Sua utilização deverá crescer nos próximos anos, principalmente com o desenvolvimento de tecnologias mais eficientes e de baixa emissão de

CO_2 (EIA, 2008; WCA, 2010).

No Brasil, as maiores reservas de carvão mineral estão localizadas no sul do país, basicamente no Rio Grande do Sul (89,25%) e em Santa Catarina (10,41%). A reserva nacional possui aproximadamente 7 bilhões de toneladas, correspondendo a 50% das reservas sul-americanas, mas apenas 1% das reservas mundiais (ANEEL, 2008).

O Brasil ocupa a 21^a posição, com aproximadamente 0,1 % do consumo mundial. A participação do carvão na oferta de energia elétrica brasileira foi de 1,6%, correspondendo a 7,2 TWh. A tabela 1.1 traz as usinas termelétricas a carvão mineral em operação no país, totalizando 1,944 GW de potência instalada (ANEEL, 2011b).

Tabela 1.1 – Usinas termelétricas a carvão em operação no Brasil. (Fonte: ANEEL (2011b))

Usina	Potência (MW)	Município	Proprietário
Charqueadas	72	Charqueadas-RS	Tractebel Energia S/A
Figueira	160	Figueira-PR	Copel Geração S/A
Jorge Lacerda	857	Capivari de Baixo-SC	Tractebel Energia S/A
Presidente Médici	796	Candiota-RS	CGTEE
São Jerônimo	20	São Jerônimo-RS	CGTEE
Alunorte	104	Barbacena - PA	Alunorte
Alumar	75	São Luís - MA	Alumar

A biomassa representa mais de 10% da produção de energia mundial, podendo alcançar até 30% nos países em desenvolvimento (SIMS, 2007). O Brasil possui potencial de produção e de uso energético considerável, por sua área territorial continental, de clima tropical e chuvoso. Mais de 415 usinas de biomassa estão em operação, com capacidade instalada de 8,5 GW, utilizando bagaço de cana (81,5%), madeira (10%), biogás (3,6%), licor negro (3,4%) e casca de arroz (1%), além de usinas de capim elefante e carvão vegetal (ANEEL, 2011a).

A figura 1.1 mostra a classificação dos combustíveis sólidos de acordo com grau de dificuldade para sua utilização. Atualmente, a maior complexidade de projeto e operação está na utilização de resíduos plásticos e lixo. A utilização da biomassa ainda apresenta desafios a serem enfrentados, principalmente em comparação aos combustíveis fósseis.

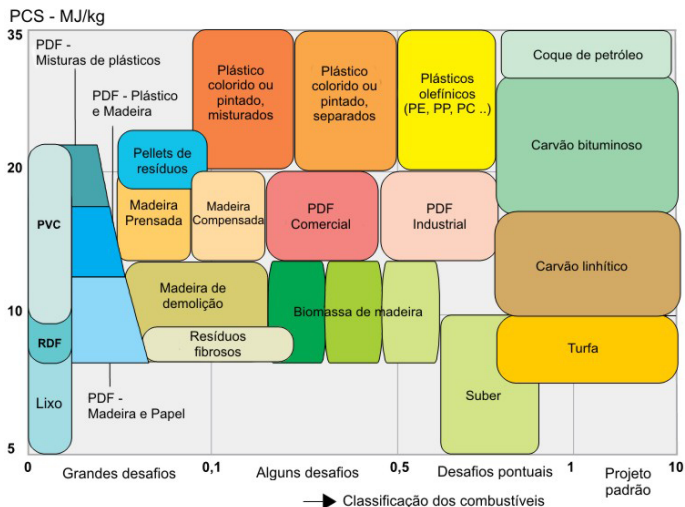


Figura 1.1 – Influência das características do combustível para o projeto de geradores de vapor (Fonte: Adaptado de Veijonen *et al.* (2003)).

1.3 Motivação e objetivos do trabalho

Um projeto P&D ANEEL da Tractebel Energia em parceria com a UFSC propõe uma avaliação piloto para a utilização de até 10% de palha de arroz em base térmica, na unidade termelétrica 1 (UTLA1) do Complexo Termelétrico Jorge Lacerda, em Capivari de Baixo - SC. A opção por esta biomassa ocorre pela área plantada com a cultura de arroz na região, de aproximadamente 25 mil m^2 . Na safra dos anos de 2010/2011, a produção de palha de arroz foi de aproximadamente 100 mil toneladas, garantindo o fornecimento necessário para a utilização em usinas termelétricas.

A palha de arroz é um resíduo agrícola produzido após a retirada do arroz do campo. Para cada tonelada de grão de arroz bruto coletado, cerca de 0,7 tonelada de palha de arroz é produzida. A figura 1.2 mostra a planta de arroz no campo. A composição química da palha típica do sul de Santa Catarina é mostrada no Apêndice A.

A palha é um material fibroso, obtido dos rejeitos da máquina de coleta do grão de arroz e de parte da planta que não é retirada do solo na colheita. Atualmente, ela é utilizada na incorporação do solo, substituindo parte da adubação. O terreno alagadiço potencializa a formação do CH_4 , que é 23 vezes mais agressivo do que o CO_2 para o



(a) Planta do arroz.



(b) Palha sobre a plantação de arroz.

Figura 1.2 – Palha de arroz no campo.

aumento do efeito estufa (IPCC, 2001). A retirada da palha de arroz do campo, além do potencial de sua utilização como biomassa, auxilia na redução do impacto ambiental causado por sua incorporação no solo. No entanto, o tempo de retirada, as condições do terreno, os diferentes formatos de fardos e o baixo custo da palha de arroz dificultam a viabilização técnica e econômica desta retirada (KADAM *et al.*, 2000).

Os riscos da aplicação do processo *co-firing* estão relacionados às alterações proporcionadas pelo uso da biomassa. Interferências nos queimadores, na fornalha e em equipamentos de controle de emissão podem ocorrer, reduzindo a disponibilidade da planta. Além disto, aumentos na deposição de cinzas e nas taxas de corrosão resultam em uma maior taxa de paradas forçadas para manutenção, aumentando os custos de operação (KOPPEJAN; LOO, 2008).

A motivação deste trabalho ocorre pela necessidade de uma avaliação dos impactos com o processo *co-firing* de palha de arroz. Uma modelagem termodinâmica e de transferência de calor é proposta para a avaliação das alterações no comportamento térmico do gerador de vapor. Para isto, um levantamento dos componentes utilizados na geração de vapor é realizado, com o objetivo de incluir as configurações reais na modelagem. Medições com a queima de carvão são utilizadas como dados de entrada e para validação dos modelos. As informações de controles auxiliam na escolha dos dados de entrada e saída do al-

goritmo, com objetivo de reproduzir o comportamento de forma mais realística possível.

A análise termodinâmica inclui modelo de combustão estequiométrica e utiliza a Conservação da Massa, de Espécies e de Energia em cada componente do gerador de vapor. Informações de operação são estimadas para o uso de até 10% de palha de arroz, como alterações nos requisitos de ar e combustível, nos produtos da combustão, na energia liberada e na eficiência térmica.

Uma análise de transferência de calor é proposta, avaliando modelos semi-empíricos descritos na literatura, para a solução da radiação e da convecção na fornalha. Nos trocadores de calor, o método ϵ - NUT é utilizado, avaliando diferentes correlações para os coeficientes de convecção interna e externa. Os resultados avaliam as alterações nos principais parâmetros da transferência de calor com o uso da palha de arroz.

1.4 Escopo do trabalho

Neste capítulo foi realizada uma breve introdução sobre a motivação e os principais objetivos deste trabalho, abordando o processo *co-firing* e a importância do carvão e da biomassa na geração de energia elétrica.

O capítulo 2 mostra uma revisão bibliográfica, avaliando as experiências já realizadas para o uso de biomassa em usinas termelétricas a carvão. Também são descritos os diferentes modelos termodinâmicos e de transferência de calor utilizados para modelagem no interior do gerador de vapor.

O capítulo 3 faz uma descrição do gerador de vapor analisado. Esta descrição é resultado do levantamento de informações técnicas obtidas através de visitas e acompanhamento da operação da usina. Os procedimentos experimentais são descritos. Um resumo da filosofia de operação é mostrado, abordando os principais controles utilizados. No final deste capítulo, as medições realizadas são apresentadas.

O capítulo 4 mostra os resultados obtidos pela modelagem termodinâmica, avaliando as alterações no comportamento térmico do gerador de vapor com o uso da palha de arroz.

O capítulo 5 traz os resultados da modelagem para a transferência de calor no gerador de vapor, comparando as diferentes correlações descritas na literatura e os efeitos do processo *co-firing*.

O capítulo 6 conclui o trabalho, reforçando as contribuições obtidas e indica possíveis trabalhos futuros a serem realizados na área.

No final, uma série de apêndices é incluída. O Apêndice A traz a análise do carvão e da palha de arroz. O Apêndice B descreve o procedimento de cálculo das incertezas de medição. O Apêndice C traz o cálculo da propagação destas incertezas nos principais resultados da modelagem. O Apêndice D complementa as informações para as correlações de convecção externa. Por último, o Apêndice E mostra as propriedades dos gases de combustão.

2 Revisão bibliográfica

2.1 Aplicação do processo *co-firing* em usinas termelétricas a carvão

Mais de 288 projetos utilizando o processo *co-firing* já foram realizados, abrangendo usinas termelétricas de 50 MW até 700 MW. Estas experiências já substituíram aproximadamente 3,5 Mt de carvão, evitando a emissão de mais de 10 Mt de CO₂ equivalente. Além disso, o potencial técnico e financeiro estimado para a substituição do carvão é aproximadamente 30 vezes maior do que o já utilizado (AL-MANSOUR; ZUWALA, 2010).

Grande parte dos combustíveis sólidos foi testada, incluindo variações entre diferentes biomassas e carvões. Cada variação resulta em diferentes comportamentos no gerador de vapor e nos equipamentos de transporte e processamento da biomassa. A figura 2.1 traz um exemplo dos equipamentos necessários para utilização em uma usina já instalada.

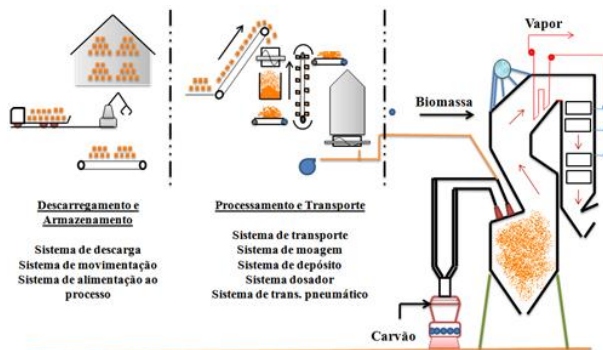


Figura 2.1 – Sistema de processamento de palha de arroz.

O impacto do processo *co-firing* na eficiência do gerador de vapor está diretamente relacionado à fração de biomassa, sua umidade na entrada do queimador e do tipo utilizado (KOPPEJAN; LOO, 2008). A biomassa é normalmente um combustível com menor poder calorífico do que o carvão, o que resulta no aumento do consumo de combustível para que a carga da usina seja mantida. Este aumento requer um aumento na vazão de ar de combustão, resultando no aumento da vazão de gases de combustão e nas perdas na chaminé (WALDRON, 2007).

O processo de combustão da biomassa ocorre de forma similar ao do carvão, sendo dividido em 6 passos bem definidos, como mostrado na figura 2.2 e descrito por Spliethoff (2010). Os combustíveis sólidos são compostos de matéria orgânica e minerais. No primeiro passo, a água da superfície da partícula começa a evaporar. Em temperaturas próximas a 300°C, o vapor d'água presente nos poros do combustível é liberado, junto a outros gases, como CH_4 e CO_2 . A umidade presente na biomassa é um fator importante na combustão. A secagem da partícula é necessária antes da fase de aquecimento, liberação dos voláteis e ignição. Altos teores atrasam a ignição e reduzem a temperatura de combustão, afetando a qualidade do processo (HELLWIG, 1985 apud WERTHER *et al.*, 2000). Experiências anteriores demonstram não há problemas na combustão para teores de umidade menores que 10%.

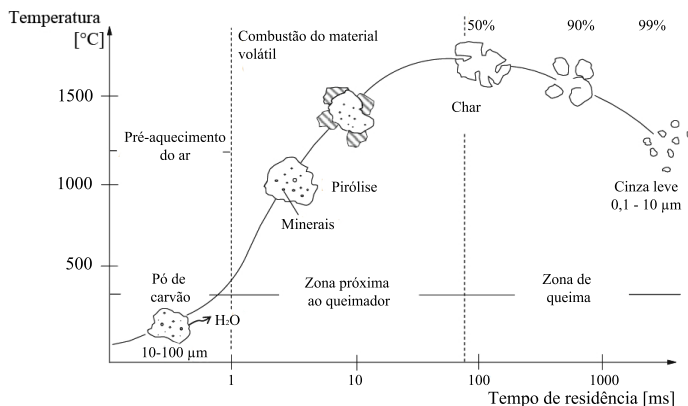


Figura 2.2 – Processo de combustão em combustíveis sólidos (Fonte: Adaptado de Spliethoff (2010)).

O processo de devolatização é iniciado em temperaturas maiores de 300°C, através da quebra de compostos orgânicos do carvão. Em temperaturas próximas a 600°C, *tar* (hidrocarbonetos complexos) e produtos

gasosos (CO_2 , CH_4 e outros hidrocarbonetos simples) são formados. Com esta liberação, a partícula de char é formada, composta basicamente de cinza e carbono, que com o aumento da temperatura libera principalmente CO e H_2 .

A ignição de cada composto ocorre em temperaturas diferentes. O material volátil entra em ignição na faixa de 500 e 700°C e com a mistura ar-combustível necessária, estabilizando em uma chama difusiva em uma área 5 vezes maior do que o diâmetro da partícula. Para a combustão do char, é necessário oxigênio suficiente em sua superfície e temperaturas na ordem de 800°C. A combustão ocorre através da difusão de oxigênio na superfície da partícula, formando CO , CO_2 e vapor d'água. Os produtos da combustão são compostos dos gases provenientes das reações e a cinza da partícula.

A redução do tamanho das partículas de biomassa até a granulometria do carvão não é necessária para a obtenção de níveis aceitáveis de eficiência de combustão (VEIJONEN *et al.*, 2003). Os impactos do tamanho da partícula e de sua densidade são essencialmente aerodinâmicos, onde partículas grandes ou muito densas não se sustentam na chama, resultando no aumento do teor de incombusto nas cinzas pesadas. Em partículas menores, de baixa densidade, a tendência é que grande parte entre em combustão na fornalha. No entanto, a biomassa pode não queimar completamente ao longo do tempo de residência e o teor de incombusto será notado nas cinzas leves (KOPPEJAN; LOO, 2008). Para partículas de biomassa menores do que 6 mm, a ignição de todo combustível ocorrerá mais próxima ao queimador, aumentando a taxa de combustão e diminuindo o teor de incombusto nas cinzas pesadas. Este comportamento é demonstrado na literatura e resumido em Tillman (2000). A biomassa é normalmente mais reativa do que o carvão, com os teores de incombusto nas cinzas similares ou menores quando utilizado em processo *co-firing* (KOPPEJAN; LOO, 2008).

Algumas correntes de pensamento assumem que a combustão de biomassa possui emissão líquida de CO_2 igual a zero, pois a planta consome durante seu crescimento a mesma quantidade que é emitida. No entanto, o potencial de redução em relação ao carvão mineral deve ser estudado, avaliando a cadeia completa de obtenção da biomassa e o impacto ambiental associado.

A redução de SO_2 ocorre pela menor concentração de enxofre na biomassa e pelo aumento da concentração de cálcio, que promove a absorção do enxofre. Já a redução de NO_x é determinada pelo aumento das reações de redução do NO na fornalha e/ou a menor concentração de nitrogênio na biomassa. No entanto, pesquisas demonstram resul-

tados contraditórios, com aumento nas emissões de NO_x em algumas situações (VEIJONEN *et al.*, 2003).

As taxas de deposição de cinzas podem variar significativamente com a utilização da biomassa em geradores de vapor a carvão pulverizado. A utilização de resíduos agrícolas, como a palha de arroz, tende a aumentar as taxas de deposição pela alta quantidade de compostos clorídricos e alcalinos presentes na composição da cinza (KOPPEJAN; LOO, 2008). No entanto, o carvão brasileiro é conhecido pelo seu alto teor de cinzas, próximo aos 40% em base mássica. A utilização de um combustível com um menor teor pode alterar a taxa de formação de depósitos, sendo necessários estudos específicos na área. Além disto, as alterações da cinza devem ser avaliadas para sua utilização na indústria do cimento. Na Europa, já há norma específica que limita a quantidade de cinzas de biomassa neste setor, determinando um valor máximo de 25% de cinzas provenientes da biomassa (WANG; BAXTER, 2007).

Exemplos de experiências realizadas

Entre 1996 e 1997, o EPRI (*Electric Power Research Institute*) e a Foster Wheeler projetaram e construíram uma planta de demonstração para a queima de pó de serra em um gerador de vapor a carvão pulverizado de 32 MW_e do Seward Generation Station, em Johnstown - PA (Pennsylvania). Esta experiência é descrita em EPRI (1999) e fez parte de um programa com objetivo de atualizar e estender o conhecimento da comercialização do processo *co-firing* de biomassa.

Proporções mássicas de até 15 % (7% em base térmica) foram testadas. A capacidade do gerador de vapor não foi alterada com a injeção do pó de serra separadamente. Os impactos na eficiência foram modestos, na ordem de 0,5% para cada 10% de biomassa. Ainda na análise da eficiência, notou-se um aumento no teor de incombusto nas cinzas, de 17% para 20% nas cinzas leves e de 16% para 23% nas cinzas pesadas.

A redução de SO_2 foi proporcional à redução do consumo de carvão. As emissões de NO_x foram reduzidas em torno de 10% para até aproximadamente 7% de mistura. A injeção da biomassa atuou no mecanismo de redução do NO_x , pois apenas a menor quantidade de nitrogênio presente no pó de serra não explica esta redução. Fortes evidências indicam que a biomassa, com seu alto teor de voláteis, invade a base da chama do carvão, causando a ignição do combustível em uma região pobre em oxigênio, similar a um mecanismo de requeima interna.

Os voláteis da biomassa forçam a redução de qualquer NO formado na chama no mecanismo *prompt*. Os hidrocarbonetos presentes reagem com o oxigênio disponível, forçando a conversão do nitrogênio em N_2 . Isso indica que a chama produzida será mais fina e curta, ocorrendo a queima do combustível mais próxima ao queimador. Além disso, as emissões de CO_2 fósseis também foram reduzidas, na ordem de 1,05 t de CO_2 por t de biomassa.

Outro programa de demonstração foi desenvolvido na Studstrup Power Plant, em Logten, Dinamarca, entre 2002 e 2004. Esta demonstração consistiu na utilização de 20 t/h de palha em uma das unidades da usina termelétrica (20% em base energética), com potência instalada de 350 MW_e. Foram testados dois tipos de carvão provenientes da África do Sul e da Colômbia. O objetivo desse teste foi demonstrar a viabilidade técnica e econômica do processo *co-firing* em geradores de vapor a carvão pulverizado. Esta experiência está descrita em Overgard *et al.* (2004).

Os resultados demonstraram uma diminuição de até 40% no teor de incombusto nas cinzas leves. No entanto, houve um leve aumento deste teor nas cinzas pesadas. Foi observado um aumento na formação de depósitos ao longo do gerador de vapor, mas não houve necessidade de alteração da operação do soprador de fuligens. Para 20% de palha, problemas de incrustações são aumentados devido à formação de K_2SO_4 . Não foram observados problemas com a corrosão devido aos compostos clorídricos, após as 3000 horas de teste nos superaquecedores.

A emissão de NO_x se manteve constante, diferentemente de outras experiências similares. Uma das explicações é o maior tamanho das partículas de palha, quando comparado à queima de pó de serra. O maior tamanho de partícula causa maiores tempos de residência, impactando na liberação dos voláteis. Esta liberação próxima ao queimador é relacionada à redução das emissões. Além disso, os resultados mostraram uma forte relação entre a variação da concentração de nitrogênio do combustível e a variação nas emissões de NO_x . As diferentes concentrações ao longo das safras resultaram em variações similares nas emissões. Essas diferenças ocorrem pela quantidade de fertilizantes e condições climáticas.

Em 2006, a Alstom comissionou um sistema de queima dedicado em dois geradores de vapor a carvão pulverizado (500MW_e), na Fiddlers Ferry Power Station, em Cheshire - Reino Unido. Foram utilizados quatro tipos de biomassa: *pellet* de madeira, Palm Kernel (polpa do fruto de um tipo de palmeira), *pellet* de oliva e semente de oliva. Os

objetivos foram avaliar os impactos sobre a escorificação e incrustação, na eficiência, na combustão e emissões, nos equipamentos auxiliares, na posição de queimadores dedicados de biomassa e no sistema de processamento e transporte da biomassa (ZHANG; SAIMBI, 2007).

Com a utilização de até 20% de biomassa, a temperatura de reaquecimento aumentou 2°C. No entanto, a eficiência do gerador de vapor caiu 0,7% devido à combinação do aumento da temperatura dos gases de combustão na chaminé, menor poder calorífico do combustível e aumento da perda por formação de vapor d'água. O suprimento de ar total e a vazão dos gases de combustão foram similares, não alterando o desempenho dos equipamentos. A temperatura dos tubos do reaquecedor aumentou 3°C, devido ao aumento da temperatura dos gases de combustão naquela região.

Não houve alteração significativa nas emissões de NO_x . Ocorreu a redução das emissões de SO_x e do teor de incombusto devido ao alto teor de voláteis e menor teor de cinza da biomassa. Além disto, não houve alteração nas incrustações e escorificações.

2.2 Modelagem de geradores de vapor

Diferentes abordagens propostas na literatura devem ser avaliadas na modelagem de geradores de vapor, obtendo resultados que atendam os objetivos propostos. Existem duas abordagens matemáticas utilizadas: avaliar apenas o comportamento do sistema, utilizando modelos termodinâmicos, de combustão e correlações de transferência de calor para trocadores de calor; ou avaliar os fenômenos fundamentais do sistema, determinando seu comportamento físico através da mecânica dos fluidos computacional (CFD) e modelos de reações químicas.

O primeiro tipo de análise descreve o comportamento térmico e de transferência de calor, como campos de temperatura e perdas de calor, utilizando as características dos componentes do sistema. Estes modelos utilizam medições de fluxos ao longo do gerador de vapor. Correlações empíricas e fundamentais são utilizadas para analisar o comportamento térmico e hidrodinâmico. Resultados e múltiplas variações são obtidos sem esforços computacionais significativos. Enquanto estes resultados reproduzem bem os fenômenos físicos avaliados, eles são limitados a componentes onde as correlações existentes são adequadas. Componentes diferenciados sem correlações empíricas não são simulados de forma correta (STULTZ; KITTO, 2009).

O segundo tipo de análise utiliza modelos de mecânica dos fluidos computacional, simulando com detalhes os fluxos ao longo do gerador

de vapor. Este tipo de análise avalia os detalhes de cada trocador e suas respectivas alterações no comportamento térmico e hidrodinâmico. Campos de temperatura e velocidade são obtidos, resultando em uma análise mais detalhada do sistema. Além disto, este tipo de análise pode ser utilizado em componentes inovadores, avaliando assim novas soluções para o sistema. No entanto, a simulação de um gerador de vapor através deste tipo de análise possui um elevado grau de complexidade. Stultz e Kitto (2009) descrevem os 5 processos fundamentais e suas respectivas interações que devem ser resolvidos para a utilização do carvão, mostrados na figura 2.3.

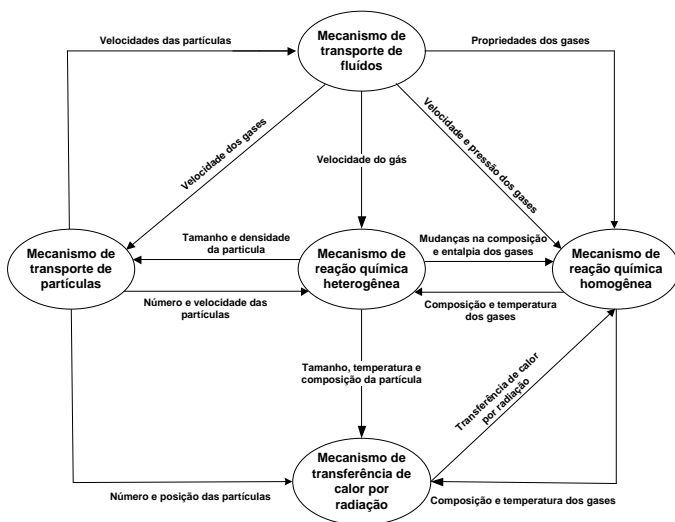


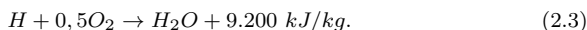
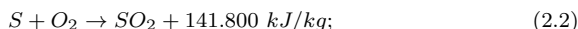
Figura 2.3 – Acoplamento entre modelos CFD em geradores de vapor a carvão pulverizado. Fonte: Adaptado de Stultz e Kitto (2009).

Os dois tipos de abordagens possuem benefícios e limitações. O uso apropriado de cada uma delas é determinado pelos objetivos da simulação, grau de detalhamento e pelas informações disponíveis do sistema. Neste trabalho é utilizada a primeira abordagem, pois a avaliação das alterações com o uso da palha de arroz é obtida de forma satisfatória através deste tipo de modelagem.

2.3 Combustão e análise termodinâmica em geradores de vapor

O processo de combustão consiste em uma série de reações químicas entre os componentes do combustível. Para avaliação do desempenho e projetos de geradores de vapor, a combustão deve ser considerada como a união química de um combustível com o oxigênio do ar, de forma controlada, para produzir calor.

Neste trabalho são consideradas as reações estequiométricas de combustão



Para cada kmol de O_2 são necessários 4,77 kmol de ar. A massa de ar estequiométrica, m_{ar}^* , para a combustão completa do combustível é determinada pela equação

$$m_{ar}^* = 4,77M_{ar} \left(\frac{C_{cb}}{M_C} + \frac{S_{cb}}{M_S} + \frac{H_{cb}}{4M_H} - \frac{O_{cb}}{2M_O} \right); \quad (2.4)$$

onde o subíndice *cb* é relativo ao combustível e M é a massa molar de cada componente.

Em aplicações industriais é comum trabalhar com gases em base volumétrica (Nm^3/kg), utilizando o volume molar para gás ideal na CNTP ($V_o = 22,414 Nm^3/kmol$). A equação (2.4) é alterada para

$$v_{ar}^* = 106,91 \left(\frac{C_{cb}}{M_C} + \frac{S_{cb}}{M_S} + \frac{H_{cb}}{4M_H} - \frac{O_{cb}}{2M_O} \right). \quad (2.5)$$

onde v_{ar}^* é o volume de ar estequiométrico.

Na situação ideal, o processo de combustão deve ocorrer na condição estequiométrica. No entanto, no caso de combustão de sólidos em fornalhas, o ar estequiométrico não garante a combustão completa, sendo necessária uma quantidade adicional de ar na fornalha, chamada de excesso de ar, e , definido como

$$e = \frac{m_{ar}}{m_{ar}^*}; \quad (2.6)$$

onde m_{ar} é a massa de ar real por kg de combustível. O excesso de ar varia de acordo com o combustível, carga da usina e do tipo de equipamento de queima. Valores típicos para geradores de vapor a carvão pulverizado variam entre 1,1 e 1,3 (SINGER, 1991).

Os produtos formados pela combustão ideal com excesso de ar são o CO_2 , SO_2 , H_2O , O_2 e N_2 . Estes valores são usualmente calculados como concentrações volumétricas (Nm^3/kg_{cb}), na forma

$$v_{CO_2,g} = 22,414 \left[\frac{C_{cb}}{M_C} \right]; \quad (2.7)$$

$$v_{SO_2,g} = 22,414 \left[\frac{S_{cb}}{M_S} \right]; \quad (2.8)$$

$$v_{H_2O,g} = 22,414 \left[\frac{H_{cb}}{2M_H} + \frac{W_{cb}}{M_{H_2O}} + \frac{W_{ar}}{M_{H_2O}} \right]; \quad (2.9)$$

$$v_{N_2,g} = 22,414 \left[\frac{N_{cb}}{2M_N} + \frac{3,77m_{ar}}{M_{N_2}} \right]; \quad (2.10)$$

$$v_{O_2,g} = 22,414 \left[\frac{0,232m_{ar}(e-1)}{M_{O_2}} \right]. \quad (2.11)$$

Primeira Lei da Termodinâmica

A avaliação do comportamento térmico de qualquer sistema pode ser feita através das equações de Conservação da Massa e Espécies e da Primeira Lei da Termodinâmica. A utilização da Segunda Lei da Termodinâmica possibilitaria uma avaliação mais detalhada das origens das perdas em cada componente. No entanto, em geradores de vapor a carvão pulverizado, o processo de combustão é responsável por mais de 85% da destruição de exergia, o que dificulta a análise das perdas e na identificação de ações para a diminuição desta destruição. Por isto, aqui não é realizada a análise da Segunda Lei.

A principal fonte de energia do sistema é a energia química contida nos combustíveis. Esta energia é normalmente tratada na forma de poder calorífico. Experimentalmente é possível medir o PCS (poder calorífico superior), que não leva em conta a energia de vaporização da água. No entanto, não considerá-la significa incluir maiores quantidades do que o sistema irá absorver. Neste trabalho é utilizado o poder calorífico inferior (*PCI*). Para combustíveis sólidos, são utilizadas correlações ajustadas por Bazzo (1995),

$$PCS = 33.900C + 141.800 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 9.200S; \quad (2.12)$$

$$PCI = PCS - 2.440(9H + W). \quad (2.13)$$

Outra correlação muito utilizada é a proposta por Mendeleev, na forma de

$$PCI = 33.900C + 103.000H - 10.900(O - S) - 2.400W. \quad (2.14)$$

Como será mostrado, o desvio encontrado em relação às medições realizadas para a palha de arroz e carvão é menor que 10 %.

A temperatura de chama adiabática (T_{ad}) em um processo de combustão a pressão constante é definida como a temperatura dos produtos de combustão onde a entalpia absoluta dos reagentes é igual à entalpia absoluta dos produtos, como mostrado na equação (2.15).

$$h_r(T, P) = h_p(T_{ad}, P). \quad (2.15)$$

A definição da temperatura de chama adiabática é importante para a determinação de um patamar superior de temperatura na fornalha. Nesse caso, sua determinação é um processo iterativo devido ao cálculo das propriedades médias dos gases de combustão. Com esta temperatura é possível calcular o balanço de energia em cada componente, obtendo as propriedades dos gases de combustão na saída de cada trocador de calor.

Eficiência de geradores de vapor

Os métodos mais utilizados para o cálculo da eficiência em geradores de vapor são:

- Método direto ou de entrada-saída (*input-output method*)
- Método indireto ou do balanço de energia

O método de entrada-saída relaciona a energia necessária para a produção de vapor com a energia química do combustível. A determinação da eficiência por este método requer a medição direta e com baixa incerteza de diversos parâmetros, sendo o consumo de combustível a mais crítica (ASME, 2008).

No método do balanço de energia é necessária a identificação e medição (ou estimativa) de todas as perdas e créditos de energia ao longo do gerador de vapor, como mostrado na figura 2.4. Este método obtém resultados com menor dependência dos erros de medição, pois apenas os créditos e perdas de energia são medidos. As perdas e créditos correspondem geralmente a 10% de toda a energia do sistema. Com isto, erros de medição de 1% correspondem a erros de 0,1% no cálculo da eficiência. Já no método direto, onde as entradas e saídas de energia

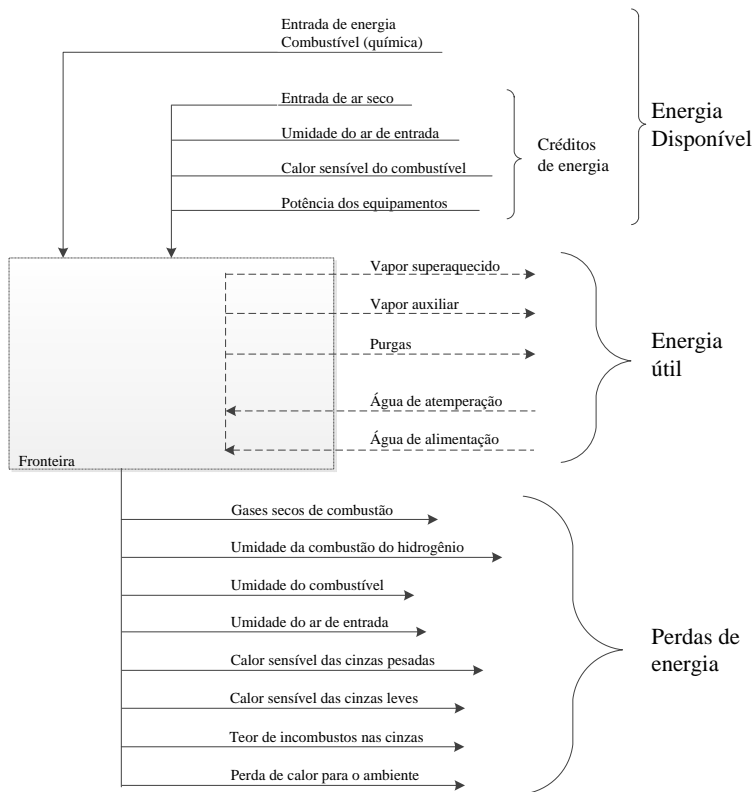


Figura 2.4 – Balanço de energia em um gerador de vapor.

são medidas, erros de medição de 1% correspondem a erros de 1% no cálculo da eficiência.

O balanço de energia é mostrado pela equação (2.16). A eficiência, η_c , é calculada pela equação (2.17).

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_{cb} - \dot{Q}_p + \dot{Q}_{cd}; \quad (2.16)$$

$$\eta_c = \left[1 - \frac{(\dot{Q}_p - \dot{Q}_{cd})}{\dot{Q}_{cb}} \right] \times 100; \quad (2.17)$$

onde \dot{Q}_u , \dot{Q}_{cb} , \dot{Q}_p e \dot{Q}_{cd} são, respectivamente, os fluxos de calor útil, do combustível, perdas e créditos.

O método de balanço de energia também é aplicado utilizando

apenas as perdas de calor ao longo do gerador de vapor. Operações matemáticas são necessárias até seu equacionamento final. Esta simplificação é baseada nas demonstrações de Annaratone (2008), Bazzo (1995) e Kakaç (1991).

As perdas de calor são agrupadas, resultando na equação para o balanço de energia

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_{cb} + \dot{Q}_{cd} - \sum \dot{Q}_p. \quad (2.18)$$

O calor rejeitado é descrito como

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{cb} PCI_{cb} + \dot{m}_{ar} (\Delta h_{ar} - W_{ar} \Delta h_{vp}) - \sum \dot{Q}_p; \quad (2.19)$$

e a eficiência do gerador de vapor

$$\eta_c = \left(\frac{\dot{m}_{cb} PCI_{cb} + \dot{m}_{ar} (\Delta h_{ar} - W_{ar} \Delta h_{vp}) - \sum \dot{Q}_p}{\dot{m}_{cb} PCI_{cb}} \right) \times 100. \quad (2.20)$$

Considerando que

$$\dot{m}_{cb} PCI_{cb} \gg \dot{m}_{ar} (\Delta h_{ar} - W_{ar} \Delta h_{vp}); \quad (2.21)$$

tem-se o cálculo da eficiência na forma de

$$\eta_c = \left(1 - \frac{\sum \dot{Q}_p}{\dot{m}_{cb} PCI_{cb}} \right) \times 100. \quad (2.22)$$

Esta simplificação não é necessária se o volume de controle incluir os pré-aquecedores de ar. O rendimento é calculado por

$$\eta_c = \left(1 - \sum \frac{Q_p}{PCI_{cb}} \right) \times 100 = \left(1 - \sum L \right) \times 100; \quad (2.23)$$

onde Q_p é o calor perdido por kg de combustível e L é a fração de perda de calor pela energia do combustível.

$$\sum L = L_{gc} + L_{cnq} + L_{amb} + L_{cz} + L_{outros}; \quad (2.24)$$

onde

- L_{gc} = perdas nos gases de exaustão, incluindo os gases secos e umidade;
- L_{cnq} = perdas por formação de carbono não queimado;
- L_{amb} = perdas pela liberação de calor para o ambiente,
- L_{cz} = perdas nas cinzas;
- L_{outros} = outras fontes de perdas, como vazamentos de ar e perda por radiação.

A perda de calor nos gases de combustão, \dot{Q}_{gc} , é uma perda de calor sensível para o ambiente. A temperatura dos gases de combustão deve ser maior que a temperatura ambiente, evitando a condensação de compostos sulfúricos, que causam corrosão nos elementos de baixa temperatura. A equação (2.25) mostra calor liberado pelos gases, onde

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{m}_{gc} \bar{c}_{p,gc} (T_{gc} - T_{ref}); \quad (2.25)$$

onde Q_{gc} , \dot{m}_{gc} e $c_{p,gc}$ são, respectivamente, o calor sensível, a massa e o calor específico médio dos gases de combustão. $(T_{gc} - T_{ref})$ é a diferença de temperatura entre os gases de combustão na chaminé e a temperatura de referência, que nesse caso é igual à temperatura ambiente adotada. A porcentagem desta perda pode ser definida como

$$L_{gs} = \frac{\dot{Q}_{gc}}{\dot{m}_{cb} PCI_{cb}} \cdot 100 = \frac{m_g \bar{c}_{p,gc} (T_{gc} - T_{ref})}{PCI_{cb}} \times 100; \quad (2.26)$$

onde m_g é a massa de gases de combustão por kg de combustível.

As perdas por carbono não queimado nas cinzas, L_{cnq} , são fortemente dependentes do tipo de combustível queimado e do sistema de queima. Para fornalhas de carvão pulverizado queimando carvão, estas perdas são da ordem de 2% para carvão do tipo betuminoso e de 3 a 4% para carvão do tipo antracito (KAKAç, 1991). O teor de incombusto nas cinzas, $C_{cnq,cz}$, por kg de cinzas, é definido por

$$C_{cnq,cz} = C_{cnq,cb} (Z_{cb} + C_{cnq}); \quad (2.27)$$

onde $C_{cnq,cb}$ é teor de incombusto por kg de combustível e Z_{cb} é a quantidade de cinza presente na composição química do combustível. As perdas relacionadas ao carbono não queimado, L_{cnq} , são definidas por

$$L_{cnq} = \left(\frac{33.830 C_{cnq}}{PCI_{cb}} \right) \times 100. \quad (2.28)$$

sendo 33.830 kJ/kg g_{cb} o poder calorífico do carbono.

As perdas para as cinzas são perdas relacionadas à perda de calor sensível, definidas por

$$L_{gs} = \frac{m_{cz} \bar{c}_{p,cz} (T_{cz} - T_{ref})}{PCI_{cb}} \times 100; \quad (2.29)$$

onde m_{cz} é a massa de cinza por kg de combustível, $\bar{c}_{p,cz}$ é o calor específico médio das cinzas e T_{cz} é a temperatura da cinza no cinzeiro.

As perdas para o ambiente, L_{amb} , são decorrentes da fuga de calor por radiação e convecção para o ambiente, \dot{Q}_{rc} . Isolamentos são dispostos ao longo do gerador de vapor para minimizar este problema. Mesmo

assim, uma pequena parte do calor ainda é perdida, sendo definidas por ASME (2008) como

$$L_{amb} = \frac{\dot{Q}_{rc}}{\dot{m}_{cb} PCI_{cb}}; \quad (2.30)$$

onde

$$\dot{Q}_{rc} = (h_r + h_{cv}) A_{sf} (\bar{T}_{sf} - \bar{T}_{ar,amb}). \quad (2.31)$$

h_r e h_{cv} são os coeficientes de transferência de calor por radiação e convecção na superfície do gerador de vapor, em kJ/kg , calculados por

$$h_r = 2,93 \times 10^{-4} \{0,847 + (2,367 \times 10^{-3}) \Delta \bar{T}_{sf} + (2,94 \times 10^{-6}) \Delta \bar{T}_{sf}^2 + (1,37 \times 10^{-9}) \Delta \bar{T}_{sf}^3\}; \quad (2.32)$$

onde $\Delta \bar{T}_{sf}$ é a diferença entre as temperaturas médias do ar e da parede. Esta correlação utiliza a temperatura ambiente a 25 °C e emissividade 0,8, correspondendo a uma superfície suja e oxidada. Esta correlação possui erros consideráveis. Como esta parcela da perda não ultrapassa 0,5%, estes erros não afetam o cálculo global da eficiência. Para o coeficiente de convecção na superfície, utiliza-se o maior valor entre os calculados pelas correlações

$$h_{cv} = 2,93 \times 10^{-4} 0,2(\bar{T}_{sf} - \bar{T}_{ar,amb})^{0,33} \quad \text{ou} \quad h_{cv} = 2,93 \times 10^{-4} 0,35(\bar{V}_{ar}) \quad (2.33)$$

sendo \bar{V}_{ar} é a velocidade do ar próxima da superfície do gerador de vapor, T_{sf} é a temperatura da superfície externa e $2,93 \times 10^{-4}$ é um fator de conversão de unidades.

As perdas para as cinzas, L_{cz} , ocorrem pela perda de calor sensível para o ambiente e são calculadas por

$$L_{cz} = \frac{m_{cz} [(1 - \lambda) h_{cz,p} + \lambda h_{cz,p}]}{PCI_{cb}}. \quad (2.34)$$

onde m_{cz} é a massa de cinzas por kg de combustível, λ é a fração de cinzas leves. Na determinação desta perda, as entalpias das cinzas leve, h_{czl} e pesada, h_{czp} , são definidas por ASME (2008), em kJ/kg , como

$$h_{czl} = 2,326 \{-0,32 \times 10^2 + -0,24(T_{czl} - T_{ref}) + 0,18 \times 10^{-2}(T_{czl} - T_{ref})^2 - 0,26 \times 10^{-5}(T_{czl} - T_{ref})^3 + 0,20 \times 10^{-8}(T_{czl} - T_{ref})^4 - 0,64 \times 10^{-12}(T_{czl} - T_{ref})^5\}; \quad (2.35)$$

$$\begin{aligned}
h_{cz_p} = & 2,326\{0,18 \times 10^2 + 0,36 \times 10^{-1}(T_{cz_p} - T_{ref}) \\
& + 0,43 \times 10^{-3}(T_{cz_p} - T_{ref})^2 - 0,20 \times 10^{-6}(T_{cz_p} - T_{ref})^3 \\
& + 0,48 \times 10^{-10}(T_{cz_p} - T_{ref})^4 - 0,46 \times 10^{-14}(T_{cz_p} - T_{ref})^5\}; \quad (2.36)
\end{aligned}$$

onde T_{cz_p} e T_{cz_l} são, respectivamente, as temperaturas de cinzas pesadas e leves, e 2,326 é um fator de correção de unidades.

Consumo de biomassa

O desenvolvimento do projeto conceitual do sistema de processamento da palha de arroz depende de diversos requisitos. Um dos principais é o consumo de palha de arroz para diferentes proporções, em base energética, ou seja, a proporção de cada combustível responsável pela produção de vapor (\dot{Q}_u). Com a introdução de um combustível suplementar, a equação para eficiência do gerador de vapor é definida por

$$\eta_c = \left(\frac{(1 - \theta)\dot{Q}_u}{\dot{m}_{cb,1}PCI_{cb,1}} + \frac{\theta\dot{Q}_u}{\dot{m}_{cb,2}PCI_{cb,2}} \right) \times 100; \quad (2.37)$$

onde θ é a fração de mistura do combustível suplementar, sendo que para 100% deste combustível, θ é igual a 1. O subíndice 2 refere-se ao combustível suplementar. Este cálculo deve ser utilizado com restrições, pois as incertezas deste valor são proporcionais à incerteza da medição de consumo de combustível, que normalmente é maior do que 30%. Com isto, este método deve ser utilizado como uma primeira aproximação, sendo utilizado o método do balanço de energia para determinar a eficiência.

No entanto, experiências anteriores descrevem que a eficiência de um gerador de vapor reduz com o processo *co-firing*. Resultados experimentais descritos em Hughes (1999) mostram que esta eficiência decai 0,5% para cada 10% de biomassa. Aplicando esta correção e tendo conhecimento da eficiência nominal, propõe-se uma equação para o consumo de palha de arroz, \dot{m}_{pa} , e de carvão mineral, \dot{m}_{ca} , como

$$\dot{m}_{pa} = \frac{\theta\dot{Q}_u}{\left[\frac{(\eta_c - 0,05\theta)}{100} \right] PCI_{pa}}; \quad (2.38)$$

$$\dot{m}_{ca} = \frac{(1 - \theta)\dot{Q}_u}{\left[\frac{\eta_c - 0,05\theta}{100}\right] PCI_{ca}}. \quad (2.39)$$

2.4 Transferência de calor em geradores de vapor

2.4.1 Fornalha

O cálculo de transferência de calor em fornalhas é considerado um problema complexo na área de engenharia térmica. Sua solução envolve a modelagem de diversos fenômenos físicos relacionados à combustão, mecânica dos fluidos, radiação em meio participante e presença de particulados. A radiação é considerada o processo governante sendo fortemente dependente das propriedades do meio participante e da parede d'água. O meio participante é um sistema complexo de fases gasosa e sólida. A determinação das propriedades médias não é trivial, sendo necessários estudos quanto à emissão, absorção e dispersão de radiação no meio e nas superfícies de troca (BLOKH, 1988).

Para resolver este problema é necessário o desenvolvimento de modelo matemático que reproduza detalhadamente a cinética de combustão e radiação, acoplando-os ao escoamento. Não há modelo analítico para uma fornalha de carvão de grande porte (STRAUB, 2006). Modelos semi-empíricos são adotados, relacionando os modelos de radiação, a equação de conservação de energia, resultados experimentais e informações baseadas na experiência de operação. Estes modelos resultam em aproximações importantes para o projeto de geradores de vapor.

É importante questionar a validade de métodos semi-empíricos para este problema. A temperatura dos gases de combustão varia ao longo da fornalha, sendo dependente dos fenômenos físicos envolvidos. A temperatura de chama adiabática fornece um limite superior para a fornalha, não podendo ser atingida. O limite inferior ocorre no plano de saída, onde os gases de combustão possuem o menor potencial de transferência de calor. Com isto é possível estimar a transferência de calor média ao longo da fornalha, mas com valores de incerteza consideráveis. No entanto, esta estimativa é importante para solução do problema, possibilitando um passo inicial para os projetos de geradores de vapor. Além disto, o objetivo do trabalho é comparar a utilização da palha de arroz, tornando fundamental a utilização destas soluções para análise dos resultados.

Método normativo I (1973) e método normativo II (1984)

O método normativo foi desenvolvido para o projeto de elementos térmicos em geradores de vapor na antiga União Soviética (KUZNETSOV *et al.*, 1973 apud BLOKH, 1988). Ele foi amplamente utilizado para fornalhas a carvão e óleo combustível, obtendo resultados compatíveis a diversos dados experimentais, descrito em detalhes por Blokh (1988). O método relaciona a composição do combustível, temperatura e características da cinza, propriedades termofísicas dos gases de combustão e água-vapor, volume e entalpia do ar de combustão e razão ar-combustível. As seguintes variáveis resultantes das equações de balanço de energia e transferência de calor são utilizadas:

- Número de Boltzmann (Bo);
- Emissividade da fornalha (ε_f);
- Eficiência térmica das paredes d'água (ψ_{ww});

O número de Boltzmann, Bo , relaciona a energia máxima disponível nos gases de combustão com o calor que seria irradiado para um corpo negro, sendo definido por

$$Bo = \frac{\dot{m}_{gc} \bar{c}_{p,gc}}{\sigma T_{ad}^3 A_{ww}}; \quad (2.40)$$

onde σ é a constante de Stefan-Boltzman, A_{ww} é a área de parede d'água, que corresponde à superfície irradiada, $\bar{c}_{p,gc}$ é o calor específico dos gases de combustão, calculado no intervalo das temperaturas adiabática, T_{ad} , e da saída da fornalha, $T_{f,s}$, com a temperatura de referência igual a 0 K.

A emissividade da fornalha é definida como a razão entre o fluxo de calor de radiação hemisférico incidente na parede d'água com a potência emissiva hemisférica de um corpo negro. Neste método, o meio participante é considerado um corpo cinzento, definindo um valor médio da emissividade para todos os comprimentos de onda. Este valor é calculado por

$$\varepsilon_f = \frac{\varepsilon_{fl}}{\varepsilon_{fl} + (1 - \varepsilon_{fl})\psi_{ww}}; \quad (2.41)$$

onde ε_{fl} é a emissividade da chama de carvão pulverizado. A chama é considerada aqui um meio sem espalhamento, de superfície isotérmica, definindo ε_{fl} como

$$\varepsilon_{fl} = 1 - e^{-\tau_{fl}}; \quad (2.42)$$

onde τ_{fl} é a espessura ótica da chama, dependente da absorvidade dos gases de combustão e das partículas do meio (cinza e char) e definida por Kakaç (1991) como

$$\tau_{fl} = \alpha_f P E; \quad (2.43)$$

onde α_f é o absorvidade efetiva da fornalha, P é a pressão absoluta dos gases de combustão (em fornalhas a carvão pulverizado, $P \sim 0,1 \text{ MPa}$) e E é espessura efetiva da camada gasosa ou comprimento efetivo de feixe, neste caso definido como $E = 3,6V_f/A_{ww}$.

A absorvidade efetiva da fornalha depende da absorvidade do meio, que engloba os gases de combustão, as partículas de char e cinza leve, na forma de

$$\alpha_f = \alpha_{gt} v_{gt} + \alpha_{cz} \mu_{cz} + \alpha_{cr} x_1 x_2 \quad (2.44)$$

onde α_{gt} é a absorvidade dos gases triatômicos (CO_2 , H_2O e SO_2), v_{gt} é concentração volumétrica total dos gases triatômicos, α_{cz} é o absorvidade das cinzas, μ_{cz} é a concentração de cinzas leves, α_{cr} é a absorvidade das partículas de char, x_1 é uma constante experimental relacionada ao combustível ($x_1 = 1$ para carvão de baixo teor de voláteis) e x_2 é uma constante experimental relacionada ao tipo de sistema de queima ($x_2 = 0,1$ para fornalhas com queimadores).

Kakaç (1991) propõe correlações experimentais para os coeficientes de absorção, sendo

$$\alpha_{gt} = 10 \left[\frac{0,78 + 1,6v_{H_2O}}{(10PEv_{gt})^{1/2}} - 0,1 \right] \left(1 - 0,37 \frac{T_{f,s}}{1000} \right); \quad (2.45)$$

$$\alpha_{cz} = \frac{5990}{(T_{f,s}^2 d_{cz}^2)^{1/3}}; \quad (2.46)$$

$$\alpha_{cr} = 1; \quad (2.47)$$

onde v_{H_2O} é a concentração de H_2O nos gases de combustão [m^3/kg_{cb}], e d_{cz} é o diâmetro médio das partículas de cinza em μm , variando de 13 - 16 μm para carvão pulverizado. A concentração de cinzas é definida por

$$\mu_{cz} = \frac{Z_{cb} f_{cz,leve}}{100m_{gc}}; \quad (2.48)$$

onde $f_{cz,leve}$ é a fração de cinzas leves.

A relação $\theta_f = T_{f,s}/T_{ad}$ é o fator característico da transferência de calor líquida na fornalha. Quanto menor o valor de θ_f , maior é transferência de calor. Dados experimentais de diferentes combustíveis mostram que esta relação é função de um grupo adimensional chamado de fator de fornalha, Π , e descrito como

$$\Pi = \frac{1}{\varepsilon_f} \frac{1}{\psi_{ww}} Bo; \quad (2.49)$$

onde ψ_{ww} é eficiência térmica das paredes d'água. O fator da fornalha relaciona a energia dos gases de combustão com a radiação. O limite inferior é igual a 1, onde toda a energia é transferida por radiação. Quando a transferência de calor por radiação na fornalha for muito baixa, este fator tenderá ao infinito e a temperatura dos gases de combustão não reduzirá.

A temperatura de saída da fornalha ($T_{f,s}$) é calculada através da relação

$$\frac{T_{ad} - T_{f,s}}{T_{f,s}} = \frac{M}{\Pi^{0,6}}; \quad (2.50)$$

sendo M um coeficiente empírico para o tipo de combustível queimado, sendo $M = 0,56 - 0,5X$ para carvão betuminoso com baixo teor de voláteis e carvão com alto teor de cinzas. A variável X corresponde à altura relativa à maior temperatura da fornalha, definida por

$$X = X_{max} - \Delta X; \quad (2.51)$$

onde ΔX é um fator de correção para a posição da chama na fornalha (para queimadores inclinados, $\Delta X = 0,1$.) e X_{max} é a altura relativa dos queimadores, definida por

$$X_{max} = X_b / X_f; \quad (2.52)$$

A altura dos queimadores é calculada pela média ponderada da altura dos queimadores, levando em conta a vazão de combustível em cada queimador, através de

$$X_b = \frac{\sum_{i=1}^m n_i \dot{m}_{cb,i} X_{b,i}}{\sum_{i=1}^m n_i \dot{m}_{cb,i}}; \quad (2.53)$$

sendo m o número de fileiras de queimadores, n_i o número de queimadores da i -ésima fileira, $\dot{m}_{cb,i}$ a vazão mássica de combustível para cada queimador e $X_{b,i}$ é a altura de cada queimador da i -ésima fileira.

A eficiência térmica das paredes d'água (ψ_{ww}) caracteriza a fração de calor absorvido pela parede d'água, definida por

$$\psi_{ww} = \chi \zeta; \quad (2.54)$$

onde χ é uma constante experimental relacionada à formação de incrustações, onde para fornalhas com queimadores de carvão, $\chi = 0,35 -$

0,55, e ζ é um coeficiente angular dependente das dimensões e posição dos tubos da parede d'água na fornalha, definido na Fig. 2.5.

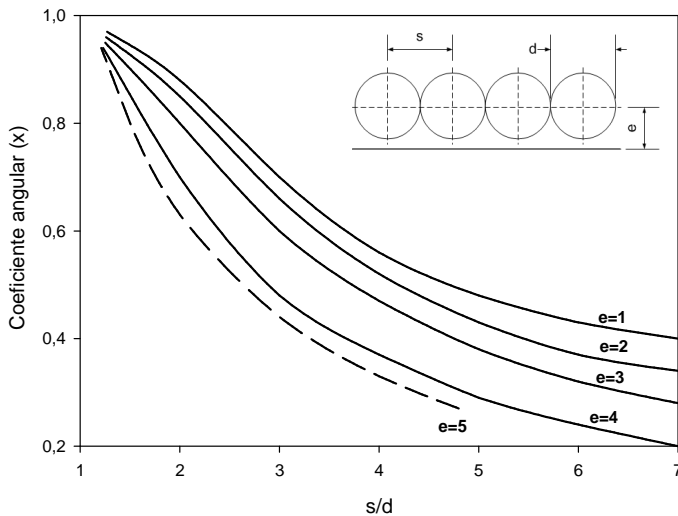


Figura 2.5 – Coeficiente angular para dimensão e posição dos tubos da parede d'água (Fonte: Adaptado de Kakaç (1991)).

Um dos grandes problemas deste método é que a taxa de transferência de calor é dependente da temperatura da chama, que varia ao longo de sua superfície. Dubovsky *et al.* (apud BLOKH, 1988) através de dados experimentais determina um parâmetro de correção para equação 2.50, aqui chamado de Método normativo II, na forma de

$$\frac{T_{ad} - T_{gc,f}}{T_{ad}} = 0,96M \left(\frac{1530}{T_{ad}} \right)^{1,2} \left(\frac{1}{\Pi} \right)^{0,6}; \quad (2.55)$$

Blokh (1988) compara este modelo corrigido com diversos dados experimentais obtidos em diferentes geradores de vapor com diferentes capacidades, queimando óleo e carvão. Os resultados são satisfatórios para ambos os casos, onde a diferença máxima da temperatura dos gases de combustão entre o modelo e os dados experimentais é da ordem de 30°C.

Método de Strauß (2006)

O método proposto por Strauß (2006) e também mostrado em Spli-

ethoff (2010) descreve o cálculo da taxa de transferência de calor entre os gases de combustão e a parede d'água, relacionando a temperatura média dos gases de combustão na fornalha, T_{gc} , e a dos tubos da parede d'água, T_{ww} . A equação da radiação é definida por

$$\dot{Q}_f = \varepsilon_{fl} \sigma A_{fl} (T_{gc}^4 - T_{ww}^4); \quad (2.56)$$

onde ε_{fl} e A_{fl} são a emissividade e a área de superfície da chama. Se a chama não cobrir toda a área de superfície da fornalha, fatores de correções são utilizados. Neste trabalho é considerado um fator de correção de $\beta = 0,8$. A emissividade entre a chama e a parede d'água é definida por

$$\varepsilon_f = \left(\frac{1}{\varepsilon_{fl}} + \frac{1}{\varepsilon_{ww}} - 1 \right)^{-1}. \quad (2.57)$$

A emissividade típica para superfícies de aço oxidadas varia de 0,6 - 0,8. Já a emissividade da parede d'água, considerando as incrustações de cinzas, varia de 0,5 - 0,8 para a maioria dos depósitos (STULTZ; KITTO, 2009 apud SPLIETHOFF, 2010). A emissividade da chama é calculada por

$$\varepsilon_{fl} = \varepsilon_\infty \left(1 - e^{-yE} \right); \quad (2.58)$$

onde ε_∞ é emissividade para uma chama muito fina (para carvão, $\varepsilon_\infty = 0,55$), k é um parâmetro igual a 0,75 para chamas luminosas (mistura pobre).

A correlação para a temperatura média dos gases de combustão é definida por

$$T_{gc} = \sqrt{T_{ad} T_{gc,s}}. \quad (2.59)$$

A temperatura de chama adiabática é a maior temperatura da fornalha. Assim, a taxa de transferência de calor no interior da fornalha é calculada por

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_{gc} \bar{c}_{p,gc} (T_{ad} - T_{gc,s}); \quad (2.60)$$

com o $\bar{c}_{p,gc}$ calculado entre T_{ad} e $T_{gc,s}$. Assume-se que todo calor transferido para a fornalha é através da radiação, obtendo

$$\beta \varepsilon_f \sigma A_{ww} (T_{ad}^2 T_{gc,s}^2 - T_{ww}^4) = \dot{m}_{gc} \bar{c}_{p,gc} (T_{ad} - T_{gc,s}); \quad (2.61)$$

ou

$$\left(\frac{T_{gc,s}}{T_{ad}} \right)^2 + Ko \left(\frac{T_{gc,s}}{T_{ad}} \right) = \left(\frac{T_{ww}}{T_{ad}} \right)^4 + Ko; \quad (2.62)$$

onde

$$Ko = \frac{\dot{m}_{gc}\bar{c}_{p,gc}}{\beta\varepsilon_f\sigma A_{ww}T_{ad}^3}; \quad (2.63)$$

sendo Ko o número de Konakow. Este número é idêntico ao fator de fornalha mostrado no método anterior. As incertezas deste método aumentam devido à dificuldade de medição das incrustações na câmara de combustão. No entanto, a utilização de um modelo mais refinado não resultaria em uma melhora significativa nos resultados (STRAUB, 2006).

Método de Hudson-Orrok (1925)

O método de Hudson-Orrok, descrito em Annaratone (2008) e em Wilson *et al.* (1932), descrevem que do calor disponível, a fração de calor absorvido pela fornalha é uma relação entre a taxa de queima específica, Ce , e a razão entre a vazão de gases de combustão e a energia disponível, \dot{Q}_d , como mostrado na equação (2.64).

$$\delta = \frac{1}{1 + CeB\sqrt{q_s}}; \quad (2.64)$$

onde q_s é a relação entre a energia disponível e a superfície irradiada, A_{ww} , sendo

$$B = \frac{\dot{m}_{gc}}{\dot{Q}_d} = \frac{1}{h_{gc}}; \quad (2.65)$$

$$q_s = \frac{\dot{Q}_d}{A_{ww}}; \quad (2.66)$$

Pelo balanço de energia na fornalha, tem-se

$$(1 - \delta)\dot{Q}_d = \dot{m}_{gc}\bar{c}_{p,gc}(T_{gc,f} - T_{ref}); \quad (2.67)$$

ou

$$T_{gc,f} = T_{ref} + \frac{1}{\bar{c}_{p,gc}} \left(\frac{1}{\frac{1}{Ce\sqrt{q_s}} + B} \right). \quad (2.68)$$

Baseados em observações experimentais, os autores utilizam $Ce = 155,3 \sqrt{kJ.s.m/kg}$. Com isto, tem-se

$$T_{gc,f} = T_{ref} + \frac{1}{\bar{c}_{p,gc}} \left(\frac{1000}{\frac{6,439}{\sqrt{q_s}} + 1000B} \right). \quad (2.69)$$

Para a queima de carvão, dois fatores de correção experimentais são utilizados. O fator (f_k) relaciona o tipo de carvão, onde para fração

de voláteis maior de que 20%, $f_k = 1$. O fator f_v depende da superfície incrustada, conforme a Fig. 2.6.

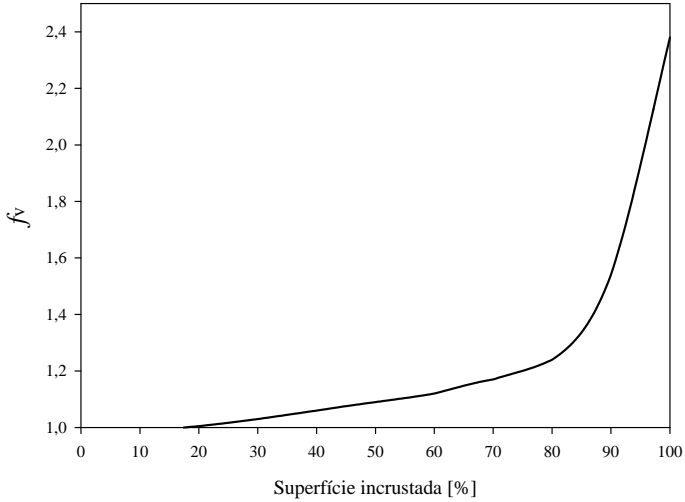


Figura 2.6 – Fator de correção para superfície incrustada (Fonte: Adaptado de Annaratone (2008))

Estas correções alteram a equação 2.68, resultando em

$$T_{gc,f} = T_{ref} + \frac{1}{\bar{c}_{p,gc}} \left(\frac{1000 + \frac{6,439(1-f_k)}{f_v B \sqrt{q_s}}}{\frac{6,439}{f_v \sqrt{q_s}} + 1000 B} \right). \quad (2.70)$$

Annaratone (2008) afirma que mesmo este modelo sendo fortemente dependente do coeficiente experimental Ce , os erros nas temperaturas da saída da fornalha calculados não excedem 20 °C, para um intervalo de $T_{g,f} = 600 - 1100$ °C.

Annaratone (2008) propõe uma correção ao método de Hudson-Orruk, adaptando o fator Ce para novos dados experimentais, através da correção

$$Ce = \frac{461,9}{B^{0,15}}; \quad (2.71)$$

com $\bar{c}_{p,ad}$ calculado entre T_{ad} e T_{ref} . Finalmente, a temperatura dos gases de combustão na saída da fornalha é calculada por

$$T_{gc,f} = T_{ref} + \frac{1}{\bar{c}_{p,gc}} \left(\frac{1 + 461,9 f_v B^{-0,15} \sqrt{q_s} - f_k/B}{1 + 461,9 f_v B^{0,85} \sqrt{q_s}} \right). \quad (2.72)$$

2.4.2 Trocadores de calor

O método ϵ -NUT é utilizado nos cálculos dos trocadores de calor de feixes tubulares. Este método é mais simples e flexível, se comparado ao Método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (LMTD). O LMTD é de difícil aplicação em problemas de simulação quando as temperaturas de saída dos fluidos são desconhecidas, pois resolve iterativamente sistemas de equações não lineares. O método ϵ -NUT é algebricamente equivalente ao método das médias logarítmicas, fornecendo os mesmos resultados através de uma formulação mais adequada a grande variedade de problemas em trocadores de calor (NELLIS; KLEIN, 2009).

O equacionamento deste método é consagrado e obtido em qualquer livro texto de transferência de calor, como por exemplo em Nellis e Klein (2009) e Incropera *et al.* (2007).

Neste caso, a transferência de calor é dividida em três etapas: transferência de calor dos gases de combustão para a parede externa dos tubos por convecção e radiação gasosa, condução de calor entre a parede do tubo e depósitos de cinza (incrustações e escorificações) e transferência de calor por convecção da parede dos tubos para a água/vapor por convecção.

Radiação gasosa

A radiação gasosa ou em meio participante é significativa em altas temperaturas e altas concentrações de CO_2 e H_2O . A concentração dos outros componentes gasosos não tem participação ou são essencialmente transparentes à radiação térmica (BAZZO, 1995). O coeficiente de transferência de calor por radiação é calculado por

$$h_{e,r} = \frac{q_{CO_2} + q_{H_2O}}{T_{gc,e} - T_w}; \quad (2.73)$$

onde $T_{gc,e}$ e T_w são, respectivamente, a temperatura dos gases de combustão na entrada do trocador de calor e a temperatura média de suas paredes. q_{CO_2} e q_{H_2O} são, respectivamente, a parcela de calor irradiado pelo CO_2 e H_2O (W/m^2), proporcionais à pressão parcial de cada componente nos gases de combustão.

Annaratone (2008), baseado em trabalhos de diversos autores, propõe equações para o calor irradiado, sendo

$$q_{CO_2} = 10,349\epsilon_{gc} (p_{CO_2} E)^{0,4} \left[\left(\frac{T_{gc,e}}{100} \right)^{3,2} - \left(\frac{T_w}{100} \right)^{3,2} \left(\frac{T_{gc,s}}{T_w} \right)^{0,65} \right]; \quad (2.74)$$

$$q_{H_2O} = \epsilon_{gc} (46,51 - 84,89p_{H_2O} E) (p_{H_2O} E)^{0,4} \left[\left(\frac{T_{gc,e}}{100} \right)^{\gamma_{gc}} - \left(\frac{T_w}{100} \right)^{\gamma_{gc}} \right]; \quad (2.75)$$

onde

$$\gamma_{gc} = 2,32 + 1,37 (p_{H_2O} E)^{1/3}. \quad (2.76)$$

A espessura efetiva da camada gasosa depende da geometria do trocador de calor e de seu invólucro (BAZZO, 1995). Para trocadores de calor com comprimentos de tubos relativamente grandes, Steinmuller (apud BAZZO, 1995) define

$$E = 0,85 \left(\frac{4s_1s_2}{\pi d_e^2} - 1 \right); \quad (2.77)$$

onde s_1 e s_2 são a distância entre os tubos paralelo e transversal ao escoamento, respectivamente.

Convecção externa

O escoamento externo em trocadores de calor em geradores de vapor a carvão pulverizado são escoamentos do tipo monofásicos de fluidos newtonianos, turbulentos, através de superfícies circulares. Estes escoamentos possuem maior resistência térmica por não mudarem de fase.

O escoamento ao redor do banco de tubos é determinado por sua disposição e parâmetros geométricos. Estes bancos são arranjados de forma alinhada ou alternada, caracterizados pelas distâncias de centro-a-centro transversal ($a = s_1/d$) e longitudinal ($b = s_2/d$) (Apêndice E).

A transferência de calor é determinada pela velocidade do escoamento, propriedades físicas do fluido, densidade e direção do fluxo de calor e o arranjo dos tubos (ZUKAUSKAS, 1987). Sua relação adimensional é dada por

$$Nu = f \left(Re, Pr, \frac{\mu_{fw}}{\mu_w}, \frac{\lambda_{fw}}{\lambda_w}, \frac{c_{p,fw}}{c_{p,w}}, \frac{\rho_{fw}}{\rho_w}, \frac{s_1}{d}, \frac{s_2}{d} \right) \quad (2.78)$$

Zukauskas (1987) propõe correlações para transferência de calor para tubos alinhados e alternados ($n_t \geq 20$), em diferentes faixas de

números de Reynolds ($1 < Re_D < 2 \times 10^4$) e Prandt ($0,7 \leq Pr < 5000$). O número de Nusselt médio é dado por

$$Nu = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (2.79)$$

onde

$$Re_D = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} \quad (2.80)$$

sendo V_{max} a velocidade máxima do fluido no interior do banco de tubos, que ocorre na seção de vazão mínima, sendo

$$V_{max} = \frac{a}{a-1} V_o; \quad (2.81)$$

onde V_o é a velocidade média dos gases de combustão ao longo da área transversal ao escoamento fora do banco de tubos. Os valores para C e m são mostrados no Apêndice E. A relação entre os números de Prandt do fluido e da parede dos tubos, Pr/Pr_w , é utilizada para contabilizar as variações bruscas das propriedades físicas na camada limite da superfície dos tubos.

Outras correlações são descritas por Gnielinski (2010) e complementadas por outros autores. Estas correlações utilizam o número de Reynolds calculado através da velocidade média nos espaços vazios do banco de tubos ($Re_{\psi,l}$), na forma de

$$Re_{\psi,l} = \frac{\rho V_o l}{\psi \mu}, \quad 10 \leq Re_{\psi,l} \leq 10^6; \quad (2.82)$$

onde l é um comprimento característico (*starred length*) dado por $l = \frac{\pi D}{2}$. A fração de vazios (ψ) é dada por

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4a} \quad (b \geq 1); \quad (2.83)$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4ab} \quad (b \leq 1); \quad (2.84)$$

O número de Nusselt é calculado por

$$Nu = f_A K Nu_l; \quad (2.85)$$

onde

$$Nu_l = 0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2}; \quad (2.86)$$

e o fator de f_A para tubos alinhados,

$$f_{A,alin} = 1 + \frac{0,7(b/a - 0,3)}{\psi^{1,5}(b/a + 0,2)^2}; \quad (2.87)$$

e para tubos alternados

$$f_{A,alter} = 1 + \frac{2}{3b}. \quad (2.88)$$

O efeito da variação da temperatura nas propriedades do fluido é determinado pelo fator K , onde para aquecimento de líquidos (economizador), $K = (Pr_m/Pr_w)^{0,25}$ e para gases, $K = 1$.

Para bancos tanto com tubos alinhados quanto tubos alternados, as seguintes correções são utilizadas:

- Se $c < a/4$, $f_A = f_{A,alin}$;
- Se $c \geq a/4$, $f_A = f_{A,alter}$.

Convecção interna

A convecção interna ocorre em escoamentos monofásicos, turbulentos, através de dutos circulares, em processos de aquecimento, com água no estado líquido (economizador) e vapor superaquecido (superaquecedores). Diversas correlações para estes coeficientes são propostas na literatura. Uma expressão clássica foi definida por Colburn (apud INCROPERA *et al.*, 2007), na forma

$$Nu_D = 0,023Re_D^{4/5} Pr^{1/3}. \quad (2.89)$$

Outra expressão é a equação de Dittus-Boelter, que para aquecimento de fluidos propõe

$$Nu_D = 0,0243Re_D^{4/5} Pr^{0,4}, \quad (2.90)$$

onde as propriedades dos fluidos são calculadas através da temperatura média do escoamento no interior do duto em ambas as expressões. A equação de Dittus-Boelter é válida para $0,7 \leq Pr \leq 160$, $Re_d \geq 10.000$ e $l_t/d \geq 10$.

Em escoamentos com grandes variações de propriedades do fluido, Sieder e Tate (apud INCROPERA *et al.*, 2007) define

$$Nu_D = 0,027Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}, \quad (2.91)$$

onde as propriedades dos fluidos são calculadas através da temperatura média do escoamento no interior do duto. A correlação é válida para $0,7 \leq Pr \leq 16.700$, $Re_D \geq 10.000$ e $l_t/d \geq 10$.

A correlação proposta por Gnielinski (apud INCROPERA *et al.*, 2007) leva em conta o fator de atrito, o que reduz os erros em relação às correlações anteriores. Ela é calculada por

$$Nu_D = \frac{(f_a/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}. \quad (2.92)$$

Esta correlação é válida para $0,5 \leq Pr \leq 2000$ e $3.000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$. O fator de atrito pode ser obtido pelo diagrama de Moody ou, para tubos lisos, com $3.000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$, através de

$$f_a = (0,79 \ln Re_D - 1,64)^{-2}. \quad (2.93)$$

Para o caso do escoamento do vapor superaquecido, MacAdams (apud ANNARATONE, 2008) propõe uma correlação que inclui os efeitos nas extremidades dos tubos, na forma de

$$Nu_D = 0,0214 \left(1 + 2,3 \frac{d_i}{l_t}\right) Re_D^{0,8} Pr^{1/3}; \quad (2.94)$$

Com a mesma preocupação, Hansen (apud ANNARATONE, 2008) propõe

$$Nu_D = 0,037 \left(Re_D^{0,75} - 180\right) Pr^{0,42} \left(1 + \left(\frac{d_i}{l_t}\right)^{2/3}\right) \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}; \quad (2.95)$$

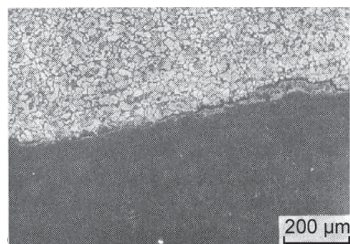
As equações propostas por Dittus-Boelter e por Hansen são frequentemente utilizadas e podem ser recomendadas para aplicação em geradores de vapor, pois já foram testadas e reproduzem os resultados experimentais de maneira satisfatória (ANNARATONE, 2008).

Condução

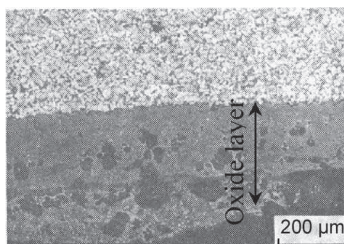
A condução de calor nos trocadores de calor ocorre nas paredes dos tubos, na camada de incrustações e na camada de óxido formada no interior do tubo.

As incrustações são depósitos ou contaminação nas superfícies dos tubos que causam aumento da resistência térmica entre a superfície e o fluido. Kakaç (1991) afirma que a resistência causada pelas incrustações em escoamentos de gases de combustão provenientes da queima de carvão é da ordem de $k_{inc} = 0,001761 W/mK$. A formação de uma camada de óxidos ocorre no interior dos tubos de superaquecedores e reaquecedores (Fig. 2.7). Bernardini *et al.* (2000) mediram uma espessura de 0,5 - 0,9 mm em um dos geradores de vapor em operação na usina termelétrica analisada. A condutividade térmica deste óxido é da ordem de $k_{oxid} = 0,59 W/m - K$. Um dos grandes problemas desta formação é a fragmentação da camada, causando obstrução do escoamento.

mento nos tubos. Se o fragmento chegar até a turbina, existe ainda o risco de erosão das pás.



(a) Tubo sem camada óxida.



(b) Tubo com camada óxida.

Figura 2.7 – Camada de óxidos formada em um tubo. Adaptado de (CHAUDHURI, 2006)

3 Procedimento Experimental

3.1 Introdução

Nesse capítulo, o gerador de vapor e seus principais componentes são descritos. O sistema de controle e operação é apresentado de forma simplificada. O procedimento experimental utiliza a norma ASME PTC 4-2008, obtendo dados medidos no gerador de vapor, utilizados como variáveis de entrada e para validação experimental.

3.2 Descrição do gerador de vapor

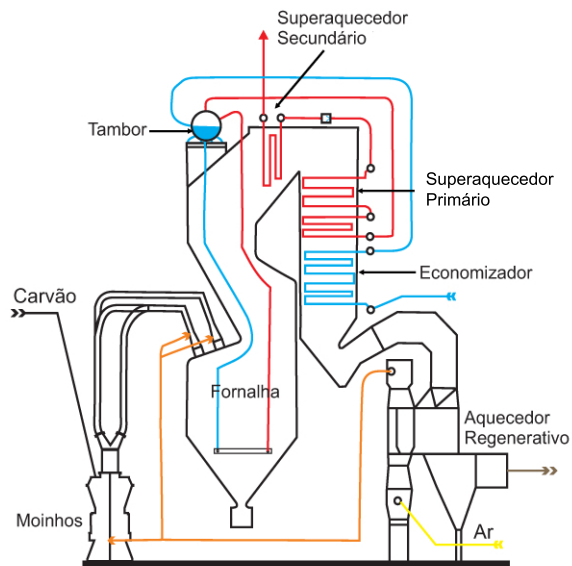
O gerador de vapor avaliado é do tipo aquatubular de tubos verticais, circulação natural, fornalha radiante, fundo seco e tiragem balanceada (Fig. 3.1). Foi projetada e construída pela empresa alemã MAN, entrando em operação em março de 1965. Possui um tambor, dois economizadores, dois superaquecedores primários e um superaquecedor secundário. A produção nominal de vapor superaquecido é de 165 t/h, em uma pressão de 85 bar (87 kg/cm²) e temperatura de 515 °C. O vapor é utilizado em um ciclo Rankine, com capacidade nominal de 50 MW.

O carvão mineral é proveniente das minas do sul do estado de Santa Catarina. Transportado através de esteiras, o carvão passa por um classificador, chegando até os moinhos. Suas principais características são o alto teor de cinzas e enxofre, com baixa quantidade de voláteis. A análise química do carvão é mostrada no Apêndice A.

No topo do gerador de vapor, um tambor tem a função de separar o vapor saturado da água líquida fornecida pelo economizador e absorver as oscilações de nível d'água com a variação da carga da usina, garantindo os níveis de pressão do gerador de vapor.



(a) Foto externa do gerador de vapor.



(b) Posição dos trocadores de calor no gerador de vapor.

Figura 3.1 – Descrição do gerador de vapor.

No sistema de ar, ventiladores de ar primário trabalham de forma independente e dedicada, fornecendo o ar para o carregamento e secagem do carvão, com temperatura na entrada da fornalha de aproxi-

madamente 110°C . Dois ventiladores forçados são utilizados para o ar secundário, garantindo o excesso de ar na fornalha. Além disto, ventiladores induzidos promovem uma depressão na fornalha e causam o escoamento dos gases de combustão através da região convectiva. Estes gases seguem através do precipitador eletrostático, até a chaminé.

3.2.1 Fornalha

A fornalha foi projetada para a queima de carvão pulverizado em suspensão, com 16 queimadores divididos em duas fileiras em um plano inclinado ($\sim 20^{\circ}$), direcionando a chama para baixo (*down-fired*) (Fig. 3.2). Os queimadores possuem formato retangular, sem sistema para rotação do escoamento. Entre as fileiras, 6 queimadores a óleo fornecem uma chama de partida e mantém a chama de carvão em momentos de instabilidade.



(a) Vista interna dos queimadores na fornalha.



(b) Dutos de entrada de carvão na parte externa da fornalha.

Figura 3.2 – Queimadores de carvão pulverizado.

O fundo da fornalha é seco, sendo retirada na fase sólida, com temperatura abaixo do ponto de fusão ($\sim 1500^{\circ}\text{C}$). A cinza é dividida em pesada, extraída no cinzeiro da fornalha, e leve, que segue com o escoamento dos gases de combustão.

Ao longo da fornalha, uma parede d'água atua como evaporador de circulação natural. O escoamento no interior dos tubos ocorre pela diferença de massa específica entre o vapor e a água. O evaporador é composto por tubos de aço carbono ST45,8, com diâmetro externo de 70 mm.

3.2.2 Superaquecedores

O superaquecimento do vapor proveniente do tambor é realizado por dois superaquecedores, chamados de primário e secundário. A temperatura na entrada da turbina é determinada pela carga, variando de 465 °C até 515 °C.

O superaquecedor secundário é do tipo vertical e radiante (Fig. 3.3). O tubo utilizado é de aço liga (15Mo3 / 13CrMo44 / 10CrMo910), diâmetro de 31,8 mm (1 1/4") e espessura 3,6 mm.

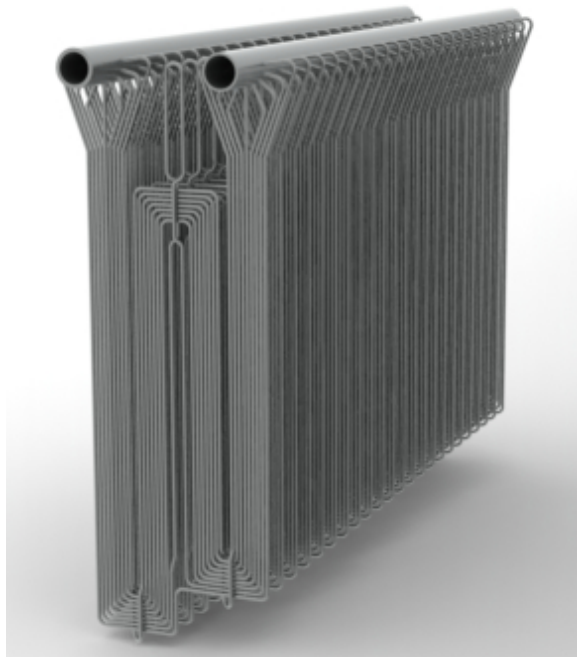
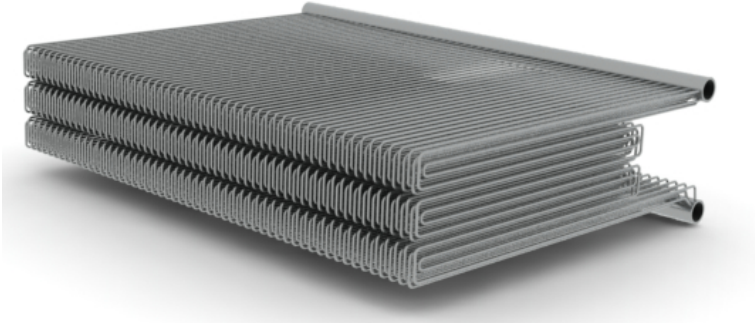


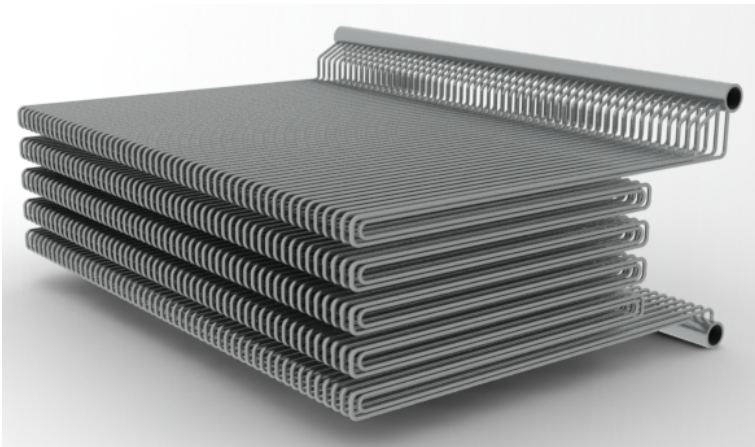
Figura 3.3 – Desenho do superaquecedor secundário.

O superaquecedor primário é dividido em dois bancos de tubos horizontais, do tipo convectivo, chamados de superaquecedores 1A e 1B. O superaquecedor 1A recebe o vapor saturado, com seu coletor de saída conectado ao superaquecedor 1B. O superaquecedor 1A é construído com tubos de aço sem costura St 35,8, diâmetro 31,8 mm (1 1/4"). O superaquecedor 1B é construído com o mesmo tubo St 35,8 e diâmetro 44,5 mm (1 3/4").

O controle de temperatura do vapor superaquecido é feito através



(a) Banco B



(b) Banco A

Figura 3.4 – Desenho do superaquecedor primário.

de atemperadores de contato direto instalados entre o superaquecedor 1B e o superaquecedor secundário, injetando sprays de água no escoamento do vapor.

3.2.3 Economizador e Aquecedor de Ar

O economizador e o aquecedor de ar são importantes para o aumento da eficiência do gerador de vapor, utilizando o calor residual dos gases de combustão para o aquecimento da água e ar.

O economizador aquece a água de alimentação, reduzindo o calor necessário para a produção de vapor saturado (Fig. 3.5). Além disso, o choque térmico e as flutuações intensas de temperatura no tambor são diminuídos. O economizador é dividido em duas seções, com tubos de aço St 35,8 com diâmetro externo de 31,8 (1 1/4"). A temperatura da água de alimentação na entrada do economizador varia com a carga da usina, entre 230°C e 279°C.

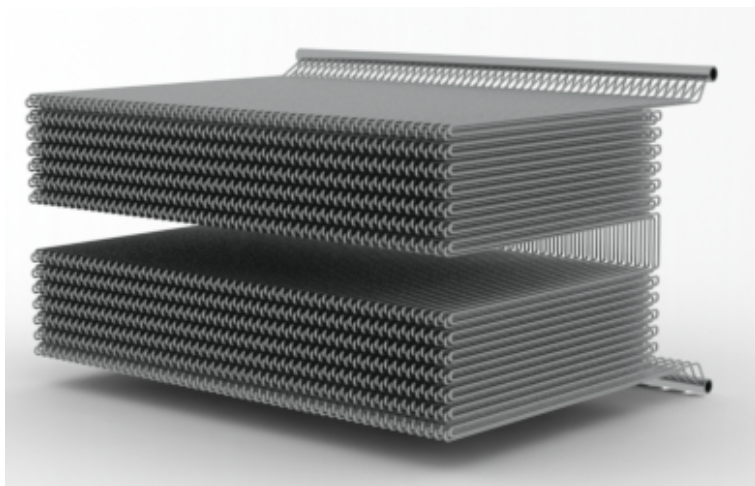


Figura 3.5 – Desenho do economizador.

Os aquecedores de ar utilizam o calor residual dos gases de combustão, possibilitando um aumento da eficiência em torno de 10 % (STULTZ; KITTO, 2009). O aquecedor instalado na planta é regenerativo, onde a transferência de calor é indireta, por convecção em um meio armazenador de calor, exposto periodicamente ao lado quente (gases de combustão) e lado frio (ar de combustão). Este aquecedor é do tipo Ljungström, composto de uma carcaça cilíndrica e um rotor. O rotor é revestido de elementos de alta condutividade térmica, onde os fluxos de ar e gases de combustão em contracorrente promovem a rotação do seu eixo.

O aquecedor Ljungström possui uma superfície de aquecimento de 8100 m², aquecendo uma vazão nominal de ar de 168.000 Nm³/h, até a temperatura de 350°C.

3.3 Sistema de controle e operação

O objetivo do sistema de medição e controle do gerador de vapor é garantir a produção requerida de vapor superaquecido para as diferentes cargas, de forma segura, econômica e eficiente. Todo o controle é determinado pelas condições de vazão, pressão e temperatura do vapor superaquecido. Estes parâmetros são chamados de variáveis controladas ou *outputs*. Os valores desejados das condições do vapor são chamados de sinais de entrada ou *set-points*.

As condições do combustível, ar e água são ajustadas para obter o vapor superaquecido na condição definida. São chamadas de variáveis de controle ou manipuladas. Os parâmetros que desviam os valores definidos são chamados de perturbações, como por exemplo, a variação do poder calorífico dos combustíveis, a carga da unidade e eficiência.

Para o gerador de vapor analisado, o controle é feito através da avaliação dos sinais de pressão e vazão do vapor superaquecido, da demanda de combustível e do valor de referência para controle de pressão (*set-point* de pressão).

Com a definição da pressão de operação, o sistema compara o sinal enviado pelo sensor de pressão, corrigindo a diferença através do aumento da demanda de carvão. Em regime permanente, o sinal de vazão do vapor superaquecido define os requisitos de combustível e ar do sistema. Isso proporciona o controle da pressão de forma antecipada com as variações de carga. Assim, a alteração da demanda de vapor com as oscilações de carga é atendida automaticamente através dos ajustes feitos no ar e combustível.

Com o sinal de aumento da produção de vapor superaquecido, a velocidade de alimentação do carvão é alterada. O controle do ventilador forçado recebe este sinal, verificando os dados de vazão de ar frio e quente. Assim, a demanda de combustível é comparada com a vazão de ar, ajustando o sistema para atender a relação ar-combustível.

O controle da água de alimentação tem como objetivo manter o nível do tambor. A taxa de alimentação da água é determinada pela taxa de água evaporada nas paredes d'água. No tambor, um controlador de pressão determina a temperatura de entrada de vapor no superaquecedor primário. A medição da temperatura de saída deste vapor é necessária, controlando o fluxo de água no sistema de atemperação e com isto, a temperatura de vapor na saída do gerador de vapor.

Nas medições dos gases de combustão, são monitoradas a temperatura dos gases, o excesso de ar e a pressão de operação do gerador de vapor. A medição da temperatura é realizada no final de cada tro-

cadador de calor, em ambos os lados do gerador de vapor. O excesso de ar é verificado com a medição da fração de O_2 . A pressão dos gases de combustão no interior da fornalha deve ser controlada para ser menor do que a pressão atmosférica, garantindo a estanqueidade do sistema.

Após a análise do sistema, a classificação das variáveis medidas é realizada. As variáveis controladas são a pressão, temperatura e vazão do vapor superaquecido. As variáveis de controle são a vazão de combustíveis, propriedades do ar de combustão, excesso de ar, pressão, vazão e temperatura do vapor/água e pressão na fornalha. Já as perturbações do sistema são as alterações nas propriedades dos combustíveis, do ar de combustão, condições ambientes e deposições nos trocadores de calor. A figura 3.6 mostra o conceito do sistema de controle e operação para o gerador de vapor.

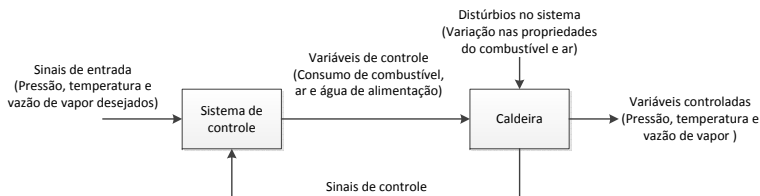


Figura 3.6 – Conceito do sistema de controle e operação do gerador de vapor (Adaptado de Stultz e Kitto (2009)).

3.4 Procedimento experimental

Os dados utilizados foram obtidos na operação do gerador de vapor com a carga de 40 MW, por um período de 5 horas, utilizando a norma ASME PTC 4-2008. Para qualquer rotina de medição, o gerador de vapor deve operar em regime permanente, em equilíbrio químico e térmico. Em outras palavras, a energia contida no interior do gerador de vapor e armazenada na água, vapor, no metal, refratários e quaisquer outros materiais sólidos não podem influenciar no balanço de energia, mantendo-se constantes as quantidades na entrada e saída do sistema. Os dados foram obtidos pelo operador da usina, sem interferências específicas para este procedimento.

O tempo mínimo para estabilização da queima de carvão pulverizado varia em torno de 1 hora. A norma recomenda que os intervalos de medições não ultrapassem 15 minutos. Nas medições realizadas,

utilizou-se um intervalo de 12 segundos, totalizando 1500 medições nas 5 horas de teste.

A figura 3.7 mostra o diagrama do gerador de vapor analisado. Ele é dividido em dois lados (A e B), definido pelo operador como suficiente para o controle do processo. As medições na linha do vapor foram realizadas na entrada e saída de cada trocador de calor. As propriedades do ar de combustão foram obtidos na saída dos ventiladores e na saída da seção de ar do aquecedor Ljungström. A temperatura dos gases de combustão foram medidas na saída dos trocadores, em dois pontos em cada seção. Cada trocador é citado através de sua abreviatura, como mostrado na figura.

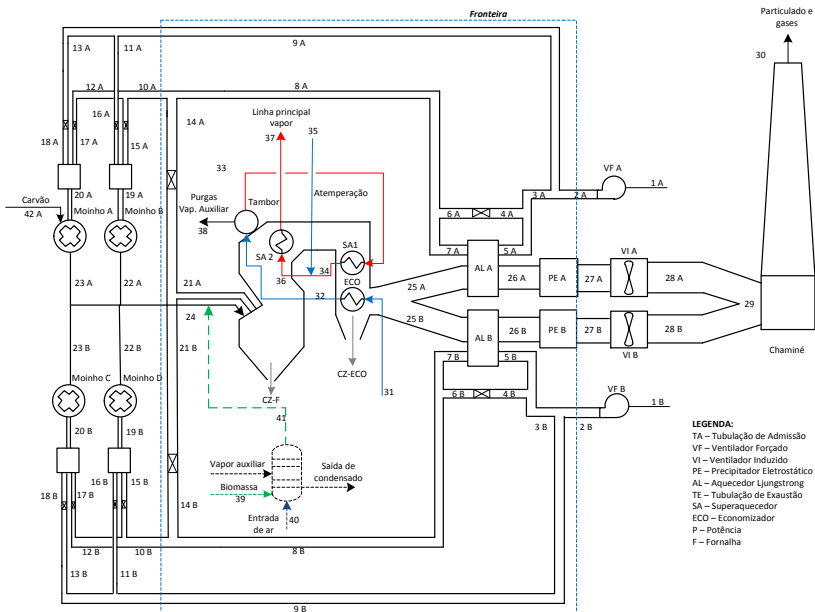


Figura 3.7 – Esquema global do gerador de vapor

O Apêndice B e C mostram os procedimentos de cálculo das incertezas de medições, utilizando informações do fabricante, do operador e das observadas em campo, baseadas nas indicações de ISO (2003) e ASME (2008).

3.5 Resultados

Os resultados obtidos são organizados segundo os parâmetros medidos ao longo do gerador de vapor. A figura 3.8 explica a nomenclatura utilizada.

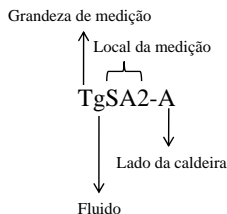


Figura 3.8 – Nomenclatura utilizada para os parâmetros medidos no gerador de vapor.

A tabela 3.1 mostra os valores médios de temperatura dos gases de combustão ao longo dos tubos da seção convectiva do gerador de vapor. Dois pontos são medidos para cada lado (A e B), através de termopares instalados nas regiões mostradas na figura 3.9. Estes dados de temperatura são utilizados para validação da modelagem, por não pertencerem a nenhuma das variáveis de controle ou controladas. A maior incerteza obtida representa 0,5% do valor medido, indicando a repetitividade das medições e a boa qualidade dos equipamentos utilizados.

Tabela 3.1 – Temperaturas dos gases de combustão na saída dos trocadores de calor para a combustão de carvão.

Local	Medição [°C]	U_{exp} [%]
TgSA2-A	831,9	4,9
TgSA2-B	844,7	5,0
TgSA1-A	465,0	2,8
TgSA1-B	528,6	2,1
TgECO-A	352,9	2,1
TgECO-B	356,9	2,1
TgAL-A	223,5	1,4
TgAL-B	229,3	1,4

A tabela 3.2 mostra a média das temperaturas de vapor e água medidas nos trocadores de calor do gerador de vapor. Estes dados são medidos através de termoresistores instalados na saída dos tubos de vapor e água de alimentação, fora do gerador de vapor, como mostrado na figura 3.10. A maior incerteza obtida representa apenas 0,6% do

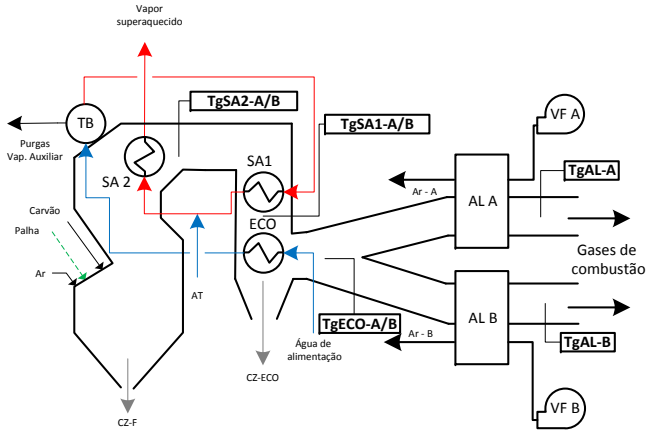


Figura 3.9 – Local de medições dos gases de combustão no gerador de vapor.

valor medido, indicando a repetitividade das medições e a boa qualidade dos equipamentos utilizados.

Tabela 3.2 – Temperaturas do vapor na saída dos trocadores de calor para a combustão de carvão.

Local	Medição [°C]	U_{exp} [°C]
TvSA2-A	493,7	2,9
TvSA2-B	505,3	3,0
TvSA1-A-aa	431,7	2,6
TvSA1-B-aa	430,1	2,6
TvSA1-A-pa	400,6	2,4
TvSA1-B-pa	416,6	2,5
TvTB-A	361,5	2,0
TvTB-B	357,3	2,2
TvECO	202,9	1,3

A tabela 3.3 mostra os valores de pressão de vapor e água de alimentação do gerador de vapor. Os dados são medidos através de sensores de pressão diferencial, nos locais indicados pela figura 3.10. A maior incerteza obtida representa 0,7% do valor medido, indicando a repetitividade das medições e a boa qualidade dos equipamentos utilizados.

A tabela 3.4 mostra a vazão de vapor e água de alimentação do gerador de vapor. As medições são realizadas através de placas de orifícios instaladas nas linhas de vapor, como indicado na figura 3.11.

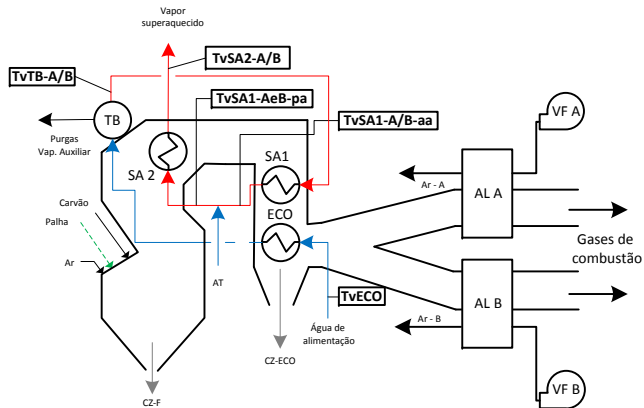


Figura 3.10 – Local de medições de temperatura de vapor no gerador de vapor.

Tabela 3.3 – Pressão de vapor na saída dos trocadores de calor para a combustão de carvão.

Local	Medição [kg/cm^2]	U_{exp} [kg/cm^2]
PvSA2	90,3	0,6
PvTB	95,0	0,7
PvECO	98,3	0,7

A maior incerteza obtida representa 6% do valor medido, valor este baixo para medições de vazão. As medições no circuito de vapor e de água são utilizadas como dados de entrada na modelagem.

Tabela 3.4 – Vazão de vapor na saída dos trocadores de calor para a combustão de carvão.

Local	Medição [t/h]	U_{exp} [t/h]
VvSA2	174,6	10,5
VvECO	175,4	10,6
VvAT	4,8	0,3

A tabela 3.5 mostra as temperaturas médias do ar de combustão ao longo do circuito de entrada do gerador de vapor. Os dados são medidos através de termopares instalados nas regiões indicadas na figura 3.11. A maior incerteza obtida representa 0,6% do valor medido.

Tabela 3.5 – Temperaturas do ar de combustão na saída dos trocadores de calor para a combustão de carvão.

Local	Medição [°C]	U_{exp} [°C]
TarAL-A	320,7	1,9
TarAL-B	331,2	2,0
TarVF-A	29,7	0,4
TarVF-B	27,3	0,4
TarVP-A	224,8	1,4
TarVP-B	200,3	1,3
TarVP-C	243,7	1,5

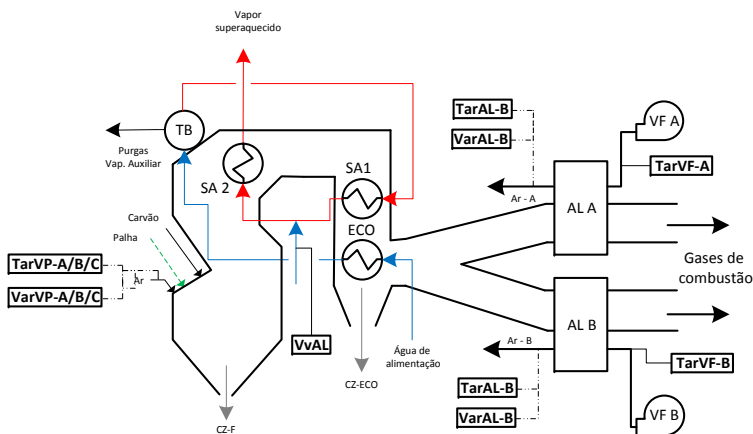


Figura 3.11 – Local de medições da temperatura e vazão do ar de combustão no gerador de vapor.

A tabela 3.6 mostra os valores de vazão volumétrica de ar de combustão. As medições são realizadas através de placas de orifício, instaladas nos locais indicados na figura ???. A maior incerteza obtida representa 6% do valor medido. As propriedades do ar no gerador de vapor são utilizadas como dados de entrada na modelagem.

Tabela 3.6 – Vazão de ar de combustão na saída dos trocadores de calor para a combustão de carvão.

Local	Medição [Nm^3/h]	U_{exp} [Nm^3/h]
VarAL-A	$3,72 \times 10^4$	2.277
VarAL-B	$4,30 \times 10^4$	2.594
VarVP-A	$1,43 \times 10^4$	864
VarVP-B	$1,40 \times 10^4$	844
VarVP-C	$1,23 \times 10^4$	743

As medições do consumo de combustível não serão utilizadas pelo alto valor de incerteza associado. A modelagem obtém este valor via iteração entre o consumo mássico e a eficiência do gerador de vapor, procedimento indicado em norma.

4 *Análise termodinâmica do gerador de vapor*

4.1 Introdução

Neste capítulo uma análise termodinâmica do gerador de vapor é realizada. Esta análise utiliza um modelo de combustão estequiométrica e a Primeira Lei da Termodinâmica para as diferentes proporções de mistura de palha de arroz e carvão. Dados de operação são utilizados como variáveis de entrada, simulando as alterações no processo de combustão com o uso da palha de arroz. A validação é feita através da comparação dos resultados com medições da temperatura dos gases de combustão após cada trocador de calor.

4.2 Modelagem do problema

Os balanços de massa e energia são realizados em cada componente, avaliando assim o comportamento térmico dos sistemas. As simulações utilizam as seguintes hipóteses:

- Regime permanente;
- Energia cinética e potencial negligenciadas;
- Não há transferência de energia na forma de trabalho no interior do gerador de vapor, apenas no aquecedor de ar regenerativo;
- Modelo de gás ideal para os gases de combustão;
- Temperatura de referência, $T_{ref} = 25^{\circ}\text{C}$;
- Pressão de referência, $P_{ref} = 1 \text{ atm}$.

A norma ASME PTC 4 divide a taxa de energia que entra no sistema em "entrada de energia", fornecida pela energia química do combustível, e "crédito de energia", referentes ao ar de combustão. O somatório destas taxas resulta na energia disponível. Já a taxa de saída de energia é dividida em "saída de energia", também chamada de energia útil, e "perdas de energia". A figura 2.4 do capítulo 2 detalha o balanço de energia utilizado. Para a gerador de vapor avaliado, a energia disponível é definida por

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_{cb} PCI + e \cdot \dot{m}_{ar}^* [\varphi \Delta h_{ar,pri} + (1 - \varphi) \Delta h_{ar,sec} + W_{ar} (\Delta h_{vp,pri} + \Delta h_{vp,sec})]; \quad (4.1)$$

onde Δh_{vp} e Δh_{ar} são, respectivamente, a entalpia do ar de combustão e da umidade do ar (kJ/kg). φ é a proporção entre o ar de combustão primário e secundário. O calor latente de vaporização da água no combustível é considerado, utilizando o poder calorífico inferior. O ar de combustão e o combustível entram no sistema a temperatura ambiente, devido à inclusão dos aquecedores de ar no volume de controle ($\Delta h_{ar} = 0$). Se estas quantidades de energia fossem incluídas, definindo a fronteira apenas no interior do gerador de vapor, os valores de eficiência pouco se alterariam, conforme mostrado por Annaratone (2008).

A temperatura de chama adiabática, T_{ad} , é calculada nesta fornalha por

$$T_{ad} = T_{ref} + \frac{PCI + e \cdot \dot{m}_{ar}^* [\varphi \bar{c}_{p,ar,s} (T_{ar,sec} - T_{ref}) + (1 - \varphi) \bar{c}_{p,ar,pri} (T_{ar,pri} - T_{ref})]}{m_{gc} \bar{c}_{p,gc} - \frac{m_{cz} \bar{c}_{p,cz} (T_{cz} - T_{ref})}{m_{gc} \bar{c}_{p,gc}}}; \quad (4.2)$$

onde \dot{m}_{ar}^* , m_{gc} e m_{cz} são, respectivamente, a massa de ar estequiométrico, de gases de combustão e de cinzas, por kg de combustível. O calor específico médio, \bar{c}_p , é calculado através da média integral com a temperatura de referência.

Dados obtidos em campo são utilizados para a definição das propriedades termodinâmicas da água e do vapor ao longo do gerador de vapor, definindo assim o calor útil em cada componente. As proprieda-

des termodinâmicas dos gases de combustão são definidas a partir de uma média integral entre a temperatura de entrada e saída de cada volume de controle. Os balanços de massa e energia são realizados para cada trocador, como mostrado na figura 4.1, e com isto, o perfil de temperatura dos gases de combustão ao longo do gerador de vapor é determinado.

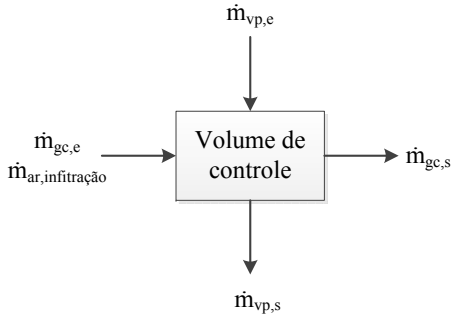


Figura 4.1 – Volume de controle utilizado para cada trocador de calor.

A energia de fontes residuais não é contabilizada, pois o volume de controle escolhido inclui apenas os processos internos do gerador de vapor. Essa é uma aproximação aceitável, pois o objetivo deste trabalho é avaliar as alterações no gerador de vapor com a utilização da palha de arroz, através de um estudo comparativo.

Para este problema, a eficiência pelo método direto é utilizada em uma primeira estimativa do consumo de combustível, sendo

$$\eta_c = \left(\frac{\dot{m}_{vs}\Delta h_{vs} - \dot{m}_{al}\Delta h_{al} + \dot{m}_{bd}\Delta h_{bd} - \dot{m}_{at}\Delta h_{at}}{\dot{m}_{cb}PCI_{cb} + \dot{m}_{ar}\Delta h_{ar}} \right) \times 100; \quad (4.3)$$

onde Δh_{vs} , Δh_{al} , Δh_{bd} e Δh_{at} são, respectivamente, a diferença de entalpia do vapor superaquecido, da água de alimentação, do vapor de purgas e da água de atemperação, com a entalpia de referência. Com este valor inicial, os cálculos termodinâmicos são realizados e a eficiência é calculada pelo método indireto, mais indicado devido à menor incerteza propagada pelas medições.

A concentração considerada de carbono não queimado nas cinzas é de 10%, valor médio obtido com o operador da usina. A fração de cinzas pesadas, $f_{cz,pesada}$, é igual a 20%. Considera-se que toda a cinza fica nos cinzeiros da fornalha e da região convectiva. Fontes adicionais de perdas (L_{outros}) são consideradas apenas na fornalha, no valor de 2% do calor disponível, como indicado por Bazzo (1995).

Infiltrações são comuns ao longo de sua estrutura pois a pressão na fornalha é menor do que a atmosférica. Nesta modelagem são utilizados valores disponíveis na literatura (Tab. 4.1).

Tabela 4.1 – Infiltrações de ar ao longo do gerador de vapor.

Superfície	Δe [kg/kg]
Fornalha	0,1
Superaquecedor secundário	0,03
Superaquecedor primário	0,05
Economizador	0,02
Pré-aquecedor regenerativo	0,02

†Fonte: Tanquero *et al.* (apud CORTEZ *et al.*, 2008).

A figura 4.2 apresenta o algoritmo simplificado utilizado para a modelagem termodinâmica.

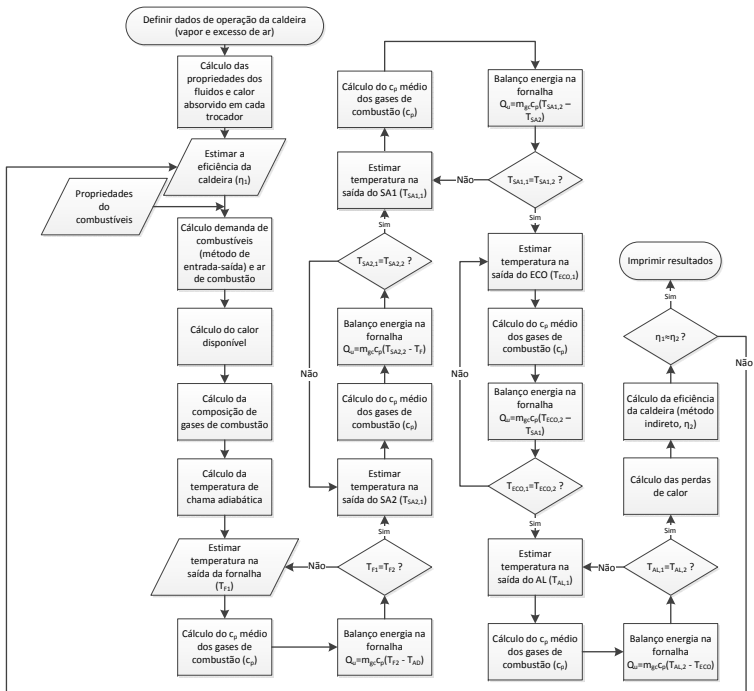


Figura 4.2 – Algoritmo simplificado para a modelagem termodinâmica.

4.3 Validação da modelagem

A validação dos resultados é realizada através da comparação entre os valores de temperatura calculados e medidos, para a operação com carvão, e são mostrados na tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Comparação entre valores de temperatura dos gases de combustão obtidos pela modelagem e em medições no gerador de vapor.

	TgSA2 [°C]	TgSA1 [°C]	TgECO [°C]	TgAL [°C]
Modelo	809,9 ±12,0	480,0 ±14,4	351,7 ±13,4	227,5 ±11,8
Lado A	831,9 ±4,9	465,02 ±2,8	352,9 ±2,1	223,5 ±1,4
Erro abs.	22,0 (2,6%)	15 (3,2%)	1,2 (0,3%)	3,9 (1,8%)
Lado B	844,7 ±5,0	528,5 ±2,15	356,9 ±2,1	229,3 ±1,4
Erro abs.	34,8 (4,1%)	48,5 (9,1%)	5,2 (1,4%)	1,8 (0,8%)

Os erros obtidos são menores do que o esperado para este tipo de cálculo, não ultrapassando 5 %, com exceção da comparação de TgSA1 lado B, que atingiu 9,1 %. No entanto, se os valores com a incerteza propagada nos cálculos e a incerteza de medição forem considerados, todos os valores reproduziram os dados medidos. Estes resultados são explicados pela modelagem de grande parte dos processos do gerador de vapor e pela utilização de dados obtidos na operação em todas as variáveis de entrada. Com isto, conclui-se que a modelagem proposta reproduz o comportamento termodinâmico atual do gerador de vapor, sendo possível utilizá-la na avaliação das alterações com a queima da palha de arroz.

4.4 Resultados

Os produtos de combustão são obtidos através do balanço de massa no sistema e do cálculo da combustão, mostrados nas equações (2.7) a (2.11) do capítulo 2. A figura 4.3 mostra a estimativa de emissões de CO_2 e SO_2 com a utilização da palha de arroz em diferentes proporções, θ , em base térmica, ou seja, baseado na proporção de energia útil para cada combustível, como mostrado na equação (2.37). As emissões permanecem constantes, pois os dois combustíveis possuem teores de carbono similares. No entanto, quando avaliado apenas as emissões provenientes do carvão, o potencial de redução é de aproximadamente 12% nas emissões fósseis. Para as emissões de SO_2 , com a utilização de até 10% de palha de arroz, o potencial de redução total é de 10,4%. Avaliando apenas as emissões fósseis, este valor alcança 12,7%.

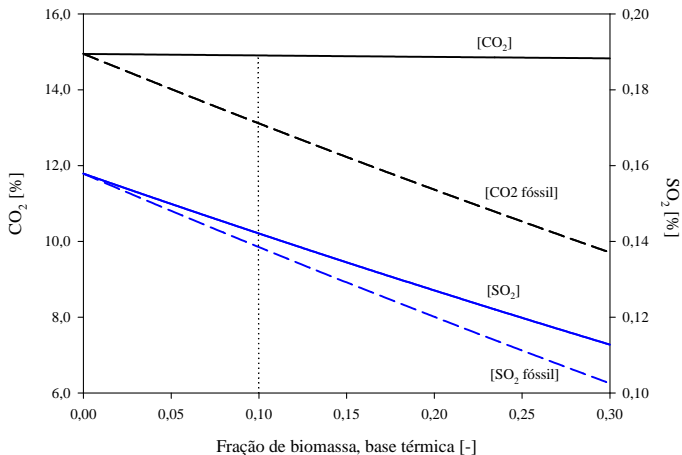


Figura 4.3 – Variação da concentração de CO_2 e SO_2 nos gases de combustão o uso da palha de arroz.

A figura 4.4 mostra a concentração de H_2O e O_2 nos gases de combustão com o uso da palha de arroz. Percebe-se um aumento significativo na formação de vapor d'água nos gases de combustão, devido à maior concentração de hidrogênio e de umidade na palha.

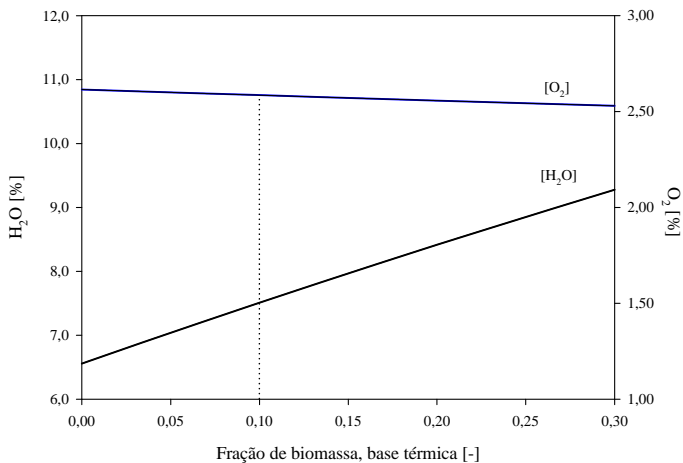


Figura 4.4 – Variação da concentração de H_2O e O_2 nos gases de combustão com o uso da palha de arroz.

O aumento da concentração de vapor d'água aumenta as perdas nos gases de combustão, pelo calor latente em sua vaporização e maior calor específico. Os valores dos produtos de combustão das reações estequiométricas são considerados como limites superiores de emissões. Diversos fabricantes de geradores de vapor utilizam este método em projetos próprios, como mostrados por Singer (1991) e Stultz e Kitto (2009).

A figura 4.5 mostra o consumo de palha de arroz que atende a proporção de mistura determinada, calculada pelas equações (2.38) e (2.38). Esta informação é utilizada no projeto da logística da palha de arroz, garantindo a entrega na usina e no projeto do sistema de processamento. Isto define os equipamentos necessários para o processamento da palha de arroz até as características definidas em projeto.

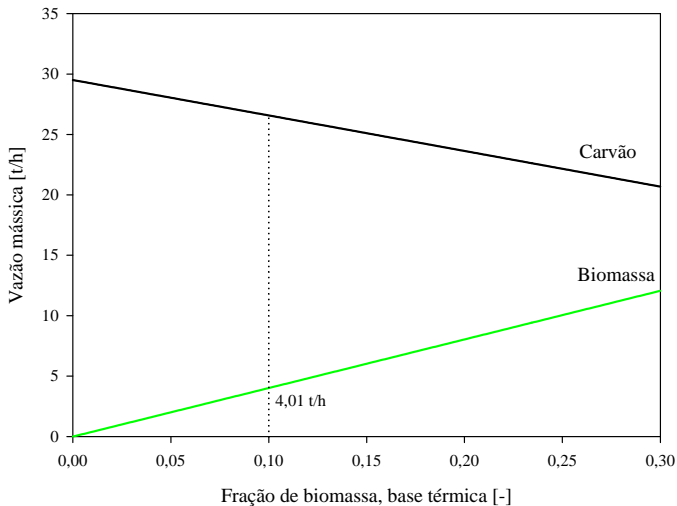


Figura 4.5 – Variação no consumo de combustível com o uso da palha de arroz.

A figura 4.6 mostra a variação da vazão mássica de cinza total para o processo *co-firing*. Com até 10% de palha de arroz, a redução é de aproximadamente 5,7%. A palha de arroz é responsável por 4,6%. A cinza leve é reutilizada na indústria de cimento. No Brasil não há norma específica sobre a utilização de cinzas provenientes do processo *co-firing*. No entanto, na Europa a norma EN450-1 indica uma concentração máxima nas cinzas leves de 25% de cinza proveniente da biomassa, em base mássica (EN450-1, 2005 apud WANG; BAXTER, 2007).

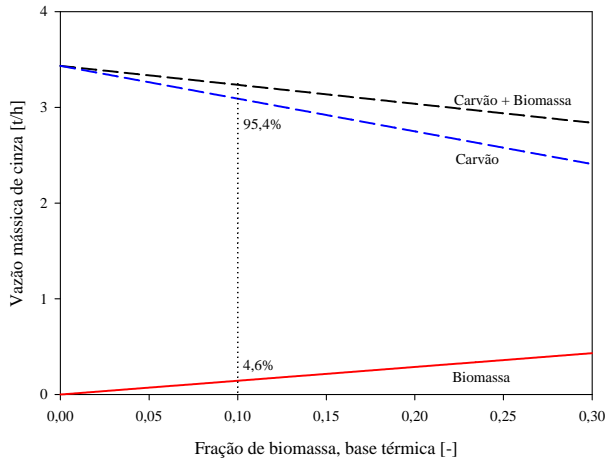


Figura 4.6 – Variação da produção total de cinzas com o uso da palha de arroz.

A análise do ar de combustão, mostrada na figura 4.7, é importante para garantir que os ventiladores tenham condições de fornecer o ar necessário para uma queima eficiente. Para até 10% em base térmica e o mesmo excesso de ar, o aumento no volume total de ar de combustão é de aproximadamente 2%, mesmo com a relação ar-combustível da palha menor do que a do carvão, pela sua maior concentração de O_2 . A relação ar-combustível estequiométrica, $(A/F)_s$, para o carvão é igual a 5,7 e para a palha de arroz é igual a 4,7. O aumento do ar de combustão total ocorre pelo aumento do consumo total de combustível necessário para fornecer o calor útil no gerador de vapor. Para o ar de combustão do carvão, há uma redução de aproximadamente 10%. O sistema de transporte pneumático utiliza uma relação de ar de carregamento e partícula fixa, sendo necessário avaliar se esta vazão de ar suprirá o aumento nos requisitos de ar de combustão.

O PCS de ambos combustíveis é calculado por correlações teóricas, mostradas nas equações (2.12) e (2.14), reproduzindo dados experimentais de diversos combustíveis. A tabela 4.3 mostra a comparação dos resultados calculados e os dados experimentais obtidos por Fuller e Pereira (2009). Para o carvão, as duas equações resultam em comportamentos semelhantes, desviando do resultado experimental em aproximadamente 6%. Para a palha de arroz, a primeira equação reproduz o valor experimental com erro menor do que 0,5%. No entanto, a equação de Mendeleev se afasta aproximadamente 10%. Com isto, a primeira equação é utilizada nos cálculos do balanço de energia.

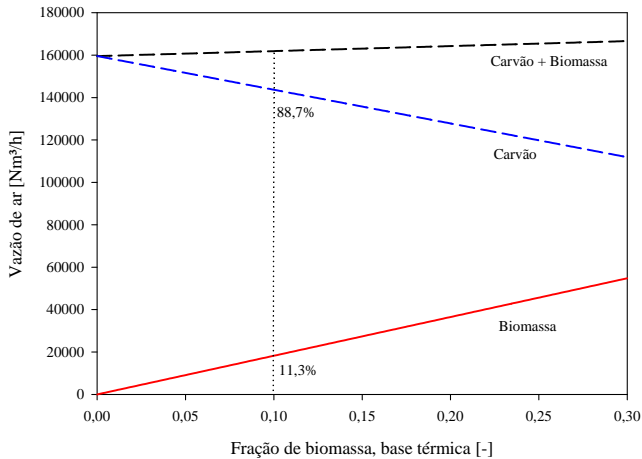


Figura 4.7 – Variação no volume de ar de combustão com o uso da palha de arroz.

Tabela 4.3 – Comparação entre os valores de PCS calculados e medidos.

	Carvão [kJ/kg]	Palha de arroz [kJ/kg]
Experimental	17.775	14.784
Equação (2.12)	18.840	14.718
Erro [%]	5,99	0,45
Equação de Mendeleev	18.834	16.209
Erro [%]	5,96	9,64

O calor disponível é mostrado na figura 4.8. O resultado mostra um aumento no calor disponível, devido ao aumento da vazão de combustível total e do ar de combustão total. No entanto, este aumento deve ser verificado com mais detalhes, pois sua variação está dentro da incerteza propagada pelos dados experimentais.

A figura 4.9 mostra que a variação da temperatura de chama adiabática com o uso da palha de arroz, calculada através da equação (4.2). Uma diminuição de 45°C (2%) é encontrada, pois o poder calorífico da mistura de combustíveis é menor e a quantidade de ar de combustão é maior, resultando em um aumento na vazão dos gases de combustão maior do que o aumento no calor disponível. O excesso de ar é mantido constante para os dois combustíveis nestes cálculos, não alterando a temperatura de chama adiabática.

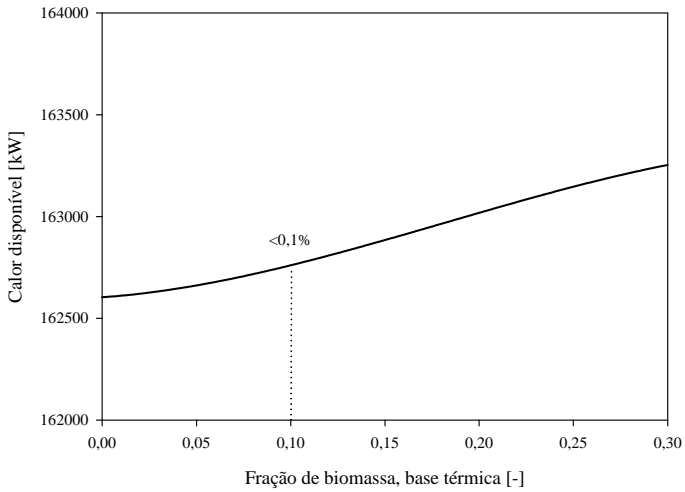


Figura 4.8 – Variação do calor disponível no gerador de vapor com o uso da palha de arroz.

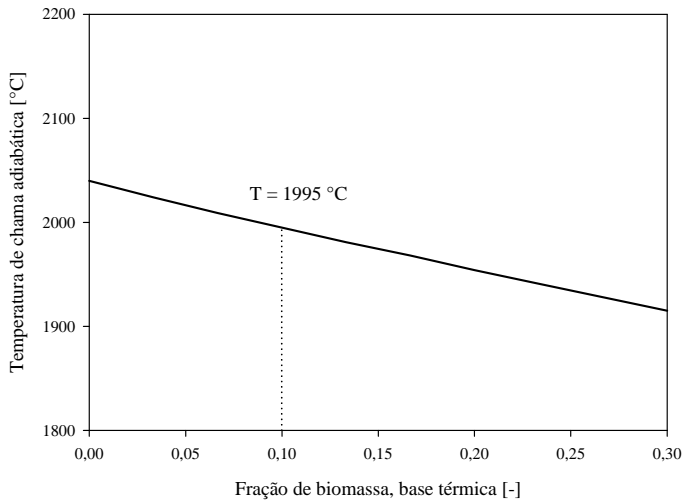


Figura 4.9 – Variação da temperatura de chama adiabática com o uso da palha de arroz.

As figuras 4.10 e 4.11 mostram a variação da temperatura dos gases de combustão ao longo dos trocadores de calor, com diferentes proporções de palha de arroz, calculada pelo balanço de energia mostrado na figura 4.1. Não há alteração significativa neste perfil. A variação na temperatura dos gases de combustão é proporcional a relação $r = Q_{gc}/m_{gc}c_{p,gc}$. Com o uso da palha de arroz, o calor dos gases de combustão, Q_{gc} , em kJ, aumenta, pois o calor disponível é maior e o calor útil mantém-se constante. No entanto, a massa dos gases de combustão por kg de combustível, m_{gc} , e seu calor específico, $c_{p,gc}$, também aumentam. A variação nesta relação é mostrada na figura 4.12 e explica a alteração no comportamento da temperatura a partir do superaquecedor primário. Após o superaquecedor primário, a variação do calor dos gases de combustão com o uso da palha de arroz é menor, pela redução das cinzas leves. O aumento da temperatura após o aquecedor de ar causa problemas na operação do precipitador eletrostático, que possui uma temperatura limite de trabalho. Isto indica a necessidade de uma avaliação detalhada para que o controle de emissão de particulados não seja afetado.

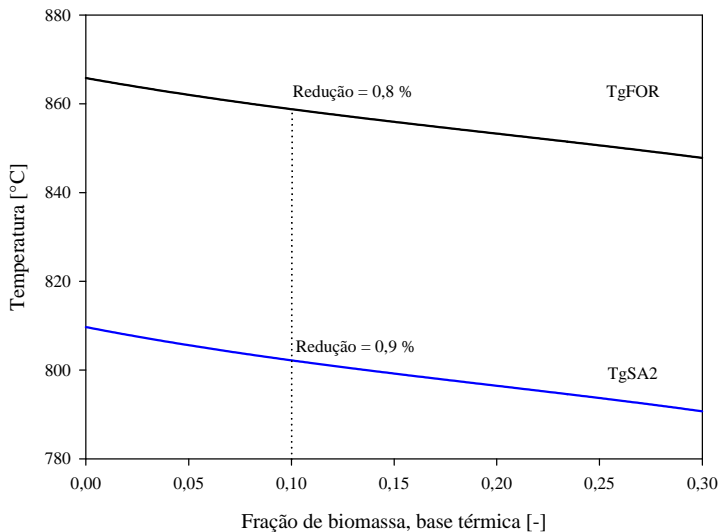


Figura 4.10 – Variação das temperaturas dos gases de combustão na fornalha e no superaquecedor secundário com o uso da palha de arroz.

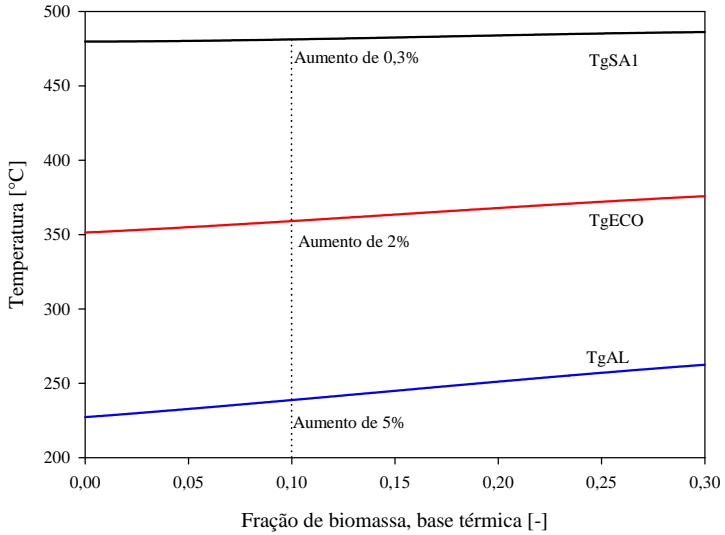


Figura 4.11 – Variação das temperaturas dos gases de combustão no superaquecedor primário, economizador e aquecedor de ar com o uso da palha de arroz.

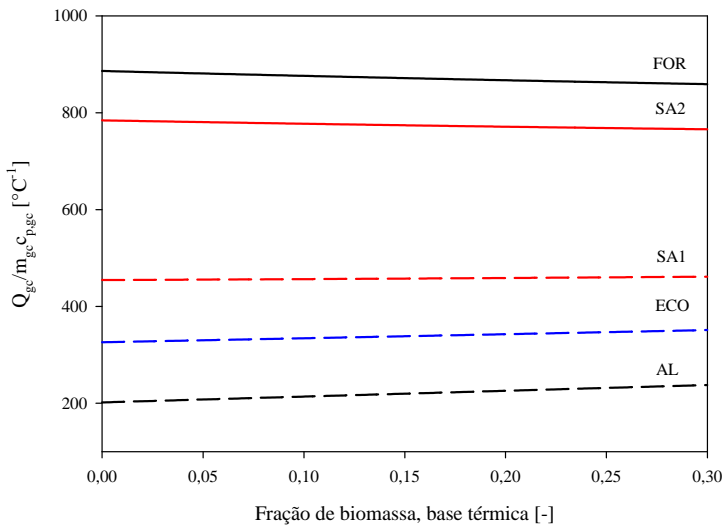


Figura 4.12 – Variação da relação entre o calor dos gases de combustão com a massa e o calor específico dos gases de combustão com o uso da palha de arroz.

A figura 4.13 mostra a variação da eficiência do gerador de vapor com diferentes frações de biomassa, calculada pela equação (2.37). Para 10% de palha de arroz em base térmica, ocorre uma redução de aproximadamente 0,19%. Esta redução é menor do que a descrito na literatura e utilizada para a primeira estimativa do consumo de combustível, apresentada na equação (2.38) e (2.39).

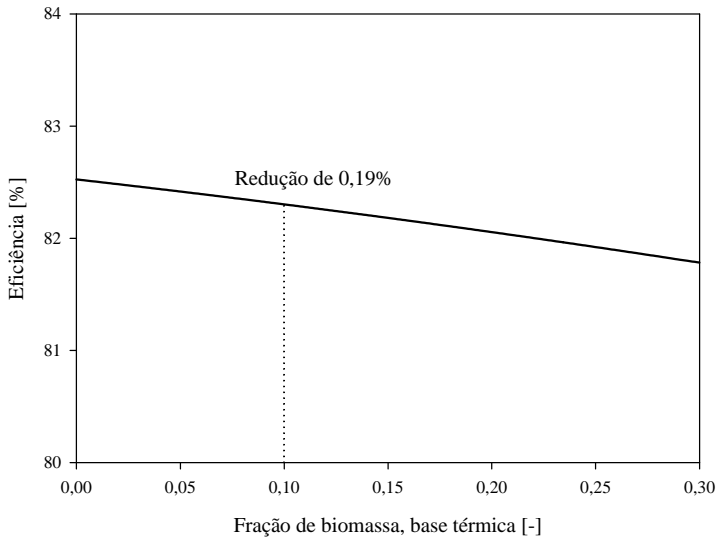


Figura 4.13 – Variação da eficiência do gerador de vapor com o uso da palha de arroz.

A figura 4.14 mostra a variação das perdas no gerador de vapor com a utilização da palha de arroz, calculadas pelas equações (2.26), (2.27), (2.29) e (2.28). A maior perda de rendimento para a operação com carvão ocorre pelo elevado teor de incombusto nas cinzas. No entanto, com a utilização de 10% de palha de arroz, há uma redução de 0,8%, devido à redução da produção de cinzas no processo, como mostrado na figura 4.5. Isto também reduz as perdas por calor sensível nas cinzas em 0,04%. A alteração na composição dos gases de combustão com o uso da palha de arroz aumenta as perdas em 0,72%, devido principalmente ao aumento significativo na formação de vapor d'água, mostrado na figura 4.3. As perdas para o ambiente se mantêm constantes, pois as condições ambientes são mantidas constantes.

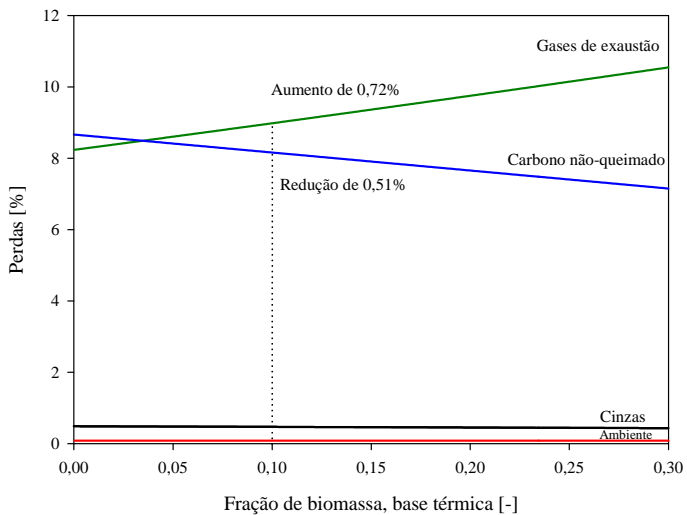


Figura 4.14 – Variação nas perdas de energia na gerador de vapor com o uso da palha de arroz

5 Análise da transferência de calor do gerador de vapor

5.1 Introdução

O capítulo mostra a análise da transferência de calor ao longo do gerador de vapor. Diferentes correlações são utilizadas para simular a operação com a utilização do carvão. Os cálculos são validados através da comparação com dados medidos na usina. Com isto, a modelagem é utilizada na avaliação dos impactos do uso da palha de arroz na transferência de calor ao longo do gerador de vapor.

5.2 Modelagem do problema

Fornalha

Os métodos para a solução do problema da transferência de calor na fornalha são utilizados através da solução iterativa da temperatura dos gases de combustão na saída da fornalha. Os impactos da utilização da palha de arroz são avaliados através de observações nas variações das propriedades de transferência de calor.

A fornalha possui uma superfície de troca de $996,9 \text{ m}^2$, um volume de $783,9 \text{ m}^3$ e altura de $22,5 \text{ m}$, entre a base da fornalha até o plano médio de saída da fornalha. São considerados 12 queimadores, como ocorre em operação nominal, sendo 8 na fileira superior e 4 na inferior. O coeficiente angular, ζ , é igual a $0,99$ para este caso, como mostrado

na figura 2.5 do capítulo 2. O coeficiente de incrustações da parede d'água, χ , é igual a 0,55, maior valor indicado na literatura. Estes dois coeficientes são utilizados no cálculo da eficiência da parede d'água, ψ_{ww} , como mostrado na equação (2.54). A temperatura da parede dos tubos da fornalha é igual à temperatura do vapor saturado na pressão do tambor, pois a transferência de calor no processo de ebulição da água é dominante, como indicado em Bazzo (1995). A pressão absoluta dos gases de combustão na fornalha é igual a 0,1 MPa.

As propriedades dos gases de combustão são obtidas através de uma média integral entre a temperatura de chama adiabática e a temperatura de saída da fornalha, apresentados no Apêndice F. Para a radiação, os gases de combustão são considerados meios cinzentos. O diâmetro das partículas de cinzas é igual a 16 μm .

Trocadores de calor

O método ϵ - NUT é utilizado no superaquecedor secundário, superaquecedor primário e economizador, utilizando diferentes correlações para a convecção interna e externa. O modelo elétrico análogo é mostrado na figura 5.1.

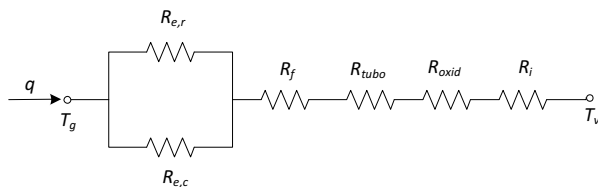


Figura 5.1 – Trocador de calor radiante.

A resistência térmica total, R_{tot} , é calculada por

$$R_{tot} = \left(\frac{1}{R_{e,r}} + \frac{1}{R_{e,cv}} \right)^{-1} + R_{inc} + R_t + R_{oxid} + R_i; \quad (5.1)$$

onde $R_{e,r}$ é a resistência térmica para radiação gasosa na parede externa do tubo, $R_{e,cv}$ é a resistência térmica para convecção dos gases de combustão na parede externa do tubo, R_{inc} é a resistência térmica para condução devido às incrustações no tubo, R_t é a resistência térmica para condução na parede do tubo, R_{oxid} é a resistência térmica para condução na camada de óxidos formada na parede interna do tubo e R_i

é a resistência térmica para convecção no escoamento interno do tubo.

O coeficiente global de transferência de calor, UA , é calculado através de

$$UA = \frac{1}{R_{tot}}. \quad (5.2)$$

As resistências térmicas equivalentes são calculadas por

$$R_{e,r} = \frac{1}{\pi d_e l_t h_{e,r}}; \quad (5.3)$$

$$R_{e,c} = \frac{1}{\pi d_e l_t h_{e,cv}}; \quad (5.4)$$

$$R_{inc} = \frac{\ln(d_e/d_{inc})}{2\pi l_t k_f}; \quad (5.5)$$

$$R_{oxid} = \frac{\ln(d_e/d_{oxid})}{2\pi l_t k_w}; \quad (5.6)$$

$$R_i = \frac{1}{\pi d_i l_t h_i}; \quad (5.7)$$

onde, $h_{e,r}$ e $h_{e,cv}$ são, respectivamente, o coeficiente médio de transferência de calor por radiação e convecção na parede externa do tubo, h_i é o coeficiente médio de transferência de calor por convecção no interior do tubo. d_e , d_i , d_{oxid} e d_{inc} são, respectivamente, os diâmetros interno e externo do tubo, da camada de óxido e da camada de incrustações. k_{inc} , k_w e k_{oxid} são, respectivamente, a condutividade térmica da camada de depósito, do tubo e da camada de óxido. l_t é o comprimento total dos tubos do trocador de calor. A tabela 5.1 mostra os principais dados utilizados na modelagem, onde n é o número total de tubos e s_1 , s_2 e s_3 são as distâncias entre os centros dos tubos, mostrados no Apêndice E.

Tabela 5.1 – Dados dos trocadores de calor.

	SA2	SA1B	SA1A	ECO A	ECO B
d_i [m]	0,0282	0,04	0,0289	0,0289	0,0289
d_e [m]	0,0318	0,0445	0,0318	0,0318	0,0318
d_h [m]	0,0559	0,0445	0,0318	0,0318	0,0318
$A_i \times 10^4$ [m^2]	6,24	12,6	6,57	6,57	6,57
A_e [m^2]	271,3	603,7	529,2	1.189	1189
l_t [m]	2.715	2.159	5.297	11.902	11.902
n	207	540	216	108	108
s_1	0,354	0,2	0,12	0,1	0,1
s_2	0,296	0,132	0,066	0,128	0,128
s_3	0	0	0	0,066	0,066

Os tubos dos trocadores possuem curvaturas ao longo de sua extensão. Para simplificação do problema da convecção interna, os tubos são considerados sem curvaturas, com o comprimento igual ao total do trocador de calor. Além disso, todas as correlações para convecção interna utilizam propriedades constantes do fluido. A maior diferença de temperatura entre o tubo e o fluido ocorre no superaquecedor secundário, com gradiente térmico de aproximadamente 20°C na região de maior temperatura.

No superaquecedor secundário, um diâmetro hidráulico deve ser definido para os cálculos da convecção externa, pois a posição dos tubos não obedece nenhum dos arranjos descritos na literatura. Esta simplificação pode levar a erros maiores do que as correlações especificam.

5.3 Resultados

A análise da transferência de calor é realizada inicialmente para o carvão pulverizado em operação nominal, avaliando os modelos disponíveis na literatura. As temperaturas medidas no circuito dos gases de combustão servem de base para uma validação preliminar dos resultados calculados. Com isto, as correlações que melhor reproduzem o comportamento real são identificadas, sendo utilizadas na avaliação das alterações com o uso da palha de arroz. O algoritmo é verificado através da resolução de um dos exemplos propostos por Kakaç (1991). Este procedimento é realizado devido à complexidade do equacionamento, garantindo assim que não há problemas no código desenvolvido.

5.3.1 Fornalha

A temperatura dos gases de combustão na saída da fornalha (Fig. 5.2) é obtida através dos diversos modelos apresentados no capítulo 2. Não há no presente trabalho dados medidos nesta região para validação das temperaturas calculadas. Entretanto, considerando a temperatura medida após o superaquecedor secundário e o calor trocado com o vapor superaquecido neste trocador, pode-se estimar a temperatura média nesta região.

A tabela 5.2 compara as temperaturas dos gases de combustão na saída da fornalha obtidas pelos modelos com a temperatura estimada, para a queima de carvão. O método normativo I (1973) e o método normativo II (1984), mostrados nas equações (2.50) e (2.55), obtém para este caso os valores mais próximos ao estimado, com um erro máximo de

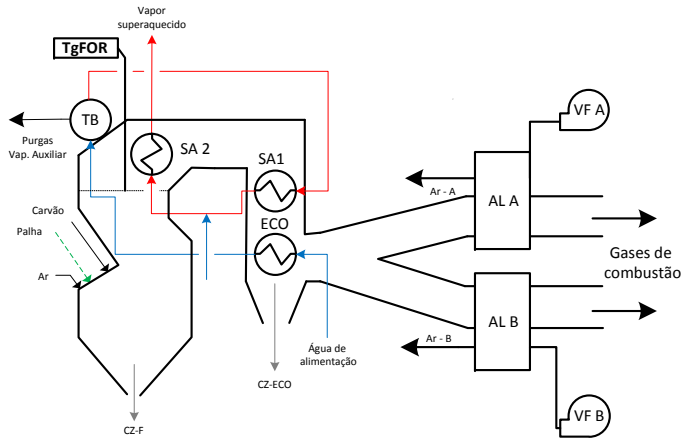


Figura 5.2 – Local da temperatura dos gases de combustão estimada nos modelos.

2,5% no primeiro caso e 3,5% no segundo. Os outros métodos também obtêm valores adequados, com diferenças menores do que 10%. Apesar da boa concordância apresentada pelos resultados, vale lembrar que os cálculos não contabilizam a incidência da radiação direta da chama no superaquecedor secundário, resultando em incertezas que não podem ser determinadas.

Tabela 5.2 – Comparação entre as temperaturas dos gases de combustão na saída da fornalha obtidas pelos modelos e a temperatura estimada para operação com carvão.

	Temperatura TgFOR [°C]	Erro Lado A (TgFOR = 1007°C)	Erro Lado B (TgFOR = 1020°C)
Método normativo (1973)	1041	34 (3,4%)	21 (2,0%)
Método normativo II (1984)	1033	26 (2,5%)	13 (1,3%)
Método de Strauß (2006)	939	68 (6,7%)	81 (7,9%)
Método Hudson-Orrok (1925)	1042	35 (3,5%)	22 (2,1%)
Método Hudson-Orrok-Annaratone (2008)	958	49 (4,9%)	62 (6,0%)

A figura 5.3 mostra a variação da temperatura dos gases de combustão calculada na saída da fornalha com a utilização da palha de arroz, utilizando o método normativo II (1984), método de Strauß (2006) e o método de Hudson-Orrok (1925). Os métodos resultam em comportamentos diferentes entre si, necessitando naturalmente de validação experimental para que seja possível determinar definitivamente qual o comportamento da temperatura. Os dois métodos que melhor representaram a operação nominal (Método de normativo II (1984) e Método de Strauß (2006)) mostram que a temperatura dos gases de combustão tende a aumentar com a utilização da palha de arroz.

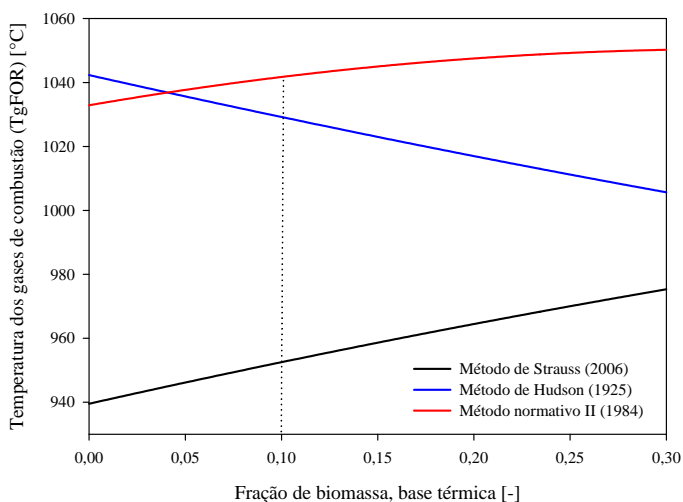


Figura 5.3 – Variação da temperatura dos gases de combustão calculadas na saída da fornalha com o uso de palha de arroz.

Para a avaliação dos diferentes comportamentos dos modelos apresentados, a figura 5.4 mostra em curvas pontilhadas a variação da temperatura dos gases de combustão na saída da fornalha, mantendo constante a temperatura de chama adiabática ($T = 2336^{\circ}\text{C}$) e o calor disponível ($\dot{Q}_d = 162.541\text{kW}$). Com isto, apenas os efeitos da variação na vazão mássica e composição dos combustíveis são avaliados. O método normativo II (1984) mostra uma variação mais acentuada do que os dois outros métodos, resultado da maior dependência com a temperatura de chama adiabática. Já o método de Strauß (2006) e o método de Hudson-Orrok (1925) são influenciados pelas alterações na vazão mássica e na composição dos gases de combustão.

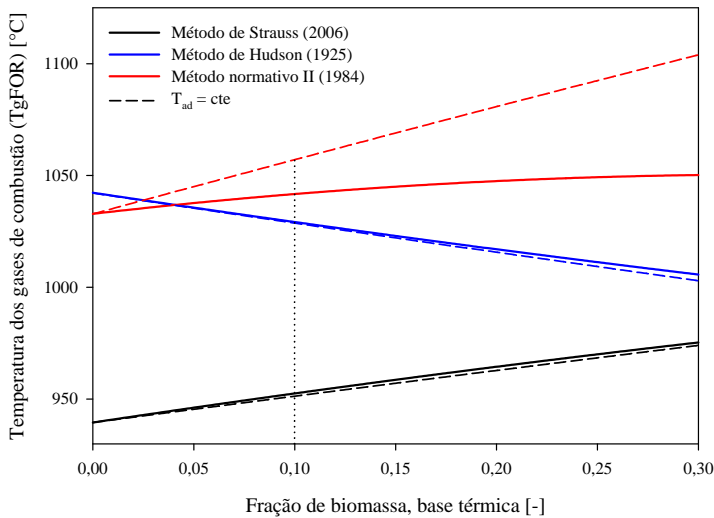


Figura 5.4 – Variação da temperatura dos gases de combustão calculadas na saída da fornalha com o uso de palha de arroz com a temperatura de chama adiabática constante.

O método normativo II (1984) é proporcional ao número de Boltzmann, Bo , mostrado na equação (2.40), e à emissividade efetiva da fornalha, ε , mostrada na equação (2.42). A figura 5.5 mostra esta dependência, indicando que, para este método, o número de Boltzmann é o principal responsável pela variação da temperatura com o uso da palha de arroz. Esta variável aumenta com o uso da palha, pois além da redução da temperatura de chama adiabática, a vazão mássica de gases de combustão, \dot{m}_{gc} , e o calor específico médio dos gases de combustão, $\bar{c}_{p,gc}$ também aumentam, para um mesmo calor útil na fornalha.

A emissividade efetiva do meio com a utilização da palha de arroz não se altera significativamente, com um aumento menor do que 1%. A redução da concentração de cinzas nos gases de combustão tende a reduzir a emissividade efetiva do meio. No entanto, o aumento da concentração de vapor d'água nos gases de combustão com o uso da palha de arroz aumenta esta emissividade, compensando a redução pela diminuição na concentração das cinzas. A figura 5.6 mostra a variação das absorvidades das cinzas, α_{cz} , e dos gases triatômicos, α_{gt} , calculados pelas equações (2.45) e (2.46).

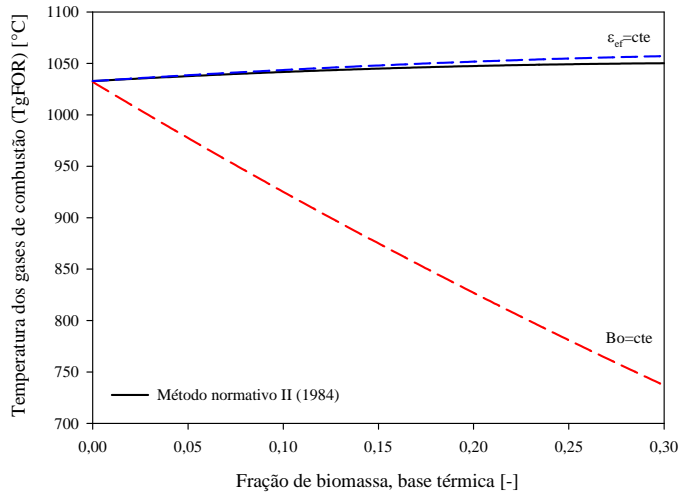


Figura 5.5 – Variação da temperatura dos gases de combustão calculadas na saída da fornalha com o uso de palha de arroz com o número de Boltzmann e a emissividade constante.

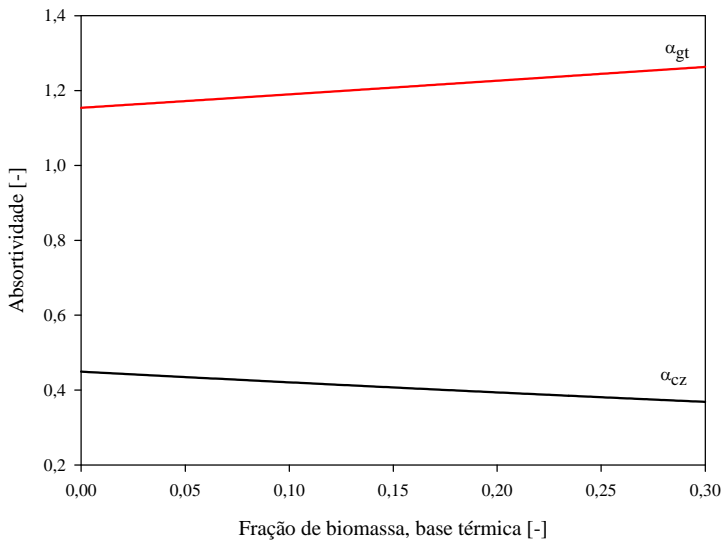


Figura 5.6 – Variação da absorptividade das cinzas e dos gases triatômicos com o uso da palha de arroz.

O cálculo da emissividade da chama e do meio não é simples. O modelo de gás cinzento resulta em erros significativos, pois a chama e o meio possuem gradientes relevantes de temperatura. A literatura mostra que um valor médio para emissividades não representa as variações encontradas ao longo da chama. No entanto, estes valores são amplamente utilizados em problemas de engenharia, obtendo resultados satisfatórios no projeto de sistemas térmicos.

A efetividade da fornalha, ϵ_{FOR} , é calculada, sendo igual a 0,59. Com o uso da palha de arroz, não há alterações significativas, pois a capacitância mínima, $\dot{C}_{min} = \dot{m}_{gc} \bar{c}_{p,gc}$, aumenta na mesma proporção que a temperatura de chama adiabática diminui, resultando em um valor constante para a taxa de transferência de calor máxima.

5.3.2 Superaquecedor secundário

O cálculo da transferência de calor no superaquecedor secundário é realizado através de diferentes correlações para convecção externa e interna. Os valores de temperatura dos gases de combustão calculados na saída superaquecedor secundário (figura 5.7) apresentam boa concordância com os valores medidos, como mostrado na tabela 5.3.

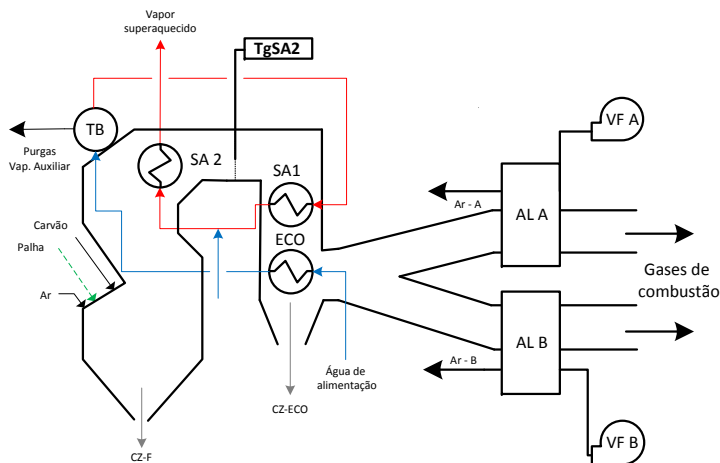


Figura 5.7 – Local análise da temperatura dos gases de combustão para o superaquecedor secundário.

Tabela 5.3 – Comparação entre os valores medidos e calculados de temperatura dos gases de combustão após o superaquecedor secundário para a operação com carvão.

	Lado A	Lado B
TgSA2 medido [°C]	832	845
Zukauskas [°C]	819	819
Erro [%]	1,5	3,0
Gnielinski [°C]	844	844
Erro [%]	1,4	0,1

A diferença da temperatura de entrada de vapor superaquecido medida com a calculada é de aproximadamente 15%. Esta diferença ocorre por dois fatores: as incertezas das correlações, que podem chegar a mais 30% em alguns casos, e a não inclusão da radiação direta da chama. Quantificar a incidência desta radiação não é uma tarefa trivial, principalmente em geradores de vapor, onde as geometrias do trocador e do invólucro não são regulares. Outro fator também determinante é o pouco conhecimento sobre o comportamento do escoamento naquela região. Os cálculos admitem que o escoamento é uniforme e que todas as regiões do trocador de calor são efetivas. Observações feitas em outros trabalhos demonstram que isto não é verdade, pois podem existir grandes regiões de recirculação devido à influência do "nariz" da fornalha, diminuindo a área efetiva de troca térmica.

A tabela 5.4 mostra os parâmetros considerados e os resultados obtidos pelas correlações de Zukauskas (1987) e Gnielinski (1976). Como a resistência externa é 10 vezes maior do que a maior resistência associada, os resultados globais do trocador também são incluídos. A temperatura utilizada na entrada dos gases de combustão é a determinada pelo Método normativo II (1984). As velocidades obtidas são compatíveis com a literatura, que apresenta valores da ordem de 10-15 m/s . O valor da efetividade é relativamente baixo, $\epsilon = 0,23$, quando comparado à outros trocadores de calor. No entanto, este valor é adequado para aplicações em geradores de vapor aquatubulares, pois o calor residual dos gases de combustão deve ser reaproveitado ao longo dos trocadores de calor, aumentando assim a eficiência do sistema. Além disto, é necessário manter a temperatura dos gases acima da temperatura de orvalho, evitando assim a corrosão por condensação de compostos sulfúricos.

Tabela 5.4 – Resultados calculados para convecção externa no superaquecedor secundário para operação com carvão.

	Zukauskas (1987)	Gnielinski (1976)
$V_{max}[m/s]$	9,58	9,66
Re_{gc}	3.864	3.660
Nu	39,39	18,48
$R_{e,cv} [^{\circ}C/W]$	$4,572 \times 10^{-5}$	$7,02 \times 10^{-5}$
NTU	0,29	0,16
ϵ	0,23	0,14
$T_{gc,s} [^{\circ}C]$	819,4	843,5
$T_p [^{\circ}C]$	539,4	481,6

A tabela 5.5 mostra a comparação entre as correlações de convecção interna para o vapor superaquecido. O coeficiente de convecção externa proposto por Gnielinski é utilizado. A velocidade média do escoamento é igual a $\bar{V} = 13,58m/s$ e o número de Reynolds é igual a $Re_D = 3,73 \times 10^5$. Os resultados demonstram que as correlações não alteram a temperatura calculada para o vapor na entrada do trocador, devido à resistência térmica equivalente ser um grau de grandeza inferior à resistência de convecção externa. A temperatura das paredes do tubo se manteve constante.

Tabela 5.5 – Resultados calculados para a convecção interna no superaquecedor secundário.

	Nu_D	$R_i [^{\circ}C/W]$
Dittus-Boelter	695,3	$2,32 \times 10^{-6}$
Colburn	648,4	$2,41 \times 10^{-6}$
Sieder-Tate	766,3	$2,10 \times 10^{-6}$
Gnielinski	642,5	$2,51 \times 10^{-6}$
Hansen	546,0	$2,95 \times 10^{-6}$
MacAdams	612,5	$2,63 \times 10^{-6}$

A figura 5.8 mostra a variação da temperatura com o aumento da espessura da camada de óxidos no tubo. O resultado demonstra que a variação desta espessura exerce influência significativa na temperatura da parede, na ordem de 6%. O aumento da temperatura de parede acima do valor admissível do material empregado na fabricação dos tubos pode levar ao colapso do superaquecedor e indisponibilidade da usina. Nos cálculos, a temperatura do vapor na entrada dos trocadores é calculada, variando seu valor de acordo com as resistências térmicas equivalentes.

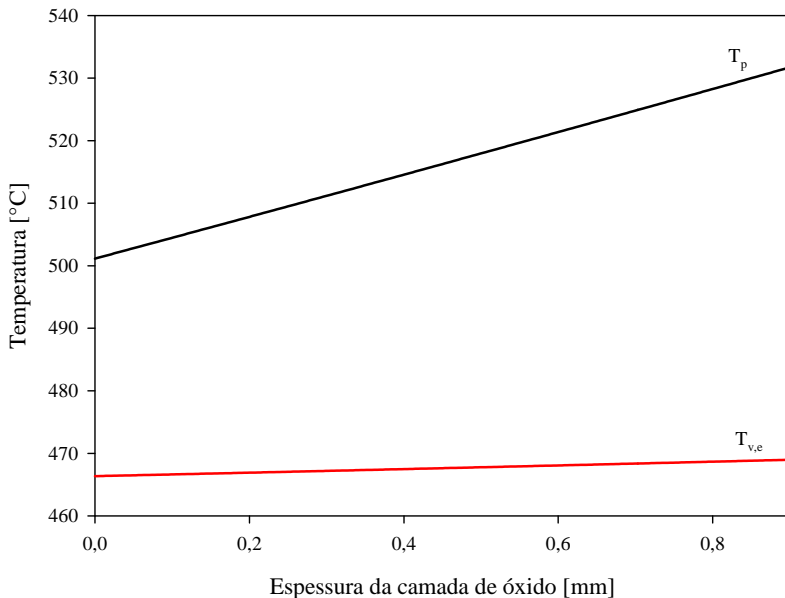


Figura 5.8 – Relação da temperatura com a espessura da camada de óxidos no tubo.

A análise das alterações das propriedades da transferência de calor com a utilização da palha de arroz é realizada utilizando as correlações propostas por Gnielinski (convecção externa e interna). As figuras 5.9 e 5.10 mostram a variação da velocidade máxima e do número de Reynolds dos gases de combustão com a utilização da palha de arroz. O comportamento fluidodinâmico varia menos de 2% em ambos os casos. Consequentemente, o uso da palha de arroz não resulta em alterações significativas na convecção externa.

A figura 5.11 mostra a variação da taxa de transferência de calor devido à radiação gasosa, com um aumento de 8,6%. Isto é resultado da alteração da composição dos gases de combustão, principalmente pela maior concentração de vapor d'água. No entanto, não há variação significativa no NUT e na efetividade, resultando em uma variação na temperatura dos gases de combustão de aproximadamente 6°C (Fig. 5.12).

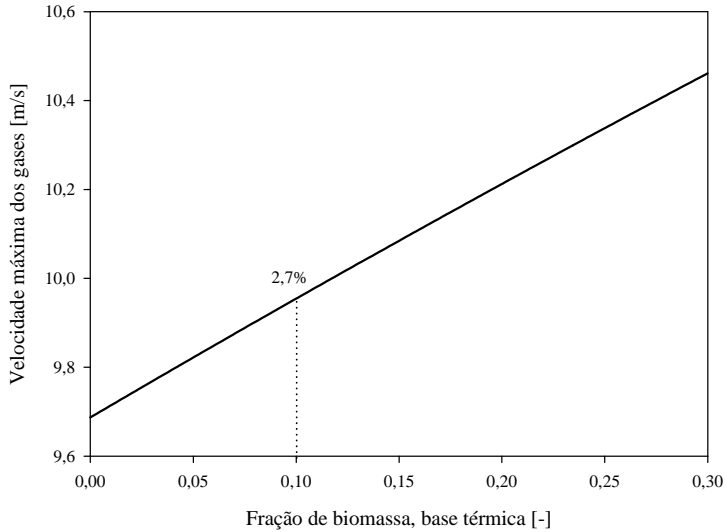


Figura 5.9 – Variação da velocidade máxima calculada dos gases de combustão com o uso da palha de arroz.

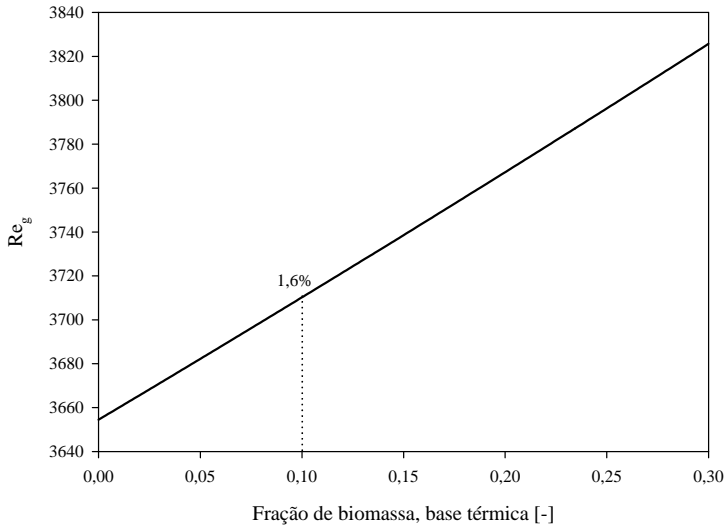


Figura 5.10 – Variação do número de Reynolds calculado dos gases de combustão com o uso da palha de arroz.

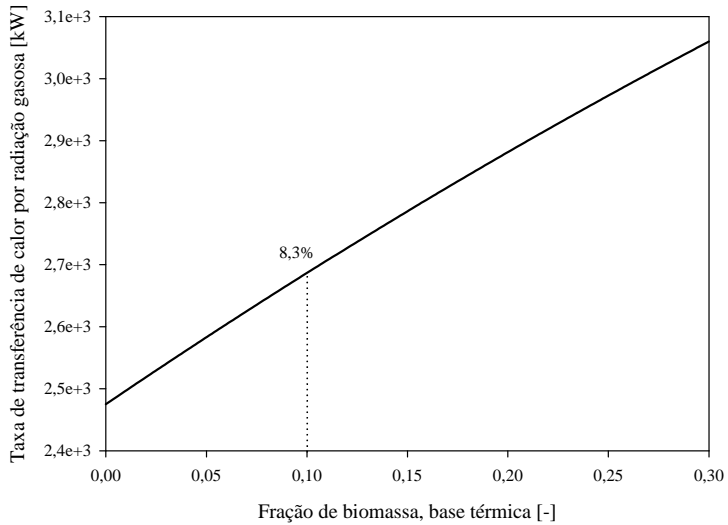


Figura 5.11 – Variação da taxa de transferência de calor por radiação gasosa calculada com o uso da palha de arroz.

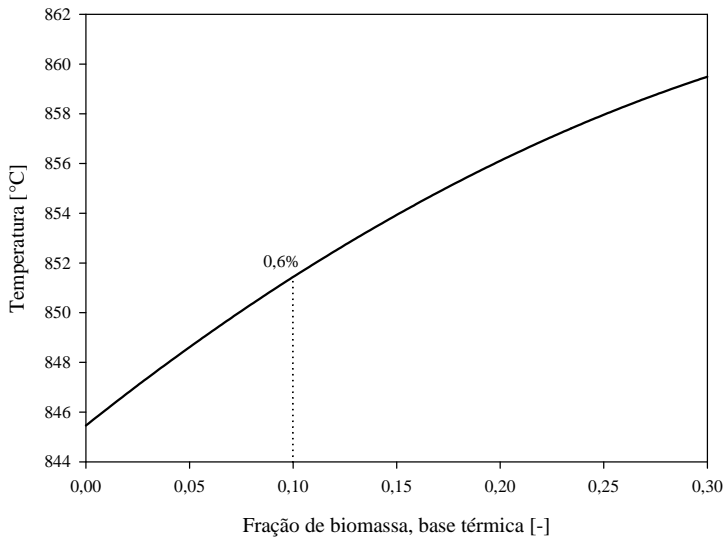


Figura 5.12 – Variação da temperatura dos gases de combustão calculada com o uso da palha de arroz.

A temperatura de parede dos tubos aumenta 1,8% com a utilização de até 10% de palha de arroz, resultado não representativo. Dados experimentais são necessários para confirmar este resultado e garantir a operação de forma adequada.

5.3.3 Superaquecedor primário

O superaquecedor primário é dividido em dois bancos tubulares, localizados na seção convectiva e aqui denominados superaquecedor primário B (SA1-B) e superaquecedor primário A (SA1-A). A tabela 5.6 mostra a temperatura dos gases de combustão no final do SA1-A (T_{gSA1-a}) medidas e calculadas, no local mostrado pela figura 5.13.

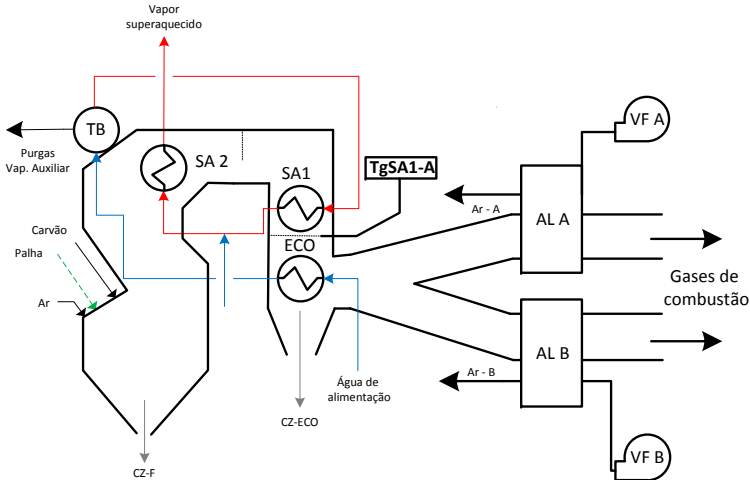


Figura 5.13 – Local das medições e cálculos da temperatura dos gases de combustão no SA1-A.

Tabela 5.6 – Comparação entre os valores de temperatura dos gases de combustão calculados e medidos no superaquecedor primário.

	Lado A	Lado B
T_{gSA1-A} medido [°C]	465	528
Zukauskas [°C]	586	586
Erro [%]	26,7	11,5
Gnielinski [°C]	666	666
Erro [%]	43,2	26,0

Diferentemente do superaquecedor secundário, o valor calculado é maior do que o medido. Além dos erros inerentes à incerteza das correlações, é importante avaliar que existem perdas de energia para o ambiente e para infiltrações de ar ao longo da região convectiva. Estas perdas não são contabilizadas nos cálculos, pois são de estimativa complexa. Os erros encontrados são razoáveis devido à complexidade do problema e de acordo com a incerteza indicada em cada método. Para o caso do SA1-A, a correlação proposta por Zukauskas é a que melhor reproduziu as temperaturas.

As tabelas 5.7 e 5.8 mostram os resultados obtidos pelas correlações de Zukauskas e Gnielinski para a convecção externa. A temperatura de entrada dos gases de combustão utilizada é a obtida pelos cálculos na saída do superaquecedor secundário.

Tabela 5.7 – Resultados calculados para a convecção externa no superaquecedor primário B para a operação com carvão.

	Zukauskas	Gnielinski
$V_{max} [m/s]$	17,44	18,11
Re_{gc}	12.765	8.637
Nu	90,42	42,73
$Re_{e,cv} [^{\circ}C/W]$	$4,20 \cdot 10^{-5}$	$7,86 \cdot 10^{-5}$
NTU	0,24	0,15
ϵ	0,20	0,13
$T_{gc,s} [^{\circ}C]$	725,7	780,8
$T_w [^{\circ}C]$	486,6	461,5

Tabela 5.8 – Resultados calculados para a convecção externa no superaquecedor primário A para a operação com carvão.

	Zukauskas	Gnielinski
$V_{max} [m/s]$	9,75	10,46
Re_{gc}	3.086	4.752
Nu	33,76	19,55
$Re_{e,cv} [^{\circ}C/W]$	$2,57 \cdot 10^{-5}$	$3,91 \cdot 10^{-5}$
NTU	0,44	0,30
ϵ	0,33	0,25
$T_{gc,s} [^{\circ}C]$	589,1	666,0
$T_w [^{\circ}C]$	380,2	377,7

Os resultados demonstram um aumento da velocidade dos gases de combustão, pela diminuição da seção transversal do escoamento. As duas correlações apresentam diferenças nos resultados, na ordem de 50% no valor da resistência térmica equivalente. Isto resulta na

variação do NUT e na variação da efetividade e, conseqüentemente, na temperatura dos gases de combustão na saída do trocador de calor.

A tabela 5.9 mostra os valores para a convecção interna nos tubos do superaquecedor primário B e A. Apenas os valores obtidos pela correlação de Gnielinski são apresentados pois não há influência significativa nos cálculos de transferência de calor. Para a temperatura do vapor na entrada do trocador, o erro é de 10%, no SA1-B, e 4,2% para o SA1-A.

Tabela 5.9 – Resultados calculados para a convecção interna no superaquecedor primário para operação com carvão.

	SA1-B	SA1-A
\bar{V} [m/s]	2,02	8,05
Re_D	114.716	442.191
Nu_D	268,0	902,7
R_i [°C/W]	$8,564 \cdot 10^{-6}$	$1,059 \cdot 10^{-7}$
$T_{vp,e}$ [°C]	398,1	318,9

A análise das alterações das propriedades da transferência de calor com a utilização da palha de arroz utilizam as correlações propostas por Zukauskas (convecção externa) e Gnielinski (convecção interna). Com o uso de 10% de palha de arroz em base térmica, a velocidade do escoamento dos gases de combustão aumenta em 2,2% para o SA1-B e 2,9% para o SA1-A. O número de Reynolds aumenta em 1,8% para os dois casos. O número de Nusselt não altera significativamente.

As alterações na temperatura dos gases de combustão são insignificantes, com aumento de 1°C. A temperatura de parede dos tubos aumenta 1,6°C para o SA1-B e 0,4°C para o SA1-A.

5.3.4 Economizador

O economizador é dividido em dois bancos tubulares localizados na seção convectiva, denominados economizador A (ECO-A) e economizador B (ECO-B). A tabela 5.10 mostra as temperaturas dos gases de combustão no final do superaquecedor secundário A medidas e calculadas, no local mostrado pela figura 5.14.

Diferentemente do superaquecedor primário, o valor calculado é menor do que o medido. A localização dos economizadores recebe a influência direta da região de saída dos gases de combustão no final da seção convectiva, com regiões de recirculações devido ao cinzeiro e à tubulação de saída dos gases. Isto resulta na diminuição da área efetiva de transferência de calor. Para a temperatura do vapor na entrada do

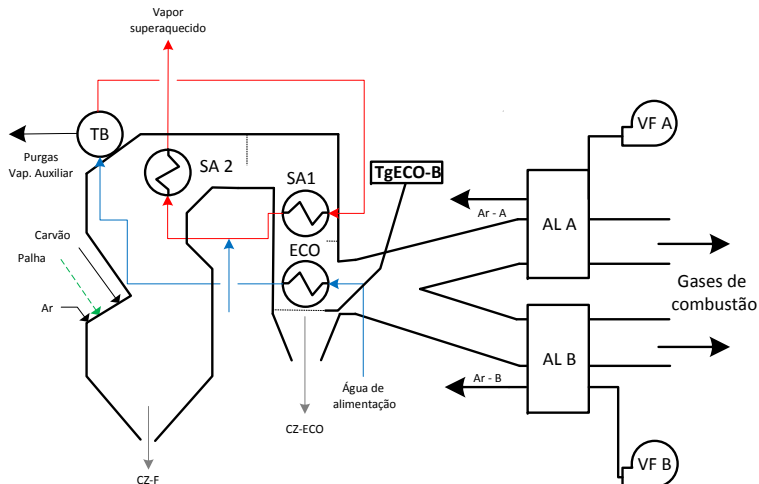


Figura 5.14 – Local das medições e cálculos da temperatura dos gases de combustão no ECO-B para a operação com carvão.

Tabela 5.10 – Comparação entre os valores de temperatura dos gases de combustão no economizador.

	Lado A	Lado B
Medição [°C]	353	359
Zukauskas [°C]	226	226
Erro [%]	33	37
Gnielinski	358	358
Erro [%]	11%	0,1%

trocador, o erro absoluto é de 10% para o ECO-A e 4,2% para o ECO-B. Os erros encontrados são praticamente os mesmos. Para o caso do economizador, a correlação proposta por Gnielinski é a que melhor reproduziu as temperaturas.

As tabelas 5.11 e 5.12 mostram os resultados das correlações de Zukauskas e Gnielinski para a convecção externa. A temperatura de entrada dos gases de combustão utilizada é a temperatura obtida pelos cálculos na saída do superaquecedor primário A.

As duas correlações apresentam diferenças nos resultados dos modelos, podendo chegar até 90% no valor da resistência térmica equivalente. No entanto, a temperatura dos gases de combustão varia na ordem de 35%.

Tabela 5.11 – Resultados calculados para a convecção externa no economizador A para operação com carvão.

	Zukauskas	Gnielinski
$V_{max}[m/s]$	5,86	6,66
Re_{gc}	2.680	3.062
Nu	36,96	15,92
$R_{e,cv} [^{\circ}C/W]$	$1,26 \cdot 10^{-5}$	$2,38 \cdot 10^{-5}$
NTU	0,94	0,53
ϵ	0,56	0,39
$T_{gc,s} [^{\circ}C]$	353,2	477,2
$T_w [^{\circ}C]$	226,3	228,9

Tabela 5.12 – Resultados calculados para a convecção externa no economizador B para operação com carvão.

	Zukauskas	Gnielinski
$V_{max}[m/s]$	4,45	5,41
Re_{gc}	3.250	3.513
Nu	41,33	16,91
$R_{e,cv} [^{\circ}C/W]$	$1,47 \cdot 10^{-5}$	$2,78 \cdot 10^{-5}$
NTU	0,91	0,50
ϵ	0,55	0,37
$T_{gc,s} [^{\circ}C]$	226,1	348,6
$T_w [^{\circ}C]$	154,3	167,5

A tabela 5.13 mostra os valores para a convecção interna nos tubos do economizador. Da mesma forma, apenas os valores obtidos pela correlação de Gnielinski são apresentados, pois a escolha não influencia nos cálculos.

Tabela 5.13 – Resultados calculados para a convecção interna no economizador para operação com carvão.

	ECO-A	ECO-B
$\bar{V}[m/s]$	0,80	0,75
Re_D	151.468	110.584
Nu_D	290,9	261,8
$R_i [^{\circ}C/W]$	$1,408 \cdot 10^{-7}$	$1,517 \cdot 10^{-7}$
$T_{vp,e} [^{\circ}C]$	175,4	135,8

A análise das alterações das propriedades da transferência de calor com a utilização da palha de arroz utilizam as correlações propostas por Gnielinski (convecção externa e interna). Com o uso de 10% em base térmica, a velocidade do escoamento dos gases de combustão aumenta

em 2,7%, para o ECO-A, e 2,4% para o ECO-B. O número de Reynolds aumenta em 1,7% para os dois casos. O número de Nusselt não altera significativamente. Não são encontradas alterações na temperatura dos gases de combustão. A temperatura de parede dos tubos aumenta em 0,3°C para o ECO-A e reduz de 2,0°C no ECO-B, com a utilização de 10% de palha de arroz.

6 *Considerações Finais*

6.1 Conclusões gerais

A utilização de uma modelagem termodinâmica e de transferência de calor de um gerador de vapor auxilia na avaliação das alterações no processo de combustão com o processo *co-firing* da palha de arroz. Conhecer previamente o sistema avaliado é indispensável para a modelagem, verificando os principais parâmetros utilizados na modelagem e validação. Só é possível definir estes parâmetros através de visitas a campo, do conhecimento da usina termelétrica *in-loco* e discussões com os responsáveis pela operação. No entanto, deve-se avaliar criteriosamente as informações obtidas pelo sistema de controle, localizando os tipos de sensores utilizados e locais de medições. Verificou-se que as medições possuem incertezas de medições relativamente pequenas, com alta repetitividade. Estas medições respondem a necessidades de operação, mas não mapeiam todo o comportamento térmico do gerador de vapor, sendo necessária a utilização de hipóteses para os cálculos.

Os resultados obtidos na análise termodinâmica reproduzem o comportamento térmico do gerador de vapor operando a carvão pulverizado, apresentando diferenças menores do que 10 % com os dados medidos. Com isto, torna-se possível utilizá-la para a avaliação das alterações do comportamento térmico do gerador de vapor com a utilização da palha de arroz. Para 10% em base térmica, não foram encontrados indícios de grandes alterações. O cálculo estequiométrico indicou um potencial de redução de até 12% nas emissões de CO_2 e SO_2 provenientes da queima de combustíveis fósseis. O campo de temperatura ao longo do gerador de vapor sofreu uma alteração não significativa, menor do que 5%. O rendimento do gerador de vapor diminuiu menos de 1%, devido ao aumento das perdas nos gases de combustão. No entanto, as perdas pelo teor de incombusto nas cinzas tendem a reduzir.

A análise de transferência de calor para a operação a carvão pul-

verizado reproduziu parcialmente os dados experimentais. Os modelos utilizados consideraram os mecanismos de transferência de calor por convecção interna, condução pelas paredes dos tubos, convecção externa dos gases de combustão e radiação. A presença de camada de óxidos no interior dos tubos também foi considerada, apresentando influência no cálculo das temperaturas de parede e impactando fortemente nos limites admissíveis pelo material utilizados nos feixes tubulares. As propriedades da transferência de calor com o uso da palha de arroz não sofreram alterações significativas. No entanto, foi evidente a necessidade de mais informações experimentais que possam servir para validar e ajustar estes modelos. A avaliação da radiação gasosa e da convecção externa nos feixes tubulares requerem uma avaliação mais aprofundada, com maiores informações experimentais em relação à presença de recirculações no escoamento e na definição das áreas efetivas na transferência de calor por radiação.

Com o desenvolvimento da unidade experimental para os testes do processo *co-firing* da palha de arroz, novos fatores poderão ser analisados e poderão impactar significativamente nos resultados aqui apresentados. Espera-se por exemplo que a presença de maior índice de voláteis da palha reduza significativamente o teor de incombusto no cinzeiro, aumentando a temperatura dos gases de combustão e o rendimento térmico.

6.2 Recomendações para trabalhos futuros

Testes experimentais neste gerador de vapor serão realizados, obtendo assim a validação das alterações de seu comportamento com a utilização da palha de arroz. Além disto, estes testes indicarão os principais gargalos do uso da biomassa em processo *co-firing* com o carvão nacional. A avaliação de problemas de incrustações e corrosão ao longo do gerador de vapor também poderá ser realizada. Atualmente, este é uma das principais barreiras para a viabilização do processo *co-firing* de biomassa em usinas termelétricas a carvão.

Aspectos relacionados a obtenção no campo e do processamento da palha de arroz também são fatores a serem estudados para a viabilização do processo. A retirada do campo deste resíduo não é trivial e deve ser avaliada desde a coleta até o transporte à usina termelétrica. O sistema de processamento deve ser avaliado, para que seja garantido a demanda do combustível nas características de projeto, de forma eficiente e segura.

Novos instrumentos devem ser instalados para o melhor monito-

ramento do comportamento térmico, incluindo sondas de medição de temperatura, velocidade e incrustações nas regiões de alta temperatura. Outra necessidade é avaliar experimentalmente as regiões de recirculação próximas aos trocadores de calor e com isto, determinar as áreas efetivas de transferência de calor de cada trocador.

Referências

AL-MANSOUR, F.; ZUWALA, J. An evaluation of biomass co-firing in europe. *Biomass and Bioenergy*, v. 34, p. 620–629, 2010.

ANEEL. *Atlas de Energia Elétrica do Brasil*. 3^a. ed. Brasília: 2008.

ANEEL. Matriz energética do brasil - empreendimentos em operação. 08/09 2011. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.asp>>.

ANEEL. Matriz energética do brasil - usinas do tipo carvão mineral em operação. 08/09 2011. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.asp>>.

ANNARATONE, D. *Steam Generators - Description and Des.*: Springer, 2008.

ASME. *PTC 4-2008 - Fired Steam Generators - Performance Test Codes.*: ASME, 2008.

ASTM. *Manual on the use of thermocouples in temperature measurement*. Stp 470a,1974.

BAXTER, L. Biomass-coal co-combustion: Opportunity for affordable renewable energy. *Fuel*, v. 84, n. 10, p. 1295–1302, 2005.

BAZZO, E. *Geração de Vapor*.: Ed. da UFSC, 1995.

BERNARDINI, P.; BUENO, E.; JR., I. A.; MORAIS, P. *Identificação causa de fratura em tubo do reaquecedor final (Rh1b) da caldeira 5 UTLB*. [S.l.], 2000.

BLOKH, A. *Heat Transfer in Steam Boiler Furnaces*.: Hemisphere Publishing Corp., 1988.

CHAUDHURI, S. Some aspects of metallurgical assessment of boiler tubes - basic principles and case studies. *Materials Science and Engineering A*, v. 432, p. 90-99, 2006.

COLBURN, A. A method for correlating forced convection heat transfer and a comparison with fluid friction. *Trans. AIChE*, v. 29, p. 174, 1933.

CORTEZ, L.; LORA, E.; GÓMEZ, E. *Biomassa para energia*.: Editora da Unicamp, 2008.

DUBOVSKY, I.; KOMPANEETS, V.; SHEMYAKIN, P. Concerning the account for the effect of temperature fields in the furnace cross-sections on heat transfer. *Teploenergetika*, v. 2, p. 58-61, 1984.

EIA. International coal consumption tables. 09 2008. Disponível em: <<http://www.eia.doe.gov/emeu/international/coalconsumption.html>>.

EN450-1. Fly ash for concrete, part 1, definition, specification and conformity criteria. 2005.

EPRI. *Biomass Cofiring: Field Test Results: Summary of Results of the Bailly and Seward Demonstrations*, 1999.

FULLER, A.; PEREIRA, F. Relatório de análise da palha de arroz e do carvão brasileiro (em alemão). *Institut für Feuerungs-und Kraftwerkstechnik - Universität Stuttgart. Stuttgart*, 2009.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng.*, v. 16, p. 359, 1976.

GNIELINSKI, V. Vdi heat atlas.: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. cap. G7 - Heat Transfer in Cross-flow Around Single Rows of Tubes and Through Tube Bundles, p. 725–729.

HANSEN, W. *Heizöl Handbuch für Industriefeuerungen*. [S.l.]: Springer Verlag, 1959.

HELLWIG, G. Basic of the combustion of wood and straw. In: *3rd Energy from biomass*, 1985.

HUGHES, E. *Biomass Cofiring: Field Test*, 1999.

INCROPERA, F.; DEWITT, D.; BERGMAN, T.; LAVINE, A. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*: John Wiley & Sons, Inc., 2007.

IPCC. *Third Assessment Report - Climate Change 2001 - Working Group I: The Scientific Basis*, 2001.

ISO. *Guia para a Expressão da Incerteza de Medição*. 3. ed. Rio de Janeiro - RJ: ABNT, INMETRO, 2003. 120 p. Terceira edição brasileira em língua portuguesa.

KADAM, K.; FORREST, F.; JACOBSON, J. Rice straw as a lignocellulosic resource: Collection, processing, transportation, and

environmental aspects. *Biomass and Bioenergy*, v. 18, n. 5, p. 369–389, 2000.

KAKAÇ, S. *Boilers, Evaporators and Condensers.*: John Wiley & Sons, Inc., 1991.

KERLIN, T.; SHEPARD, R. *Industrial temperature measurement*, 1982.

KOPPEJAN, J.; LOO, S. V. *The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing.*: Ear, 2008. 442 p.

KUZNETSOV, N.; MITOR, V.; DUBOVSKY, I.; KARASINA, E.; RUBIN, M.; BLOKH, A.; YU, L. M.; PETROSYAN, R.; MOCHAN, S.; KENDYS, P. *Thermal Calculation of Boiler Units. The Normative Method.*: Energiya Press, 1973.

MACADAMS, W. *Heat Transmission.*: McGraw Hill, 1968.

NELLIS, G.; KLEIN, S. *Heat Transfer.*: Cambridge University Press, 2009.

OVERGAARD, P.; SANDER, B.; JUNKER, H.; FRIBORG, K.; LARSEN, O. Two years operational experience and further development of full-scale co-firing of straw. In: *2nd World Conference on Biomass for Energy, Industry and Climate Protection.*, 2004.

PEDERSEN, L. S.; NIELSEN, H. P.; KIIL, S.; HANSEN, L. A.; DAM-JOHANSEN, K.; KILDSIG, F.; CHRISTENSEN, J.; JESPERSEN, P. Full-scale co-firing of straw and coal. *Fuel*, v. 75, n. 13, p. 1584–1590, 1996.

SIEDER, E.; TATE, G. Heat transfer and pressure drop of liquids in pipes. *Ind. Eng. Chem*, v. 28, p. 1429, 1936.

SIMS, R. *Bioenergy Project Development & Biomass Supply*.: IEA Publications, 2007.

SINGER, J. G. *Combustion Fossil Power*.: Combustion Engineering, Inc., 1991.

SPLIETHOFF, H. *Power Generation from Solid Fuels*.: Springer, 2010.

STEINMULLER, L. *Steam Generation*.: Vulkan-Verlag Essen, 1976.

STRAUB, K. *Kraftwerkstechnik - zur Nutzung fossiler, nuckereareund regenerativer Energiequellen*.: Springer, 2006.

STULTZ, S.; KITTO, J. *Steam - its generation and use*. 41^a. ed.: The Babcock & Wilcox Company, 2009.

TANQUERO, N.; ABALLE, L.; REYES, N. *Guia metodológica de curso de generadores de vapor*., 1987.

TILLMAN, D. A. Biomass cofiring: The technology, the experience, the combustion consequences. *Biomass and Bioenergy*, v. 19, n. 6, p. 365–384, 2000.

VEIJONEN, K.; VAINIKKA, P.; JARVINEN, T.; ALAKANGAS, E. *Biomass co-firing - an efficient way to reduce greenhouse gas emissions*.: European Bioenergy Networks, 2003.

WALDRON, D. Options for co-firing biomass and coal. In: *Alstom Annual Conference 2007 Lisbon*, 2007.

WANG, S.; BAXTER, L. Comprehensive study of biomass fly ash in concrete: Strength, microscopy, kinetics and durability. *Fuel Processing Technology*, v. 88, n. 11-12, p. 1165 – 1170, 2007.

WCA. Coal statistics 2010. 10 2010. Disponível em:
<<http://www.worldcoal.org/resources/coal-statistics/>>.

WERTHER, J.; SAENGER, M.; HARTGE, E.-U.; OGADA, T.; SIAGI, Z. Combustion of agricultural residues. *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 26, p. 1–27, 2000.

WILSON, D.; LOBO, W.; HOTTEL, H. Heat transmission in radiant sections of tube stills. *Industrial and Engineering Chemistry*, p. 486–493, 1932.

ZHANG, J.; SAIMBI, S. Case study of a dedicated biomass firing system at fiddlers ferry power station, uk. In: *Alstom Annual Conference 2007 Lisbon*, 2007.

ZUKAUSKAS, A. Heat transfer from tubes in crossflow. *Advances in heat transfer*, v. 18, p. 87–159, 1987.

APÊNDICE A

Análise dos combustíveis

Tabela A.1 – Análise do carvão mineral.

Análise imediata		
Carbono fixo	Base seca [%]	
Umidade	38,83	
Cinzas	0,3	
Material volátil	41,89	
	19,10	
Análise elementar		
	Como recebida [%]	Base seca [%]
Carbono	46,15	46,29
Hidrogênio	3,01	3,02
Enxofre	1,17	1,17
Oxigênio	6,64	6,66
Nitrogênio	0,82	0,82
Cloro	0,02	0,02
Poder calorífico		
	Como recebida [kJ/kg (kcal/kg)]	Base seca [kJ/kg (kcal/kg)]
PCS	17.775 (4.252)	17.828 (4.265)
PCI	17.162 (4.106)	17.213 (4.118)
	$(A/F)_s = 5,568 \text{ kg/kg}_{cb}$	

†Fonte: Fuller e Pereira (2009).

Tabela A.2 – Análise da palha de arroz.

Análise imediata		
	Como recebida [%]	Base seca [%]
Carbono fixo	13,84	14,98
Umidade	7,58	-
Cinzas	12,88	13,94
Material volátil	65,70	71,09
Análise elementar		
	Como recebida [%]	Base seca [%]
Carbono	39,00	42,20
Hidrogênio	5,33	5,76
Enxofre	0,20	0,22
Oxigênio	34,21	37,02
Nitrogênio	0,71	0,77
Cloro	0,09	0,10
Poder calorífico		
	Como recebida [kJ/kg (kcal/kg)]	Base seca [kJ/kg (kcal/kg)]
PCS	14.784 (3.536)	15.997 (3.827)
PCI	13.540 (3.239)	14.650 (3.505)
$(A/F)_s = 5,568 \text{ kg/kg}_{cb}$		

†Fonte: Fuller e Pereira (2009).

APÊNDICE B

Incertezas de medição

A incerteza de uma medição reflete a falta de conhecimento do valor do mensurando, sendo a medição somente uma estimativa do valor exato medido (ISO, 2003). Este comportamento é resultado de efeitos aleatórios e da correção imperfeita para os efeitos sistemáticos.

A incerteza padrão do tipo A é calculada a partir de sua relação com o valor do desvio padrão experimental obtido de um determinado número de medições. Seu cálculo é feito obtendo o desvio padrão da média, descrita na equação (B.1). Obtendo esse valor, a incerteza padrão é calculada através da relação com o número de medições realizadas, mostrada na equação (B.2).

$$s^2(\bar{q}) = \frac{\frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (q_k - \bar{q})^2}{n} \quad (\text{B.1})$$

$$u(q) = \frac{s(\bar{q})}{\sqrt{n}} \quad (\text{B.2})$$

onde $s(\bar{q})$ é o desvio padrão experimental da média, n é o número de medições realizadas, q_k é uma observação independente, \bar{q} é a média aritmética das n observações e $u(q)$ é a incerteza padrão do tipo A.

A única fonte de incerteza padrão do tipo A é relacionada aos erros de repetitividade da medição. Este erro é resultado da indicação de valores diferentes para o mesmo sistema medido atuando nas mesmas condições. Este erro é aleatório e a incerteza padrão é calculada através do desvio padrão média experimental. Neste caso, 1500 medições foram realizadas, resultando em infinitos graus de liberdade, considerando uma distribuição normal dos resultados.

Para estimativas de valores onde a grandeza não tenha sido obtida através de observações repetidas, a incerteza padrão é avaliada

por julgamento científico, baseando-se em todas as informações disponíveis sobre a possível variação da grandeza medida. Essa incerteza é normalmente chamada de incerteza padrão do tipo B. O cálculo não é feito por base estatística, mas sim por informações a priori e em observações do comportamento da fonte (KERLIN; SHEPARD, 1982; ASTM, 1974). Em todos os erros, é assumido que as fontes são aleatórias e possuem uma distribuição retangular centrada em zero.

A figura B.1 mostra o circuito equivalente ao sistema de medição de temperatura através de termoresistor instalado no gerador de vapor. Todos os outros equipamentos de medição utilizam os mesmos componentes, alterando apenas o tipo de sensor utilizado para cada grandeza.

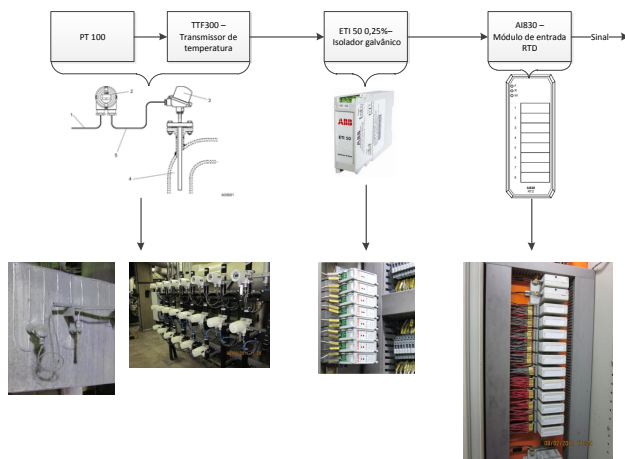


Figura B.1 – Sistema de medição de temperatura.

A separação galvânica é utilizada para o isolamento entre circuitos independentes associados em uma mesma malha e sujeitas a uma diferença de potencial. Sem isto, danos aos instrumentos ou interferências indesejáveis na medição são potencializados. Neste caso, o transdutor ABB ETI 50 é utilizado e as fontes de erros são mostradas na tabela B.1

O módulo de entrada AI810/830RTD é uma ponte entre o isolador galvânico e o dispositivo mostrador. Ele lineariza e converte as grandezas mensuradas. A tabela B.2 mostra suas fontes de erros.

Para medição de temperatura, termopares do tipo K e termoresis-

Tabela B.1 – Fontes de erros do isolador galvânico.

	Erros [%]
Erro máximo	0,5
Erro de linearidade	0,2
Erro de carga	0,2

Tabela B.2 – Fontes de erros do módulo de entrada.

	Erros [%]
Erro máximo	0,1
Resolução	0,025

tores PT100 são utilizados, com transmissor ABB TTF-300. A tabela B.3 mostra as fontes de erros deste transmissor.

Tabela B.3 – Fontes de erros - Temperatura.

	Erros [°C]
Erro combinado	0,35
Junta de referência	0,1
Termopar tipo J	0,35
Termopar tipo K	0,35
PT100	0,08
Deriva temporal	0,35

Para a medição de pressão, o transmissor utilizado é o ABB série 2600T - modelo 262B/D/V/P., do tipo transmissor de pressão diferencial. A tabela B.4 mostra as fontes de erros deste transmissor.

Tabela B.4 – Fontes de erros - Pressão.

	Erros [%]
Erro combinado	0,2
Erro de zero	0,2
Erro de resolução	0,075
Deriva temporal	0,15

O modelo usado na medição de vazão é o ABB VA Master FAM540, do tipo placa de orifício, usado em aplicações que requerem a transmissão de medições de líquidos ou gases, bem como medição de vazão mássica ou volumétrica. A tabela B.5 mostra as fontes de erros deste transmissor.

Tabela B.5 – Fontes de erros - Pressão.

	Erros [%]
Erro combinado	2,1
Reprodutividade	0,25

Para o cálculo da incerteza padrão do tipo B, $u(x_i)$, quando o erro é proporcional (%), é utilizada a seguinte equação

$$u(x_i) = \frac{ERRO[\%] \times \bar{q}}{100\sqrt{3}}; \quad (\text{B.3})$$

ou quando o erro é absoluto, expressa na mesma unidade do valor medido, tem-se

$$u(x_i) = \frac{ERRO[unidade]}{\sqrt{3}}. \quad (\text{B.4})$$

O cálculo da incerteza combinada, u_c , é realizado considerando que todas as incertezas padrões são independentes entre si, manifestando uma tendência aditiva de seu comportamento. Nas incertezas avaliadas no problema, essa consideração é válida, em vista da independência de cada fonte de incerteza. A equação (B.6) mostra o cálculo da incerteza padrão combinada.

$$u_c = \sqrt{u(q)^2 + u(x_1)^2 + u(x_2)^2 + \dots + u(x_n)^2} \quad (\text{B.5})$$

A incerteza expandida determina a faixa de valores que enquadra a incerteza em um nível de confiança desejada. Para os cálculos desse problema, é considerado o nível de confiança de 95,45%, valor comum trabalhado na área de engenharia. O cálculo da incerteza expandida é mostrado pela B.6.

$$U_{95,45} = k_{95,45} u_c \quad (\text{B.6})$$

onde $U_{95,45}$ é a incerteza expandida para um grau de confiança de 95,45%, $k_{95,45}$ é o fator de abrangência, determinado pelo número de graus de liberdade efetivos e o nível de confiança.

Os resultados das incertezas de medição são demonstrados no Cap. 2, associados aos valores medidos.

APÊNDICE C

Propagação de incertezas de medição na modelagem

A análise da propagação de incertezas de medição nos cálculos realizados na modelagem é realizada, assumindo que os valores medidos são aleatórios não dependentes. A incerteza propagada é calculada por

$$U_y = \sqrt{\sum \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \right)^2 U_{x,i}^2} \quad (\text{C.1})$$

onde U_y é a incerteza de medição propagada a variável calculada, y é a função que determina a variável a ser calculada, x_i é a i -ésima variável medida e $U_{x,i}$ é a incerteza expandida da i -ésima variável.

A ferramenta de cálculo de incerteza propagada do software EES (*Engineering Equation Solver*) é utilizada para os cálculos. Os valores das incertezas expandidas são utilizados. O software calcula as derivadas parciais em cada equação em função da variável calculada e através da equação (C.1) calcula a incerteza propagada. A tabela C.1 mostra os principais valores obtidos para a modelagem Termodinâmica.

A tabela C.2 mostra os principais valores obtidos para a análise de transferência de calor no superaquecedor secundário.

Tabela C.1 – Incerteza de medição propagada na modelagem Termodinâmica

Variável	Valor	Incerteza
η_c [%]	82,50	0,43 (0,5%)
L_{amb} [%]	0,08	0,005 (6,2%)
L_{cz} [%]	0,45	0,012 (2,7%)
L_{cnq} [%]	8,67	0,22 (2,5%)
L_{gc} [%]	8,26	0,50 (6,0%)
m_{cb} [t/h]	29,51	1,87 (6,3%)
$PCIca$ [kcal/kg]	4347	112 (2,57%)
$PCIpa$ [kcal/kg]	3197	66 (2,1%)
T_{ad} [°C]	2168,0	4,2 (0,2%)
$TgFOR$ [°C]	911,2	9,8 (1,1%)
$TgSA2$ [°C]	809,9	12,02 (1,5%)
$TgSA1$ [°C]	480,0	14,4 (3,0%)
$TgECO$ [°C]	351,7	13,4 (3,8%)
$TgAL$ [°C]	227,5	11,8 (5,2%)
\dot{V}_{ar} [Nm^3/h]	159.589	9.244(5,8%)
\forall_{CO_2} [Nm^3/Nm_{gc}^3]	0,149	0,001 (0,7%)
\forall_{H_2O} [Nm^3/Nm_{gc}^3]	0,065	0,002(3,1%)
\forall_{O_2} [Nm^3/Nm_{gc}^3]	0,026	0,00003(0,1%)
\forall_{SO_2} [Nm^3/Nm_{gc}^3]	0,002	0,0002(10%)

Tabela C.2 – Incerteza de medição propagada na modelagem da transferência de calor na fornalha.

Variável	Valor	Incerteza
ε_{fl} [–]	0,36	0,003 (0,8%)
ε_f [–]	0,51	0,003 (0,5%)
$TgFOR$ [°C]	1033	66,7 (6%)

APÊNDICE D

Informações sobre convecção externa

Neste apêndice são apresentadas informações adicionais para o cálculo da convecção externa em feixes tubulares. As figuras D.1 e D.2 mostram as diferentes disposições dos tubos para feixes tubulares e as distâncias características s_1 , s_2 e s_3 .

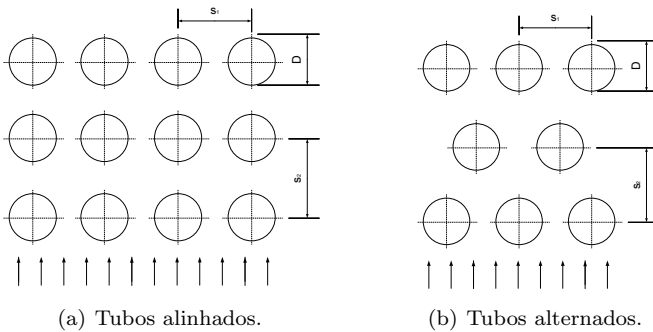


Figura D.1 – Arranjo de tubos.

A tabela D.1 mostra os valores dos coeficientes C e m para diferentes números de Reynolds e configuração dos tubos, como mostrado no Cap. 2.

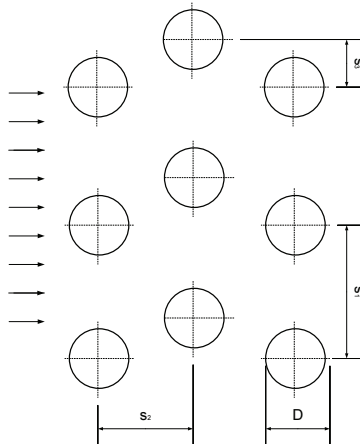


Figura D.2 – Tubos parcialmente alternados.

Tabela D.1 – Valores de C e m .

Configuração dos tubos	Re_D	C	m	n
Alinhado	16 - 100	0,9	0,4	0,36
Alinhado	100 - 1000	0,52	0,5	0,36
Alinhado ($a/b > 0,7$)	$1000 - 2 \times 10^5$	0,27	0,63	0,36
Alinhado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0,033	0,8	0,4
Alternado	1,6 - 40	1,04	0,4	0,36
Alternado	40 - 1000	0,71	0,5	0,36
Alternado ($a/b < 2$)	$1000 - 2 \times 10^5$	$0,35(a/b)^{0,2}$	0,6	0,36
Alternado ($a/b > 2$)	$1000 - 2 \times 10^5$	0,4	0,6	0,36
Alternado ($Pr > 0,7$)	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	$0,031(a/b)^{0,2}$	0,8	0,4
Alternado ($Pr = 0,7$)	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	$0,027(a/b)^{0,2}$	0,8	1

†Fonte: Zukauskas (1987).

APÊNDICE E

Propriedades dos gases de combustão

Para o cálculo das propriedades dos gases de combustão, são utilizadas as composições mássicas mostradas na tabela E.1.

Tabela E.1 – Composição dos gases de combustão de combustível.

Componente	Carvão [<i>kg/kg_{cb}</i>]	10% Palha [<i>kg/kg_{cb}</i>]
<i>CO</i> ₂	0,219	0,219
<i>H</i> ₂ <i>O</i>	0,039	0,045
<i>N</i> ₂	0,711	0,705
<i>O</i> ₂	0,028	0,028
<i>SO</i> ₂	0,003	0,003

A figura E.1 mostra a variação do calor específico com a temperatura para os gases de combustão da queima de carvão, de 10% de palha de arroz em base térmica e do ar.

A figura E.2 mostra a variação da densidade com a temperatura para os gases de combustão da queima de carvão e do ar. Este valor permaneceu constante para a queima com 10% de palha de arroz.

A figura E.3 mostra a variação da viscosidade dinâmica com a temperatura para os gases de combustão da queima de carvão, de 10% de palha de arroz em base térmica e do ar.

A figura E.4 mostra a variação da condutividade térmica com a temperatura para os gases de combustão da queima de carvão, de 10% de palha de arroz em base térmica e do ar.

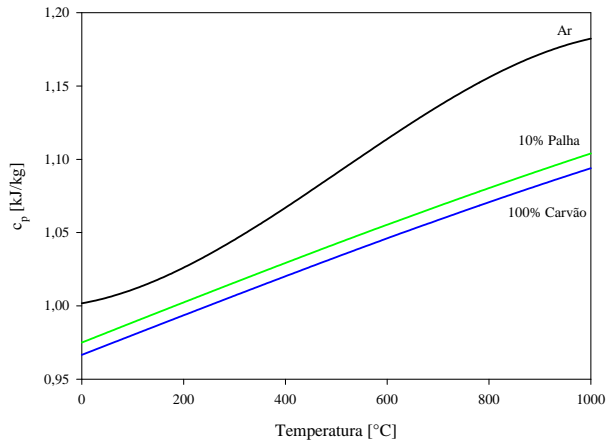


Figura E.1 – Variação do calor específico dos gases de combustão com a temperatura.

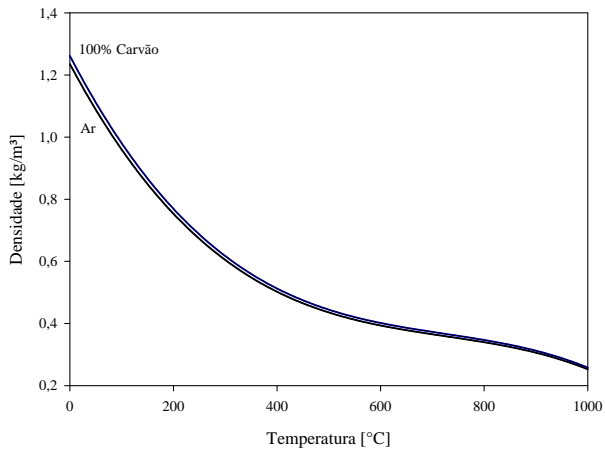


Figura E.2 – Variação da densidade dos gases de combustão com a temperatura.

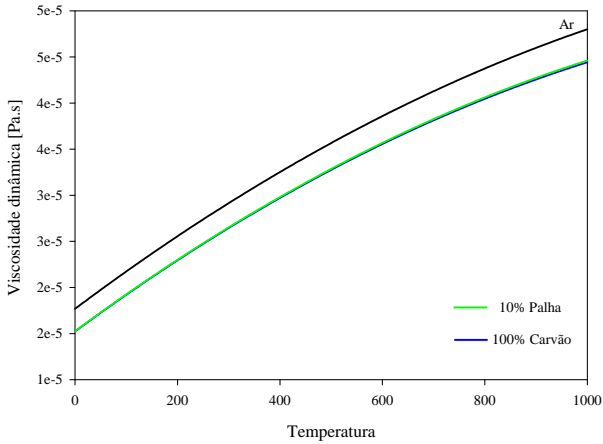


Figura E.3 – Variação da viscosidade dinâmica dos gases de combustão com a temperatura.

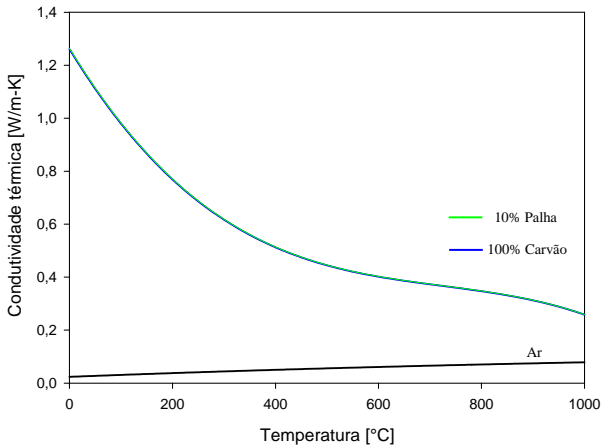


Figura E.4 – Variação da condutividade térmica dos gases de combustão com a temperatura.