

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

**ESTUDO NUMÉRICO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E DEPOSIÇÃO DE
CINZAS EM CALDEIRAS COM QUEIMA DE CARVÃO PULVERIZADO**

Tese submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

RAFAELA FROTA REINALDO

Florianópolis, dezembro de 2004

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

**ESTUDO NUMÉRICO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E DEPOSIÇÃO DE
CINZAS EM CALDEIRAS COM QUEIMA DE CARVÃO PULVERIZADO**

RAFAELA FROTA REINALDO

Esta tese foi julgada adequada para a obtenção do título de

DOUTOR EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

Edson Bazzo, Dr. Eng. – Orientador

João Luis Toste de Azevedo, Dr. – Co-orientador

José A. Bellini da Cunha Neto, Dr. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Clovis Raimundo Maliska, Ph.D. – Presidente

Márcio Luiz de Souza Santos, Ph.D.

Carlos Alberto Gurgel Veras, Dr. (Relator)

Amir Antônio Martins Oliveira Jr., Ph.D.

João Luis Toste de Azevedo, Dr.

**Aos meus pais, Noemi e Costinha,
Ao meu marido Heitor,
Ao meu filho Humberto,
Pelo amor.**

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais Noêmi Frota Reinaldo e Lourenço Humberto Portela Reinaldo pela minha formação pessoal.

Ao meu querido marido e companheiro Heitor Victor Ribeiro Camargo, pelo apoio, incentivo e encorajamento durante todo esse percurso.

À amiga Thamy Cristina Hayashi pela hospitalidade em Lisboa.

Aos professores Edson Bazzo e João Luis Toste de Azevedo pela orientação deste trabalho.

Aos professores Paulo César Phillipi e Celso Fernandes pela disponibilização do programa Imago.

À Universidade Federal de Santa Catarina e ao Instituto Superior Técnico, onde foi desenvolvida esta tese.

Aos membros da banca, pelos valiosos comentários e sugestões apresentados ao presente trabalho.

Ao CNPq e à Capes pelo apoio financeiro.

Aos amigos que tornaram mais alegres e divertidos os períodos em Florianópolis e em Lisboa.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	A IMPORTÂNCIA DO CARVÃO NOS CENÁRIOS ENERGÉTICOS MUNDIAL E BRASILEIRO	2
1.2	CLASSIFICAÇÃO E SISTEMAS DE QUEIMA DE CARVÃO.....	6
1.3	DEGRADAÇÃO DE TUBOS EM CALDEIRAS.....	12
1.4	DEPOSIÇÃO DE CINZAS	16
1.5	MOTIVAÇÃO DO PRESENTE ESTUDO	17
1.6	ORGANIZAÇÃO DA TESE	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	20
2.1	MODELOS DE FORNALHA COM BASE NO ESCOAMENTO.....	20
2.2	MODELOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM CALDEIRAS	26
2.3	MODELOS DE DEPOSIÇÃO DE CINZAS.....	27
3	MODELOS MATEMÁTICOS	32
3.1	MODELO DE DESCRIÇÃO DA FASE GASOSA	32
3.2	MODELO PARA A FASE PARTICULADA	44
3.3	TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR RADIAÇÃO	54
3.4	TRANSFERÊNCIA DE CALOR NOS FEIXES TUBULARES.....	57
4	CONDIÇÕES DE APLICAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO.....	67
4.1	GEOMETRIA E CONFIGURAÇÃO DA UNIDADE GERADORA DE VAPOR	67
4.2	CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS	69
4.3	DISCRETIZAÇÃO UTILIZADA	73
4.4	CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO ASSUMIDAS PARA AS SIMULAÇÕES.....	76
5	RESULTADOS	79
5.1	ANÁLISE DE MALHA E DE CONDIÇÕES DE ENTRADA	79
5.2	ANÁLISE DE PROPRIEDADES DAS PAREDES E DE ARRANJO DE QUEIMADORES	82
5.3	ANÁLISE DETALHADA DO ESCOAMENTO, COMBUSTÃO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	86
6	CONCLUSÃO.....	121
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	123
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	124
	Apêndice 1 Caracterização dos depósitos de cinza e escória	132
	Apêndice 2 Propriedades dos depósitos de cinzas.....	141

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Queima em grelha	8
Figura 2 – Regimes de fluidização	9
Figura 3 –Tipos de fornalha para queima de carvão pulverizado.....	10
Figura 4 – Fornalha com queima em suspensão.....	11
Figura 5 – Rompimento de tubo por sobreaquecimento de curta duração.....	13
Figura 6 – Resistência à fluência.....	14
Figura 7 – Temperaturas medidas nos tubos do superaquecedor final e reaquadecor final	15
Figura 8 – Depósito de cinzas nos tubos do superaquecedor final.....	17
Figura 9 – Procedimento de solução numérico para um modelo de combustão	21
Figura 10 – Câmara de mistura de combustível e ar	37
Figura 11 – Representação do método transferência discreta	56
Figura 12 – Condição de contorno troca radiativa	57
Figura 13 – Temperaturas em uma seção de tubo	59
Figura 14 – Seção transversal do tubo.....	59
Figura 15 – Esquema do seccionamento do trocador de calor	61
Figura 16 – Planos fictícios associados a um trocador de calor.....	63
Figura 17 – Acoplamento da radiação entre as regiões da fornalha e dos trocadores de calor	65
Figura 18 – Procedimento de cálculo do calor transferido para os feixes tubulares.	66
Figura 19 – Caldeira e seus componentes	68
Figura 20 – Superaquecedor final.....	68
Figura 21 – Reaquecedor final.....	69
Figura 22 – Malha para o escoamento.....	74
Figura 23 – Malha para a radiação	75
Figura 24 – Distribuição do diâmetros das partículas	76
Figura 25 – Arranjos dos queimadores.....	78
Figura 26 – Campos de velocidades para as malhas grosseira e fina.....	80
Figura 27 – Calor Transferido	84
Figura 28 – Velocidade dos gases na fornalha, arranjo A, FQM = 0%.....	87
Figura 29 – Velocidade dos gases na fornalha, arranjo B, FQM = 0%.....	87
Figura 30 – Velocidade dos gases na fornalha, arranjo B, FQM = 100%.....	88
Figura 31 – Taxa de liberação dos voláteis	89
Figura 32 – Taxa de combustão da matriz carbonífera, arranjo A, FQM = 0 %.....	91

Figura 33 – Taxa de combustão da matriz carbonífera, arranjo A, FQM = 100%.....	91
Figura 34 – Taxa de combustão da matriz carbonífera, arranjo B, FQM = 0%.....	92
Figura 35 – Taxa de combustão da matriz carbonífera, arranjo B, FQM = 100%.....	92
Figura 36 – Fração de mistura, arranjo A, FQM = 0%.....	94
Figura 37 – Fração de mistura, arranjo A, FQM = 100%.....	94
Figura 38 – Fração de mistura, arranjo B, FQM = 0%.....	95
Figura 39 – Fração de mistura, arranjo B, FQM = 100%.....	95
Figura 40 – Temperatura dos gases na fornalha, planos laterais, arranjo A, FQM = 0%.	97
Figura 41 – Temperatura dos gases na fornalha, planos laterais, arranjo A, FQM = 100%.	97
Figura 42 – Temperatura dos gases na fornalha planos frontais, arranjo A, FQM = 0%.....	98
Figura 43 – Temperatura dos gases na fornalha planos frontais, arranjo A, FQM = 100%.....	98
Figura 44 – Temperatura dos gases na fornalha, planos laterais, arranjo B, FQM = 0%.....	99
Figura 45 – Temperatura dos gases na fornalha, planos laterais, arranjo B, FQM = 100%....	100
Figura 46 – Temperatura dos gases na fornalha,planos frontais, arranjo B, FQM = 0%.	100
Figura 47 – Temperatura dos gases na fornalha,planos frontais, caso B, FQM = 100%.	101
Figura 48 – Fluxo de calor por radiação para as paredes da fornalha, arranjo A.....	102
Figura 49 – Fluxo de calor por radiação para as paredes da fornalha, arranjo B.....	103
Figura 50 – Vazão de vapor nos tubos do superaquecedor final.....	104
Figura 51 – Fluxo de radiação no plano de entrada do superaquecedor, arranjo A.....	105
Figura 52 – Fluxo de radiação no plano de entrada do superaquecedor, arranjo B.....	105
Figura 53 – Temperatura dos gases no plano de entrada do superaquecedor, arranjo A.....	107
Figura 54 – Temperatura dos gases no plano de entrada do superaquecedor, arranjo B.....	107
Figura 55 – Velocidade normal ao plano de entrada do superaquecedor final, arranjo A.....	108
Figura 56 – Velocidade normal ao plano de entrada do superaquecedor final, arranjo B.....	108
Figura 57 – Temperatura do vapor na primeira fileira de tubos, arranjo A, FQM = 0%.....	109
Figura 58 – Temperatura do vapor na primeira fileira de tubos, arranjo A, FQM = 100% ...	109
Figura 59 – Temperatura do vapor na primeira fileira de tubos, arranjo B, FQM = 0%.....	110
Figura 60 – Temperatura do vapor na primeira fileira de tubos, arranjo B, FQM = 100%....	110
Figura 61 – Temperatura de metal dos tubos, arranjo A, FQM = 0%.....	111
Figura 62 – Temperatura de metal dos tubos, arranjo A, FQM = 100%.....	111
Figura 63 – Temperatura de metal dos tubos , arranjo B, FQM = 0%.	112
Figura 64 – Temperatura de metal dos tubos, arranjo B, FQM = 100%.....	112
Figura 65 – Temperatura de metal na região inferior dos tubos.....	113
Figura 66 – Vazão de vapor nos tubos do superaquecedor final, após a instalação dos controladores de fluxo.....	113

Figura 67 – Temperatura de metal dos tubos, arranjo B, FQM = 0%, com controladores de fluxo.....	114
Figura 68 – Temperatura de metal na região inferior dos tubos após a colocação dos restritores de fluxo	114
Figura 69 – Temperatura de metal da seção de saída do superaquecedor final, arranjo A	115
Figura 70 – Mapa de deposição das partículas, arranjo A, FQM = 0%	117
Figura 71 – Mapa de deposição das partículas, arranjo A, FQM = 100%	117
Figura 72 – Mapa de deposição das partículas, arranjo B, FQM = 0%.....	118
Figura 73 – Mapa de deposição das partículas, arranjo B, FQM = 100%.....	118
Figura 74 – Mapa de deposição das partículas, arranjo A.....	119
Figura 75 – Mapa de deposição das partículas, arranjo B.....	119
Figura 76 – Amostras do depósitos	132
Figura 77 – Imagem obtida via microscopia eletrônica do depósito de cinzas do superaquecedor final com aumento de 25 x	134
Figura 78 – Composição química elementar do depósito de cinzas.....	134
Figura 79 – Imagem obtida via microscopia eletrônica do depósito de cinzas do superaquecedor final com aumento de 150 x	135
Figura 80– Imagem obtida via microscopia eletrônica do depósito de cinzas do superaquecedor final com aumento de 300 x	136
Figura 81 – Imagem obtida via microscopia eletrônica do depósito de escória formado na região dos queimadores.	136
Figura 82 – Composição química elementar do depósito de escória	137
Figura 83 – Imagem binarizada da microscopia eletrônica do depósito de cinzas com aumento de 25 x.....	138
Figura 84 – Imagem binarizada da microscopia eletrônica do depósito de cinzas com aumento de 300 x.....	139
Figura 85 – Estrutura porosa em camadas.....	142
Figura 86 – Arranjo de cúbico de esferas, modelo de Rayleigh.....	142
Figura 87 – Arranjo de cubos, modelo de Russell.....	142
Figura 88 – Estrutura de células cúbicas, modelo de Leach.....	143
Figura 89 – Coeficiente de transferência de calor efetivo	144
Figura 90 – Condutividade térmica efetiva, porosidade = 44,5%	145

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Reservas Mundiais de Combustíveis Fósseis 2002	2
Tabela 2 – Reservas Mundiais de Carvão, 2002	3
Tabela 3 – Reservas Brasileiras de Carvão, 2000	3
Tabela 4 – Produção de energia primária, 2000	4
Tabela 5 – Reservas energéticas brasileiras, 2000	4
Tabela 6 – Geração de eletricidade, 2000 – Centrais Elétricas de Serviço Público	5
Tabela 7 – Classificação do carvão	7
Tabela 8 – Coeficientes do modelo de turbulência k-epsilon.....	35
Tabela 9 – Valores de ϕ , Γ_ϕ , S_ϕ	42
Tabela 10 – Coeficientes da propriedade ϕ	44
Tabela 11 – Vazões do circuito água/vapor.....	69
Tabela 12 – Temperatura e pressão do circuito água/vapor	70
Tabela 13 – Vazões e temperaturas ar/carvão nos queimadores	70
Tabela 14 – Análise imediata do carvão.....	71
Tabela 15 – Análise elementar do carvão.....	71
Tabela 16 – Análise granulométrica do carvão por peneiramento	71
Tabela 17 – Análise química das cinzas de carvão	72
Tabela 18 – Análise granulométrica por difração a laser	72
Tabela 19 – Parâmetros da distribuição granulométrica das cinzas	73
Tabela 20 – Diâmetros de partículas	75
Tabela 21 – Condições de operação	77
Tabela 22 – <i>Grid convergence index</i> (GCI)	80
Tabela 23 – Calor transferido, potência 125 MWe.	81
Tabela 24 – Calor transferido, potência 125 MWe	82
Tabela 25 – Calor transferido, potência 137 MWe	82
Tabela 26 – Taxas de transferência de calor (MW) e temperatura de saída do vapor (K).....	83
Tabela 27 – Comparação das taxas de transferência de calor relativamente aos valores calculados para o Caso 1 (%).....	84
Tabela 28 – Colisão e deposição das partículas	120
Tabela 29 – Análise química do depósito de cinzas.....	133
Tabela 30 – Porosidade dos depósitos de cinzas	140

SIMBOLOGIA

Alfabeto Latino:

A	Área	[m ²]
A _f	Área frontal	[m ²]
C _D	Coeficiente de arraste	
C _μ , c _{ε1} , c _{ε2}	Coeficientes do modelo k-epsilon	
C _{G1} , C _{G2}	Coeficientes do modelo fração de mistura-variância	
c _p	Calor específico	[J/kg·K]
c _z	Fator de correção da perda de carga nos tubos	
d _p	Diâmetro da partícula	[m]
D _c	Diâmetro do cilindro	[m]
D _e	Diâmetros externo do tubo	[m]
D _i	Diâmetro interno do tubo	[m]
D _k	Coeficiente de difusão da espécie k	[m ² /s]
E	Parâmetro de rugosidade da parede,	
E _v	Energia de ativação	[J/mol]
E*	Poder emissivo modificado	
E _b	Poder emissivo do corpo negro	[W/m ²]
f	Fração de mistura; fator de fricção de Moody	
f _A	Força de arraste por unidade de volume	[N/m ³]
F	Fator de forma	
g	Variância da fração de mistura	
g	Vetor aceleração gravitacional	[m/s ²]
G _{in}	Energia radiativa que entra no plano fictício	[W/m ²]
G _{out}	Energia radiativa que sai no plano fictício	[W/m ²]
G _t	Irradiação dos tubos	[W/m ²]
h	Entalpia [J/kg]; coeficiente de transferência de calor	[W/m ² ·K]
h _d	Coeficiente de difusão de massa	[m ² /s]
i	Coeficiente estequiométrico	
I	Intensidade de radiação	[W/m ² ·sr]
J	Radiosidade	[W/m ²]
k	Energia cinética turbulenta [m ² /s ²]; condutividade térmica	[W/m·K]
K	Coeficiente de perda de carga localizada	
L	Comprimento	[m]

Le	Número de Lewis	
m_p	Massa da partícula	[kg]
\dot{m}_S	Fluxo mássico de vapor	[kg/s]
N_L	Número de tubos na direção longitudinal	
P	Pressão; função densidade de probabilidade	[Pa]
P_k	Termo de produção de energia cinética turbulenta	
Pr	Número de Prandlt	
q	Fluxo de calor	[W/m ²]
Q	Taxa de transferência de calor	[W]
Re	Número de Reynolds	
R_f	Resistência de transferência de calor devido aos depósitos de cinzas	[m ² K/W]
R_{ox}	Resistência de transferência de calor devido à camada de óxido	[m ² K/W]
s	Direção do raio	
S	Termo fonte	
Sc	Número de Schmidt	
Sh	Número de Sherwood	
S_L	Espaçamento longitudinal	[m]
St	Número de Stokes	
S_T	Espaçamento transversal	[m]
t	Tempo	[s]
T	Temperatura	[K]
u_i	Componente da velocidade na direção i	[m/s]
u	Vetor velocidade	[m/s]
U^+	Velocidade adimensional	
U_{gs}	Coefficiente de transferência de calor gás/superfície	[W/m ² ·K]
U_{sf}	Coefficiente de transferência de calor superfície/fluido	[W/m ² ·K]
v	Módulo da velocidade	[m/s]
V	Massa de voláteis	[kg]
V_t	Volume total	[m ³]
Y	Fração mássica	
y_p^+	Distância adimensional normal à parede	

Alfabeto Grego:

β Porosidade

$\Delta h_{f,k}^0$	Entalpia de formação da espécie k	[J/kg]
Δp	Perda de carga nos tubos	[Pa]
Δt	Intervalo de tempo	[s]
ε	Dissipação da energia cinética turbulenta	[m ² /s ³]
ε_t	Emissividade do tubo	
ϕ	Escalar	
Φ	Função de fase do espalhamento	
η_I	Probabilidade de impacto	
η_c	Probabilidade de adesão	
κ	Constante de von Karman; coeficiente de absorção	[m ⁻¹]
λ	Comprimento de onda	[nm]
μ	Viscosidade	[kg /s·m]
Ω	Ângulo sólido	[sr]
ρ	Massa específica [kg/m ³], refletividade	
σ	Desvio padrão; numero de Prandlt turbulento; coeficiente de espalhamento	[m ⁻¹]
χ	Propriedade extensiva conservada	
τ	Tempo de relaxação da partícula, transmissividade	
τ_w	Tensão cisalhante na parede	[N/m ²]

Subscritos:

ant	Anterior
conv	Convecção
e	Efetivo
F	Combustível
g	Fase gasosa
i	Iteração
O	Oxidante
p	Partícula
rad	Radiação
st	Estequiométrico
t	Turbulento, tubo
tot	Total
w	Parede

RESUMO

O uso de ferramentas computacionais na simulação numérica do escoamento, combustão, transferência de calor e formação de poluentes em centrais termelétricas vem recebendo atenção crescente na solução de problemas diversos. Diferentes códigos computacionais existentes no mercado representam hoje uma ferramenta de valor fundamental no aperfeiçoamento de projetos de novas unidades geradoras de vapor, permitindo otimizar condições de operação, reduzir as emissões de poluentes, investigar o mau funcionamento dos equipamentos e propor as medidas corretivas pertinentes. No caso específico das unidades geradoras de vapor do complexo Jorge Lacerda de Capivari de Baixo-SC, a maioria das paradas forçadas ocorre devido a falhas em tubos de caldeiras devido na maioria dos casos a falhas por fluência. A deposição de cinzas nas superfícies de transferência de calor de caldeiras é também um problema associado ao uso de carvão pulverizado, pois reduz a transferência de calor na caldeira, diminuindo assim a sua eficiência térmica. Este trabalho tem como objetivo aplicar um modelo de cálculo tridimensional e complementá-lo de forma a descrever o escoamento, transferência de calor e deposição de cinzas na zona dos painéis de tubos radiantes de uma caldeira com queima de carvão pulverizado de uma central termelétrica existente. A descrição do escoamento e transferência de calor por convecção em feixes tubulares baseia-se em correlações empíricas aplicadas com propriedades locais. As trocas de calor por radiação baseiam-se no método das zonas acoplado com o cálculo da irradiação da fornalha na seção de entrada dos feixes tubulares, calculada pelo modelo tridimensional. Para analisar a transferência de calor nos tubos, implementou-se ainda o cálculo da distribuição do escoamento nos tubos, explorando a possibilidade de se utilizar controladores de fluxo. Para analisar a deposição de cinzas nas paredes dos tubos, desenvolveu-se e aplicou-se um modelo baseado nos conceitos de eficiência de impacto e probabilidade de adesão das partículas. São comparados resultados numéricos com medidas da temperatura nos superaquecedores e reaquecedores de uma caldeira de central termelétrica existente, para diferentes condições de operação. Analisou-se a influência exercida pelos queimadores localizados na câmara de combustão e simulou-se também o uso de controladores de fluxo de vapor para a uniformização das temperaturas dos feixes tubulares. Foram efetuados cálculos do arraste e deposição de partículas nas paredes da caldeira e quantificados os fluxos de partículas à entrada dos feixes tubulares, permitindo concluir que a distribuição é muito influenciada pelos cálculos junto ao queimador. A fração de partículas que adere nas superfícies é estimada entre 47 e 78% do total das partículas incidentes.

Palavras chave: Geração termelétrica, Caldeiras de vapor, Combustão de carvão pulverizado, Falhas em feixes tubulares, Deposição de cinzas.

ABSTRACT

The use of numerical models for the flow, combustion, heat transfer and pollutant formation in boiler furnaces is receiving increased attention in the solution of different problems. Several computational codes available in the market are used nowadays as tools for improving the design of new boilers focusing on the optimization of operating conditions to increase efficiency and reduce pollutant emissions. For existing boilers models are used to analyze mal functions and propose corrective measures. In the specific case of the boilers in Jorge Lacerda Capivari de Baixo – SC, power plant, most of the unplanned outages are due to tube failures caused by creep. Metallographic analyses have shown that the superheater and reheater tubes operate at temperatures higher than the recommended ones, decreasing the residual life time. In addition, the deposition of ash is one of the main problems associated with the use of pulverized coal. The deposits reduce the rate of heat transfer to the steam tubes decreasing the overall boiler efficiency. This work has the objective of applying a three-dimensional numerical model to describe the flow, heat transfer and particle deposition in the radiant tube panels of an existing boiler in a power plant. The flow and convection heat transfer in tube banks is described using empirical correlations applied with local properties. The radiative heat transfer is based on the zonal method coupled with the calculation of the irradiation from the furnace at the inlet section of the radiant tube panels. To analyze heat transfer the flow distribution of the steam in the tubes is also considered, exploring the possibility of using flow restrictions in selected tubes. To analyze ash deposition in the boiler walls, a model is developed based on the concepts of impact and probability of adhesion. The numerical results are compared with measured temperatures at the exit of the superheater and reheater for different operating conditions. The influence of the burners is analyzed as well as the possibility of using flow restrictions in chosen tubes to level the temperature field along the tubes. Calculations were also done for the rate of particle impact at the boiler walls, the distribution being strongly dependent on the near burner calculation. The fraction of particles that stick to the walls represent between 47 and 78% of the impinging particles

Keywords: Thermal Power Generation, Steam boilers, Pulverized coal combustion, Bundle tubes failures, Ash deposition.

1 INTRODUÇÃO

O sistema elétrico brasileiro é baseado na geração hidroelétrica, sendo, portanto, fortemente dependente dos níveis d'água dos reservatórios. Apesar da sua pequena participação, a geração termelétrica representa um fator de segurança do sistema elétrico. De forma a aumentar a disponibilidade das termelétricas e evitar riscos de falta de abastecimento de energia é primordial minimizar as suas freqüências de paralisações. Em unidades geradoras de vapor com queima de carvão pulverizado estas paralisações são ocasionadas principalmente devido às falhas nos tubos das caldeiras.

Com o propósito de analisar problemas de falhas ocorridos em suas unidades geradoras do complexo Jorge Lacerda, a empresa Tractebel Energia iniciou uma cooperação envolvendo o departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), nas áreas de materiais e ciências térmicas. Visto que a maioria das falhas ocorridas estava relacionada a níveis de temperatura elevados houve então a necessidade de um maior conhecimento dos campos de temperatura e da transferência de calor no interior da caldeira.

Atuando neste sentido, o presente trabalho consiste na simulação numérica dos processos de combustão e transferência de calor no interior de uma caldeira existente com queima de carvão pulverizado. O trabalho foi desenvolvido a partir do código acadêmico *Furnace*, utilizado e aperfeiçoado no Instituto Superior Técnico (Lisboa). Neste modelo foram adicionados componentes que são descritos na presente tese com o objetivo de analisar o escoamento e transferência de calor na zona dos superaquecedores que se pretendia analisar.

Neste capítulo é apresentada a importância do carvão nos cenários mundial e Brasileiro. Em seguida são apresentados, de maneira sucinta, a classificação e os principais sistemas de queima de carvão. Também são apresentados os principais problemas em unidades geradoras de vapor com queima de carvão pulverizado, em particular os observados nas unidades 5 e 6 do complexo Jorge Lacerda. Finalizando apresenta-se a motivação e o conteúdo e estrutura da tese.

1.1 A Importância do carvão nos cenários energéticos mundial e brasileiro

Atualmente a queima de combustíveis fósseis (petróleo, gás natural e carvão) representa 90% da geração mundial de energia (Tissot, 2001). Apesar das outras alternativas para o uso destes combustíveis, as projeções mostram que eles continuarão a suprir a demanda energética em expansão. Com o aumento da demanda mundial os sistemas de combustão precisam melhorar a sua eficiência bem como problemas associados ao ambiente necessitam ser superados, tais como: emissões de CO₂, SO_x, NO_x e particulados na atmosfera.

O carvão é o combustível fóssil com maiores reservas mundiais, devido a sua abundância irá assumir um importante papel no suprimento global de energia. De acordo com Tissot (2001) as reservas totais de petróleo, gás natural e carvão estão estimadas em 425 Gt, 300 Gtep, 750 a 1500 Gtep (giga-toneladas de equivalente de petróleo). As reservas mundiais provadas de combustíveis fósseis e a sua produção anual, segundo o relatório *Statistical Review of World Energy* (BP Amoco, 2003), são apresentadas na Tabela 1. É observado que a reserva de carvão é 4,6 vezes superior às reservas de petróleo ou gás natural, sendo, no entanto a sua produção inferior.

Tabela 1 – Reservas Mundiais de Combustíveis Fósseis 2002

Combustível	Reservas provadas* (Gtep)	Produção anual (Gtep/ano)
Carvão*	659,6	2,4
Petróleo	142,7	3,6
Gás Natural**	143,0	2,3

Fonte: BP Amoco *Statistical Review of World Energy*, 2003.

*reserva provada = viabilidade técnica e econômica estabelecida com elevado grau de confiabilidade

** 1 tonelada de carvão = 0.67 tonelada equivalente de petróleo (aproximadamente)

*** 1 trilhão de pés cúbicos de gás natural = 26 milhões de toneladas equivalentes de petróleo (aproximadamente).

As reservas provadas de carvão no Brasil são pequenas e correspondem apenas a 1,2% das reservas mundiais, segundo BP Amoco (2003), conforme apresentado na Tabela 2.

De acordo com o Balanço Mineral Brasileiro do Departamento Nacional de Produção Mineral (2001), as principais reservas brasileiras de carvão estão localizadas nos estados da região Sul, Paraná, Santa Catarina e Rio Grande do Sul, sendo esse último com maiores reservas, conforme apresentado na Tabela 3.

Tabela 2 – Reservas Mundiais de Carvão, 2002

Pais	Reservas provadas (10 ⁹ t)	Participação
EUA	250,0	25,4%
Rússia	157,0	15,9%
China	114,5	11,6%
Índia	84,4	8,6%
Austrália	82,1	8,3%
Alemanha	66,0	6,7%
África do Sul	49,5	5,0%
Ucrânia	34,2	3,5%
Cazaquistão	34,0	3,5%
Polônia	22,2	2,3%
Brasil	11,9	1,2%

Fonte: BP Amoco Statistical Review of World Energy, 2003.

Tabela 3 – Reservas Brasileiras de Carvão, 2000

Unidade Federativa	Medida* (10 ⁹ t)	Indicada (10 ⁹ t)	Inferida (10 ⁹ t)	Total (10 ⁹ t)
Paraná	0,06	0,03	-	0,10
Santa Catarina	1,53	0,92	0,18	2,62
Rio Grande do Sul	5,76	10,27	6,38	22,41
Total	7,35	11,22	6,55	25,13

Fonte: Departamento Nacional de Produção Mineral, Balanço Mineral Brasileiro, 2001

A Tabela 4 apresenta a participação das diferentes fontes de energia primária no Brasil. É observado que os recursos hídricos são a maior fonte de energia primária, correspondendo a 41,85 % da produção total, segundo o Balanço Energético Nacional do Ministério de Minas e Energia (2001). Das fontes de energia primária não renovável a participação do carvão também é pequena e corresponde a apenas 1,12%.

Apesar da sua pequena participação na produção de energia primária, as reservas brasileiras totais de carvão são superiores às dos outros combustíveis, de acordo com o Balanço Energético Nacional (2001), conforme apresentado na Tabela 5.

Tabela 4 – Produção de energia primária, 2000

Fontes	Produção (mil tep)	Participação (%)
Energia Primária não renovável	78908	37,02
Petróleo	63540	29,81
Gás natural	12858	6,03
Carvão	2381	1,12
Nuclear (Urânio – U308)	129	0,06
Energia Primária renovável	134240	62,98
Hídricos	89208	41,85
Lenha	21482	10,08
Cana-de-açúcar	19527	9,16
Outros	4023	1,89
Total	213149	100,00

Fonte: Ministério de Minas e Energia, Balanço Energético Nacional 2001.

Tabela 5 – Reservas energéticas brasileiras, 2000

Combustível	Reservas totais
	Medidas + indicadas + inferidas (10 ⁹ tep)
Petróleo	1.17
Gás natural	0.21
Carvão mineral *	2.56
Energia nuclear (U308)	1.24

Fonte: Ministério de Minas e Energia, Balanço Energético Nacional 2001.

* admitindo poder calorífico médio de 3900 kcal/kg

O parque gerador de energia elétrica do Brasil é constituído predominantemente por usinas hidrelétricas. De acordo com os dados do Ministério de Minas e Energia (2001), a geração de energia elétrica de origem hidráulica corresponde a 93,5%, enquanto que apenas 6,5% é de origem térmica, conforme apresentado na Tabela 6. Esse panorama torna a geração de energia elétrica fortemente dependente dos níveis de água dos reservatórios das hidrelétricas. Recentemente, no ano de 2000, o país esteve à beira de um colapso energético devido aos baixos níveis dos reservatórios. Com base neste cenário, novos projetos estão em desenvolvimento de modo a permitir aumentar a geração de eletricidade de origem térmica. O Programa Prioritário de Termelétricas, lançado pelo Ministério de Minas e Energia, tem o

propósito de aumentar a geração termelétrica no País. Mesmo levando em conta o recente plano de governo para a instalação de novas centrais termelétricas, a capacidade de geração de energia poderá não atender a expectativa de consumo. Isso significa que, se alguns projetos atrasarem, são grandes os riscos de haver um prolongamento da atual crise de abastecimento de energia. Para atender a demanda crescente e evitar o risco de desabastecimento, o país precisa, além de ampliar sua produção de energia elétrica, preservar o parque gerador existente. Naturalmente, há um esforço continuado para aumentar a margem de segurança do sistema elétrico brasileiro.

Tabela 6 – Geração de eletricidade, 2000 – Centrais Elétricas de Serviço Público

Fontes	Consumo e Geração (k tep)
Consumo de Combustíveis	7234
Gás natural	144
Carvão	2580
Lenha	23
Óleo diesel	1191
Óleo combustível	1578
Urânio	1741
Geração de Eletricidade	25797
Hidráulica	24111
Térmica	1686
Rendimento médio - térmicas	23,2%

Fonte: Ministério de Minas e Energia, Balanço Energético Nacional 2001

No caso específico da região Sul do Brasil, a utilização do carvão mineral para geração termelétrica apresenta vantagens econômicas em relação à utilização do gás natural. Devido à sua abundância na região, o carvão mineral é mais barato, custando, no ano 2000, aproximadamente US\$ 1/milhão de BTU (Ministério de Minas e Energia, Balanço Mineral Brasileiro, 2001), enquanto o gás natural custa aproximadamente US\$ 2,1/milhão de BTU, no ano de 2001 (Petrobrás, Gás & Energia, 2004).

Devido a sua importância no cenário energético mundial, novas tecnologias limpas vêm sendo desenvolvidas de forma a diminuir o impacto ambiental da queima do carvão, visto que este é a principal fonte de emissão de CO₂ e demais poluentes. Dentre estas tecnologias Smoot (1993 a) cita seis aplicações comerciais, são elas: aumento da eficiência de unidades geradoras de vapor, redução do carvão não queimado nas cinzas, seleção de carvão com

menor tendência à formação de depósitos de cinzas, remoção de SO_x através da adição de absorventes, queimadores com baixa produção de NO_x e gaseificação do carvão. Vale a pena ressaltar que o desenvolvimento das tecnologias relacionadas a queima de carvão pulverizado pode ser aplicado à queima de biomassa e outros combustíveis sólidos. Benesh (2001) apresenta avanços recentes em caldeiras de carvão pulverizado e leito fluidizado, apontando para a proposição atual de se operar o ciclo térmico com temperaturas de vapor de até 760°C e com eficiência de até 50%.

1.2 Classificação e sistemas de queima de carvão

O carvão é um combustível fóssil sedimentar constituído principalmente por carbono, hidrogênio, oxigênio e em menor quantidade nitrogênio e enxofre. Além da matéria orgânica o carvão possui material inorgânico que é transformado em cinza durante a queima. O carvão é formado pela transformação da vegetação que é acumulada, soterrada e compactada ao longo de um período de bilhões de anos. Essa transformação ocorre em função do tempo, pressão e atividade de bactérias anaeróbicas, resultando na diminuição da umidade e matéria volátil e no aumento do teor de carbono. A classificação dos tipos de carvão, quanto a sua categoria, é função do nível de carbonização, em ordem crescente: linhito, betuminoso e antracito, conforme descrito abaixo.

Antracito – classe de carvão definida pela ASTM (*American Society for Testing and Materials*) possuindo mais de 86% de carbono fixo e menos de 14% em matéria volátil, em base seca sem matéria inorgânica. Essa classe de carvão é dividida nos grupos semi-antracito, antracito e meta-antracito conforme o aumento do carbono fixo e decréscimo da matéria volátil.

Betuminoso – classe de carvão possuindo menos que 86% de carbono fixo e mais de 14% de matéria volátil, em base seca sem matéria orgânica. É dividida nos grupos de baixo, médio e elevado teor de voláteis A, B e C e sub-betuminoso A,B e C.

Linhito – classe de carvão de baixa categoria com poder calorífico superior menor que 8.300 Btu/lb_m ($\sim 19.300 \text{ kJ/kg}$). É dividido em dois grupos lignito A e B.

A categoria do carvão é baseada no poder calorífico para carvões de baixa categoria, e na porcentagem de carbono fixo para carvões de alta categoria, ambos calculados em base seca sem matéria inorgânica, conforme apresentado na Tabela 7.

Tabela 7 – Classificação do carvão

Categoria	Carbono Fixo (%)	PCS (Btu/lb _m *)
Meta-antracito	>98	
Antracito	92-98	
Semi-antracito	86-92	
Betuminoso, baixo teor de voláteis	78-86	
Betuminoso, teor médio de voláteis	69-78	
Betuminoso, teor elevado de voláteis A		>14.000
Betuminoso, teor elevado de voláteis B		13.000-14.000
Betuminoso, teor elevado de voláteis C		11.500-13.000
Sub-betuminoso A		10.500-11.500
Sub-betuminoso B		9.500-10.500
Sub-betuminoso C		8.300-9.500
Linhito A		6.300-8.300
Linhito B		<6.300

(*)1Btu/lb_m = 2,324kJ/kg Adaptado de Borman e Ragland (1998)

Os três principais sistemas de queima de carvão, em grelha, em leito fluidizado e em suspensão, são descritos a seguir.

1.2.1 Combustão em grelha

A combustão em grelha é um dos sistemas de queima contínua de combustíveis sólidos mais antigos. Neste tipo de sistema, o carvão é suportado por uma grelha, através da qual o ar de combustão é insuflado, atravessando assim a camada de combustível e cinzas. Na Figura 1 apresenta-se um esquema de queima em grelha. Neste caso utilizam-se valores baixos de velocidade do gás que não movimentam os sólidos. Deste modo a movimentação do combustível na grelha é provocada pela sua inclinação e em geral assistida por vibrações provocadas na mesma. Jatos de ar localizados na região acima da grelha também podem ser utilizados para completar a combustão. As fornalhas com queima em grelha são utilizadas em sistemas de geração de vapor de pequeno e médio porte, pois suas dimensões são limitadas pela dificuldade de alimentação e distribuição uniforme do combustível. Uma vantagem dos sistemas com queima em grelha é que o carvão não necessita de uma preparação rigorosa, podendo ser utilizado praticamente como proveniente da mina. Este tipo de sistema também é

utilizado atualmente para a combustão de lenha, resíduos vegetais, bagaço de cana-de-açúcar, lixo urbano, etc.

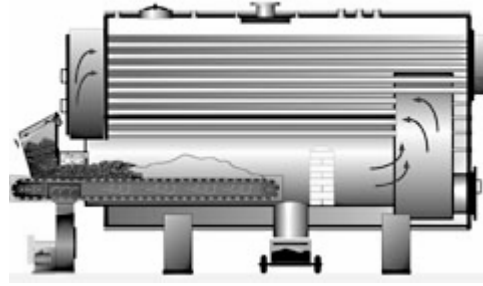


Figura 1 – Queima em grelha

1.2.2 Combustão em leito fluidizado

A Figura 2 apresenta um esquema com os vários regimes de fluidização. Designa-se por fluidização ao processo resultante da passagem de um fluido através de um conjunto denso de partículas que quando suspensas têm um comportamento com algumas semelhanças às de um fluido. A velocidade mínima de fluidização corresponde à velocidade suficiente para manter as partículas suspensas localmente, existindo um leito fixo no caso da velocidade ser inferior. O leito fluidizado é dito borbulhante quando a velocidade é superior ao valor mínimo de fluidização tendo como consequência a formação de bolhas. Em leito fluidizado circulante a velocidade do ar é suficiente para arrastar as partículas para fora do leito, sendo estas recirculadas. Quando os sólidos são arrastados de forma dispersa trata-se da situação de transporte pneumático que tem aplicação em sistemas de combustão de carvão pulverizado descritos na secção 1.2.3.

No processo de combustão em leito fluidizado as partículas sólidas de combustível são misturadas com inertes (areia) e absorventes para o dióxido de enxofre, formando uma massa com elevada inércia térmica permitindo consumir combustíveis com qualidade baixa e variável. A combustão em leito fluidizado é caracterizada por uma intensa agitação das partículas, com elevadas transferências de calor e massa no leito. As superfícies de transferência de calor ficam imersas no leito. Devido à transferência de calor direta para as superfícies de troca, a combustão no leito se dá a temperaturas moderadas (700-900°C). A principal vantagem da combustão em leito fluidizado, em comparação com a combustão em grelha e carvão pulverizado é o controle das emissões de poluentes na própria câmara de combustão; de SO_x, através da adição de absorvente (pedra calcária) e de NO_x pelas baixas temperaturas do leito. Outras vantagens são a possibilidade de queimar combustíveis com elevado valor de umidade sem perigo de gerar instabilidades na combustão ou extinção de

chama, e combustíveis com elevada concentração de matéria inorgânica, visto que as baixas temperaturas de combustão não possibilitam a formação de escória (*slag*) (Borman e Ragland,1998). A combustão em leito fluidizado pode ocorrer à pressão atmosférica ou em sistema pressurizado.

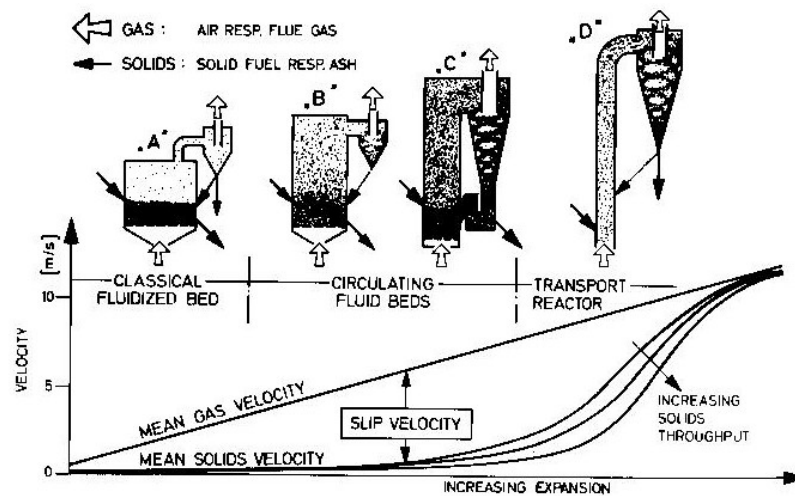


Figura 2 – Regimes de fluidização

(fonte: Hirsh et al., 1986)

1.2.3 Combustão de carvão pulverizado (queima em suspensão)

As fornalhas com queima de carvão pulverizado são utilizadas em sistemas com elevada capacidade de geração. Com esse tipo de queima, o sistema possui uma resposta rápida as oscilações de carga requerida.

As fornalhas de carvão pulverizado para potências elétricas da ordem de 300 MWe possuem dimensões da ordem de 50 m de altura e 15 m de largura. A Figura 3 apresenta os principais tipos de arranjos das fornalhas de carvão pulverizado. O carvão é pulverizado em moinhos, sendo transportado pneumaticamente pelo ar primário, entrando na fornalha através de queimadores. Estes queimadores podem ser de parede, constituídos por entradas de ar concêntricas anulares ou queimadores de células montados em fornalhas de queima rotacional ou tangencial.

Nos queimadores de parede o ar primário e o carvão arrastado entram num anel em torno do queimador de arranque (normalmente a óleo combustível) existindo exteriormente uma ou mais entradas do resto do ar para a combustão que dependente do objetivo pode ser designado por secundário, terciário e de cortina. As entradas de ar possuem rotação (*swirl*) permitindo formar uma zona de recirculação junto ao queimador que promove a ignição do carvão e a estabilidade de chama. Os queimadores de parede são utilizados nas configurações de queima de parede (Figura 3 (a) e (b)), sendo a queima frontal quando montados na mesma parede (a) ou de queima oposta quando montados em paredes opostas (b). Os queimadores de parede são

ainda utilizados em fornalhas do tipo V(f) ou W (g) que se designam métodos de queima descendentes. Neste caso os queimadores estão direcionados para o fundo da fornalha, de modo a aumentar o tempo de residência para as partículas de carvão, sendo utilizado para carvões com baixo teor de voláteis ou com grande quantidade de cinzas. Para queima de carvões com elevado teor de cinzas utilizam-se ainda queimadores ciclone que têm uma câmara primária onde se promove a fusão de parte das cinzas separando-as por inércia.

Nos métodos de queima tangenciais (Figura 3 (c), (d) e (e)), os queimadores estão direcionados ao longo de uma linha tangente a um círculo imaginário no centro da fornalha, criando assim um grande turbilhão. Com a queima do carvão forma-se então uma grande chama esférica, que é controlada pela inclinação dos queimadores. Os queimadores utilizados muitas vezes são constituídos por entradas paralelas podendo a sua orientação vertical e horizontal ser regulada de modo a controlar a posição da zona principal de combustão.

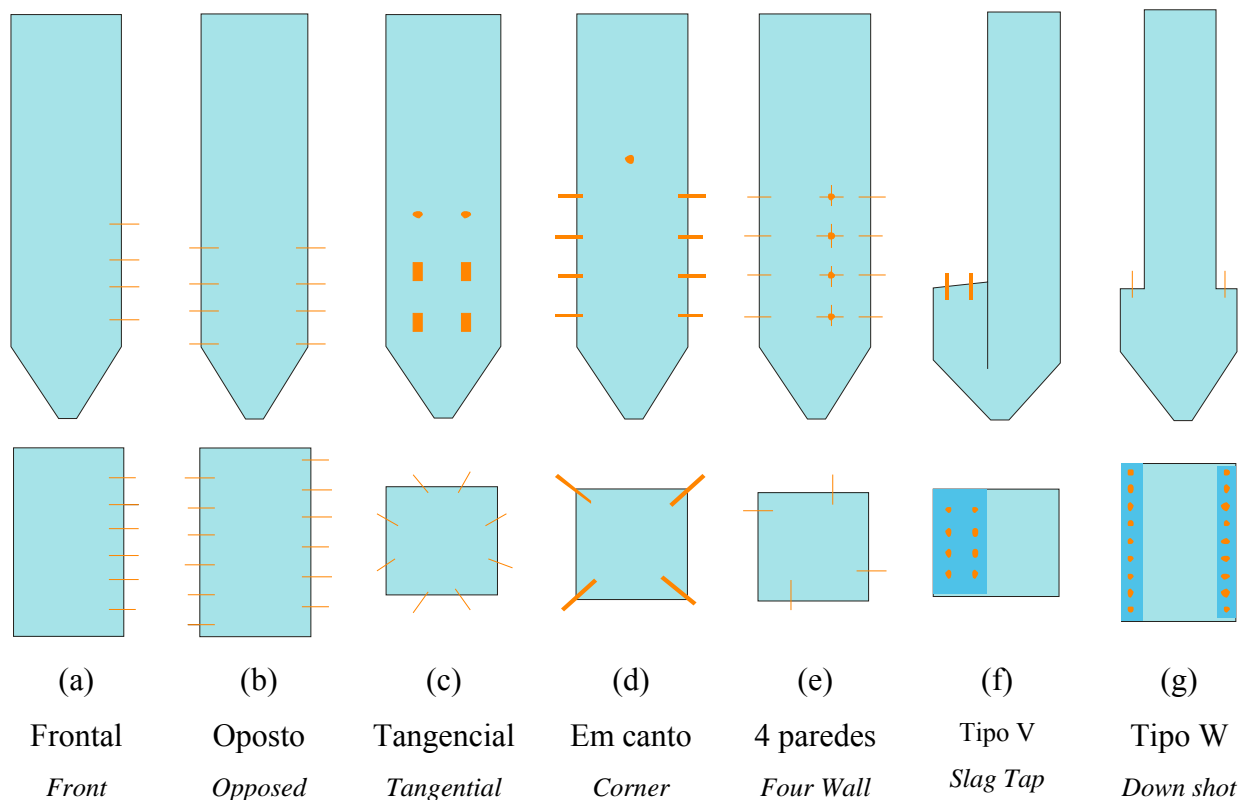


Figura 3 –Tipos de fornalha para queima de carvão pulverizado.

A Figura 4 apresenta a configuração da caldeira de Capivari de Baixo. A fornalha é de queima frontal com queimadores que induzem a rotação do escoamento do ar secundário. Grande parte da queima do carvão ocorre junto aos queimadores. Na fornalha, devido a elevadas temperaturas a transferência de calor ocorre essencialmente por radiação. As dimensões da fornalha são tais de forma a garantir que, para a máxima vazão de ar e

combustível, o tempo de residência da partícula de carvão seja suficiente para a sua queima completa. Os gases de combustão se deslocam em direção ascendente, trocando calor para as paredes d'água e entrando na câmara convectiva com temperaturas de aproximadamente 1100 °C. A temperatura dos gases à saída da fornalha deve ser inferior à temperatura de fusão e à temperatura de amolecimento das cinzas de modo a diminuir a propensão à formação de depósitos. Muitas fornalhas possuem um nariz na saída da câmara radiativa com o objetivo de uniformizar o escoamento e proteger os tubos pendentes da irradiação direta da chama. Os gases passam depois pela seção de convecção atravessando bancos de tubos que neste caso se encontram numa única passagem dos gases.

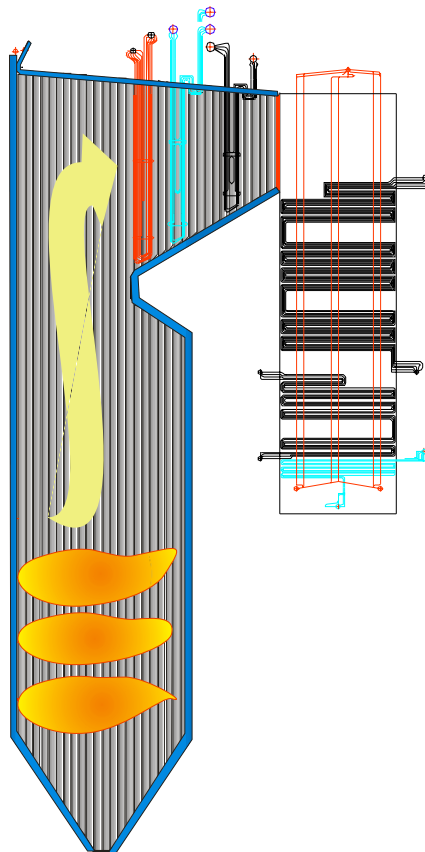


Figura 4 – Fornalha com queima em suspensão

1.3 Degradação de tubos em caldeiras

A geração termelétrica tem uma grande importância como um fator de estabilidade do sistema elétrico brasileiro, portanto, é fundamental o aumento da confiabilidade operacional das unidades geradoras de vapor existentes.

As freqüentes paradas forçadas das unidades geradoras de vapor mais antigas têm como consequência direta a indisponibilidade de energia elétrica. Segundo Felipe e Santo (1998), os rompimentos de tubos nas caldeiras a vapor são responsáveis pela maioria das paradas forçadas das unidades geradoras, de acordo com dados levantados pelo Grupo de Trabalho de Manutenção em Termelétricas (GTMT) da empresa Tractebel Energia e dados de instituições internacionais de pesquisa na área de geração térmica. Os rompimentos dos tubos ocorrem devido aos seguintes mecanismos de falha:

- Ruptura sob tensão, devido a sobreaquecimento de curta duração, sobreaquecimento de longa duração e soldagem de metais distintos;
- Corrosão no lado água e vapor, dos tipos corrosão cáustica, danos por hidrogênio, corrosão localizada (*pitting*) e corrosão sob tensão;
- Corrosão das partes expostas ao fogo, a qual pode ser corrosão na zona de baixa temperatura, corrosão na parede d'água, corrosão por cinzas de carvão a alta temperatura, corrosão por cinzas de óleo a alta temperatura;
- Erosão que ocorre por cinzas leves, cinzas fundentes, sopradores de fuligem e partículas de carvão;
- Fadiga por vibração, fadiga térmica e fadiga por corrosão;
- Falta de controle de qualidade, originando danos causados por limpeza de manutenção, danos causados por componentes químicos, defeitos materiais e defeitos em solda.

A ocorrência freqüente de falhas nos tubos do superaquecedor final e reaquecedores localizados na região de saída da câmara de combustão tem causado prejuízos consideráveis às centrais termelétricas. No caso específico das unidades geradoras 5 e 6 do complexo Jorge Lacerda, pertencente ao grupo Tractebel Energia, amostras destes tubos são coletadas regularmente e são realizados ensaios com o propósito de identificar alterações importantes nas características do metal e causas de falhas nestes tubos. Segundo Bernardini *et al.* (1999), o metal dos tubos do superaquecedor final tem apresentado estágio avançado de degradação, resultante de exposição prolongada a temperaturas acima dos valores recomendados para condições trabalho em exposição contínua, caracterizando o sobreaquecimento de longa

duração, acarretando na deformação e falha por fluência. Foi observada também a ocorrência de falha por sobreaquecimento de curta duração. Na Figura 5 é apresentada uma falha típica causada por sobreaquecimento de curta duração ocorrida em um dos tubos dos superaquecedor final e caracterizada pela abertura tipo “boca de peixe” .



Figura 5 – Rompimento de tubo por sobreaquecimento de curta duração.

(fonte: Bernardini *et al.*, 1999)

A fluência em um material é caracterizada pela ocorrência de deformação contínua sob tensão abaixo do limite de escoamento quando a temperatura é suficiente para promover mobilidade atômica (Hertzberg, 1996). O conhecimento da temperatura do metal dos tubos é imprescindível para a determinação da sua vida útil residual, sendo assim importante a sua medição. As medições só podem ser realizadas em algumas posições e em zonas da caldeira protegidas. Deste modo torna-se importante a possibilidade de calcular as temperaturas do metal dos tubos em todas as posições de modo a analisar a ocorrência de máximos e a sua posição, bem como calcular estes valores sob diferentes condições operacionais, no sentido de propor modificações que possam aumentar a sua vida útil residual.

Conforme apresentado no gráfico da Figura 6 um aumento de temperatura de 50°C, resulta na diminuição da vida útil do tubo em 20 vezes para um aço DIN 10CrMo910.

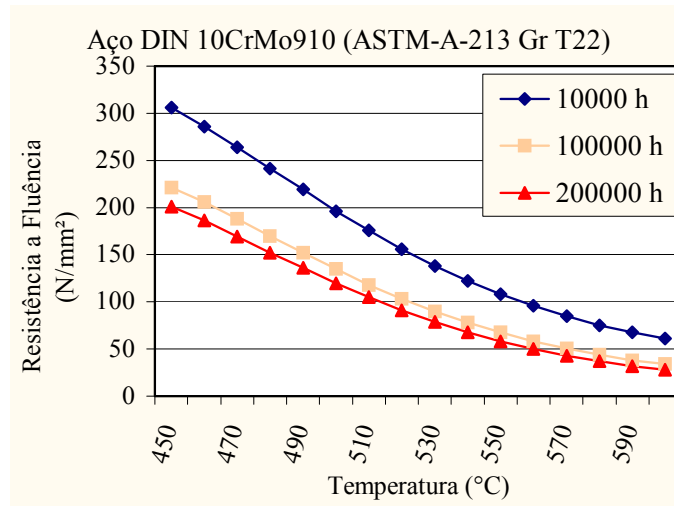
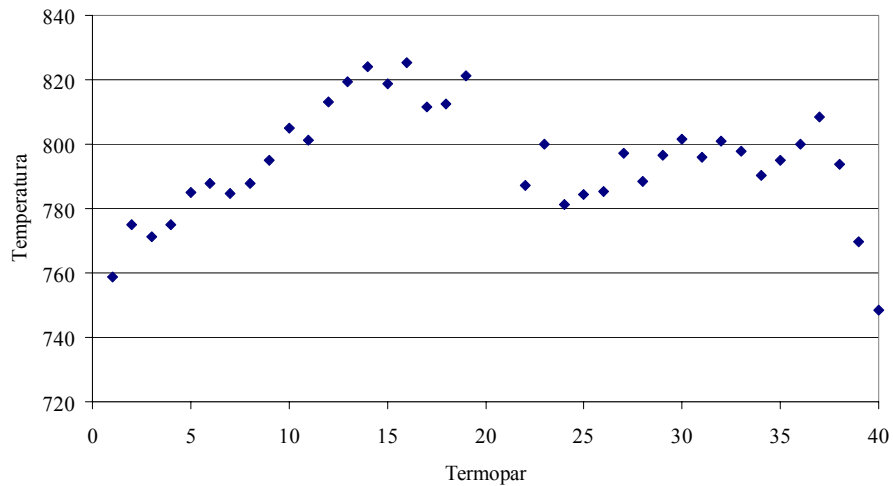


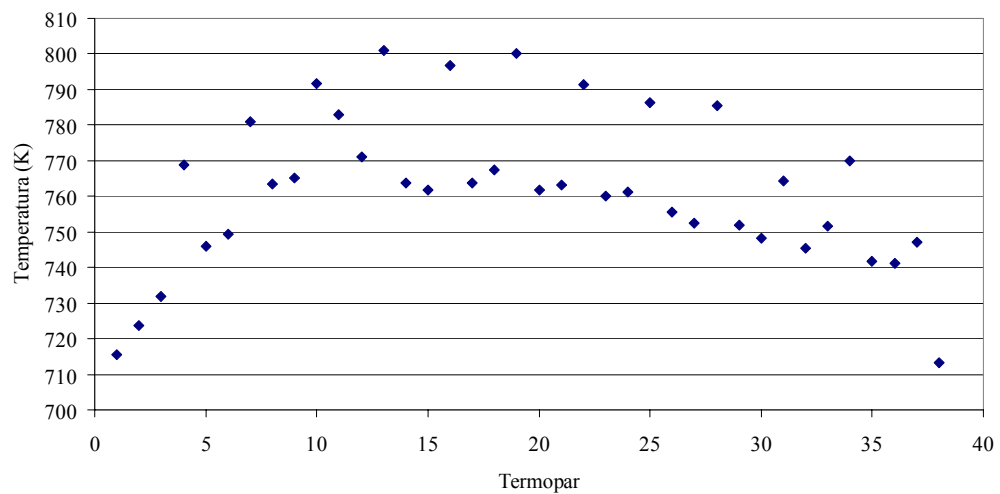
Figura 6 – Resistência à fluência

(fonte: Bernardini *et al.*, 1999)

Em caldeiras com queima de carvão pulverizado, bem como outros combustíveis fósseis, é observado freqüentemente uma não-uniformidade na temperatura de metal dos tubos dos superaquecedores e reaquecedores. Este comportamento também é observado nas caldeiras das unidades 5 e 6 da usina Jorge Lacerda. A Figura 7(a) e a Figura 7 (b) apresentam os gráficos de temperatura na saída dos tubos do superaquecedor final e do reaquecedor final, respectivamente. Estas temperaturas foram medidas através de 38 termopares, fixados na parede externa dos tubos do superaquecedor final e do reaquecedor final, próximo aos coletores de saída. É observado um gradiente térmico acentuado na direção transversal ao escoamento principal, com diferenças de temperatura de até 80 °C entre a região próxima à parede d'água e região central do feixe tubular. Na região central são observados níveis de temperatura superiores a 520 °C. Esse gradiente de temperatura acentuado sugere uma transferência de calor não uniforme na região dos feixes tubulares. Tubos operando a temperaturas superiores às de projeto são susceptíveis a falhas visto que o seu tempo de vida é reduzido rapidamente pelo efeito de fluência. Além disto, os coletores, aos quais os tubos estão soldados, ficam sujeitos a tensões causadas por distorções térmicas. O gradiente de temperatura nos feixes pode ocorrer devido às falhas de projeto dos coletores, bem como, a não uniformidade de temperatura e velocidade ocasionadas pela configuração dos queimadores.



(a) Superaquecedor final



(b) Reaquecedor final

Figura 7 – Temperaturas medidas nos tubos do superaquecedor final e reaquecedor final

Quando a frequência de falha dos tubos e os custos correspondentes às paradas forçadas se tornam intoleráveis, a solução comumente adotada é a substituição dos feixes dos superaquecedores e reaquecedores. Entretanto apenas uma pequena região do feixe de tubos apresenta um dano significativo, enquanto que os tubos restantes ainda possuem uma vida útil residual elevada. Isto significa que vários tubos são substituídos prematuramente.

Modificações na distribuição de vapor no interior dos tubos é uma técnica utilizada para a redistribuição ou aplainamento do perfil de temperaturas dos feixes. Esta técnica consiste na instalação de controladores de fluxo nos tubos com temperaturas mais baixas. Os controladores de fluxo são dispositivos que reduzem a área transversal ao escoamento, aumentando assim a perda de carga nos tubos. A instalação de controladores de fluxo diminui o fluxo de vapor nos tubos, aumentando desta forma o fluxo de vapor nos tubos sem

controladores. Com o aumento do fluxo de vapor é então possível reduzir as temperaturas dos tubos submetidos a cargas térmicas elevadas, aumentando assim a sua vida útil residual.

O aumento da vida útil dos tubos e, por conseguinte, a diminuição das paradas forçadas e das substituições de tubos, tem com consequência a diminuição dos custos de manutenção.

No Capítulo 3 é apresentado um modelo para a determinação da distribuição da vazão de vapor em circuitos de feixes tubulares. Com esse modelo é então possível estimar a influência dos controladores de fluxo sobre a distribuição de vapor nos feixes bem como o seu efeito nas temperaturas de trabalho dos tubos.

1.4 Deposição de cinzas

Nas unidades geradoras de vapor do Complexo Jorge Lacerda é utilizado carvão com aproximadamente 40% de matéria inorgânica, resultando em uma grande quantidade de cinzas geradas e acarretando problemas de operação da unidade.

A deposição de cinzas nas superfícies de troca de calor de unidades geradoras de vapor é um dos principais problemas associados ao uso do carvão. A baixa condutividade dos depósitos de cinzas reduz a transferência de calor na caldeira, diminuindo assim a sua eficiência. Em casos de deposição acentuada, a eficiência térmica da unidade geradora pode ser reduzida em 10% e a redução de eficiência de geração de potência pode atingir 20% (Lee *et al.* 2002). O uso excessivo de sopradores de fuligem, para a remoção dos depósitos, provoca erosão dos tubos que em uma situação limite pode ocasionar a sua falha. Por outro lado, o uso limitado dos sopradores pode levar a uma condição crítica, onde os sopradores não são capazes de remover os depósitos de cinzas e é necessário parar a unidade para realizar a sua limpeza. A predição da taxa de deposição de cinzas pode fornecer informações importantes ao operador, como por exemplo, a frequência de acionamento dos sopradores (Benson *et al.*, 1992). A frequência de operação dos sopradores, no entanto, não pode ser determinada exclusivamente por critérios de maximização de eficiência da caldeira, pois essa utilização pode provocar um aumento na erosão provocada pelos jatos de vapor. Para uma caldeira de carvão pulverizado, Azevedo (1996) estimou que do ponto de vista de eficiência o intervalo de tempo entre sopragens consecutivas devia ser de 4 horas, mas a operação da caldeira é mais sensível às questões de degradação dos materiais, resultantes das erosões. Para uma utilização mais intensa de sopradores estes devem ter mecanismos que não permitam repetir a varredura sempre na mesma seqüência e posição.

Os depósitos de cinzas são classificados em escória (*slag*) e sujamento ou incrustação (*fouling*), correspondendo, respectivamente, a terem sofrido ou não mudança de fase. Os depósitos de escória se formam na seção radiativa da fornalha e estão expostos diretamente a radiação proveniente da chama. Usualmente possuem um nível elevado de componentes na fase líquida. Os depósitos de sujamento, ou incrustação, se formam na seção convectiva das unidades geradoras, preferencialmente nos feixes tubulares dos superaquecedores e rea aquecedores, e, ao contrário dos depósitos de escória, possuem baixos níveis de fase líquida.

No caso específico das unidades geradoras 5 e 6 do complexo Jorge Lacerda, a deposição de cinzas nos feixes dos superaquecedores e rea aquecedores é um problema constante na operação das caldeiras. A Figura 8 (a) apresenta uma fotografia dos tubos do superaquecedor final, onde pode ser observado uma deposição intensa de cinzas. Situações críticas, de formação de grandes depósitos entre os feixes de tubos, também foram observadas, conforme apresentado na Figura 8 (b). A remoção destes depósitos só é possível manualmente, sendo então necessária a parada da unidade. Fontes (2004) desenvolveu uma sonda arrefecida a água que permitiu a obtenção de imagens de depósitos de uma caldeira de queima de licor negro numa fábrica de pasta de papel, durante o seu funcionamento.



Figura 8 – Depósito de cinzas nos tubos do superaquecedor final

No Capítulo 3 é apresentado o modelo utilizado para a predição da formação dos depósitos de cinzas nos feixes do superaquecedor final e das paredes da fornalha

1.5 Motivação do presente estudo

Conforme apresentados, os principais problemas presentes em caldeiras com queima de carvão pulverizado, em particular das unidades da usina Jorge Lacerda, estão associados a elevados níveis de temperatura nos feixes tubulares e a deposição de cinzas. Desta forma, é de

grande utilidade o conhecimento e a previsão das temperaturas dos feixes tubulares e da taxa de acumulação de cinzas nas caldeiras.

A existência de programas computacionais em mecânica dos fluidos (CFD) possibilita a simulação numérica dos processos que ocorrem no interior da câmara de combustão, sendo, portanto uma ferramenta fundamental para a determinação dos campos de temperatura e deposição de cinzas. Como motivação para realização deste trabalho tem-se a oportunidade de analisar a importância de possíveis alterações de condições de operação que permitam evitar situações críticas e assim definir estratégias de operação.

1.6 Organização da tese

Neste capítulo foi apresentada uma introdução sobre a importância do carvão nos cenários mundial e brasileiro. Em seguida foram apresentados, de maneira sucinta, a classificação e os principais sistemas de queima de carvão. Finalizando, foram apresentados os principais problemas em unidades geradoras de vapor com queima de carvão pulverizado, em particular os observados nas unidades 5 e 6 do complexo Jorge Lacerda, a partir dos quais se definiu a motivação e os objetivos para esta tese.

O Capítulo 2 contém a revisão bibliográfica onde é apresentada uma breve história sobre desenvolvimento dos códigos computacionais utilizados para a simulação de fornalhas com queima de carvão pulverizado. São citados também os principais centros de pesquisa na área. Neste capítulo referem-se em particular estudos que analisem as zonas dos sobreaquecedores e trabalhos relacionados com a deposição de cinzas.

No Capítulo 3 são detalhados os modelos matemáticos utilizados para a simulação numérica de fornalhas com queima de carvão pulverizado. São apresentados também os modelos utilizados para a determinação da distribuição de vapor nos feixes tubulares e a determinação de sua temperatura de operação. Finalmente apresenta-se um modelo para o cálculo da deposição de cinzas. Foi ainda efetuada uma revisão bibliográfica das propriedades térmicas dos depósitos e algumas observações experimentais da estrutura dos depósitos que foram incluídos nos anexos 1 e 2.

O Capítulo 4 apresenta a caracterização da unidade 5, sua geometria e condições operacionais. Este capítulo apresenta ainda as condições de operação testadas numericamente e as malhas de cálculo utilizadas, bem como outras questões de discretização numérica.

No Capítulo 5 são apresentados os resultados das simulações. Apresenta-se primeiro uma análise de todos os tipos de resultados do modelo numérico, comparando a influência de parâmetros numéricos testados. Seguidamente apresenta-se um estudo paramétrico que explora parâmetros de operação e a sua influência nas variáveis calculadas.

O Capítulo 6 apresenta um resumo das conclusões deste trabalho e recomendações para a operação da caldeira de modo a uniformizar a distribuição de temperatura nas superfícies radiantes e dos depósitos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

No passado, a tecnologia de projeto de fornalhas com queima de combustíveis fósseis era baseada em métodos com elevado grau de empirismo. Estes métodos não eram capazes de fornecer resultados otimizados, principalmente em projetos que envolvessem a utilização de novos combustíveis, geometrias ou queimadores.

A simulação numérica do processo de transferência de calor no interior de caldeiras dotadas de fornalhas de queima de carvão pulverizado vem recebendo atenção crescente na solução de problemas diversos. Os códigos numéricos representam hoje uma ferramenta de valor fundamental no aperfeiçoamento de projetos de novas unidades geradoras de vapor, permitindo otimizar condições de operação, reduzir as emissões de poluentes, investigar o mau funcionamento dos equipamentos e propor as medidas corretivas pertinentes (Xu *et al.*, 2000). Estes códigos requerem modelos para a simulação dos diferentes processos presentes em uma caldeira com queima de carvão, tais como: escoamento reativo turbulento na presença de particulados, liberação de voláteis e combustão das partículas de carvão e transferência de calor.

Apresenta-se em seguida uma revisão bibliográfica da modelação de fornalhas, sendo dada atenção na seção 2.1 aos modelos de fornalha com base no escoamento. Na seção 2.2 são referidos os modelos de transferência de calor em fornalhas não necessariamente baseados na modelação do escoamento, mas tendo em atenção, por exemplo, variações de condições devido aos depósitos de cinzas em superfícies de transferência de calor. Finalmente na seção 2.3 são referidos os trabalhos de análise da deposição de cinzas em paredes e tubos.

2.1 Modelos de fornalha com base no escoamento

Os algoritmos desenvolvidos, de uma forma geral, são capazes de modelar geometrias tridimensionais e são baseados na solução das equações de transporte das principais espécies químicas, entalpia, quantidade de movimento do gás, energia cinética turbulenta e dissipação viscosa utilizando o método de volumes finitos. Outras características comuns, na maioria destes algoritmos são: o cálculo da pressão através da equação da continuidade, a descrição estocástica Lagrangeana do movimento das partículas, a utilização do esquema de reação única ou paralela para o cálculo da liberação de voláteis do carvão e combustão do carbono fixo calculada considerando-se a taxa de cinética de reação de primeira ordem e a resistência à difusão de oxigênio. Conforme descrito a seguir, outras abordagens também são adotadas, tais

como: o transporte de partículas de forma Euleriana e o cálculo da taxa de liberação de voláteis através de modelos de com base na estrutura química do carvão.

A estratégia de solução iterativa destes algoritmos é dividida em três módulos principais: solução do escoamento reativo, solução do campo de partículas e solução da equação de transporte radiativo (Eaton *et al.*, 1999), conforme apresentado na Figura 9. A razão para a divisão em três partes, é que cada uma destas requer uma abordagem de solução numérica iferente. Na Figura 9 também são apresentadas as informações que devem ser trocadas para o acoplamento das partes principais de forma a obter uma estratégia de solução integrada. Os modelos utilizados para simulação destes processos, e citados na revisão que se segue, são apresentados no capítulo 3.

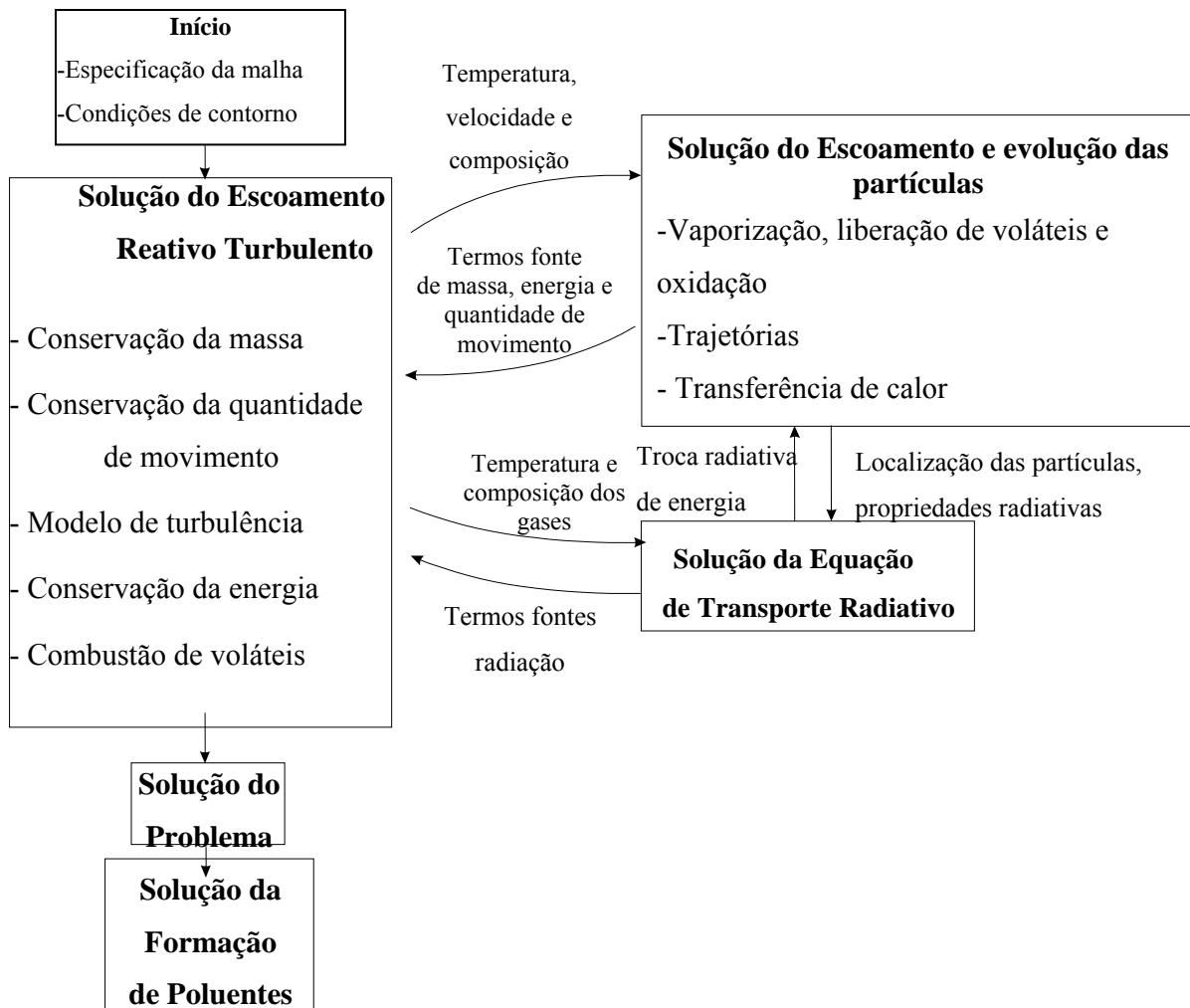


Figura 9 – Procedimento de solução numérico para um modelo de combustão

(adaptado de Eaton *et al.*, 1999)

Um dos primeiros trabalhos a apresentar um método computacional geral para a combustão de carvão pulverizado foi o de Gibson e Morgan (1970). Neste trabalho, foi utilizada a formulação de função corrente-vorticidade e o transporte das partículas é abordado de forma Euleriana. O transporte turbulento é determinado através de uma equação algébrica e é utilizado um modelo de fluxo simples para a radiação. Seguindo a mesma abordagem, podemos citar também o trabalho de Richter e Fleischhans (1976).

Lockwood *et al.* (1980) apresentaram um modelo bi-dimensional, utilizando coordenadas cilíndricas para a simulação numérica de uma fornalha cilíndrica com queima de carvão pulverizado. Este trabalho teve como maiores inovações o uso de um procedimento de solução para variáveis primitivas, pressão e velocidade, e a abordagem Lagrangeana para a determinação das trajetórias das partículas. O modelo utiliza o código TEACH, desenvolvido no *Imperial College*, para a solução das equações de conservação da fase gasosa. A abordagem Lagrangeana adotada utiliza o procedimento desenvolvido por Migdal e Agosta (1967) denominado *particle source in cell* (PSIC) para tratar da interação entre o escoamento de gases e as partículas. Segundo os autores, a abordagem Lagrangeana apresenta as seguintes vantagens com relação a euleriana: a interação entre as fases é considerado mais facilmente, e as leis que governam arraste, transferência de calor, liberação de voláteis e combustão da partícula são aplicadas de uma forma mais clara e direta. Neste trabalho são adotados o modelo k- ϵ para a turbulência, modelo de fluxo para a troca radiativa; a taxa de liberação de voláteis do carvão é considerada constante, e a combustão da matéria volátil é calculada através do modelo desenvolvido por Magnusen e Hjertager (1976).

Boyd e Kent (1986) realizaram um dos primeiros trabalhos de simulação tridimensional de fornalhas com dimensões industriais. Neste trabalho é modelada uma fornalha existente de carvão pulverizado com queima tangencial, utilizando as suas condições de operação e propriedades do carvão. Lockwood *et al.* (1988) apresentaram também a aplicação do modelo de combustão de carvão pulverizado a uma fornalha existente de queima em canto. Posteriormente a estes trabalhos vários grupos no mundo desenvolveram modelos numéricos para diversas aplicações incluindo o caso de combustão de carvão pulverizado. Dois destes grupos estiveram na origem de códigos computacionais atualmente comercializados, nomeadamente a *AEA Technology* cujas contribuições foram incluídas no código CFX e a Universidade de *Sheffield* que contribuiu para o desenvolvimento do código Fluent. Smoot (1993 b) apresentou revisões bibliográficas detalhadas comparando os vários modelos desenvolvidos para a combustão de carvão pulverizado. A revisão inclui modelos que foram aplicados a problemas bi ou tridimensionais, sendo em geral baseados no modelo k- ϵ , descrevem a combustão gasosa com base majoritariamente no modelo EBU *Eddy Break Up* e

em menos casos na fração de mistura-variância. A maior parte dos modelos considera as partículas por um método Lagrangeano, sendo a libertação de voláteis descrita por reações paralelas competitivas e a taxa de combustão do resíduo carbonoso descrita por processos de difusão e de reação aparente à superfície. Para a transferência de calor radiante existe uma maior variação entre os modelos, utilizando modelos de fluxos, ordenadas discretas ou de transferência discreta ou de Monte Carlo. Quase todos os grupos desenvolveram pós-processadores para o cálculo da formação de NO_x posteriormente à data da revisão de Smoot (1993 b). Numa revisão dos trabalhos efetuados nos principais centros de investigação em carvão pulverizado (Smoot; 1998) pode-se observar que vários dos grupos desenvolveram modelos de formação de NO_x dado o grande interesse nesse tópico na década de 90, existindo no entanto poucas contribuições na modelação da formação de depósitos. De acordo com a descrição dos 13 centros referida existia atividade na caracterização de cinzas e da sua deposição no *Cooperative Research Centre for New Technologies for Power Generation from Low-Rank Coal* e no *Cooperative Research Centre for Black Coal Utilization* na Austrália, no *Åbo Akademi Univeridade* de Turku na Finlândia e no *National Coal Combustion Laboratory* em Wuhan na China.

Neste trabalho não serão reproduzidas as revisões apresentadas, mas sim complementá-las, tendo em consideração trabalhos de modelação de fornalhas industriais mais recentes. Adicionalmente, a presente revisão bibliográfica referencia os modelos para o cálculo da transferência de calor nos painéis de radiação e modelos relacionados com a deposição de cinzas em superfícies que não foram identificados anteriormente. Não se inclui também nesta revisão uma referência exaustiva dos modelos de formação de NO_x revistos por exemplo por Hill e Smoot (2000) ou Coelho (2004). Os trabalhos mais relacionados com transferência de calor ou com deposição de cinzas são revistos em seções específicas.

Mann e Kent (1994) apresentam simulações de uma fornalha de queima tangencial considerando para além da reação do oxigênio com o resíduo carbonoso, as reações com vapor de água e dióxido de carbono. Neste trabalho mostra-se que estas últimas reações podem ter uma contribuição significativa para o consumo do carbono. Boyd e Kent (1994) apresentam simulações para duas fornalhas de queima tangencial comparando para uma delas a temperatura de saída da fornalha com valores medidos mostrando que o modelo produz valores próximos dos verificados após a limpeza das paredes da caldeira. Apresentam-se ainda comparações com valores medidos para o teor de inqueimados em função do excesso de ar e da dimensão das partículas de carvão observando-se uma boa concordância.

No trabalho de Fan *et al.* (1999) várias tentativas foram feitas de forma a melhorar a simulação do processo de combustão de carvão pulverizado no interior de uma fornalha com

queima tangencial. De forma a melhorar a predição do campo de velocidades comparações foram feitas entre os modelos de turbulência, $k-\varepsilon$ e RNG $k-\varepsilon$. Comparando os perfis de velocidade com os valores experimentais, verificou-se que o modelo RNG $k-\varepsilon$ apresentou uma maior concordância. As medições mostraram que a concentração de NO_x é bastante dependente da concentração de O_2 . O processo de liberação de voláteis é rápido fornecendo elevados valores de NO_x combustível próximo aos queimadores, enquanto que as elevadas temperaturas no centro da fornalha produzem grandes concentrações de NO_x térmico. Em um segundo artigo, Fan *et al.* (2001 a) implementaram o modelo estocástico de dispersão turbulenta da partícula, de forma a reduzir o erro de probabilidade nos termos fontes das equações do fluido. Estes erros são causados pelo rastreamento finito da partícula na fornalha. O gradiente de temperatura do gás na região dos superaquecedores é estudado numericamente e conclui-se que é resultado da não-uniformidade da distribuição de velocidade do gás, uma das desvantagens das fornalhas de queima tangencial. Posteriormente, Fan *et al.* (2001 b) investigaram, através da simulação numérica, as características de transferência de calor e combustão de carvão pulverizado em uma fornalha com formato em W. Os resultados indicaram que a zona abaixo do nariz da fornalha possui elevadas temperaturas, melhorando assim a ignição e queima do carvão, demonstrado que esse tipo de geometria possibilita o uso de carvões de baixa qualidade. Neste trabalho, foi utilizado um algoritmo similar ao apresentado em Fan *et al.* (1999) e Fan *et al.* (2001 a).

A *Reaction Engineering International* realizou trabalhos de simulação numérica para mais de noventa unidades geradoras, utilizando algoritmos próprios para avaliar o desempenho de tecnologias de redução de NO_x . No trabalho de Cremer *et al.* (2002) são realizadas simulações de duas fornalhas a carvão pulverizado, para a identificação da localização do maior fluxo de gases de combustão e maiores concentrações de CO e O_2 para a determinação da localização das portas de estagiamento de ar que proporcione maior diminuição do NO_x com menores acréscimos dos valores de carbono não queimado nas cinzas e concentração de CO .

Nos trabalhos desenvolvidos no Instituto Superior Técnico por Coimbra *et al.* (1994) e Xu *et al.* (2000) foi analisada a influência das condições operacionais no desempenho da fornalha. No estudo numérico realizado por Coelho *et al.* (1997) é analisado o desempenho de uma fornalha com queima frontal de carvão pulverizado, utilizando gás natural para pós-queima, com a preocupação de reduzir as emissões de NO_x na atmosfera. O modelo do pós-processador para a determinação do NO_x é baseado na solução das equações de balanço envolvendo NO e seus precursores (HCN e NH_3). Na pós-queima são considerados o NO_x térmico e o NO_x combustível. Para reação de pós queima a taxa de cinética de reação é

utilizada em conjunto com o modelo EBU (*Eddy Break-Up*). Os resultados numéricos apresentaram uma redução de 44% na emissão de NO equivalente (NO e HCN) com a utilização da pós-queima. Coelho *et al.* (1999) também analisaram o processo de pós queima de gás natural em uma fornalha existente. No trabalho de Toledo e Azevedo (2003) foram analisadas novas geometrias de fornalhas horizontais e verticais, com pós-queima de gás natural e estagiamento de ar, onde foram comparadas diferentes condições operacionais. No trabalho experimental realizado por Costa *et al.* (1997) em uma fornalha com queima frontal de carvão pulverizado, com cinco fileiras de queimadores e capacidade de 300 MW, são medidas as concentrações de O₂, CO, CO₂, NO_x, as temperaturas dos gases e o fluxo de calor radiativo nas paredes. Foi constatado que a temperatura local do gás alcança um máximo de aproximadamente 1470 °C, na região central da fornalha, nos níveis das 3^a. e 4^a. fileiras de queimadores, o fluxo radiativo na parede apresentou um valor máximo nesta mesma região. No trabalho de Coelho (2004) são realizadas simulações numéricas de uma fornalha existente, sendo os resultados obtidos comparados com as medições, realizadas por Costa *et al.* (1997). Devido à pouca resolução da malha, na região dos queimadores, os resultados numéricos não foram capazes de reproduzir a formação das zonas de recirculação junto ao queimador com detalhe. De maneira a suplantar essa deficiência foi assumida uma redução da quantidade de movimento da entrada de ar primário e carvão nos queimadores. Através deste artifício, conseguiu-se uma boa reprodução dos dados experimentais. O modelo foi utilizado para efetuar simulações de duas fornalhas para múltiplas condições de medidas primárias de redução de NO_x, tais como estagiamento de ar e *reburning*. Toporov e Azevedo (2003) aplicaram o modelo detalhado de formação de voláteis (CPD – *Chemical Percolation Devolatilization*) acoplado com um mecanismo de reações simplificado considerando quatro espécies combustíveis: hidrogênio, monóxido de carbono, metano e outros voláteis, sendo a influência da mistura turbulenta descrita pelo modelo EDC – *Eddy Dissipation Concept*. Este modelo foi desenvolvido e testado para uma geometria cilíndrica, não se encontrando ainda testado para o caso de uma fornalha tridimensional.

O uso direto de mecanismos detalhados de combustão é muito custoso e até impossível em códigos de CFD. Cinéticas reduzidas baseadas nestes mecanismos diminuem bastante o tempo de computação conseguindo manter importantes aspectos dos mecanismos detalhados. Com isso em mente, Han *et al.* (2003) desenvolveram um mecanismo reduzido para a modelagem da combustão em conjunto com a biblioteca CHEMKIN. Este modelo se mostrou adequado para simulação numérica (CFD) de fornalhas com queima de carvão pulverizado com *reburn* híbrido, onde além do combustível de *reburn* também é adicionada amônia. Os resultados numéricos mostraram que a adição da amônia pré-misturada com o combustível de

reburn (CH_4) não produz a redução de NO_x e até mesmo piora a eficiência de redução quando comparado com o puro *reburning*. Em contrapartida, a adição posterior de amônia provoca uma redução significativa de NO_x . Outras características deste trabalho são o uso do modelo k- ϵ padrão ou k- ϵ modificado, cálculo dos produtos da pirólise do carvão através do modelo FG-DVC (*functional group-depolimerization vaporization cross linking*).

Epple *et al.* (2003) compararam abordagens Euleriana e Lagrangeana para a simulação numérica do escoamento multifásico de carvão pulverizado. Neste trabalho, a abordagem Euleriana foi implementada no código comercial Fluent. Na abordagem Euleriana, foi assumido equilíbrio térmico e fluidodinâmico entre as fases, tratando as partículas como espécies de elevado peso molecular em uma mistura unifásica. A abordagem Euleriana se mostrou menos dispendiosa em comparação com a Lagrangeana visto que o acoplamento entre as fases é omitido. Os resultados numéricos foram comparados com medições e foi observada uma boa concordância para ambas abordagens.

2.2 Modelos de transferência de calor em caldeiras

Os avanços na precisão dos modelos de simulação de unidades geradores de vapor devem ser acompanhados por um aumento na precisão e disponibilidade de medições relacionadas ao processo de combustão. Com esse objetivo, Butter e Webb (1991) realizaram um trabalho experimental em uma fornalha de queima tangencial de carvão pulverizado. Neste trabalho são realizadas medições de temperaturas dos gases, concentração de espécies químicas e radiação incidente nas paredes. Foi constatado que a maior parte da seção transversal da fornalha, no plano dos primeiros queimadores se apresenta aproximadamente isotérmica a 1750 K e que os perfis de temperatura acima da zona do queimadores são aproximadamente planos, indicando uma boa mistura dos gases. Nas zonas localizadas a 6 e 10 m acima dos queimadores, as concentrações de oxigênio são aproximadamente as mesmas, indicando que a reação de combustão está praticamente completa. Neste trabalho foi feita uma estimativa simples da emissividade da nuvem de gás/particulados, através da divisão do fluxo radiativo médio medido na parede em cada nível pelo poder emissivo do corpo negro (utilizando a temperatura média correspondente ao nível). Assumindo paredes cinzas com temperatura uniforme de 1350 K e com emissividade de 0,77, foram calculados valores de emissividade da nuvem de aproximadamente 0,65. Wang e Harb (1997) apresentaram resultados de simulações para a mesma fornalha permitindo observar um aumento do fluxo incidente de 10% em paralelo com um aumento da temperatura dos gases de cerca de 50°C.

Strohle et al (2000) apresentam resultados de cálculos de transferência de calor variando as resistências de sujamento das paredes da fornalha mostrando que correspondem a

diferenças da temperatura média dos gases da ordem de 60°C e variações no fluxo de calor absorvido da ordem de 20%. Xu *et al.* (2002) mostram a partir de simulações numéricas que devido ao aumento da temperatura dos gases o fluxo de radiação incidente em superfícies aumenta menos de 5% enquanto o fluxo de calor absorvido por radiação diminui 40% variando a resistência de transferência de calor na parede de modo a reproduzir os fluxos de calor absorvidos observados numa fornalha de queima frontal de 300MWe.

Em caldeiras com queima de carvão pulverizado a formação de depósitos de cinza nos trocadores de calor provoca perda da capacidade de transferência de calor, tendo como consequência a diminuição da eficiência da caldeira. No trabalho de Silva e Azevedo (2000), foi desenvolvido um modelo capaz de monitorar e simular a transferência de calor em caldeiras. No modo de monitoração, a partir de dados de funcionamento da caldeira, são determinados os coeficientes globais e resistências térmicas causadas pelo acúmulo de cinzas, permitindo assim identificar quando e onde os sopradores de fuligem devem ser acionados. No modo de simulação são assumidos conhecidos os valores dos coeficientes de transferência de calor, resistências térmicas e os valores de vazão e temperatura de entrada do ar, carvão e água de alimentação. Neste modo são calculados os valores de temperatura dos gases e no circuito água/vapor, permitindo avaliar o desempenho da caldeira.

2.3 Modelos de deposição de cinzas

A cinza é o resultado da transformação do material inorgânico presente no carvão durante a sua queima. O maior grupo de minerais presentes no carvão é formado por silicatos, óxidos, carbonatos, sulfetos, sulfatos e fosfatos.

Uma revisão sobre a formação de cinzas a partir do carvão é apresentada no trabalho de Benson *et al.* (1993). As transformações as quais está sujeita a matéria inorgânica durante a combustão do carvão dependem da sua quantidade, composição química, tamanho e forma de associação com a matriz carbonífera. Estas características do carvão são determinadas de forma quantitativa através dos métodos *computer-controlled scanning electron microscopy* (CCSEM) e fracionamento químico, baseado na ASTM (*American Standard Test of Materials*). O método de caracterização através do CCSEM possibilita a caracterização dos grãos de mineral no que diz respeito ao seu tamanho, forma, e quantidade, maior detalhamento deste método é apresentado em Gupta *et al.* (1998). Este método é acessível em apenas alguns laboratórios e ainda não existe uma norma a seu respeito, portanto o método de análise ASTM possui uma maior facilidade de aplicação.

Dependo do tipo de associação com a matriz carbonífera, os grãos de minerais presentes no carvão podem ser classificados como inclusos ou exclusivos. O mineral é denominado incluso quando associado com a parte orgânica do carvão, ou seja, está intimamente encerrado na matriz carbonífera. O mineral é dito exclusivo quando não está associado à parte orgânica do carvão. Durante a combustão do carvão o coalescimento dos grãos de mineral pode ser descrito por dois modelos extremos. O modelo de não-coalescência assume que cada grão de mineral dá origem a uma partícula de cinza. Desta forma as partículas de cinza podem possuir uma distribuição de tamanho similar ao grão de mineral original presente no carvão. No esquema de coalescência completa é assumido que todos os grãos contidos em uma partícula de carvão se coalescem, formando assim uma única partícula de cinza. Em outras palavras, uma partícula de cinza é formada por cada partícula de carvão, independentemente do número de grãos de mineral na partícula de carvão. Em situações reais é mais provável de ocorrer um coalescimento parcial dos grãos que é um caso intermediário entre os dois modelos.

Os trabalhos de Bailey *et al.* e Benfell *et al.*, apud Yan *et al.* (2002), indicaram que as estruturas das cinzas podem ser classificadas em três grupos. No Grupo I as partículas são caracterizadas por uma cenosfera de casca fina com um grande vazio no interior de cada partícula; no Grupo III as partículas são densas com consistência sólida contendo pequenas cavidades no seu interior; o Grupo II composto por partículas com características entre o Grupo I e o Grupo III. Para um dado tipo de carvão. As proporções dos três tipos de partículas de cinza para um tipo de carvão dependem tanto das propriedades do carvão quanto das condições de queima.

A importância relativa dos principais mecanismos de transporte de partículas depende principalmente do tamanho destas. Partículas pequenas ($<1\mu\text{m}$) estão sujeitas a difusão Browniana e a difusão de vórtices e termoforésia, sendo este último mecanismo importante também para partículas médias ($<10\mu\text{m}$). O transporte de partículas grandes ($>10\mu\text{m}$) é influenciado principalmente pela sua própria inércia e arraste do fluido.

Tomenczek *et al.* (2004) consideram a deposição de três tipos de substâncias: partículas fundidas, partículas sólidas e vapores condensáveis à temperatura das superfícies de transferência de calor. Para as partículas, a taxa de deposição é calculada em função da sua concentração e da velocidade do gás perpendicular à parede. Para as partículas fundidas a probabilidade de adesão é calculada em função das temperaturas de fusão e da parede e para as partículas sólidas essa probabilidade é dada em função da taxa de condensação de vapores na parede. Para as espécies condensáveis a taxa de deposição é calculada em função da

difusão das espécies, da sua pressão parcial e da pressão de saturação correspondente à temperatura da superfície de troca.

No trabalho de Israel e Rosner (1983) é proposta uma expressão geral para o cálculo da eficiência captura, ou probabilidade de impacto, que determina se as partículas irão ou não colidir contra um obstáculo cilíndrico. A partir de resultados experimentais, através de um procedimento de ajuste de curva, é obtida uma equação para a eficiência de impacto em função do número de Stokes efetivo. Devido a sua simplicidade, o conceito de probabilidade de impacto para a determinação da acumulação de cinzas em feixes tubulares foi largamente utilizado, como uma boa aproximação de engenharia.

No trabalho de Huang *et al.* (1996) é considerada que a taxa de deposição de partículas em um cilindro é função do fluxo total de partícula e das suas eficiências de impacto e adesão. A eficiência de impacto é calculada em função do número de Stokes e a eficiência de adesão é função da composição e temperatura da partícula.

No trabalho de Kær *et al.* (2001) um modelo numérico de deposição é desenvolvido e aplicado ao escoamento de gás e partículas perpendicular a um único cilindro. Neste trabalho são considerados os mecanismos de impacto inercial, termoforésia, impacto turbulento de vórtices e difusão de vórtices. Dentre os principais resultados deste trabalho podemos citar, que a maior taxa de impacto inercial ocorre na região frontal do cilindro, nas posições angulares inferiores a 60°; o fluxo de massa devido ao impacto inercial é no mínimo cinco ordens de grandeza superior aos mecanismo de termoforésia e impacto turbulento de vórtices e onze ordens de grandeza superior ao mecanismo de difusão de vórtices. A partir destes resultados pode-se concluir que o regime de impacto inercial possui uma grande importância quando comparado aos outros mecanismos de transporte.

No trabalho de Bouris *et al.* (2001) a análise do escoamento de gás e partículas através de feixes tubulares é realizada utilizando uma simulação bidimensional não estacionária permitindo observar a formação de vórtices nos tubos. Neste trabalho foi utilizado um modelo de sub-malha para simular a turbulência. Segundo os autores, a superioridade deste método é atribuída ao fato que ele descreve melhor escoamentos onde o tamanho dos vórtices é comparável com o tamanho dos obstáculos. A partícula adere ou ricocheteia da superfície de acordo com um modelo de adesão baseado num balanço de energia no ponto de impacto. Foi observado que o fenômeno de desprendimento de vórtices atua como um importante mecanismo de arraste de partículas para as áreas entre as filas de tubos, sendo as partículas menores mais influenciadas pelo formato dos vórtices facilitando assim a sua deposição. Os resultados obtidos para feixes em linha, a fração mássica depositada na primeira à sexta fila de tubo é de aproximadamente 1,5; 0,5; 3; 2,5; 1,25 e 2,5% do total da massa de partículas

injetada no escoamento. Uma das principais conclusões dos autores é que a deposição de partículas em feixes de tubos não poderia ser calculada por uma simulação em regime permanente devido a importância do desprendimento de vórtices sobre o arraste de partículas.

No trabalho realizado por Lee e Lockwood (1999) são abordados os regimes de difusão de vórtices e de deposição inercial. O regime de impacto-difusão de vórtices resulta da ação da turbulência do escoamento no movimento de partículas num escoamento paralelo à parede. Se a energia entregue às partículas pelos vórtices turbulentos não for completamente dissipada na camada limite, elas irão atravessar essa camada e alcançar a superfície da parede. Neste regime a velocidade máxima de impacto é aproximadamente igual à velocidade dos vórtices. Quando o tamanho da partícula é maior que a dimensão característica dos vórtices, a influência deste mecanismo diminui e a partícula irá seguir as linhas de corrente do escoamento médio. Ambos os mecanismos são descritos na simulação estocástica Lagrangeana das trajetórias, sendo o movimento das partículas considerado até atingir a subcamada viscosa para um valor de $y^+ = 5$. A possibilidade das partículas atingirem a superfície é então avaliada a partir da sua velocidade, a espessura da subcamada viscosa e o tempo de relaxação do movimento da partícula. Se as partículas atingem a superfície considera-se uma eficiência de adesão em função da viscosidade da partícula.

No trabalho de Greenfield e Quarini (1998), a deposição de partículas é determinada pelo seu transporte através da camada limite e para tanto é desenvolvido um modelo para simulação desta camada. Neste trabalho, inicialmente, a distância da partícula até a parede é determinada, e então é seguida até uma distância adimensional $y^+ = 200$. A partir desta distância são realizadas modificações na abordagem de simulação da trajetória da partícula, são elas, a escala de tempo dos vórtices é modificada, os valores das componentes da velocidade média do fluido são modificados para um perfil logarítmico (como é tratado o escoamento turbulento junto à parede) e as componentes de flutuação atuando sobre a partícula são tomados de uma correlação experimental para escoamento turbulento. Neste trabalho considera-se uma força de sustentação na direção normal à parede assim como a termoforésia.

A determinação da deposição de cinzas provenientes do processo de combustão é realizada com base na simulação numérica de fornalhas utilizando códigos de mecânica dos fluidos computacional. A abordagem Lagrangeana é comumente considerada para descrever a trajetória de partículas representativas no escoamento, calculando ao mesmo tempo a sua temperatura e estado. Wang and Harb (1997) utilizaram esta abordagem para analisar a taxa de deposição e crescimento de depósitos em uma fornalha com queima de carvão pulverizado de 85MW. Neste trabalho é assumido que toda a matéria orgânica contida em uma partícula

de carvão é aglomerada e se transforma em uma única partícula. É analisada a influência do crescimento de depósito sobre fluxo de calor transferido para as paredes da caldeira. Lee e Lockwood (1999) aplicam o modelo de deposição que desenvolveram para uma fornalha de teste, observando uma concordância com as observações das zonas da parede que são mais afetadas pelos depósitos. O modelo prevê corretamente a maior ou menor tendência para formação de depósitos para três tipos de carvões. Yilmaz e Cliffe (2000) apresentam a aplicação de um modelo de deposição no código Fluent. Os valores calculados são comparados com medições efetuadas numa sonda arrefecida, fazendo variar a velocidade, temperatura e diâmetros das partículas. Em geral observa-se uma boa concordância entre os valores calculados e observados. O mecanismo de termoforésia teve muito pouco efeito nos resultados pois as partículas de diâmetro inferior a 10 μm não conseguem penetrar na camada limite térmica que na simulação apresenta espessura menor que a do escoamento.

Schnell *et al.* (2002) apresentam resultados de simulação numérica de uma fornalha para a qual comparam valores de temperatura com resultados experimentais em dois planos da fornalha. A temperatura à saída aumenta cerca de 100°C devido ao sujamento, sendo o aumento aproximadamente linear após um aumento inicial maior. Considerando um aumento dos depósitos nas superfícies consegue-se reproduzir o aumento de temperatura observado. Neste trabalho os resultados são discutidos tendo em consideração observações em laboratório para o mesmo carvão que indicam um aumento linear da probabilidade de adesão para temperaturas entre 970 e 1230°C. Fontes (2004) apresenta cálculos de fluxos de partículas arrastadas no escoamento numa caldeira de licor negro que são comparados com medições da taxa de deposição de partículas em sondas. Estes valores não são diretamente comparáveis verificando-se que a taxa de deposição corresponde a 34 a 44% do fluxo das partículas.

3 MODELOS MATEMÁTICOS

Neste capítulo são apresentados os modelos matemáticos utilizados para a simulação dos diferentes processos físicos existentes no interior de uma caldeira com queima de carvão pulverizado. Tal como referido na revisão bibliográfica, a modelação da combustão do carvão pulverizado envolve a descrição da fase gasosa, partículas e transferência de calor por radiação. A resolução numérica de cada um dos componentes do modelo é específica sendo apresentada em cada seção após a descrição do modelo correspondente.

Para a fase gasosa foi adotada neste trabalho uma descrição Euleriana sendo inicialmente apresentados na seção 3.1 os modelos utilizados para o cálculo do escoamento turbulento, combustão de voláteis e balanço de energia.

Para as partículas adotou-se uma descrição Lagrangeana, sendo apresentados na seção 3.2 o cálculo da trajetória, liberação de voláteis e combustão do resíduo carbonoso.

Neste trabalho aplicou-se um modelo de deposição das partículas pelo que se inclui na seção 3.2 uma descrição do modelo de deposição implementado no âmbito desta tese.

A seção 3.3 apresenta a modelação da transferência de calor por radiação, recorrendo ao modelo da transferência discreta.

Neste trabalho foi implementada e testada metodologia para análise da transferência de calor nos painéis de tubos onde, apesar do mecanismo principal ser a radiação, foram consideradas as contribuições devido à convecção exterior e interior baseada no cálculo da distribuição das vazões pelos tubos em paralelo dos painéis. Esta contribuição é apresentada na seção 3.4.

3.1 Modelo de descrição da fase gasosa

3.1.1 Modelo do escoamento turbulento

O cálculo do escoamento é baseado na solução dos balanços de massa e da quantidade de movimento nas três direções ortogonais. No caso considerado neste trabalho utiliza-se um referencial cartesiano e consideram-se fontes de massa e de quantidade de movimento devido à presença de partículas e dos tubos. Em regime permanente, as equações de balanço de massa e de balanço da quantidade de movimento numa direção j têm assim a forma seguinte, respectivamente:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = S_{m,p} \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] - \frac{\partial P}{\partial x_j} + S_{u_j,p} + S_{u_j,t} \quad (2)$$

sendo $S_{m,p}$ a fonte de massa para a fase gasosa proveniente das partículas e $S_{u,p}$ e $S_{u,t}$ os termos fonte de quantidade de movimento devidos à interação do escoamento com as partículas e com os tubos, respectivamente.

O escoamento turbulento está presente em praticamente todos os sistemas de combustão, tais como motores de combustão interna, foguetes, queimadores industriais e fornalhas. Uma das características do escoamento turbulento são as várias escalas de tempo e comprimento envolvidas, praticamente impossibilitando a solução numérica direta das equações governantes, visto que a armazenagem e tempo computacionais requeridos estão além da capacidade dos computadores existentes. De forma a suplantar estas dificuldades as variáveis são então decompostas em duas componentes, média e de flutuação, conforme a equação (3)

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad \text{onde} \quad \bar{\phi}' = 0 \quad (3)$$

Para escoamentos com densidade variável utiliza-se ainda uma média ponderada pela densidade, sugerida por Favre (1969) e assim denominada,

$$\phi = \tilde{\phi} + \phi'' \quad \text{onde} \quad \tilde{\phi} = \overline{\phi\rho}/\bar{\rho} \quad \text{e} \quad \overline{\rho\phi''} = 0 \quad (4)$$

Assim a média dos termos que correlacionam duas variáveis pode ser dada por,

$$\overline{\rho\phi_1\phi_2} = \bar{\rho}\tilde{\phi}_1\tilde{\phi}_2 + \overline{\rho\phi_1''\phi_2''} \quad (5)$$

Realizando a média das equações de conservação da massa e quantidade de movimento obtém-se as Equações de Reynolds. A diferença entre estas e as equações de Navier-Stokes está na presença dos termos $\overline{\rho u_i'' u_j''}$, denominados tensões de Reynolds. Estes termos representam o transporte da quantidade de movimento através da flutuação turbulenta e são variáveis adicionais que são correlacionadas com quantidades conhecidas através de um modelo de turbulência. Vários modelos de turbulência utilizam a hipótese de Boussinesq, onde as tensões de Reynolds são assumidas análogas às tensões de dissipação viscosa, introduzindo assim o conceito de viscosidade turbulenta,

$$-\overline{\rho u_i'' u_j'''} = \mu_t \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left[\rho k + \mu_t \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \right] \quad (6)$$

sendo μ_t a viscosidade turbulenta e k a energia cinética turbulenta.

3.1.2 Modelo k- ϵ para a turbulência

No modelo k-epsilon (Launder e Spalding, 1974) a viscosidade turbulenta é caracterizada por dois parâmetros do escoamento, a energia cinética turbulenta, k , e a sua taxa de dissipação ϵ , conforme a equação (7)

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (7)$$

sendo C_μ uma constante empírica e define-se a viscosidade efetiva pela soma da viscosidade molecular e turbulenta:

$$\mu_e = \mu + \mu_t \quad (8)$$

Assim, a equação de conservação da quantidade de movimento pode ser escrita como,

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu_e \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu_e \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\bar{\rho} k + \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \right) \right] - \frac{\partial P}{\partial x_j} + \bar{\rho} g_j + S_{u_j,p} + S_{u_j,t} \quad (9)$$

onde $S_{u,p}$ e $S_{u,t}$ são os termos fonte devido à presença das partículas e dos feixes tubulares, respectivamente.

Os valores de k e ϵ são calculados a partir das suas equações de transporte semi-empíricas dadas pelas equações (10) e (11) respectivamente.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu_e}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k - \bar{\rho} \epsilon \quad (10)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu_e}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + c_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} P_k - c_{\epsilon 2} \bar{\rho} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (11)$$

onde σ_k e σ_ϵ são a razão entre a viscosidade turbulenta na equação do movimento e as difusividades turbulentas nas equações de k e ϵ , respectivamente. P_k é a taxa de produção de energia cinética turbulenta que pode ser definida como

$$P_k = \frac{1}{2} \mu_t \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right)^2 \quad (12)$$

Os valores dos coeficientes empíricos, C_μ , $c_{\varepsilon 1}$, $c_{\varepsilon 2}$, σ_k e σ_ε são apresentados na Tabela 8. Na modelação de escoamentos com partículas dispersas existem ainda termos que representam a interação das partículas com o fluido que foram desprezados devido ao baixo valor da fração volumétrica de partículas (Azevedo, 1994).

Tabela 8 – Coeficientes do modelo de turbulência k-epsilon

C_μ	$c_{\varepsilon 1}$	$c_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε
0,09	1,44	1,92	1,0	1,3

Por conveniência os valores médios das variáveis serão escritos sem o símbolo “~”.

Condição de Contorno

Na condição de entrada do escoamento é necessário especificar a velocidade, a quantidade de movimento, a intensidade de turbulência e a sua dissipação. A partir dos valores conhecidos de condições de operação conhecem-se as vazões de entrada e no caso de existir rotação do escoamento o número de *swirl* que representa a intensidade de rotação. A partir da vazão pode-se definir a velocidade normal, sendo o número de *swirl* utilizado para definir as componentes da quantidade de movimento linear em um plano normal à entrada. Na aplicação do modelo como se irá referir no capítulo seguinte efetuou-se uma análise do efeito de parâmetros de cálculo relacionados com as condições de entrada. Para a vazão de ar primário utilizou-se um fator de quantidade de movimento FQM para reduzir a quantidade de movimento do carvão na entrada. O fator de quantidade de movimento é definido pela razão entre a quantidade de movimento prescrita como condição de contorno e àquela calculada à partir da vazão mássica. Esta alteração foi considerada devido à fraca resolução numérica da malha na região do queimador e a conseqüente dificuldade em representar a zona próxima do queimador, nomeadamente a recirculação interna. Esta estratégia foi considerada por Coelho (2004) permitindo melhorar muito a concordância entre os valores calculados e os medidos por Costa et al (1997). Também foi analisado a influência da intensidade de turbulência, sendo consideradas flutuações de velocidade entre 2 e 10% do valor médio e o comprimento de mistura como 0,5 a 5% da dimensão característica dos queimadores.

A região próxima à parede necessita de um tratamento diferenciado de forma a modelar a transição entre a região viscosa junto à parede e o escoamento plenamente turbulento. Este tratamento, conhecido como lei de parede, pode ser apresentado em função de variáveis adimensionais definidas com escalas de velocidade e de comprimento por,

$$y^+ = u_\tau \frac{y}{\nu}, \text{ onde } u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (13)$$

onde τ_w é a tensão de cisalhamento do fluido na superfície da parede. Neste trabalho considera-se que a camada viscosa se estende até uma distância $y^+=11,63$ sendo posteriormente utilizada uma função logarítmica baseada em considerações empíricas.

$$\frac{u}{\sqrt{\tau_w/\rho}} = \frac{y\sqrt{\rho\tau_w}}{\mu} \quad y^+ < 11,63 \quad (14 a)$$

$$\frac{u}{\sqrt{\tau_w/\rho}} = \frac{1}{\kappa} \ln \left(E \frac{y\sqrt{\rho\tau_w}}{\mu} \right) \quad y^+ > 11,63 \quad (14 b)$$

onde κ é a constante de von Karman igual a 0,419 e E é o parâmetro da rugosidade da parede igual a 9,79, assumindo-se paredes lisas.

A tensão cisalhante é considerada constante sendo determinada considerando o equilíbrio entre a produção e dissipação de energia cinética turbulenta, permitindo definir estes valores para uma posição y_p na direção normal à parede como:

$$k_p = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}} \quad (15)$$

$$\varepsilon_p = \frac{u_\tau^3}{ky_p} \quad (16)$$

$$\tau_w = \frac{\rho \kappa c_\mu^{1/4} k^{1/2}}{\ln(E y_p^+)} u \quad \text{onde } y_p^+ = \frac{\rho c_\mu^{1/4} k^{1/2} y}{\mu} \quad (17)$$

3.1.3 Modelo de fração de mistura para a combustão turbulenta

Em chamas difusivas turbulentas o combustível e oxidante estão separados e necessitam entrar em contato em nível molecular para que a reação de combustão ocorra. Quando a escala de tempo de mistura é muito superior à escala de tempo da reação, o processo de

combustão é então controlado pela taxa de mistura. Um dos modelos adotados para a simulação de escoamento reativo turbulento é o modelo baseado na fração de mistura.

O modelo de fração de mistura assume que a combustão ocorre instantaneamente quando combustível e oxidante se misturam. Normalmente esta é uma boa aproximação, tendo em vista que a combustão é usualmente rápida. O efeito da intermitência nas concentrações de oxigênio e combustível, causada pela turbulência, é levada em consideração através do uso de uma função de densidade de probabilidade. Na sua forma mais simples considera-se que o combustível representa toda a massa liberada pela partícula devido à liberação de voláteis ou combustão do resíduo carbonoso, e de composição igual à matéria orgânica da partícula, o que constitui uma aproximação.

A fração de mistura é definida como,

$$f = \frac{\chi - \chi_O}{\chi_F - \chi_O} \quad (18)$$

onde, F e O referem-se às entradas de combustível e oxidante, respectivamente, e χ é uma propriedade extensiva conservada, tal que, rearranjando a equação (18), pode ser dada por

$$\chi = f\chi_F + (1-f)\chi_O \quad (19)$$

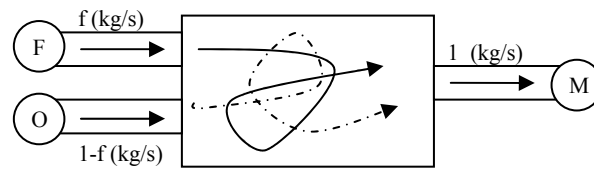


Figura 10 – Câmara de mistura de combustível e ar

Para sistemas reativos, a diferença entre a fração mássica do combustível, Y_F , e a de oxigênio, Y_O , dividida pelo fator estequiométrico, Y_{O_2}/i , é uma propriedade conservada:

$$\chi = Y_F - \frac{Y_{O_2}}{i} \quad (20)$$

Para uma reação química completa na câmara de mistura, combustível e/ou oxigênio terão concentração nula. Visto que a fração mássica de combustível no oxidante é nula, e *vice-versa*, temos que $\chi_C = 1$ considerando combustível puro e $\chi_O = -0,23/i$ no caso do oxidante ser ar.

O valor da fração de mistura pode variar entre zero e um. Para o caso de mistura estequiométrica, o valor de χ é nulo e o valor da fração de mistura f_{st} é pela equação (21)

$$f_{st} = \frac{0,23}{0,23 + i} \quad (21)$$

O modelo de fração de mistura é baseado na consideração de que combustível e oxidante não coexistem instantaneamente. Para misturas com excesso de oxigênio, $f < f_{st}$, temos que,

$$Y_F = 0, Y_{O_2} = 0,23 \times \frac{f_{st} - f}{f_{st}} \quad (22)$$

Enquanto que para misturas com excesso de combustível, para $f > f_{st}$, temos que,

$$Y_{O_2} = 0, Y_F = \frac{f - f_{st}}{1 - f_{st}} \quad (23)$$

A fração mássica de nitrogênio, considerado como inerte, pode também ser tomada como uma propriedade conservada e ser assim expressa como uma combinação linear entre dos valores nas entradas de combustível e oxidante e assim da fração de mistura, sendo a diferença correspondente à fração mássica dos produtos que dependem da composição do combustível.

$$Y_{N_2} = 0,77 \times (1 - f), Y_{Prod} = 1 - Y_{N_2} - Y_{O_2} - Y_F \quad (24)$$

Neste modelo, as frações mássicas médias de cada espécie I, combustível, oxigênio, nitrogênio e produtos são dadas em termos das frações de mistura instantâneas, pelas equações (22), (23) e (25) e de uma função de densidade de probabilidade, $P(f)$, e são calculadas conforme a equação(25),

$$\bar{Y}_I = \int_0^1 Y_I P(f) df \quad (25)$$

A função densidade de probabilidade de f é caracterizada pela sua média \bar{f} e pela sua variância g , definidas pelas equações (26) e (27), respectivamente,

$$\bar{f} \equiv \int_0^1 f P(f) df \quad (26)$$

$$g \equiv \int_0^1 (f - \bar{f})^2 P(f) df \quad (27)$$

sendo \bar{f} e g calculadas através das suas equações de balanço, (28) e (29), respectivamente,

$$\frac{\partial(\rho u_i \bar{f})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu_e}{\sigma_f} \right) \frac{\partial \bar{f}}{\partial x_i} \right] + S_{f,p} \quad (28)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i g)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu_e}{\sigma_g} \right) \frac{\partial g}{\partial x_i} \right] + C_{G1} \mu_e \left(\frac{\partial \bar{f}}{\partial x_i} \right)^2 - C_{G2} \rho \frac{\varepsilon}{k} g \quad (29)$$

sendo $S_{f,p}$ o termo fonte devido à presença das partículas, σ_f e σ_g os números de Prandtl equivalentes, iguais a 0,7, e C_{G1} e C_{G2} constantes do modelo, iguais a 2,8 e 2,0 respectivamente. A função densidade de probabilidade utilizada é uma distribuição Gaussiana truncada. No caso do carvão pulverizado o combustível gasoso é liberado no interior da fornalha e é considerado através do termo fonte na equação de balanço de \bar{f} , igual à massa liberada pela partícula de carvão.

A equação de balanço de g , equação (29) foi derivada por Launder e Spalding (1972) utilizando um método similar e consistente com a equação de ε do modelo de turbulência.

A vantagem do modelo de fração de mistura é que qualquer outro escalar conservado, pode ser calculado através de f , como ilustrado para o nitrogênio e produtos. O modelo de fração de mistura requer que todas as espécies gasosas possuam difusividades turbulentas iguais, o que é uma hipótese bastante razoável.

Como se utiliza a fração de mistura para o cálculo da distribuição de frações mássicas dos gases as condições de contorno nas paredes são de gradiente nulo, pois não se considera nenhuma reação com estas.

3.1.4 Equação da conservação da energia

Para um escoamento reativo é necessária a formulação em entalpia absoluta, onde são consideradas as parcelas sensível e química conforme apresentado na equação (30)

$$h_k = \int_{T_0}^T c_{p,k} dT + \Delta h_{f,k}^0 \quad (30)$$

onde h_k é a entalpia da espécie k . O termo $\int_{T_0}^T c_{p,k} dT$ representa a parcela da entalpia sensível, sendo $c_{p,k}$ o calor específico a pressão constante e o termo $\Delta h_{f,k}^0$ representa entalpia de formação da espécie k a temperatura de referência $T_0 = 298,15K$.

Assim a entalpia da mistura é dada por:

$$h = \int_{T_0}^T c_p dT + \sum_{k=1}^N \Delta h_{f,k}^0 Y_k \quad (31)$$

onde, $c_p = \sum Y_i c_{p,i}$ e Y_k é a fração mássica da espécie k .

O balanço de energia em regime estacionário aplicado a um elemento de volume conduz a uma equação diferencial em função da entalpia do fluido com a forma seguinte:

$$\frac{\partial(\rho u_i h)}{\partial x_i} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial u_j} - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + S^h \quad (32)$$

onde o termo fonte $S^h = S_{h,p} + S_{h,R} + S_{h,T}$ abrange os termos fonte devido à presença das partículas e à troca radiativa no interior da fornalha e adicionalmente na zona dos painéis de tubos inclui as trocas de calor tanto por convecção como por radiação. O primeiro termo da equação anterior corresponde ao trabalho das tensões de cisalhamento e é desprezível em face das outras. O fluxo de calor, q_i , dado por

$$q_i = -k \frac{\partial T}{\partial x_i} + \rho \sum_{k=1}^N h_k Y_k V_{k,i} \quad (33)$$

Sendo o primeiro termo correspondente a difusão de calor, segundo a Lei de Fourier e o segundo termo devido à difusão mássica das espécies.

Da Lei de Fick temos que,

$$V_{k,i} = -\frac{D_k}{Y_k} \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \quad (34)$$

Substituindo (34) em (33),

$$q_i = -\left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} + \sum_{k=1}^N \rho h_k D_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \right) \quad (35)$$

Sendo os números de Prandtl e Lewis definidos como,

$$\text{Pr} \equiv \frac{c_p \mu}{k}, \quad \text{Le}_k \equiv \frac{k}{\rho D_k c_p}$$

o fluxo de calor pode ser escrito como,

$$q_i = -\frac{\mu}{\text{Pr}} \left(c_p \frac{\partial T}{\partial x_i} + \sum_{k=1}^N h_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} + \sum_{k=1}^N (\text{Le}_k^{-1} - 1) h_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \right) \quad (36)$$

Visto que, para gases ideais, $dh = c_p dT + \sum_{k=1}^N h_k dY_k$ podemos exprimir o fluxo de calor em função da entalpia absoluta por:

$$q_i = -\frac{\mu}{Pr} \left(\frac{\partial h}{\partial x_i} + \sum_{k=1}^N (Le^{-1} - 1) h_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \right). \quad (37)$$

Na maioria dos sistemas o número de Lewis, para a fase gasosa, é próximo da unidade, de forma que o segundo termo entre parênteses é aproximadamente nulo. Para o escoamento turbulento com base no modelo k-ε utiliza-se a viscosidade efetiva e um número de Prandtl equivalente para o escoamento turbulento σ_h permitindo finalmente escrever a equação de balanço de energia como,

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i h)}{\partial x_i} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right) + S^h \quad (38)$$

onde S^h representa o termo fonte devido à presença das partículas, dos feixes tubulares e da transferência de calor por radiação.

Neste trabalho calcula-se apenas o valor médio da temperatura a partir da entalpia média, obtida através da equação (38) e da composição, calculada a partir da fração de mistura e variância. A entalpia é representada como um polinômio de segundo grau em função da temperatura para cada espécie química.

Condição de contorno

O fluxo de calor na parede é obtido através da analogia de Reynolds entre os fenômenos de transferência de calor e de transferência de quantidade de movimento. Essa analogia permite deduzir o fluxo de calor na parede como:

$$q_w'' = \frac{\rho \sqrt{\tau_w / \rho} (h_p - h_w)}{\sigma_h (U^+ + C_T)} \quad (39)$$

onde h_p e h_w representam respectivamente o valor da entalpia no ponto P próximo da parede e o valor da entalpia com a temperatura da parede e a composição no ponto P que se consideram iguais. C_T é uma constante de integração que reflete a contribuição do quociente entre os números de Prandtl laminar (Pr) e turbulento (σ_h),

$$C_T = 9,25 \left(\frac{Pr}{\sigma_h} - 1 \right) \sqrt[4]{\frac{\sigma_h}{Pr}} \quad (40)$$

3.1.5 Método numérico

O método dos volumes finitos é utilizado para a solução das equações de balanço de massa, quantidade de movimento, energia, energia cinética turbulenta, sua taxa de dissipação, fração de mistura e variância. Como se viu nas seções anteriores todas as equações de balanço para um escalar geral ϕ podem ser escritas como,

$$\frac{\partial(\rho u_i \phi)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_e}{\sigma_\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S_\phi \quad (41)$$

O primeiro membro da equação (41) representa o balanço dos fluxos convectivos da propriedade ϕ e o primeiro termo do segundo membro representa o saldo dos fluxos difusivos onde se utiliza a viscosidade efetiva e um número adimensional para cada propriedade. Os termos fonte de cada um dos balanços podem conter contribuições devidas à própria fase gasosa ou então representar o resultado da interação com as partículas ou com os painéis de tubos ou ainda devido à radiação. Na tabela são apresentados os termos ϕ , Γ_ϕ , S_ϕ da equação (41) para as diferentes propriedades.

Tabela 9 – Valores de ϕ , Γ_ϕ , S_ϕ

Propriedade	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
Massa global	1	0	$S_{m,P} = S_{Vol} + S_{Res}$
Quantidade de movimento	u_j	μ_e	$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu_e \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] - \frac{\partial P}{\partial x_j} + \rho g_j + S_{u_j,P} + S_{u_j,t}$
Energia cinética turbulenta	k	$\frac{\mu_e}{\sigma_k}$	$P_k - \rho \epsilon$
Dissipação da energia cinética turbulenta	ϵ	$\frac{\mu_e}{\sigma_\epsilon}$	$(C_{1\epsilon} P_k - C_{2\epsilon} \rho \epsilon) \frac{\epsilon}{k}$
Fração de Mistura	f	$\frac{\mu_e}{\sigma_f}$	$S_{f,P} = S_{Vol} + S_{Res}$
Variância	g	$\frac{\mu_e}{\sigma_g}$	$C_{g1} \mu_t \left(\frac{\partial f}{\partial x_j} \right)^2 - C_{g2} \rho g \frac{\epsilon}{k}$
Entalpia	h	$\frac{\mu_e}{\sigma_h}$	$S_{h,R} + S_{h,P} + S_{h,T} (*)$

(*)é desprezado o termo fonte devido à dissipação viscosa.

Os termos fonte devido à presença de partículas são apresentados na seção 3.2.4. O termo fonte devido à radiação é apresentado na seção 3.3. Os termos de interação com os painéis de tubos são apresentados na seção 3.4.

P_k	μ_t	μ_e	C_μ	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_{g1}	C_{g2}
$\frac{1}{2}\mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$	$\rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$	$\mu + \mu_t$	0,09	1,44	1,92	2,80	2,00

σ_k	σ_ε	σ_h	σ_f	σ_g
1,0	1,3	0,7	0,7	0,7

O fato de todas as equações à exceção da equação da continuidade terem a mesma forma permitem uma solução numérica semelhante. No método dos volumes finitos, o domínio físico é discretizado em volumes de controle e equações aproximadas são obtidas através do balanço das propriedades nestes volumes, ou através da integração da equação diferencial (Maliska, 1995). A equação obtida é então linearizada, conforme equação (42), e o sistema de equações lineares é resolvido, linha a linha, através do algoritmo de Thomas.

$$a_p \phi_p = a_w \phi_w + a_e \phi_e + a_s \phi_s + a_n \phi_n + a_b \phi_b + a_t \phi_t + S_U^\phi \Delta V \quad (42)$$

Na substituição dos termos da equação diferencial por aproximações numéricas, o fluxo convectivo da propriedade pode ser calculado considerando o seu valor médio na face do volume de controle (diferenças centrais) ou o seu valor na célula a montante (*upwind*). A aproximação efetuada é escolhida de acordo com o número de Peclet local e de forma a garantir que os coeficientes da equação sejam positivos, característica desejável para a convergência do método. Define-se assim o método híbrido, no qual os coeficientes da equação (42) são dados por

$$a_w = \text{MAX}\left[F_w, \left(D_w + \frac{F_w}{2}\right), 0\right] \quad (a) \quad a_e = \text{MAX}\left[-F_e, \left(D_e - \frac{F_e}{2}\right), 0\right] \quad (b) \quad (43)$$

$$a_s = \text{MAX}\left[F_s, \left(D_s + \frac{F_s}{2}\right), 0\right] \quad (a) \quad a_n = \text{MAX}\left[-F_n, \left(D_n - \frac{F_n}{2}\right), 0\right] \quad (b) \quad (44)$$

$$a_b = \text{MAX}\left[F_b, \left(D_b + \frac{F_b}{2}\right), 0\right] \quad (a) \quad a_t = \text{MAX}\left[-F_t, \left(D_t - \frac{F_t}{2}\right), 0\right] \quad (b) \quad (45)$$

sendo F e D apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 – Coeficientes da propriedade ϕ

Face		F	D
Oeste	(w)	$(\rho u)A$	$\frac{\Gamma}{\delta x} A$
Leste	(e)		
Sul	(s)	$(\rho v)A$	$\frac{\Gamma}{\delta y} A$
Norte	(n)		
Abaixo	(b)	$(\rho w)A$	$\frac{\Gamma}{\delta z} A$
Acima	(t)		

O termo fonte S_ϕ é multiplicado pelo volume para ser usado na equação discretizada, podendo ser linearizado e representado como a soma de duas parcelas: $S_U^\phi + S_P^\phi \Phi$ (uniforme e proporcional) onde o coeficiente S_P^ϕ deve ser negativo por razões de estabilidade numérica. Tendo em consideração o termo fonte escrito nesta forma pode-se definir o termo a_p da equação discretizada como:

$$a_p = a_w + a_e + a_s + a_n + a_b + a_t - S_P^\phi \Delta V \quad (46)$$

Na definição do coeficiente do ponto P do volume de controle surge a fonte de massa das partículas para a fase gasosa. A fonte de massa das partículas é também usada para definir o resíduo de massa que é utilizado no algoritmo Simple para o cálculo de correções da pressão com base na equação da continuidade como analisado em Coelho (2004).

3.2 Modelo para a fase particulada

Vários processos de combustão envolvem o escoamento multifásico com a presença de combustível sólido ou líquido interagindo com o escoamento turbulento de gases. De forma a caracterizar este escoamento, o modelo de combustão precisa ser capaz de simular não apenas o transporte de massa, quantidade de movimento e energia de cada uma das fases, mas também determinar a troca destas quantidades entre elas. Para o processo de queima de carvão pulverizado, onde as partículas presentes no gás têm uma fração volumétrica quase insignificante é adotada uma abordagem Lagrangeana para a representação da partícula. A partícula de carvão ao ser aquecida através de trocas convectivas e radiativas no interior da fornalha sofre os processos de formação de voláteis e combustão do carbono fixo. O processo de secagem é assumido ocorrer nos moinhos e no interior da fornalha considera-se apenas o processo de liberação de combustível na fase gasosa. Utilizando o modelo de fração de

mistura, considera-se apenas uma composição do combustível médio que corresponde na realidade aos voláteis e ao monóxido de carbono resultante da queima do resíduo carbonoso.

3.2.1 Equação de movimento das partículas

A equação do movimento da partícula pode ser escrita de acordo com a Segunda Lei de Newton, considerando as forças de arraste e gravitacional, conforme a equação (47)

$$\frac{d\mathbf{u}_p}{dt} = \frac{3 \rho_g C_D}{4 \rho_p d_p} |\mathbf{u}_g - \mathbf{u}_p| (\mathbf{u}_g - \mathbf{u}_p) + \mathbf{g} \quad (47)$$

Sendo C_D o coeficiente de arraste da partícula calculado por

$$C_D = 24 / Re_p, \quad Re_p \leq 1 \quad (48)$$

$$C_D = 24(1 + 0,15 Re_p^{0,687}) / Re_p, \quad Re_p > 1$$

sendo Re_p é o número de Reynolds da partícula calculado em função da sua velocidade relativa com o gás. A equação do movimento pode ser linearizada mantendo o termo

$\frac{\rho_g C_D}{\rho_p d_p} |\mathbf{u}_g - \mathbf{u}_p|$ constante, em um curto intervalo de tempo. Integrando a equação (47) em um

incremento de tempo Δt , obtém-se

$$\mathbf{u}_p = \mathbf{u}_{p0} \exp\left(-\frac{\Delta t}{\tau}\right) + (\mathbf{u}_g + \mathbf{g}\tau) \left[1 - \exp\left(-\frac{\Delta t}{\tau}\right)\right] \quad (49)$$

sendo τ o tempo de relaxação da partícula dado por

$$\tau = \frac{4}{3} \frac{\rho_p d_p}{\rho C_D |\mathbf{u}_g - \mathbf{u}_p|} \quad (50)$$

Desta forma é calculado o deslocamento da partícula,

$$\frac{d\mathbf{x}_p}{dt} = \mathbf{u}_p \quad (51)$$

Integrando a equação acima, considerando a média aritmética das velocidades no intervalo de tempo tem-se a nova posição da partícula, conforme a equação (52)

$$\mathbf{x}_p = \mathbf{x}_{p0} + \frac{(\mathbf{u}_p + \mathbf{u}_{p0})}{2} \Delta t \quad (52)$$

Interação da Turbulência com a Trajetória da Partícula

O efeito da turbulência sobre o movimento das partículas é simulado com uma abordagem estocástica (Gosman e Ioannides, 1983). As duas principais considerações deste modelo são:

1) A avaliação da velocidade instantânea do gás \vec{v} , presente nas equações de movimento da partícula, é feita a partir dos campos de velocidade média, \vec{V} e da energia cinética turbulenta k . Com esse propósito, a turbulência é assumida isotrópica com uma distribuição de probabilidade Gaussiana da velocidade de flutuação com desvio padrão $\sigma = \sqrt{2k/3}$. Desta forma, uma amostragem aleatória desta distribuição em pontos apropriados no cálculo da trajetória fornece então uma estimativa do campo de velocidade de flutuação \vec{v}' e, por conseguinte da velocidade instantânea.

2) É determinado o intervalo de tempo t_{int} no qual a partícula interage com a velocidade instantânea obtida da amostragem aleatória. Aqui é importante encarar este último com sendo associado a um vórtice turbulento. Assim, o tempo de interação é determinado por um dos dois eventos, em um deles a partícula se move suficientemente devagar em relação ao gás para permanecer no vórtice durante todo o seu tempo de vida t_e , no outro a velocidade de ‘deslizamento’ entre o gás e a partícula é suficiente para permiti-la atravessar o vórtice em um tempo de trânsito t_r menor que t_e . A escala de tempo de interação será, portanto a mínima entre as duas acima citadas, ou seja, $t_{int} = \min(t_e, t_r)$

As estimativas das escalas de tempo do vórtice e de trânsito são feitas com a consideração adicional de que o tamanho característico de um vórtice de uma amostragem aleatória é a escala de comprimento de dissipação l_e , dada pela equação (53)

$$l_e = c_\mu^{1/2} \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (53)$$

O tempo de vida do vórtice é estimado então,

$$t_e = \frac{l_e}{|\mathbf{u}'|} \quad (54)$$

A escala de tempo de trânsito, t_r , é obtida da solução da equação do movimento da partícula simplificada e linearizada, e dada pela equação (55),

$$t_r = \tau \ln \left[1 - \frac{l_e}{\tau |\mathbf{u} - \mathbf{u}_p|} \right] \quad (55)$$

3.2.2 Balanço de energia da partícula

A temperatura da partícula de carvão é assumida uniforme, e a sua variação temporal é calculada através do balanço de energia, conforme apresentado na equação (56),

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = q_{\text{comb}} - hA_p (T_p - T_\infty) \quad (56)$$

onde m_p é a massa da partícula, c_p o seu calor específico, T_p a temperatura da partícula, q_{comb} a taxa de calor “liberado” pela combustão da partícula, h o coeficiente de transferência de calor, A_p a área superficial da partícula e T_∞ a temperatura do gás. O calor liberado pela combustão da partícula é o correspondente à reação heterogênea entre o oxigênio e o carbono dando origem a monóxido de carbono devido à alta temperatura e à pequena dimensão das partículas (Azevedo, 1994). O coeficiente de transferência de calor considera as trocas por convecção e radiação entre a partícula e a fase gasosa. A temperatura da partícula, em um instante t , é dada então pela equação (57),

$$T_p = T^* - (T^* - T_{p,\text{ant}}) \exp[-(hA_p/c_p)\Delta t] \quad (57)$$

sendo $T^* = \frac{q_{\text{comb}}}{hA_p} + T_\infty$

3.2.3 Balanço de massa das partículas de carvão

Como já referido calcula-se o movimento de partículas de carvão representativas em paralelo com o cálculo da sua temperatura. O principal objetivo do cálculo das partículas é descrever a liberação de gases combustíveis e o consumo do carbono fixo das partículas.

Formação de voláteis

O modelo utilizado dispõe de diversos modelos para descrever a libertação de voláteis. O mais simples é o modelo de reação única de Badzioch e Hawkslay (1970) que considera a taxa de formação de voláteis dada pela reação de primeira ordem, conforme equação (58),

$$\frac{dV}{dt} = k_v (V_f - V) \quad (58)$$

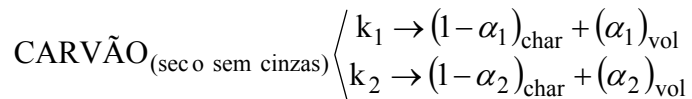
onde V é a massa de voláteis formada e V_f é a produção final de voláteis. A fração final de voláteis libertada é fixa como o produto de um fator Q (entre 1,2 e 1,5) e o teor de matéria volátil observado numa análise imediata.

O coeficiente k_v é calculada através da equação (59),

$$k_v = A_v \exp\left(-\frac{E_v}{RT_p}\right) \quad (59)$$

onde T_p é a temperatura da partícula de carvão (assumida uniforme), A_v e E_v são o fator pre-exponencial e a energia de ativação, determinados experimentalmente para diferentes tipos de carvão.

Como uma alternativa ao modelo de reação simples, existe o modelo de reações paralelas, proposto por Ubhayakar *et al.* (1976), onde a liberação de voláteis é modelada por duas reações. A primeira reação é dominante a baixas temperaturas e corresponde a uma menor liberação de voláteis, α_1 , enquanto a segunda reação é dominante a elevadas temperaturas com uma liberação de voláteis α_2 , conforme apresentado no esquema a seguir,



As taxas de transformação do carvão, formação de voláteis e matriz carbonífera (*char*) são dadas pelas equações(60), (61) e (62), respectivamente,

$$\frac{dm_C}{dt} = -(k_1 + k_2)m_C \quad (60)$$

$$\frac{dV}{dt} = (\alpha_1 k_1 + \alpha_2 k_2)m_C \quad (61)$$

$$\frac{dC_{\text{ch}}}{dt} = [(1-\alpha_1)k_1 + (1-\alpha_2)k_2]m_C \quad (62)$$

Da integração da equação (62), tem-se que

$$m_C(t) = m_o \exp\left(-\int_0^t (k_1 + k_2)dt\right) \quad (63)$$

sendo m_o a massa inicial do carvão seco sem cinzas. Substituindo a expressão de m_C na equação (61) tem-se então a taxa de liberação de voláteis da partícula em função do tempo.

$$\frac{dV}{dt} = (\alpha_1 k_1 + \alpha_2 k_2)m_o \exp\left(-\int_0^t (k_1 + k_2)dt\right) \quad (64)$$

Como resultado a produção final de voláteis irá depender do histórico de temperatura da partícula, e irá aumentar com a temperatura, encontrando-se entre α_1 e α_2 . O valor de α_1 é considerado como a fração de matéria volátil da análise imediata, enquanto o valor de α_2 é considerado unitário.

Uma abordagem mais mecanicista da liberação de voláteis é feita nos modelos de “rede” (*network models*). Estes modelos consideram a estrutura do carvão como uma rede de cadeias aromáticas interligadas por “pontes” alifáticas. Os principais modelos de rede desenvolvidos são: o modelo *Functional Group – Depolymerization, Vaporization, Cross-Linking* (FG-DVC), o modelo *Chemical Percolation Devolatilization* (CPD), e o modelo *Flashchain*. O modelo CPD foi incluído no código numérico utilizado e acoplado a um modelo de combustão mais detalhado para simular combustão em queimadores (Toporov e Azevedo, 2003) A sua aplicação no entanto requer a caracterização da estrutura do carvão, que se encontra disponível apenas para alguns tipos de carvão. Estes modelos consideram reações de despolimerização, reações de formação de ligações cruzadas, e formação de gases não condensáveis, alcatrões e matriz carbonífera.

Combustão do carbono fixo

A combustão carbono fixo é um processo bem mais lento que o processo de liberação de voláteis, e, portanto determina o tempo de queima (*burn-out*) do carvão pulverizado na fornalha. Este tempo é usualmente da ordem de alguns segundos para condições típicas de fornalhas de grande escala.

A taxa de combustão do carbono é determinada considerando-se uma reação global de primeira ordem com respeito ao oxigênio combinada com uma resistência de difusão do oxigênio, e é dada por (Borman e Ragland, 1998)

$$\frac{dm_c}{dt} = -i \left(\frac{12}{16} \right) A_p k_e \rho_{O_2}(\infty) \quad (65)$$

onde i é a razão estequiométrica, A_p é a área superficial externa da partícula, $\rho_{O_2}(\infty)$ é a densidade do oxigênio na vizinhança, e k_e é a constante de taxa efetiva, que inclui cinética e difusão, e é dada por,

$$k_e = \frac{h_d k_c}{h_d + k_c} \quad (66)$$

onde h_d é o coeficiente de difusão de massa e k_c é a constante de reação, calculada por uma relação do tipo Arrhenius. O coeficiente de transferência de massa é calculado com base no número de Sherwood, dado por,

$$Sh \equiv \frac{h_d d_p}{D_o} = 2 \left(1 + B Re_p^{1/2} Sc^{1/3} \right) \quad (67)$$

onde d é o diâmetro da partícula, D_o o coeficiente de difusão do oxigênio, B uma constante da correlação, Re e Sc os números de Reynolds e Schmidt respectivamente. No caso de combustão de carvão pulverizado a velocidade relativa entre o gás e a partícula é suficientemente pequena de tal forma que é assumido $Sh = 2$.

3.2.4 Termos fonte devido à presença das partículas

A influência da presença das partículas no escoamento é considerada através dos termos fonte conforme apresentado na Tabela 9.

O termo fonte nas equações de balanço da massa e fração de mistura é calculado como, o somatório para todos os tamanhos da variação da massa da partícula com o tempo vezes o número de partículas por segundo, conforme equação (68),

$$S_{m,part} = \sum_{size=1}^{Nsize} \Delta m_p \cdot (\text{partículas/tempo}) \quad (68)$$

sendo a evolução da massa da partícula calculada através dos modelos de liberação de voláteis e combustão do carbono fixo, conforme apresentado na seção 3.2.3.

Na equação da quantidade de movimento da fase contínua, na direção i , o termo fonte é dado pela variação da quantidade de movimento da partícula,

$$S_{U_i,part} = \sum_{size=1}^{Nsize} \Delta (m_p u_{p,i}) \cdot (\text{partículas/tempo}) \quad (69)$$

Visto que na direção z a quantidade de movimento da partícula é alterada pela gravidade, este efeito deve ser então descontado da equação (69).

Na equação da entalpia o termo fonte devido à presença das partículas, é calculado em função da variação da entalpia da partícula dada por,

$$S_{h,part} = \sum_{size=1}^{Nsize} \Delta (m_p h_p) \cdot (\text{partículas/tempo}) \quad (70)$$

3.2.5 Modelo de deposição de cinzas

O mecanismo de transporte e deposição das cinzas para as superfícies de transferência de calor em caldeiras depende das condições do meio: escoamento, campo de temperatura e propriedades do gás, das propriedades da cinza, tamanho e velocidade, bem como das propriedades da superfície.

O transporte de partículas pequenas, com diâmetros menores que $1\mu\text{m}$ e espécies na fase gasosa para as superfícies ocorre principalmente devido ao efeito de difusão. A condensação das espécies na fase gasosa pode se dar no seio do escoamento, na camada limite térmica próxima à superfície ou na própria superfície de troca. Os principais mecanismos de difusão são:

- i) difusão de Fick – nível molecular;
- ii) difusão browniana – movimento de translação aleatório de partículas suspensas em um fluido causado por colisões moleculares;
- iii) difusão de vórtices – ocasionada pelos vórtices de escoamentos turbulentos.

Partículas com diâmetro inferior a $10\mu\text{m}$ são influenciadas pela resultante das forças originadas da existência de um gradiente de temperatura no fluido (Waldman e Schmitt, 1966). Este mecanismo de transporte é denominado termoforésia. Estas forças causam um movimento da partícula da direção mais quente para a mais fria, ou seja, do fluido para a superfície de transferência de calor.

A captura, ou impacto inercial ocorre quando a trajetória de uma partícula é interceptada por uma superfície e esse mecanismo é mais importante para partículas relativamente grandes, com diâmetro superior a $10\mu\text{m}$. Neste mecanismo, as partículas são transportadas devido à sua própria inércia, e o impacto ocorrerá caso esta seja superior à força de arraste que o fluido exerce sobre a partícula. Para partículas pequenas, a força de arraste é suficientemente grande para mantê-las no mesmo curso das linhas de corrente, fazendo com que as partículas desviem e não colidam com a superfície. Por outro lado, a inércia das partículas grandes faz com que estas mantenham a sua própria trajetória, não seguindo as linhas de corrente do fluido e colidindo contra o obstáculo à sua frente.

No regime de impacto-difusão de vórtices se a energia entregue às partículas pelos vórtices turbulentos não for completamente dissipada na camada limite, elas irão atravessar essa camada e alcançar a superfície da parede. Uma vez que as partículas não podem atravessar a camada limite mais rápido que a velocidade dos vórtices turbulentos, a velocidade máxima de deposição é, portanto, grosseiramente igual à magnitude da velocidade dos vórtices. Quando o tamanho da partícula é maior que o tamanho característico dos

vórtices, a influência deste mecanismo sobre a partícula diminui e a partícula irá seguir as linhas de corrente do escoamento médio.

A importância relativa dos mecanismos descritos anteriormente depende, principalmente, do tamanho das partículas.

Em fornalhas com queima de carvão pulverizado o mecanismo de impacto inercial é o principal responsável pela deposição de cinzas nas superfícies da parede d'água e dos feixes localizados na saída da câmara de combustão.

Conforme apresentado nas referências bibliográficas, segundo Kær et al. (2001) a deposição de cinzas devido ao impacto inercial é várias ordens de grandeza superior aos outros mecanismos.

Para um escoamento externo a um cilindro, a ocorrência de impacto inercial das partículas depende se estas irão seguir ou desviar-se das linhas de corrente do escoamento, o que é função da relação entre as forças de arraste e inércia da partícula. Quanto maior a inércia de uma partícula, maior a sua probabilidade de colisão. O número de Stokes da partícula representa a razão entre estes dois efeitos, e também pode ser visto como uma relação entre o tempo característico de parada da partícula (também conhecido como tempo de relaxação) e o tempo característico do escoamento ao redor do coletor, e é dado por,

$$St \equiv \frac{\rho_p d_p^2 v_p}{9\mu_g D_c} \quad (71)$$

Baseados neste fato, Israel e Rosner (1983) propuseram uma expressão geral que determina se as partículas iram ou não colidir contra um obstáculo cilíndrico em função do número de Stokes efetivo. Definindo uma probabilidade de impacto dada por,

$$\eta_I = \left[1 + b(St_{ef} - a)^{-1} + c(St_{ef} - a)^{-2} + d(St_{ef} - a)^{-3} \right]^{-1} \quad (72)$$

sendo $a = 0,125$; $b = 1,25$; $c = 0,014$ e $d = 0,508 \times 10^{-4}$. O número de Stokes efetivo é dado por

$$St_{ef} = \psi St. \quad (73)$$

Sendo ψ dado por

$$\psi = \frac{24}{Re_p} \int_0^{Re_p} \frac{d Re'_p}{C_d(Re'_p)} Re'_p. \quad (74)$$

Na maioria dos sistemas com queima de carvão pulverizado, pode-se assumir ψ igual a unidade.

Devido a sua simplicidade, o conceito de probabilidade de impacto para a determinação da acumulação de cinzas em feixes tubulares foi largamente utilizado, como uma boa aproximação de engenharia.

Após a determinação da trajetória, verifica-se se ocorrerá a colisão e aplica-se uma probabilidade de adesão da partícula à superfície. As partículas que colidem com a parede podem realmente aderir a esta ou ricochetear. De forma a representar isto numericamente, uma probabilidade de adesão (η_{Ci}) é utilizada e é assumida ser inversamente proporcional à viscosidade prática da partícula e pode ser representada pela expressão,

$$\eta_{Ci} = \begin{cases} \frac{\mu_{ref}}{\mu} & \text{se } \mu > \mu_{ref} \\ 1 & \text{se } \mu \leq \mu_{ref} \end{cases} \quad (75)$$

onde μ_{ref} é a viscosidade crítica e μ é a viscosidade da partícula. Esta viscosidade é calculada a partir da sua composição. Partículas com $\mu < \mu_{ref}$ possuem probabilidade de adesão 100%, caso contrário a probabilidade é igual a razão entre as viscosidades.

Para determinar a viscosidade da partícula, sua composição deve ser considerada. Watt e Fereday (apud Huang *et al.*, 1996) realizaram estudos que fornecem uma expressão para a viscosidade da partícula dada pela equação (76)

$$\log(10\mu) = \frac{10^7 m}{(T - 150)^2} + c \quad (76)$$

onde c e m dependem da composição da partícula e são dados pelas seguintes equações,

$$m = 0,00835[\text{SiO}_2] + 0,00601[\text{Al}_2\text{O}_3] - 0,109 \quad (77)$$

$$c = 0,0415[\text{SiO}_2] + 0,0192[\text{Al}_2\text{O}_3] + 0,0276[\text{Fe}_2\text{O}_3] + 0,016[\text{CaO}] - 3,92 \quad (78)$$

A equação (78) depende de uma viscosidade de referência, e esta afeta bastante a probabilidade de adesão das partículas. O valor de μ_{ref} é tópico de muita discussão e vários pesquisadores propuseram diferentes valores para descrever resultados experimentais.

A correlação de Watt e Fereday é largamente utilizada por diferentes autores, *e.g.*, Hao *et al.* (2002), Browning *et al.* (2003), Huang *et al.* (1996).

A taxa de deposição de cinzas na superfície de um cilindro, pode então ser calculada como uma função do fluxo total de partículas no escoamento, da fração de partículas que colidem com a superfície e da fração capturada após a colisão. Essa abordagem é apresentada no trabalho de Huang *et al.* (1996). Para partículas com densidade ρ e tamanho x , uma representação matemática para deposição é dada pela equação (79),

$$I_i(\rho_i, x_i) = q_i \eta_{li} \eta_{ci}$$

sendo q_i o fluxo mássico de partículas do tipo i no escoamento não perturbado que se aproxima da superfície, η_{li} a eficiência de impacto e η_{ci} a eficiência de adesão.

3.3 Transferência de calor por radiação

A radiação é o principal mecanismo de transferência de calor no interior de uma fornalha com queima de carvão pulverizado, sendo, portanto, um elemento importante no modelamento numérico. Em uma fornalha de carvão pulverizado, a radiação inclui contribuições dos particulados (carvão, cinzas e fuligem), e dos gases de combustão (principalmente CO_2 e H_2O).

No estudo da interação da radiação com gases, líquidos e sólidos duas abordagens podem ser adotadas. A primeira trata da teoria de onda eletromagnética e na interação microscópica entre a radiação e o meio participante. Esta abordagem fornece um prognóstico das propriedades radiativas do meio em um nível macroscópico. Estas propriedades são então utilizadas em uma segunda abordagem para o cálculo da troca de calor por radiação. Na transferência radiativa de calor em um meio participante a intensidade de radiação sofre processos de absorção, emissão e espalhamento. Considerando então a atenuação e aumento da intensidade de radiação, a equação de transferência radiativa é dada pela equação (80)

$$\frac{dI_\lambda}{ds} = -(\kappa + \sigma)_\lambda I_\lambda + \kappa_\lambda I_{b\lambda} + \frac{\sigma_{s\lambda}}{4\pi} \int_{4\pi} I_\lambda(s_i) \Phi_\lambda(s_i, s) d\Omega_i \quad (80)$$

sendo I a intensidade de radiação, I_b a intensidade de radiação do corpo negro, s a direção de propagação, λ o comprimento de onda em questão, κ e σ os coeficientes de absorção e espalhamento respectivamente, Φ a função de fase que caracteriza o espalhamento no meio. O termo do lado esquerdo da equação representa a variação da intensidade na direção s . Os termos do lado direito da equação representam a absorção e espalhamento da radiação, o aumento da radiação devido à emissão do meio e o aumento da radiação pelo espalhamento proveniente de outros pontos do domínio, respectivamente.

3.3.1 Modelo de transferência discreta

De forma a obter vantagens das características desejáveis de diferentes métodos, modelos híbridos de transferência radiativa foram desenvolvidos. O método de Monte Carlo apresenta vantagens para o cálculo dos fatores de troca entre os vários elementos de volume e superfície em geometrias complexas, porém está sujeito a erros estatísticos e o seu tempo computacional

pode ser bastante longo. Entretanto, se a direção de cada raio for dada de forma determinística, em vez de estatisticamente, e se todas as direções constituem um conjunto ortogonal, então a solução irá consumir menos tempo e a precisão aumentará com o aumento do número de direções. Com isso em mente, Lockwood e Shah (1981) propuseram o modelo de transferência discreta que combina as virtudes dos métodos de Monte Carlo, de zonas e ordenadas discretas. Este método está baseado em resolver a equação de transferência radiativa para raios representativos da cavidade em questão. Neste aspecto ele está relacionado com o modelo de Monte Carlo. Entretanto, a especificação da direção dos raios é feita com antecedência e são resolvidos apenas ao longo do caminho entre duas paredes. Assim, conforme ilustrado na Figura 11(a), o hemisfério sobre o ponto P_1 é dividido em quatro segmentos iguais com intensidade constante (neste caso são visualizados apenas 2). Os valores das intensidades ao longo de $\Omega_{P_1Q_1}$ e $\Omega_{P_1Q_2}$ são determinadas a partir da equação (81) conhecendo as condições em Q_1 e Q_2 . Pares análogos de raios nos pontos P_2, \dots, P_{10} e as intensidades nestas direções são resolvidas similarmente. Os autores derivam então uma relação de recorrência para a intensidade de radiação dada por

$$I_{n+1} = I_n \exp(-\delta s^*) + \frac{E^*}{\pi} [1 - \exp(-\delta s^*)] \quad (81)$$

onde I_n e I_{n+1} são os valores das intensidades entrando e saindo do volume, conforme Figura 11(b). E^* é o poder emissivo modificado e δs^* é o comprimento óptico do volume, dados por,

$$E^* = \frac{1}{\kappa + \sigma} \left(\kappa I_b + \frac{\sigma_s}{4} \int_{4\pi} I(s_i) \Phi(s_i, s) d\Omega_i \right), \quad \delta s^* = (\kappa + \sigma) ds \quad (82)$$

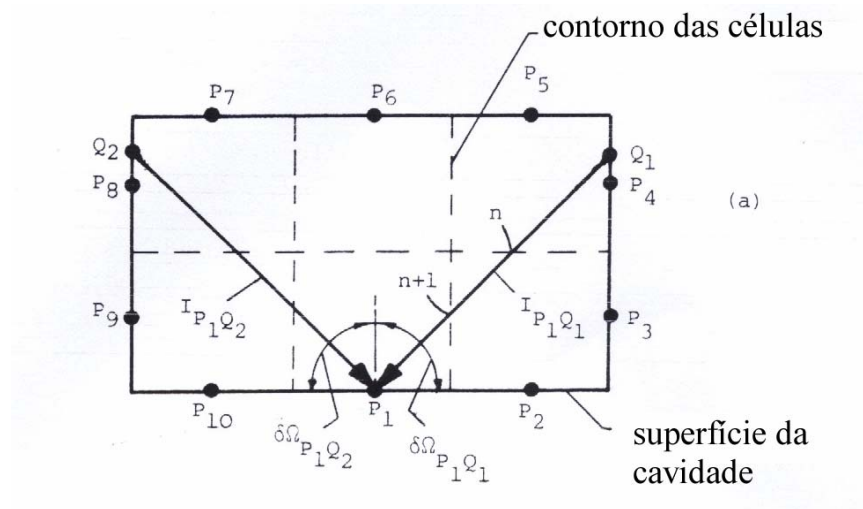
A partir do cálculo das intensidades, é possível então calcular o termo fonte na equação da energia associado à passagem do raio através do volume de controle. Através do uso da definição de intensidade, tem-se então,

$$S_{n,i} = [(I_{n+1} - I_n) \Omega_{PQ} \delta A \delta \Omega_{PQ}]_i \quad (83)$$

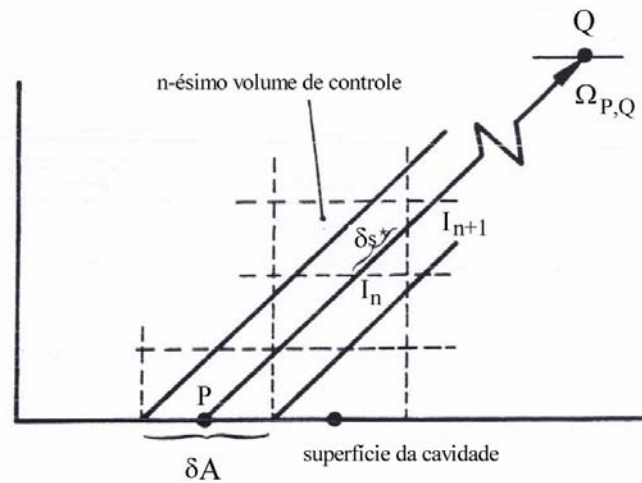
Assim a contribuição total do termo fonte no n -ésimo volume de controle é igual à somatória da contribuição de todos os raios que atravessam o volume, dado por,

$$S_n = \sum_{i=1}^k S_{n,i} \quad (84)$$

onde todas as linhas PQ que cruzam o volume de controle são incluídas pela designação 1 a k.



(a) raios e volumes de controle típicos



(b) raio atravessando um volume de controle

Figura 11 – Representação do método transferência discreta

(adaptado de Lockwood e Shah, 1981)

Condições de Contorno

Para uma superfície cinza, difusa e opaca, com condição contorno de temperatura prescrita, temos que

$$I_w = \frac{q_+}{\pi} = (1 - \varepsilon_w) \frac{q_-}{\pi} + \varepsilon_w \frac{E_w}{\pi} \quad (85)$$

sendo ε_w a emissividade da superfície e q_+ e q_- os fluxos de energia que deixa e que chega na superfície, respectivamente, conforme apresentado na Figura 12.

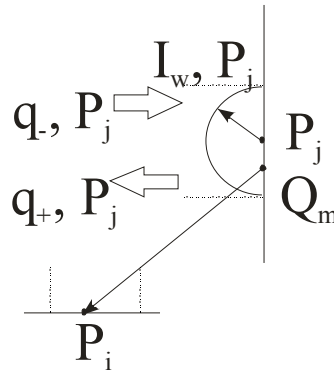


Figura 12 – Condição de contorno troca radiativa

A contribuição da intensidade em Q_m é determinada a partir da equação (85) aplicada em P_j

$$I_{1,Q_m} = I_{w,P_j} \quad (86)$$

onde Q_m está na mesma célula de contorno que P_j . Raramente estes dois pontos coincidem, entretanto isso não acarreta problemas ao método.

No cálculo do valor de q_- , deve ser incluída a intensidade devido às contribuições de todos os raios que chegam no ponto, tornando assim o procedimento iterativo.

Para o caso de calor prescrito na parede, temos que,

$$I_w = \frac{q_+}{\pi} = \frac{q_w}{\pi} + \frac{q_-}{\pi} \quad (87)$$

onde q_w é o fluxo de calor na parede.

3.4 Transferência de calor nos feixes tubulares

A presença dos feixes tubular dos trocadores de calor provoca queda de pressão nos gases de combustão devido à força de arraste nos tubos e a diminuição da temperatura dos gases devido à transferência de calor para os feixes. A simulação numérica do escoamento ao redor dos tubos requer um grande número de volumes de controle, sendo assim proibitiva. No problema em questão, os tubos dos superaquecedores possuem um diâmetro de 31,8 mm enquanto que a distância transversal ao escoamento entre as paredes da fornalha é de 11,925 m. De forma a considerar os efeitos da presença dos tubos, são adicionados termos fontes nas equações do movimento e energia do gás. Os modelos apresentados a seguir foram implementados no código Furnace a partir de sub-rotinas desenvolvidas por Coelho (1999 a, b).

A seção 3.4.1 apresenta a influência dos tubos no escoamento e a transferência de calor por convecção. A metodologia para o cálculo da distribuição do escoamento de vapor pelos tubos do painel é apresentada na seção 3.4.2. A seção 3.4.3 apresenta o método das zonas usado para o cálculo das trocas de calor por radiação e finalmente a seção 3.4.4 apresenta o algoritmo de cálculo que integra os cálculos referidos nestas seções.

3.4.1 Escoamento e transferência de calor por convecção

A força de arraste por unidade de volume devido à presença dos trocadores de calor é dada por

$$f_A = \frac{A_f \Delta p}{\beta V_t} \approx \frac{\Delta p}{\beta N_L S_L} \quad (88)$$

sendo A_f a área frontal, V_t o volume total ocupado da região do trocador, N_L o número de tubos na direção longitudinal, S_L o espaçamento longitudinal entre os tubos e β a porosidade dada por, $\beta = 1 - \frac{\pi D^4 / 4}{S_L S_T}$, sendo S_T o espaçamento transversal entre os tubos.

A queda de pressão é calculada através da correlação de Zhukauskas (Zhuzauskas *et al.*, 1998).

A equação (88) é válida para um banco de tubos com vários tubos na direção longitudinal, entretanto a perda de pressão nos primeiros tubos do feixe não pode ser calculada como $\Delta p / N_L$. Esse efeito é então considerado através do uso de um fator de correção c_z , tal que a perda de carga na fileira z é dada por,

$$\Delta p_z = \frac{\Delta p}{N_L} c_z \quad (89)$$

A transferência de calor dos gases de combustão para os feixes tubulares é considerada adicionando um termo sumidouro à equação de energia na região dos trocadores de calor. Para cálculo deste termo são realizados balanços de energia nas seções dos tubos.

O balanço de energia nos tubos dos trocadores de calor é realizado levando-se em consideração a transferência de calor por radiação e convecção dos gases de combustão para a superfície externa dos tubos, condução no metal do tubo, nos depósitos de cinzas e na camada de óxido e transferência de calor por convecção para o vapor no interior dos tubos.

Os tubos dos trocadores de calor são divididos em várias seções ao longo do seu comprimento de forma a realização do cálculo da transferência de calor entre os gases de combustão e o vapor. As seções dos tubos são definidas pela a sua interseção com os volumes

de controle da malha, conforme apresentado na Figura 13. Os balanços de energia são realizados em cada seção de forma seqüencial, tendo como início a seção de entrada, onde é conhecida a entalpia do vapor, e finalizando na seção de saída.

Considerando um segmento S, do tubo T, da serpentina SR de um trocador de calor, mostrado na Figura 13, o calor transferido, em condições de regime permanente, do gás para o tubo é dado pela equação (90),

$$Q = AU_{gs} [T_g(I,J,K) - T_s(S,T,SR)] \quad (90)$$

sendo A a área da seção do tubo, U_{gs} o coeficiente de transferência de calor externo, $T_g(I,J,K)$ e $T_s(S,T,SR)$ as temperaturas do gás na célula (I,J,K) e da superfície do tubo, respectivamente. O coeficiente de transferência de calor externo é calculado por,

$$U_{gs} = h_{conv} + h_{rad} \quad (91)$$

sendo h_{conv} o coeficiente convecção externa para escoamento através de feixes tubulares, calculado através de correlações experimentais obtidas por Zhukauskas (Zhukauskas *et al.*, 1998).

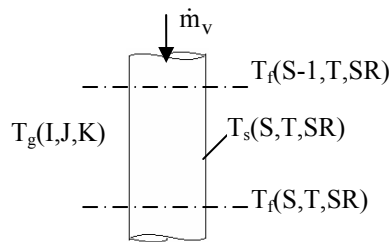


Figura 13 – Temperaturas em uma seção de tubo

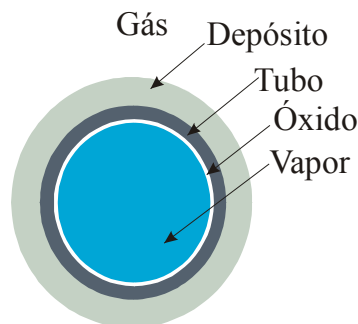


Figura 14 – Seção transversal do tubo

O coeficiente de transferência de calor por radiação h_{rad} é definido como

$$h_{rad} = \frac{\varepsilon_t(G_t - E_{b,t})}{T_g(I,J,K) - T_s(S,T,SR)} \quad (92)$$

sendo ε_t , G_t e $E_{b,t}$ a emissividade, irradiação e poder emissivo do corpo negro da superfície externa do tubo. A transferência de calor por radiação, na região dos feixes foi calculada usando uma formulação simplificada baseada no método de zonas (Coelho,1999 a) e descrito em maior detalhe na seção seguinte.

O calor transferido do tubo para o vapor pode ser escrito como,

$$Q = AU_{sf} \left[T_s(S, T, SR) - \frac{T_f(S, T, SR) + T_f(S-1, T, SR)}{2} \right] \quad (93)$$

sendo U_{sf} o coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa do tubo e o fluido dado por,

$$U_{sf} = \left[R_f + \frac{D_e}{2k} \ln \left(\frac{D_e}{D_i} \right) + \frac{D_e}{D_i} \left(R_{ox} + \frac{1}{h_i} \right) \right]^{-1} \quad (94)$$

onde h_i é o coeficiente de convecção interna e D_e e D_i são os diâmetros externo e interno do tubo, respectivamente. R_f e R_{ox} são as resistências de transferência de calor devido aos depósitos de cinzas e camada de óxido interna, respectivamente.

A temperatura do vapor é determinada a partir da sua entalpia, calculada através do balanço de energia,

$$Q = \dot{m} [h_{f(S)} [T_f(S), P_f] - h_{f(S-1)} [T_f(S-1), P_f]] \quad (95)$$

onde \dot{m}_s é o fluxo mássico de vapor, h_f a entalpia do vapor na entrada da seção S e P_f é a pressão do vapor. Nas seções seguintes são apresentados o modelo utilizado para o cálculo da transferência de calor por radiação na região dos tubos e o procedimento geral para o cálculo da transferência de calor e temperaturas dos tubos.

3.4.2 Distribuição de vapor nos trocadores de calor

De forma a calcular a distribuição do fluxo mássico de vapor, o trocador de calor é dividido em seções correspondentes aos painéis de tubos, conforme a Figura 15. A pressão através do coletor de saída é calculada em cada seção, iniciando em um dos lados do coletor, onde são conhecidos a pressão e o fluxo mássico,

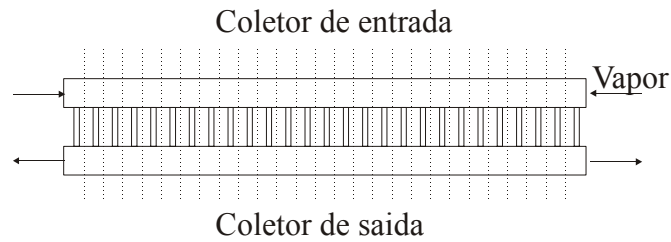


Figura 15 – Esquema do seccionamento do trocador de calor

$$P_{oh(i+1)} = P_{oh(i)} \pm \Delta P_{oh} \quad (96)$$

onde o sinal + ou – depende da direção do escoamento, positivo para o caso de direção contrária ao escoamento.

A pressão na primeira seção do coletor de entrada é então calculada levando em consideração a perda de carga no tubo do primeiro painel

$$P_{ih(1)} = P_{oh(1)} + \Delta P_{t(1)} \quad (97)$$

Então, a distribuição de pressão através do coletor de entrada é calculada de forma similar a do coletor de saída. A perda de carga nos tubos do trocador, incluindo os coletores de entrada e saída, é calculada como:

$$\Delta P_t = \left(f \frac{L}{D_i} + \sum K \right) \frac{\rho v^2}{2} \quad (98)$$

sendo f o fator de fricção de Moody, L o comprimento em consideração, ρ a densidade do vapor, v a velocidade e $\sum K$ a soma dos coeficientes de perda de carga localizada, de expansão, contração, retorno de 180° e controlador de fluxo, cujos valores são 0,2; 0,5 e 1,5 respectivamente.

O fator de fricção de Moody é calculado através da equação,

$$f = [0,79 * \ln(Re) - 1,64]^2 \quad (99)$$

O coeficiente de perda de carga localizada do controlador de fluxo é calculado como uma perda distribuída e dada por

$$K_{fc} = \frac{f_{fc} L_{fc} D_i^4}{D_{fc}^5} + K_{exp} + K_{con} \quad (100)$$

onde o subscrito fc indica que f , L e D são relacionados ao controlador de fluxo.

Após calculadas as pressões em todas as seções dos coletores de entrada e de saída uma nova velocidade do vapor nos tubos é calculada através da equação (98) e normalizada pela vazão total de vapor. Os cálculos são então repetidos até que o resíduo das velocidades seja

menor que a tolerância admitida. É considerado que ambos os lados dos coletores possuem a mesma pressão de entrada e a mesma pressão de saída. Baseado nessa condição o método de Hardy Cross (Streeter, e Wylie, 1983) é utilizado de forma a corrigir o fluxo de vapor nas seções dos coletores.

$$\Delta\dot{m} = \frac{\sum \dot{m}^n}{\left| \sum n\dot{m}^{n-1} \right|} \quad (101)$$

onde n é o expoente que correlaciona o fluxo mássico e a perda de carga nos tubos dos coletores, $\Delta P = r \dot{m}^n$ e é calculado através dos resultados da iteração anterior. Após a correção da vazão nos coletores, novos cálculos são realizados.

3.4.3 Troca radiativa dos feixes tubulares

A geometria dos feixes e suas reduzidas dimensões praticamente impedem o cálculo da troca radiativa utilizando modelos tradicionais tais como o de transferência discreta. Um modelo de engenharia foi adotado para o cálculo da troca radiativa na região dos tocadores de calor.

O modelo implementado foi desenvolvido por Coelho (1999 a, b). A câmara convectiva da caldeira é composta por dois tipos de regiões, cavidades e trocadores de calor, separadas por planos fictícios, conforme apresentado na Figura 16. O modelo é baseado no método de zonas e são assumidas as seguintes hipóteses simplificativas: meio cinza, sem espalhamento, temperatura e emissividade das paredes da fornalha uniformes e composição química dos gases uniforme. Para os cálculos da energia radiativa através dos planos fictícios são utilizadas as temperaturas médias dos gases nas cavidades e região dos trocadores e temperatura média da superfície de uma fileira de tubos. Uma formulação simplificada é derivada com as considerações adicionais seguintes: tubos infinitamente longos, as paredes na região dos trocadores são ignoradas, o comprimento médio (*average mean beam lengths*) é utilizado.

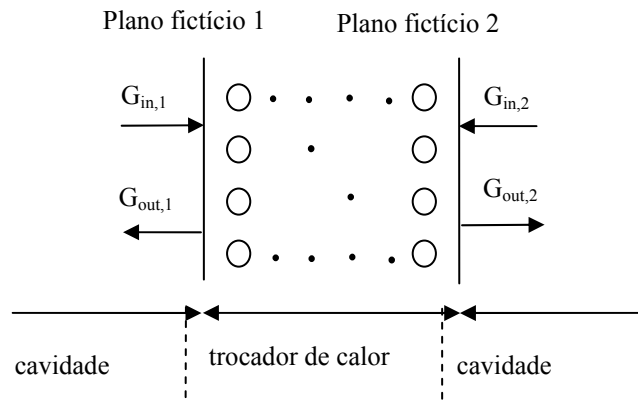


Figura 16 – Planos fictícios associados a um trocador de calor.

A equação da radiosidade da parede da cavidade é dada pela equação (102). Os termos entre parênteses representam a irradiação na parede k devido à energia radiativa proveniente das outras paredes da cavidade j , dos planos fictícios que limitantes e dos gases na cavidade, respectivamente.

$$J_{w,k} = \varepsilon_{w,k} E_{w,k} + \rho_{w,k} \left(\sum_{n=1}^{N_w(j)} \tau_{g,j} F_{ww,kn} J_{w,n} + \sum_{n=1}^{N_h(j)} \tau_{g,j} F_{wh,ki} G_{out,ij} + \varepsilon_{g,j} E_{bg,j} \right), \quad (102)$$

$$1 \leq k \leq N_w(j) \quad 1 \leq j \leq N_c$$

sendo J a radiosidade, E_b o poder emissivo do corpo negro, $G_{in,ij}$ e $G_{out,ij}$ as energias radiativas que entra e sai no plano fictício associado com o trocador i e a cavidade j , F o fator de forma, τ a transmissividade, ε a emissividade, ρ a refletividade. Os subscritos w , h , t e g referem-se à parede da fornalha, ao plano fictício, aos tubos e ao gás respectivamente.

A energia que entra na região do trocador de calor i proveniente da cavidade j tem as contribuições das paredes, da energia proveniente dos outros planos fictícios e dos gases da cavidade j , conforme a equação (103)

$$G_{in,ij} = \sum_{n=1}^{N_w(j)} \tau_{g,j} F_{hw,ik} J_{w,n} + \sum_{n=1}^{N_h(j)} \tau_{g,j} F_{hh,in} G_{out,nj} + \varepsilon_{g,j} E_{bg,j}, \quad (103)$$

$$1 \leq i \leq N_h(j), \quad 1 \leq j \leq N_c$$

A energia que sai da região do trocador de calor i para a cavidade j tem as contribuições das fileiras de tubos e dos gases respectivamente.

$$G_{out,ij} = \sum_{n=1}^{N_t(j)} \tau_{g,j} F_{ht,in} J_{t,n} + \varepsilon_{g,i} E_{bg,i}, \quad (104)$$

$$1 \leq i \leq N_h(j), \quad 1 \leq j \leq N_c$$

A equação da radiosidade tubos na fileira p do trocador i é dada pela a equação (105)

$$J_{t,p} = \varepsilon_{w,k} E_{w,k} + \rho_t \left(\sum_{n=1}^{N_L(i)} \tau_{g,i} F_{tt,pn} J_{t,n} + \sum_{j=1}^{N_c} \tau_{g,j} F_{th,pj} G_{in,ij} + \varepsilon_{g,i} E_{bg,i} \right), \quad (105)$$

$$1 \leq i \leq N_h$$

os termos entre parênteses representam as contribuições da irradiação das outras fileiras de tubos, aa energia radiativa que chega e da emissão dos gases na região do trocador de calor, respectivamente.

O sistema de equações a ser resolvido pode ser simplificado considerando que os termos $J_{t,n}$ são iguais ao termo $J_{t,p}$ na equação (105). Essa consideração é razoável visto que as fileiras vizinhas possuem radiosidades muito próximas. Desta forma uma equação explícita para a radiosidade no tubo pode ser obtida a partir da equação (105) e inserida na equação (104) eliminando as radiosidades dos tubos como incógnitas. Assim a energia radiativa que deixa um trocador de calor é diretamente relacionada com a energia que entra através de ambos os planos fictícios. Entretanto, a contribuição do plano oposto pode ser desprezada fornecendo então a equação (106) para o cálculo de G_{out}

$$G_{out,i}(n_h) = aG_{in,i}(n_h) + b \quad (106)$$

onde os coeficientes a e b são dados por

$$a = \sum_{j=1}^{N_L(n_h)} \frac{\rho_t \tau_g(n_h) F_{ht} \beta (1 - F_{ht})^{2m}}{1 - \rho_t \tau_g(n_h) + \rho_t \beta (1 - F_{ht})^m} \quad (107)$$

$$b = \sum_{j=1}^{N_L(n_h)} \frac{\gamma_{t,j} \tau_g(n_h) F_{ht} (1 - F_{ht})^m}{1 - \rho_t \tau_g(n_h) + \rho_t \beta (1 - F_{ht})^m} + \varepsilon_g(n_h) E_{bg}(n_h) \quad (108)$$

sendo $\beta = \tau_g(n_h) F_{ht} \alpha$, $\alpha = S_t / \pi D$ e $\gamma_{t,p} = \varepsilon_t E_{bt,p} + \rho_t \varepsilon_g(n_h) E_{bg}(n_h)$, onde F_{ht} é o fator de forma de um plano infinito para uma fileira de, S_T é o passo transversal, D é o diâmetro externo, N_L é o número total de fileiras.

As equações para uma cavidade são desacopladas das equações das outras cavidades e o sistema a ser resolvido é reduzido as equações (102), (103) e (106). A irradiação nas fileiras de tubos dos trocadores de calor, G_t , pode ser calculada a partir da equação (105)

$$G_{t,p} = \frac{J_{t,p} - \varepsilon_t E_{bt,p}}{\rho_t} \quad (109)$$

$$= \frac{\beta \left[(1 - F_{ht})^{r-1} (G_{in,1} - \varepsilon_t E_{bt,r}) + (1 - F_{ht})^{N_L - r} (G_{in,2} - \varepsilon_t E_{bt,r}) \right] + \varepsilon_t E_{bt,r} \tau_g + \varepsilon_g E_{bg}}{1 - \rho_t \tau_g + \left[\rho_t \tau_g F_{ht} S_T / (\pi D) \right] \left[(1 - F_{ht})^{r-1} + (1 - F_{ht})^{N_L - r} \right]}$$

A transferência de calor radiativa na fornalha é simulada através do método de transferência discreta, enquanto que a troca radiativa na região dos feixes tubulares é computada através do modelo baseado no método de zonas, conforme apresentado na Figura 17. O acoplamento entre essas duas regiões é feito de forma que o calor transferido para uma parede fictícia, que separa as duas regiões, seja igual à diferença entre a energia que entra na região dos tubos, G_{in} e a energia de sai, G_{out} . Conforme a equação (106), G_{out} é calculado em função de G_{in} , sendo então o cálculo do calor transferido um processo iterativo.

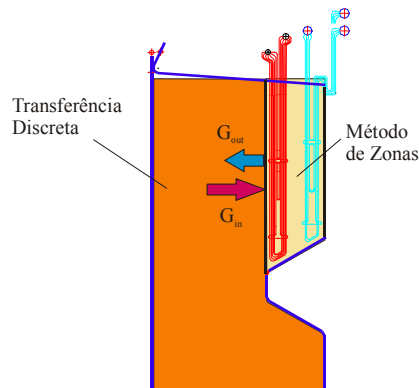


Figura 17 – Acoplamento da radiação entre as regiões da fornalha e dos trocadores de calor

3.4.4 Procedimento de cálculo

O procedimento para o cálculo do calor transferido para os feixes tubulares é apresentado pelo fluxograma da Figura 18. Inicialmente são determinadas as energias radiativas que entram pelos dois planos fictícios dos trocadores de calor, $G_{in,i}$ e $G_{in,j}$. Para o superaquecedor final, a energia radiativa proveniente da câmara de combustão é fornecida pelo cálculo da radiação no interior da câmara. Para o reaquecedor, a energia radiativa proveniente da câmara convectiva é calculada com base na temperatura de saída dos gases de combustão. Neste procedimento, os cálculos são realizados seqüencialmente em todas as seções dos tubos dos trocadores de calor. Iniciando pela seção de entrada onde é conhecida a temperatura do vapor. A temperatura de entrada da seção seguinte é igual à temperatura de saída da seção anterior. Para cada seção, as equações (90), (93) e (95) são resolvidas iterativamente. Os valores da taxa de transferência de calor, Q , a temperatura da superfície externa do tubo, T_s , e a temperatura de saída do vapor T_f são assumidos igual aos valores calculados da iteração anterior, estes valores permitem o cálculo da irradiação nos tubos e dos coeficientes de transferência de calor interno e externo. Estes valores são então corrigidos conforme apresentado na Figura 18, até serem alcançadas as tolerâncias exigidas, que são $\Delta T_s = 1K$, $\Delta T_f = 0,01K$ e $\Delta Q = 0,005$. Depois de alcançada a solução convergida em uma seção, os cálculos são realizados na seção seguinte, até que todas as seções tenham sido consideradas.

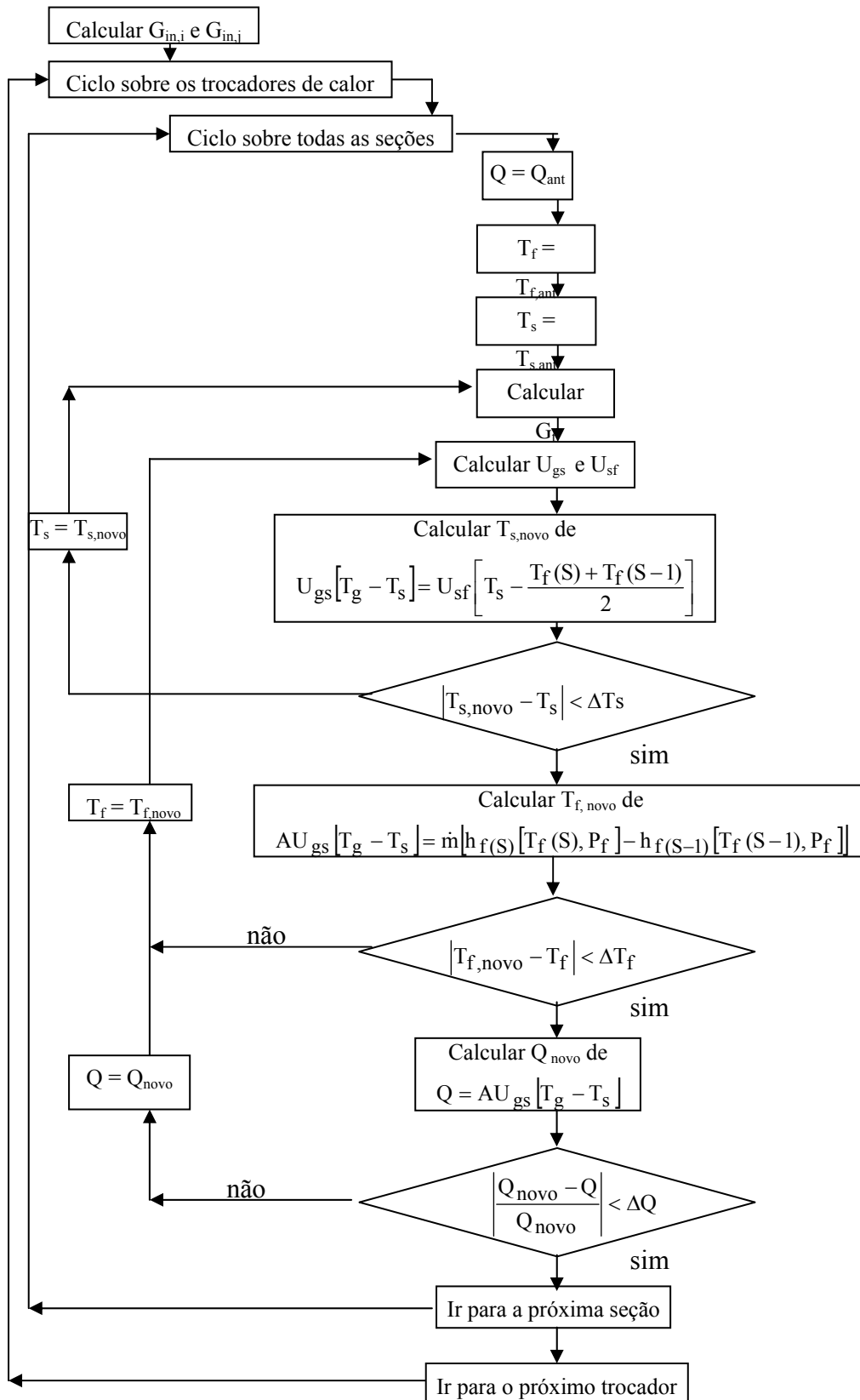


Figura 18 – Procedimento de cálculo do calor transferido para os feixes tubulares.

4 CONDIÇÕES DE APLICAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

Este capítulo apresenta as características da caldeira considerada para o estudo e as condições implementadas no modelo numérico para as simulações efetuadas. Apresenta-se primeiro uma descrição da configuração geométrica da fornalha e caldeira e em seguida as condições de operação normalmente utilizadas na fornalha. No final do capítulo apresentam-se as condições consideradas para a simulação numérica da fornalha, variando não só parâmetros de operação como parâmetros que afetam as condições de fronteira do modelo numérico.

4.1 Geometria e configuração da unidade geradora de vapor

Na Figura 19 é mostrado o esquema da unidade geradora de vapor, correspondente à unidade 6 da Usina Jorge Lacerda localizada em Capivari de Baixo – SC. De acordo com a Figura 19, a unidade geradora de vapor consiste de uma caldeira aquotubular de circulação natural, com *downcomers* externos e paredes d'água (evaporador) conectados com o tambor separador. A configuração da fornalha é de queima frontal com dezesseis queimadores divididos em quatro filas correspondentes aos moinhos de carvão. Cada queimador consiste em entradas concêntricas anulares, a entrada interna com um diâmetro de 0,5 m por onde o carvão é transportado com o auxílio do ar primário, esta entrada é circundada por um anel externo de 1,02 m por onde é insuflado o ar secundário. A fila mais baixa encontra-se a 9,5 m da base da fornalha e a distância vertical entre as filas é de 3,0 m. A distância horizontal entre as linhas centrais dos queimadores é de 2,55 m. Os gases de combustão se deslocam na direção ascendente no interior da fornalha até o superaquecedor final e reaquecedores localizados na saída da câmara de combustão. Então os gases se deslocam na direção descendente através dos superaquecedores primário e secundário e do economizador, que estão localizados na câmara convectiva. As principais dimensões da fornalha são a profundidade, largura e altura com as dimensões: 8,835 x 11,925 x 39,662 metros, respectivamente.

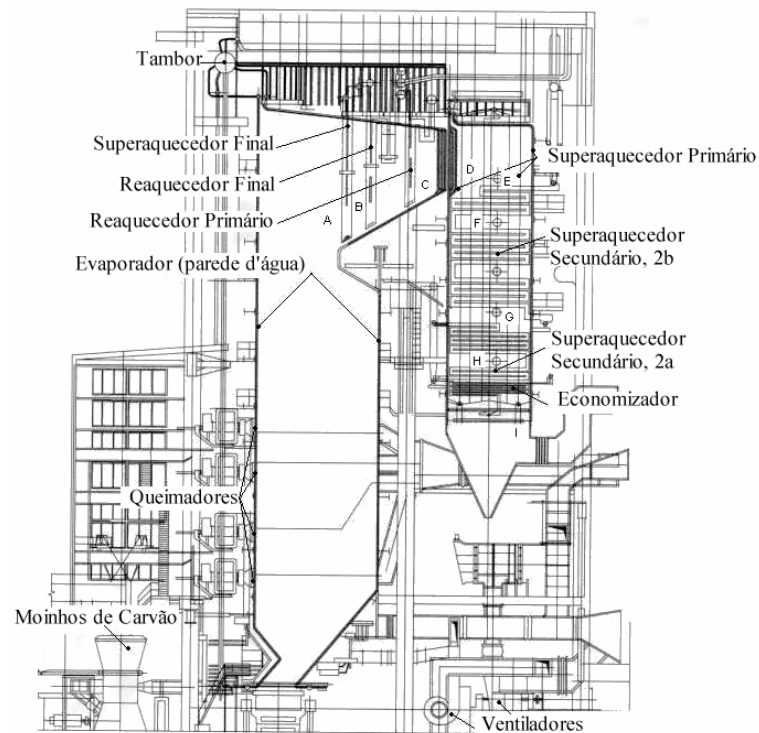


Figura 19 – Caldeira e seus componentes

(fonte: Tractebel Energia, 2000)

Na Figura 20 é apresentado o feixe tubular do superaquecedor final composto por 40 painéis com sete tubos de diâmetro externo igual a 31,8 mm, e espessura da parede de 5,6 mm. O espaçamento entre os painéis é de 300 mm e a distância dos centros dos tubos de um mesmo painel é de 60 mm. O material dos tubos é aço ASTM A 213 –T22.

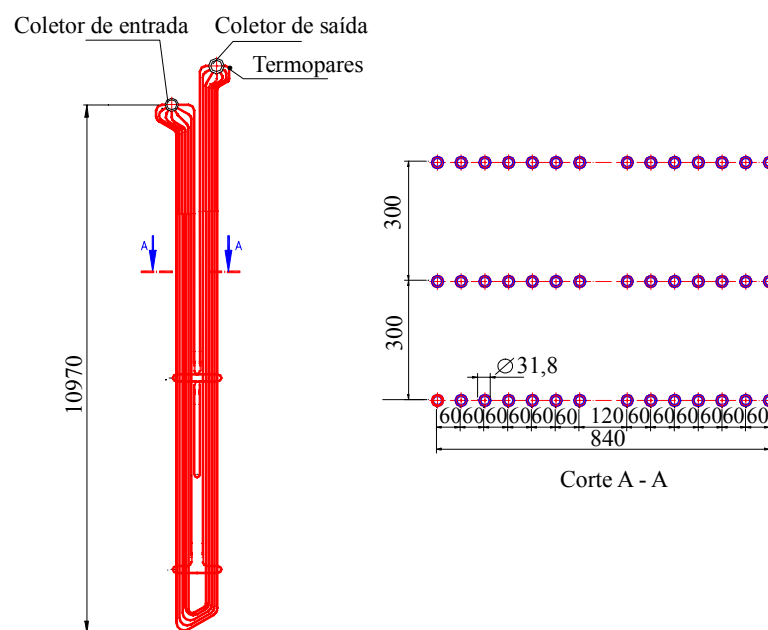


Figura 20 – Superaquecedor final

(fonte: Tractebel Energia, 2000)

Na Figura 21 é apresentado o reaquecedor final composto por 78 painéis de tubos, com diâmetro externo de 44,5 mm e espessura de 3,6 mm. O espaçamento entre painéis é de 150 mm. Recentemente, alguns painéis foram modificados, resultando numa diminuição significativa do comprimento dos tubos e, conseqüentemente, da superfície de aquecimento do reaquecedor.

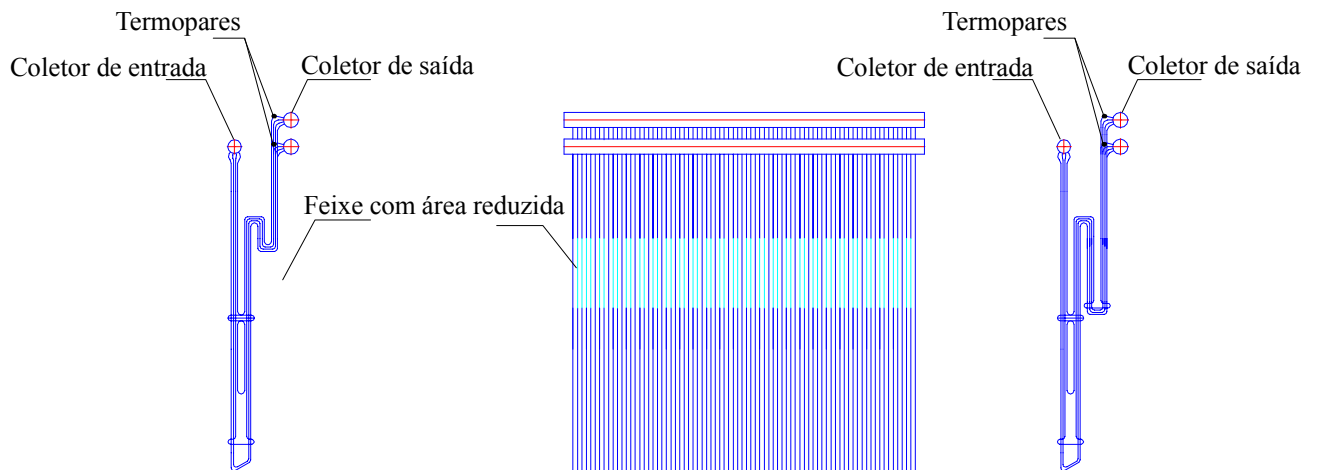


Figura 21 – Reaquecedor final

(fonte: Tractebel Energia, 2000)

4.2 Características operacionais

4.2.1 Caldeira

Na Tabela 11 são apresentados os valores da vazão do circuito água/vapor correspondentes às potências de operação de 137 e 125MWe.

Tabela 11 – Vazões do circuito água/vapor

Local	Vazão (Ton/h)	
	137 (MWe)	125(MWe)
Entrada economizador	361,7	350,0
Entrada Reaquecedor	386,9	371,8
Saída Reaquecedor	402,7	385,0
Saída Superaquecedor	411,8	395,0

(Fonte: Tractebel Energia)

Na Tabela 12 são apenas apresentados os dados de temperatura e pressão do circuito água/vapor.

Tabela 12 – Temperatura e pressão do circuito água/vapor

Local	Temperatura (°C)		Pressão (bar)	
	137 (MWe)	125(MWe)	137 (MWe)	125(MWe)
Entrada economizador	164	160		
Saída economizador	191	191		
Barrilete	335,3	334,3	137,6	135,6
Entrada superaquecedor 2a	355	354		
Saída superaquecedor 2a	363	361		
Entrada superaquecedor 2b	337	336		
Saída superaquecedor 2b	473	461		
Entrada superaquecedor 3	429	428		
Saída superaquecedor 3	515	515	122,4	121,6
Entrada reaquecedor a	344	339	30,8	27,5
Saída reaquecedor a	433	427		
Entrada reaquecedor b	387	387		
Saída reaquecedor b	515	515		

(Fonte: Tractebel Energia)

4.2.2 Fornalha

As vazões e temperaturas de ar e carvão são apresentadas na Tabela 13. Na carga plena todas as filas de queimadores se encontram em serviço, enquanto que no caso de carga nominal (125 MWe) normalmente utilizam-se apenas as três filas mais baixas de queimadores.

Tabela 13 – Vazões e temperaturas ar/carvão nos queimadores

	Vazão (kg/s)		Temperatura (K)	
	137 (MWe)	125(MWe)	137 (MWe)	125(MWe)
Ar primário	50,5	41,2	363	363
Ar secundário	130,3	121,6	533	533
Ar resfriamento	-	2,0	-	533
Ar total	180,8	164,8	-	-
Carvão	25,5	23,3	363	363

4.2.3 Carvão

A composição média do carvão obtida através de análise química imediata e elementar é apresentada na Tabela 14 e na Tabela 15 respectivamente.

Tabela 14 – Análise imediata do carvão

Componente	%
Matéria volátil	20,9
Carbono fixo	32,1
Matéria inorgânica	37,0
Umidade	10,0

(Fonte: Relatório Babcock)

Tabela 15 – Análise elementar do carvão

Componente	%
Carbono	43,04
Hidrogênio	2,87
Enxofre	2,87
Oxigênio + nitrogênio	4,22

(Fonte: Relatório Babcock)

Na Tabela 16 são apresentados os dados da distribuição granulométrica do carvão, medida através da separação por peneiramento.

Tabela 16 – Análise granulométrica do carvão por peneiramento

Malha da peneira	Abertura livre (mm)	Não retido
200	0,074	0,67
100	0,147	0,91
60	0,246	0,98
20	0,833	1,00

(Fonte: Tractebel Energia)

A distribuição de diâmetros do carvão pode ser aproximada por uma distribuição Rosin-Rammler (Thümmeler e Oberacker, 1993) dada pela equação (110),

$$F(D) = 1 - \exp\left(-\frac{D^n}{D_r^n}\right) \quad (110)$$

sendo $F(D)$ a frequência acumulada em função do tamanho da partícula, D_r o tamanho característico e n o expoente da distribuição.

Os valores de n e D_r , calculados a partir da análise granulométrica disponível, são 1,05 e 0,0658 mm, respectivamente. O conhecimento destes valores possibilita determinar a frequência de diferentes diâmetros de partículas, não se restringindo àqueles medidos.

4.2.4 Cinzas

A composição das cinzas leve e pesada obtida através de análise química (Tractebel Energia, 2000) é apresentada na Tabela 17.

Tabela 17 – Análise química das cinzas de carvão

Componente	Cinza Leve	Cinza Pesada
Sílica (SiO_2)	57,93	57,04
Alumina (Al_2O_3)	27,47	26,55
Óxido de ferro (Fe_2O_3)	5,97	6,88
Óxido de potássio (K_2O)	2,80	2,76
Óxido de cálcio (CaO)	2,03	2,10
Óxido de titânio (TiO_2)	1,40	1,34
Óxido de magnésio (MgO)	0,90	0,95
Óxido de sódio (Na_2O)	0,37	0,47
Fosfato (P_2O_5)	0,12	0,08

(Fonte: Tractebel Energia, 2000)

É observado na Tabela 17 que a composição varia muito pouco com o tipo da cinza. A cinza é composta principalmente de sílica (SiO_2) e alumina (Al_2O_3).

A análise granulométrica das cinzas, obtida através de difração a laser (Tractebel Energia, 2000) é apresentada na Tabela 18.

Tabela 18 – Análise granulométrica por difração a laser

Cinza	D_{10} (μm)	D_{50} (μm)	D_{90} (μm)
Leve (%)	6,84	49,93	122,77
Pesada (%)	29,74	96,15	193,31

(Fonte: Tractebel Energia, 2000)

De forma a realizar uma melhor comparação da granulometria do carvão e das cinzas, os valores de n e D_r da função de frequência das cinzas foram calculados e são apresentados na Tabela 19.

Tabela 19 – Parâmetros da distribuição granulométrica das cinzas

Cinza	n	D _r (mm)
Leve	1,01	0,0654
Pesada	1,64	0,1178

Os valores de n e D_r da distribuição da cinza leve são muito semelhantes aos do carvão, confirmando assim a semelhança entre as duas distribuições granulométricas, enquanto que a cinza pesada apresenta valores bem superiores.

4.3 Discretização utilizada

O programa “Furnace” gera malhas cartesianas. Desta forma, os contornos oblíquos da geometria são aproximados por “degrau de escada”, conforme apresentado na Figura 22. Neste trabalho consideraram-se duas malhas numéricas sendo a primeira, denominada “grosseira”, com 35x 55x 105 volumes de controle, totalizando 202125 volumes. Uma segunda malha, denominada “fina” possui 40x70x130 volumes de controle, totalizando 364000 volumes, e encontra-se representada na Figura 22. Para ambas as malhas referidas o número de volumes de controle correspondente à entrada de cada queimador é de 7 x7.

O refino da malha foi analisado com base no *grid convergence index* (GCI), proposto por Roache (1994), e calculado através da equação (111)

$$GCI(\text{malha fina}) = \frac{3|\varepsilon|}{(r^p - 1)} \quad (111)$$

sendo r a razão entre o número de volumes em cada direção das malhas fina e grossa, p a ordem de discretização numérica e ε a fração do erro definida por

$$\varepsilon = \frac{\phi_f - \phi_g}{\phi_f} \quad (112)$$

sendo ϕ_f e ϕ_g os resultados das variáveis obtidos com as malhas fina e grosseira respectivamente. Para as malha utilizadas o valor médio de r é de 1,22.

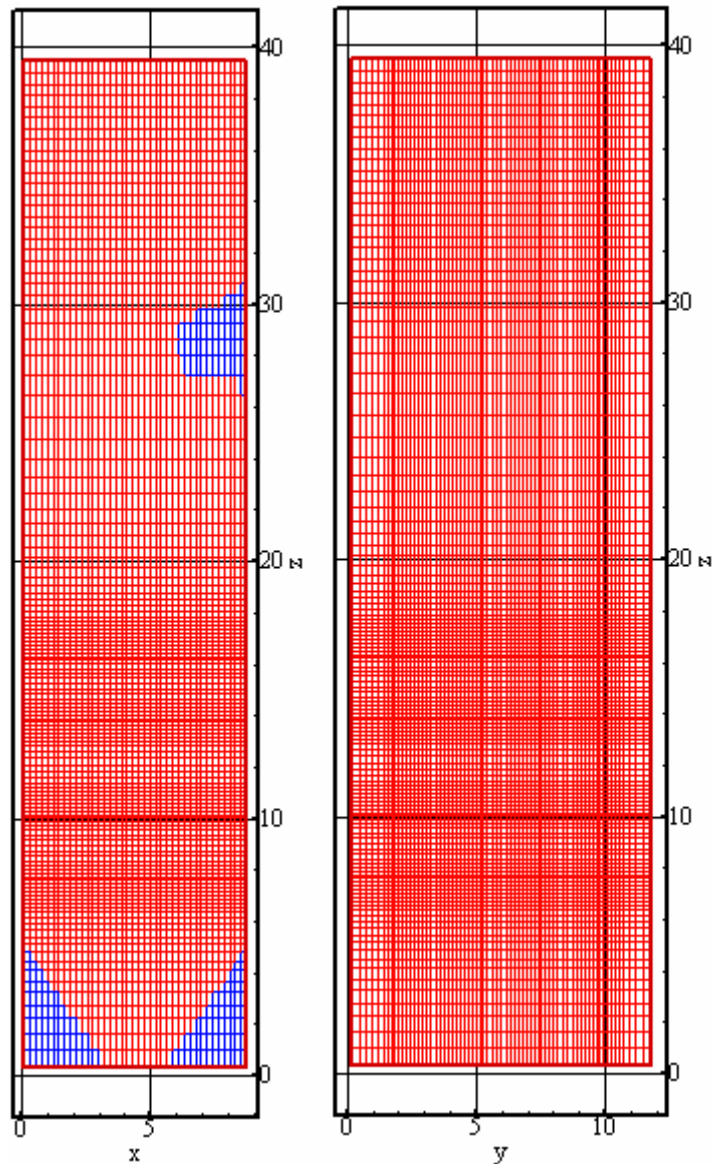


Figura 22 – Malha para o escoamento

Para o cálculo da radiação foi considerada uma malha uniforme com $17 \times 12 \times 40$ volumes, totalizando 8160 volumes, para ambas as malhas do escoamento, conforme apresentado na Figura 23. Em cada célula de contorno, foram consideradas 16 direções de raios. Conforme apresentado na seção 3.3 e 3.4 a transferência de calor por radiação é modelada através do método de transferência discreta apenas na região da fornalha, desta forma a malha utilizada não inclui a região dos feixes tubulares, conforme pode ser observado na Figura 23.

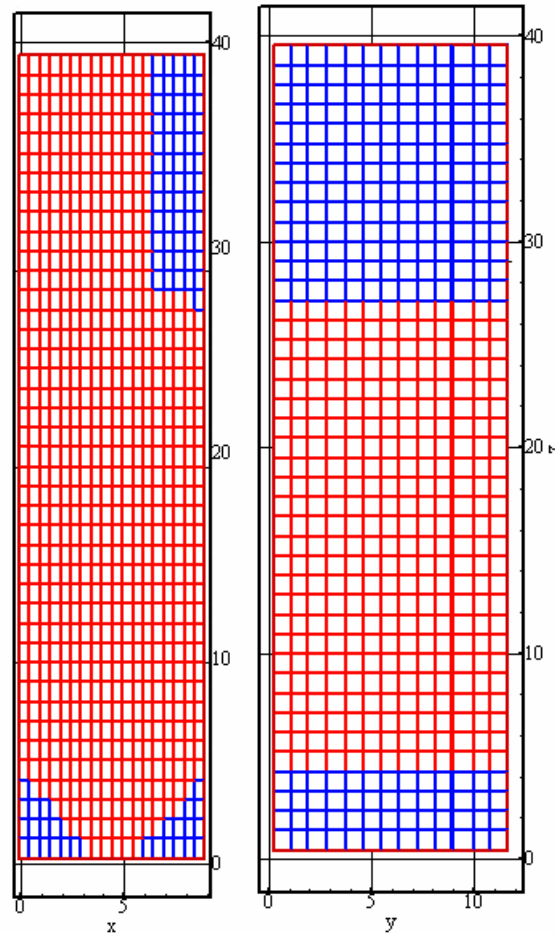


Figura 23 – Malha para a radiação

Inicialmente o escoamento no interior da fornalha é simulado, para uma condição com ar a 1400K nos queimadores, sem considerar a presença das partículas. O resultado desta simulação é então considerado como condição inicial a partir da qual a simulação “completa” tem início.

As trajetórias das partículas são calculadas a cada 10 iterações do escoamento. São considerados 10 tamanhos de partículas. Conforme apresentado na Tabela 20. A Figura 24 apresenta a distribuição de diâmetros considerada para a simulação, comparada com os valores observados na análise granulométrica de carvão e de cinzas já referidas.

Tabela 20 –Diâmetros de partículas

Diâmetro (mm)	0,31	0,28	0,23	0,18	0,13	0,10	0,06	0,04	0,02	0,01
Fração Mássica	0,008	0,0102	0,0234	0,0533	0,0868	0,1374	0,1926	0,2391	0,119	0,1302

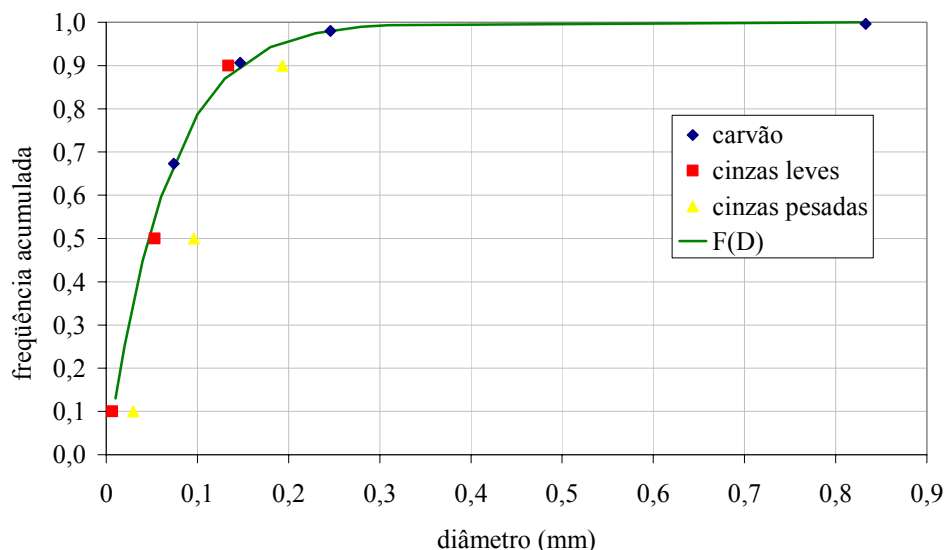


Figura 24 – Distribuição do diâmetros das partículas

O critério de convergência considerado é um resíduo de massa da ordem de 10^{-3} . Aproximadamente 4000 iterações são necessárias para alcançar uma solução convergida.

4.4 Condições de operação assumidas para as simulações

As simulações foram realizadas para duas potências de operação: plena de 137 MWe, com todos os queimadores em serviço, e nominal 125 MWe, com as três primeiras fileiras de queimadores em operação. Maior enfoque foi dado à potência nominal, pois esta corresponde à condição de operação na qual a caldeira mais tempo opera.

A distribuição das vazões de ar e temperatura para as várias entradas na fornalha foram definidas a partir das condições de operação já apresentadas na Tabela 13. A distribuição das vazões de ar e carvão pelos queimadores individuais é controlada fila a fila, e foi considerada uniforme.

Para além das condições que são monitoradas, existem outras condições de contorno a considerar nas simulações que são estimadas com base em valores usuais.

Foram realizados testes com diferentes condições de contorno na entrada correspondente aos queimadores. Os parâmetros analisados foram intensidade turbulenta, comprimento de mistura e a quantidade de movimento do ar primário e carvão. Vale a pena ressaltar que neste último caso apenas o valor de entrada do escalar correspondente à componente normal da quantidade de movimento foi variado, não modificando, entretanto, o valor da vazão. Foram assumidos os valores de 0,02 e 0,1 para a intensidade turbulenta e 0,005 e 0,05 para a razão entre o comprimento de mistura e a raiz quadrada da área dos queimadores. A componente

normal da velocidade do ar primário e carvão foi assumida igual a 0, 50 e 100% do seu valor real, sendo essa razão denominada fração da quantidade de movimento (FQM).

Vários testes foram realizados de forma a analisar a influência das condições de operação nos resultados da simulação numérica. Os parâmetros analisados foram, espessura da camada de óxido no interior dos tubos, resistência térmica externa nos tubos dos supeaquecedores (SA), reaquecedores (RA) e paredes d'água (PA), emissividade das paredes, arranjo dos queimadores, queimadores em funcionamento, e percentual de ar de resfriamento nos queimadores fora de serviço.

O valor da resistência térmica externa, devido aos depósitos de cinzas nas superfícies de troca, varia durante a operação da caldeira. Para os feixes tubulares, foram então testados um valor típico de 0,002 (m² K)/W, e um valor uma ordem de grandeza inferior, de 0,002 (m² K)/W. Para as paredes d'água foram testados valores de 0,0075 (m² K)/W e 0,009 (m² K)/W.

A emissividade da parede d'água e da superfície externa dos tubos foi calculada através do programa SLAGMOD desenvolvido por Papapavlou et al (2003) baseado modelo de aglomeração opaca de partículas, onde foi obtido o valor de 0,85. De forma a avaliar a sua influência também foi testado o valor de 0,65.

O valor padrão para a resistência térmica interna nos tubos do superaquecedor e reauecedor é igual a 0,00025 (m² K)/W. Este valor é calculado com base em uma espessura de camada oxida igual a 0,15mm (Bernardini, 2003) com condutividade térmica de 0,59 W/(m K). Também foi considerada a ausência de camada óxida nos tubos.

Tabela 21 – Condições de operação

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
δ_{ox} (mm)	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Rext (SA)	0,002	0,0002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002
Rext (RA)	0,002	0,0002	0,002	0,0002	0,002	0,0002	0,002	0,002	0,002
Rext (PA)	0,0075	0,0075	0,009	0,009	0,0075	0,0075	0,0075	0,0075	0,0075
ϵ_t	0,85	0,85	0,85	0,85	0,65	0,85	0,85	0,85	0,85
arranjo	1	1	1	1	1	1	2	1	1
Ar resfriamento (%)	5	5	5	5	5	5	5	10	-
Moinhos operação	1, 2 e 3	1, 2 e 3	1, 2 e 3	1, 2 e 3	1, 2 e 3	1, 2 e 3	1, 2 e 3	1, 2 e 3	1, 2, 3, 4

Foram considerados dois arranjos dos queimadores com diferentes sentidos de rotação do ar secundário, conforme apresentado na Figura 25. No primeiro arranjo, denominado de caso A, todos os queimadores possuem o mesmo sentido de rotação. Este arranjo corresponde à condição atual de operação da caldeira. No segundo arranjo, denominado caso B, os queimadores possuem sentidos alternados de rotação, o que faz com que a velocidade externa dos jatos vizinhos possuam o mesmo sentido.

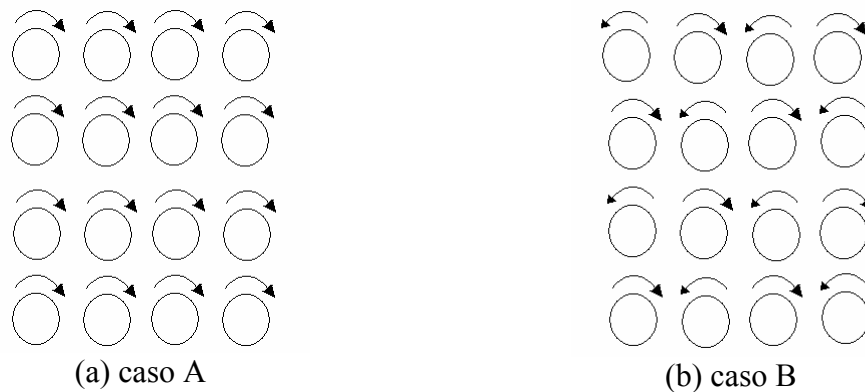


Figura 25 – Arranjos dos queimadores

Foi considerado ar de resfriamento na fileira de queimadores fora de serviço, ou seja, a quarta. Dois valores de vazão foram considerados, 5% e 10 % do ar secundário do queimador em serviço. Também foi simulada uma condição com todos os moinhos em operação.

5 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados numéricos obtidos utilizando o modelo exposto no Capítulo 3 para as condições de operação descritas no Capítulo 4.

Inicialmente na seção 5.1 apresenta-se uma comparação entre os resultados obtidos com duas malhas diferentes, permitindo avaliar o maior detalhe obtido com a malha mais fina. Nesta seção inclui-se ainda uma análise da influência do fator de quantidade do ar primário e carvão que influencia a solução numérica obtida.

A seção 5.2 apresenta uma comparação entre os valores do calor absorvido nos painéis e os calculados para vários valores das propriedades térmicas das paredes e o efeito do arranjo dos queimadores.

A seção 5.3 apresenta uma análise mais detalhada dos resultados da simulação, nomeadamente a velocidade, combustão do carvão, fração de mistura, temperatura e radiação.

A seção 5.4 apresenta uma análise detalhada dos resultados calculados para os feixes tubulares. Em todos os resultados das seções 5.3 e 5.4 apresenta-se a influência do arranjo dos queimadores e das condições fronteira nestes. A seção 5.4 apresenta a análise da influência do uso de restritores de fluxo para redistribuir o vapor pelos tubos.

Os cálculos de deposição de cinzas são apresentados na secção 5.5.

5.1 Análise de malha e de condições de entrada

Na Figura 26 são apresentados os campos de velocidade no plano correspondente à primeira coluna de queimadores. Os resultados apresentados correspondem a simulações apenas do escoamento de ar a 1400 K. Observa-se um comportamento semelhante nos dois gráficos, entretanto para a malha fina os níveis de velocidade são superiores, principalmente na região de saída dos queimadores. Este resultado é esperado devido à possibilidade da malha fina considerar maiores gradientes. O escoamento é caracterizado pela expansão dos jatos dos queimadores, entretanto, apesar da rotação dos jatos, não se verifica a formação de zonas de recirculação internas devido à baixa resolução numérica. O escoamento dos jatos provenientes do queimador inferior é defletido para baixo formando uma zona de recirculação no cinzeiro enquanto o escoamento dos outros queimadores é defletido para cima na parede posterior, dando origem a velocidades mais elevadas junto à parede posterior e perto do nariz da fornalha.

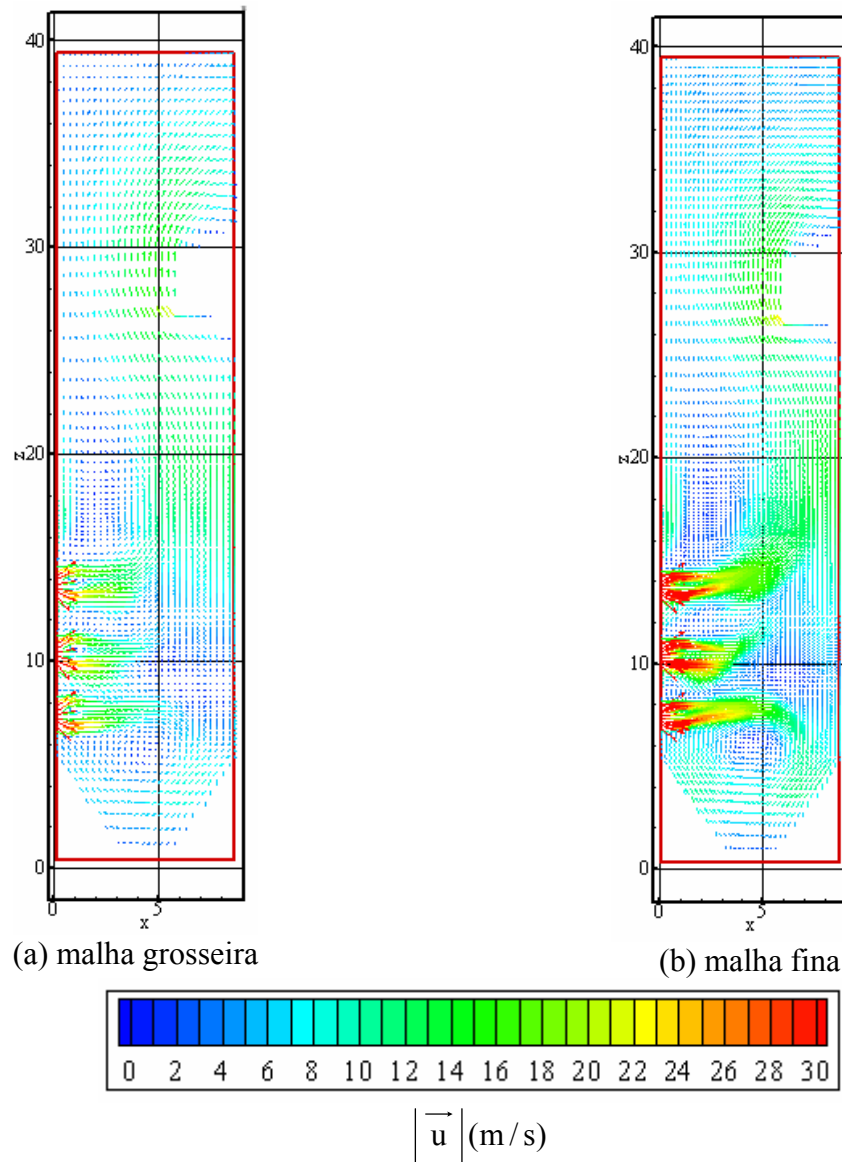


Figura 26 – Campos de velocidades para as malhas grosseira e fina

Na Tabela 22 são apresentados os valores do *grid convergence index* calculados considerando ϕ igual ao valor máximo da velocidade normal ao plano de saída da fornalha. O valor do GCI calculado é de 9,1% e optou-se utilizar a malha denominada fina.

Tabela 22 – *Grid convergence index* (GCI)

u (m/s) Máximo		GCI (%)
Malha Grossa	Malha Fina	
7,16	7,05	9,1

A Tabela 23 apresenta as taxas de transferência de calor calculadas para as paredes d'água, superaquecedor final e reaquecedor, para a caldeira operando na condição 1, com

carga de 125 MWe, e fator de quantidade de movimento nulo para o ar primário. São apresentados também os valores referentes às parcelas de troca por convecção e radiação, e o valor medido do calor transferido nos trocadores de calor. Podemos observar na Tabela 23 que a radiação é dominante na fornalha, e a sua contribuição corresponde a 83 % do calor total transferido para as paredes d'água. A parcela radiativa também é superior à convectiva para o superaquecedor final, e corresponde a 67% do calor transferido. Para o reaquecedor, a convecção é o modo de transferência de calor dominante, e corresponde a 59% do calor transferido. São também apresentados na Tabela 23 os valores calculados da energia efetivamente absorvida pela água, considerando o aumento da entalpia em cada um dos componentes. Observa-se que os valores do calor transferido para as paredes d'água e superaquecedor final são superestimados, em 6,4e 5,6% enquanto que para o reaquecedor o calor é subestimado em 31%, para as condições de operação 1. Conforme detalhado no Capítulo 4, outras condições de operação foram testadas, sendo possível assim determinar qual a que melhor reflete as condições reais. Os resultados para o reaquecedor são em particular afetados pela temperatura do plano de saída, tanto no que diz respeito à parcela por radiação como à convecção influenciada pela velocidade.

Tabela 23 – Calor transferido, potência 125 MWe.

	Q_{conv} , MW	Q_{rad} , MW	Q_{tot} , MW	Q_{tot} , MW Absorvido*
Paredes d'água	32,26	155,07	187,33	176,1
Superaquecedor final	9,60	19,54	29,14	27,6
Reaquecedor final	12,53	8,65	21,18	30,8

*medição

A Tabela 24 mostra o efeito da condição de contorno da velocidade de entrada do ar primário sobre o calor transferido para as superfícies de troca. Apesar de pequenas as diferenças observadas, estas mostram algumas tendências globais: o aumento da parcela convectiva e a diminuição da parcela radiativa e do calor total transferido para as paredes d'água. A parcela convectiva aumenta devido à maior quantidade de movimento que aumenta as velocidades próximas das paredes. Por outro lado os gases são mais distribuídos tornando a distribuição de temperatura mais uniforme, diminuindo assim as trocas de calor por radiação.

No superaquecedor e reaquecedor, são observados pequenos acréscimos das parcelas convectiva e radiativa e do calor total, devido ao aumento da temperatura na saída.

Tabela 24 – Calor transferido, potência 125 MWe

<i>FQM</i>	<i>Parede d'água</i>			<i>Superaquecedor</i>				<i>Reaquecedor</i>			
	Q_{conv}	Q_{rad}	Q_{tot}	Q_{conv}	Q_{rad}	Q_{tot}	T_{out}	Q_{conv}	Q_{rad}	Q_{tot}	T_{out}
0	32,3	155,1	187,4	9,6	19,5	29,1	793,6	12,5	8,7	21,2	748,8
50	32,4	150,0	182,5	9,7	19,8	29,6	795,1	12,7	9,0	21,6	750,8
100	32,9	145,0	177,9	9,9	21,2	31,1	800,5	13,0	9,6	22,6	754,9

Na Tabela 25 são apresentadas as taxas de transferência de calor calculadas para as paredes d'água, superaquecedor final e reaquecedor, para a caldeira operando na condição 1, com carga plena de 137 MWe. A contribuição da radiação representa 85,6; 65,8 e 39,9% do calor trocado nas paredes d'água, superaquecedor final e reaquecedor, respectivamente. Este comportamento já era esperado e é semelhante ao apresentado na condição de 125 MWe. Comparando os resultados com os valores do balanço de energia, verifica-se um comportamento parecido com o caso anterior com os valores superestimados para as paredes de água e superaquecedor final e subestimado para o reaquecedor.

Tabela 25 – Calor transferido, potência 137 MWe

	Q_{conv} , MW	Q_{rad} , MW	Q_{tot} , MW	Q_{tot} , MW Absorvido
Paredes d'água	29,46	159,84	189,3	182,2
Superaquecedor final	10,66	22,85	33,51	28,4
Reaquecedor final	14,19	10,08	24,27	32,5

5.2 Análise de propriedades das paredes e de arranjo de queimadores

Na Tabela 26 são apresentados os valores das taxas de transferência de calor por convecção, radiação e total e para paredes d'água, superaquecedor e reaquecedor e a temperatura de saída do vapor para os dois últimos, sob diferentes condições de operação, correspondendo aos casos especificados na Tabela 21 do Capítulo 4. Em todos os casos

analisados é considerada a mesma condição de operação com fração de quantidade de movimento do ar primário e carvão pulverizado nula.

A Figura 27 apresenta o gráfico do calor transferido para as paredes d'água superaquecedor final e reauecedor para os casos apresentados na Tabela 26.

Tabela 26 – Taxas de transferência de calor (MW) e temperatura de saída do vapor (K)

<i>Caso</i>	<i>Parede d'água</i>			<i>Superaquecedor</i>				<i>Reaquecedor</i>			
	Q_{conv}	Q_{rad}	Q_{tot}	Q_{conv}	Q_{rad}	Q_{tot}	T_{out}	Q_{conv}	Q_{rad}	Q_{tot}	T_{out}
1	32,3	155,1	187,3	9,6	19,5	29,1	793,6	12,5	8,6	21,2	748,8
2	32,3	153,1	185,4	11,5	21,4	32,9	806,7	13,5	8,7	22,4	753,8
3	33,7	141,1	174,7	10,0	21,9	31,8	802,9	13,0	9,5	22,6	754,9
4	33,5	141,7	175,1	10,1	21,8	31,9	803,2	14,7	10,6	25,4	766,8
5	32,8	148,2	181,0	10,1	18,6	28,7	792,1	12,9	8,3	21,3	749,1
6	32,1	154,7	186,8	9,7	19,5	29,2	793,7	14,0	9,6	23,7	759,7
7	32,0	155,3	187,3	9,6	19,5	29,0	793,2	12,5	8,6	21,0	748,2
8	31,6	154,9	186,6	9,7	19,7	29,4	794,3	12,6	8,7	21,4	749,7
9	27,7	155,0	182,8	9,8	21,0	30,8	799,2	12,7	9,0	21,8	751,3
Abs			176,1			27,6				30,8	

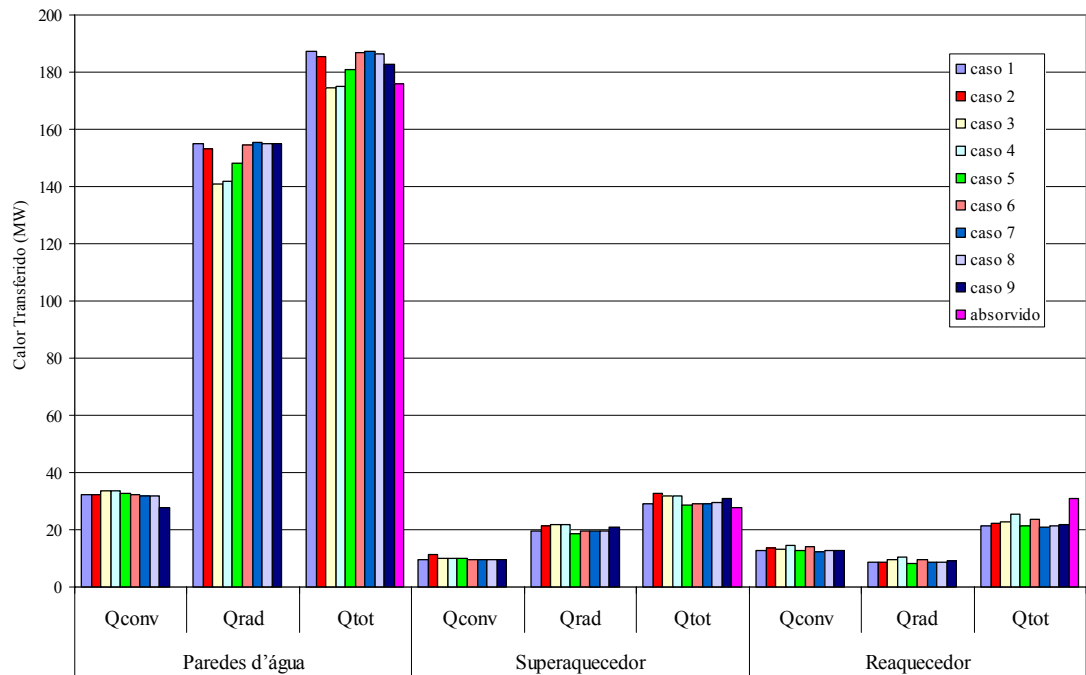


Figura 27 – Calor Transferido

Os resultados são comparados com o Caso 1 de forma a avaliar a influência de cada parâmetro sobre o calor trocado, sendo a sua variação percentual apresentada na Tabela 27.

Tabela 27 – Comparação das taxas de transferência de calor relativamente aos valores calculados para o Caso 1 (%)

Caso	<i>Paredes d'água</i>			<i>Superaquecedor</i>			<i>Reaquecedor</i>		
	ΔQ_{conv}	ΔQ_{rad}	ΔQ_{tot}	ΔQ_{conv}	ΔQ_{rad}	ΔQ_{tot}	ΔQ_{conv}	ΔQ_{rad}	ΔQ_{tot}
2	0,1	-1,3	-1,1	19,5	9,5	12,8	8,0	1,0	5,6
3	4,4	-9,0	-6,7	3,8	12,0	9,3	4,0	9,6	6,8
4	3,8	-8,6	-6,5	5,2	11,6	9,5	17,1	22,8	20,0
5	1,7	-4,4	-3,4	5,2	-4,7	-1,4	2,7	-3,7	0,5
6	-0,4	-0,3	-0,3	1,5	-0,3	0,3	11,8	11,4	12,1
7	-0,8	0,1	0,0	-0,3	-0,4	-0,4	-0,6	-0,9	-0,7
8	-2,0	-0,1	-0,4	1,1	0,7	0,8	0,4	1,1	1,1
9	-14,1	-0,1	-2,4	1,6	7,6	5,6	1,4	3,9	2,9

A partir dos dados apresentados na Tabela 27, uma série de conclusões podem ser obtidas, comparando-se cada caso em particular com a condição padrão, correspondente ao Caso 1.

No Caso 2, a diminuição da resistência térmica externa do superaquecedor e reaquecedor acarreta em um aumento da taxa de calor transferido para estes componentes, como já era esperado. A maior variação é da taxa de calor transferido por convecção no superaquecedor, de 19,5%. Devido à localização do reaquecedor, após o superaquecedor, os efeitos da variação da resistência externa são menores, aumentando em 8% o calor trocado por convecção e sem influência significativa na parcela radiativa. Com relação às paredes d'água a resistência nos feixes não apresenta nenhuma influência significativa, o que já era esperado, por se encontrarem a jusante.

No Caso 3, o aumento da resistência térmica externa das paredes d'água, acarreta um decréscimo de 9% da taxa de calor transferido por radiação nas paredes d'água. Em contrapartida, devido ao aumento da temperatura dos gases, eleva em 9,6 e 6,8% a taxa de calor transferido para o superaquecedor e reaquecedor respectivamente.

No Caso 4 são analisados os efeitos do aumento da resistência térmica das paredes e da sua diminuição no reaquecedor. Assim como no Caso 3 é observada uma diminuição da taxa de calor transferido para as paredes d'água. O aumento da transferência de calor no reaquecedor final alcança um valor de 20%.

No Caso 5, a diminuição da emissividade da parede d'água e dos feixes do superaquecedor e reaquecedor, causa a diminuição da taxa de calor transferido por radiação nas superfícies de troca. Por outro lado, devido ao aumento da temperatura dos gases, leva ao aumento da transferência por convecção.

No Caso 6, a diminuição da resistência térmica no reaquecedor provoca um aumento da taxa de calor transferido para este componente, não alterando de forma significativa o calor transferido para as paredes d'água e superaquecedor final.

No Caso 7, o arranjo dos queimadores com sentido de rotação do ar secundário alternado, tem pouca influência sobre o calor total trocado nos componentes.

No Caso 8, o percentual de ar de resfriamento nos queimadores fora de serviço, também não tem influência significativa sobre a taxa de calor transferido.

No Caso 9, com a quarta fileira de queimadores em serviço ocorre um decréscimo do calor trocado por convecção nas paredes d'água, devido à menor vazão por queimador e assim menores velocidades. A enquanto que a parcela radiativa permanece praticamente inalterada. É observado também um acréscimo da taxa de calor transferido para os feixes tubulares.

5.3 Análise detalhada do escoamento, combustão e transferência de calor

5.3.1 Escoamento

A Figura 28 apresenta o campo de velocidade dos gases nos planos paralelos à parede frontal localizados a 3,07 e 6,516 m dos queimadores, e para o plano correspondente a primeira coluna de queimadores itens (a), (b) e (c) respectivamente, para a condição de rotação A e fração da quantidade de movimento do ar primário e carvão pulverizado de 0%. Na Figura 29 são apresentados os resultados correspondentes para a condição de rotação B. A Figura 30 apresenta ainda os resultados para a condição de rotação B e utilizando um factor de quantidade de movimento unitário.

Nos planos paralelos à parede frontal dos queimadores, observa-se que a componente da velocidade no sentido vertical, w , possui maior intensidade nas regiões próximas às paredes laterais. A distribuição de velocidades é aproximadamente simétrica para a condição de rotação B enquanto para o caso A, correspondente à situação real da fornalha, observam-se maiores valores da velocidade no lado direito da fornalha (lado esquerdo da figura). O escoamento dos queimadores no caso B apresentam uma maior mistura, sendo a penetração dos jactos ligeiramente maior no caso de se considerar a quantidade de movimento na entrada. Para o arranjo B, é observada uma simetria do campo de velocidades. Duas grandes regiões de recirculação são observadas na região superior da fornalha, com velocidades ascendentes na região próxima às paredes e descendentes na região central.

Para todos os casos observam-se as regiões de recirculação no cinzeiro da fornalha e na zona superior da fornalha, com velocidades ascendentes na região próxima às paredes e descendentes na região central.

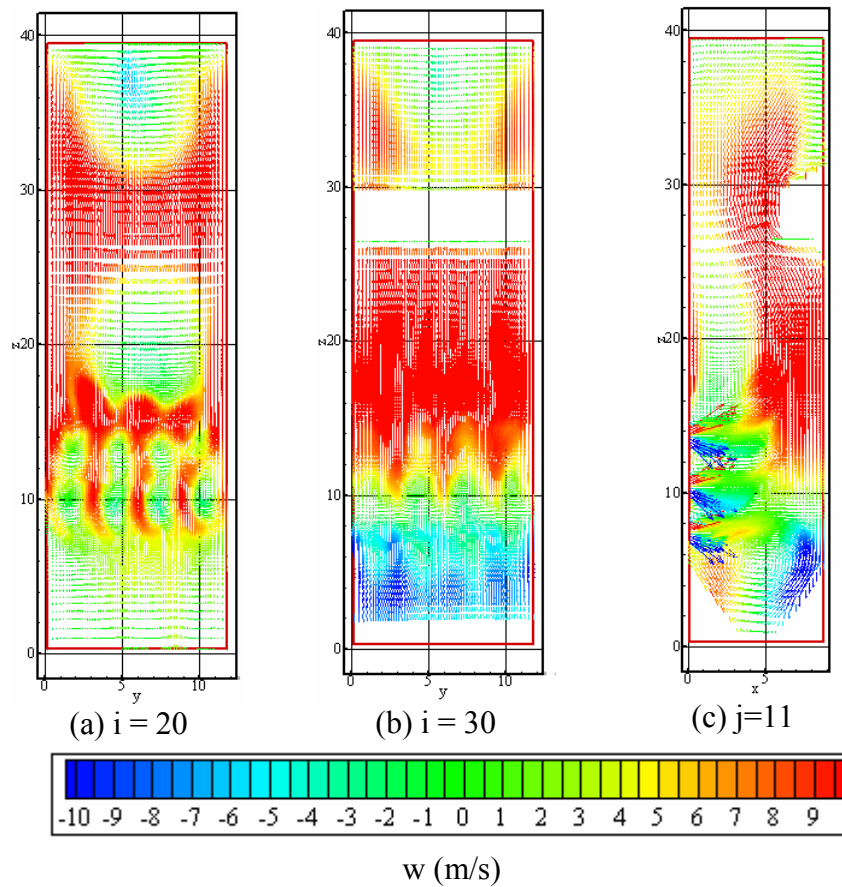


Figura 28 – Velocidade dos gases na fornalha, arranjo A, FQM = 0%.

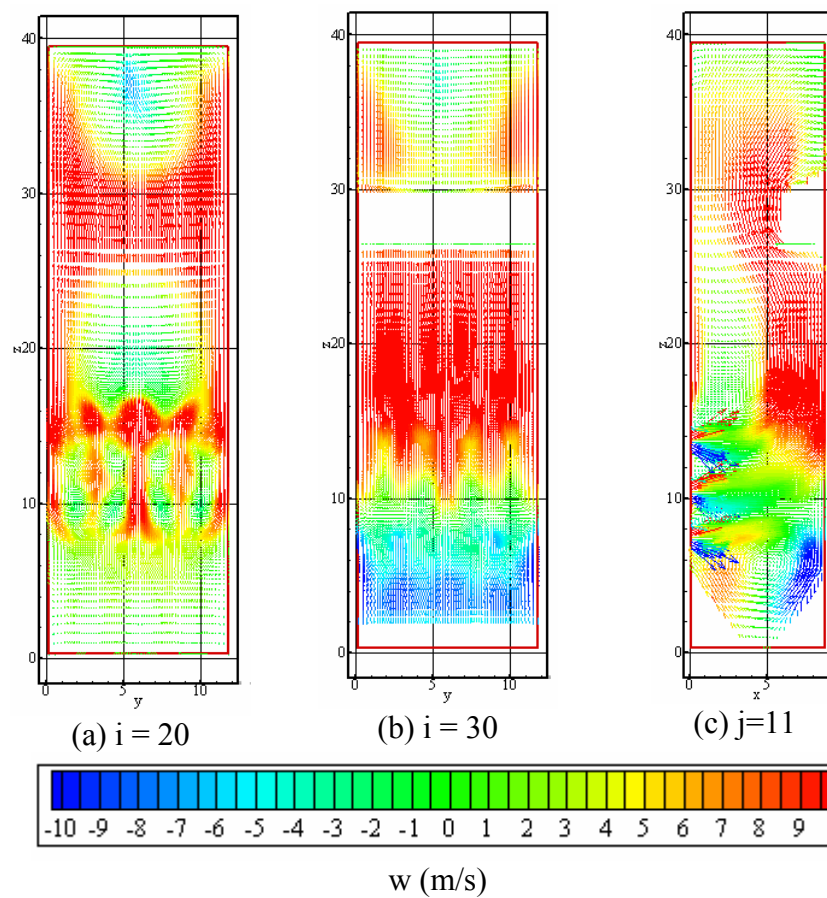


Figura 29 – Velocidade dos gases na fornalha, arranjo B, FQM = 0%.

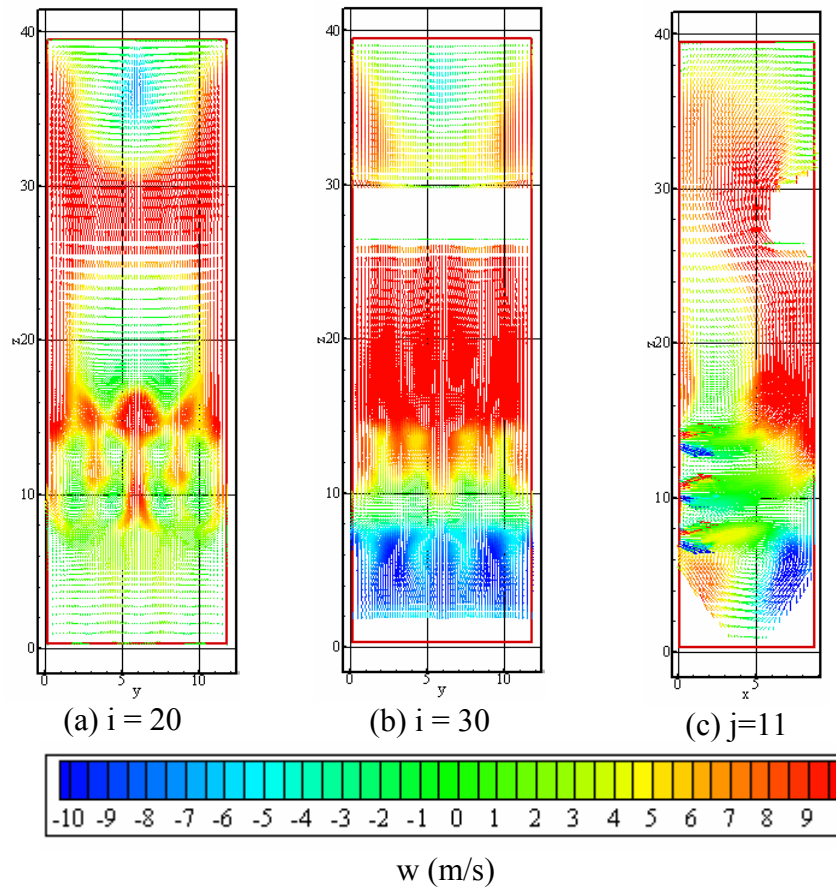


Figura 30 – Velocidade dos gases na fornalha, arranjo B, FQM = 100%.

5.3.2 Liberação de voláteis e combustão do carvão

A Figura 31 apresenta a taxa de liberação de voláteis no primeiro plano a partir dos queimadores. Como o processo de liberação de voláteis é muito rápido, toda a massa de voláteis é liberada logo à saída dos queimadores, tanto na condição de fração de quantidade de movimento nula quanto para fração de 100%.

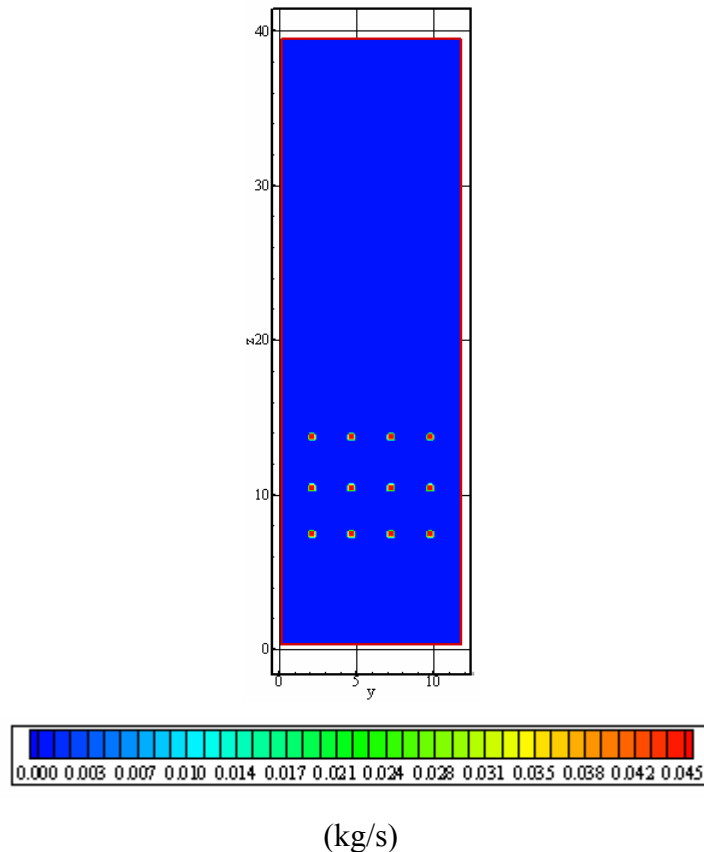


Figura 31 – Taxa de liberação dos voláteis

Após a liberação de voláteis da partícula a matriz carbonífera entra em combustão. Na Figura 32 são apresentados os campos da taxa de oxidação da matriz carbonífera, para a condição de contorno da fração de quantidade de movimento do ar primário e carvão pulverizado nula. Os índices (a), (b) e (c) correspondem aos planos paralelos à parede frontal localizados a 0,11, 0,994 e 2,098m dos queimadores, respectivamente, e o índice (d) corresponde ao plano da primeira coluna de queimadores.

Na Figura 33(a), (b) e (c) são apresentados os campos da taxa de oxidação da matriz carbonífera nos planos paralelos à parede frontal da fornalha, localizados a 0,11, 2,098 e 3,203m dos queimadores, respectivamente, para a condição de fração de quantidade de movimento de 100%. A Figura 33 (d) corresponde à primeira coluna de queimadores.

Observa-se que para o caso de fração de quantidade de movimento nula, Figura 32, devido a baixa velocidade das partículas de carvão, estas queimam na região próxima aos queimadores, migrando para a região mais externa do jato. Também pode ser observado na Figura 32, itens (a) e (b), uma maior concentração da taxa de combustão das partículas no lado direito da fornalha, caracterizando o efeito da rotação dos jatos.

Para o caso de fração de quantidade de movimento de 100%, Figura 33, devido a sua maior velocidade, as partículas percorrem um maior caminho enquanto queimam, permanecendo no centro do jato. Também pode ser observado na Figura 33, itens (b) e (c), que a região de maior concentração da taxa de combustão apresenta um alongamento no sentido ascendente tendendo para a direita da fornalha, caracterizando o efeito da rotação dos jatos sobre a combustão da matriz carbonífera. Vale lembrar que devido à baixa resolução numérica na região dos queimadores, não é observado a zona de recirculação interna, que ocorre no centro do jato, caracterizada por velocidades negativas que garantem a estabilidade da chama (Azevedo, 1994).

A Figura 34 e a Figura 35 apresentam a taxa de combustão da matriz carbonífera para a, para o arranjo B dos queimadores, para as condições de fração de quantidade de movimento nula e unitária respectivamente. Comparando os resultados com o arranjo A pode-se observar que existe uma maior mistura, aumentando a dispersão das partículas entre os queimadores e diminuindo a penetração dos jatos no caso de quantidade de movimento de 100%. É observada também uma simetria para ambas as figuras. Através da comparação entre a Figura 35 e a Figura 33, item (c) é observado o efeito da rotação dos jatos.

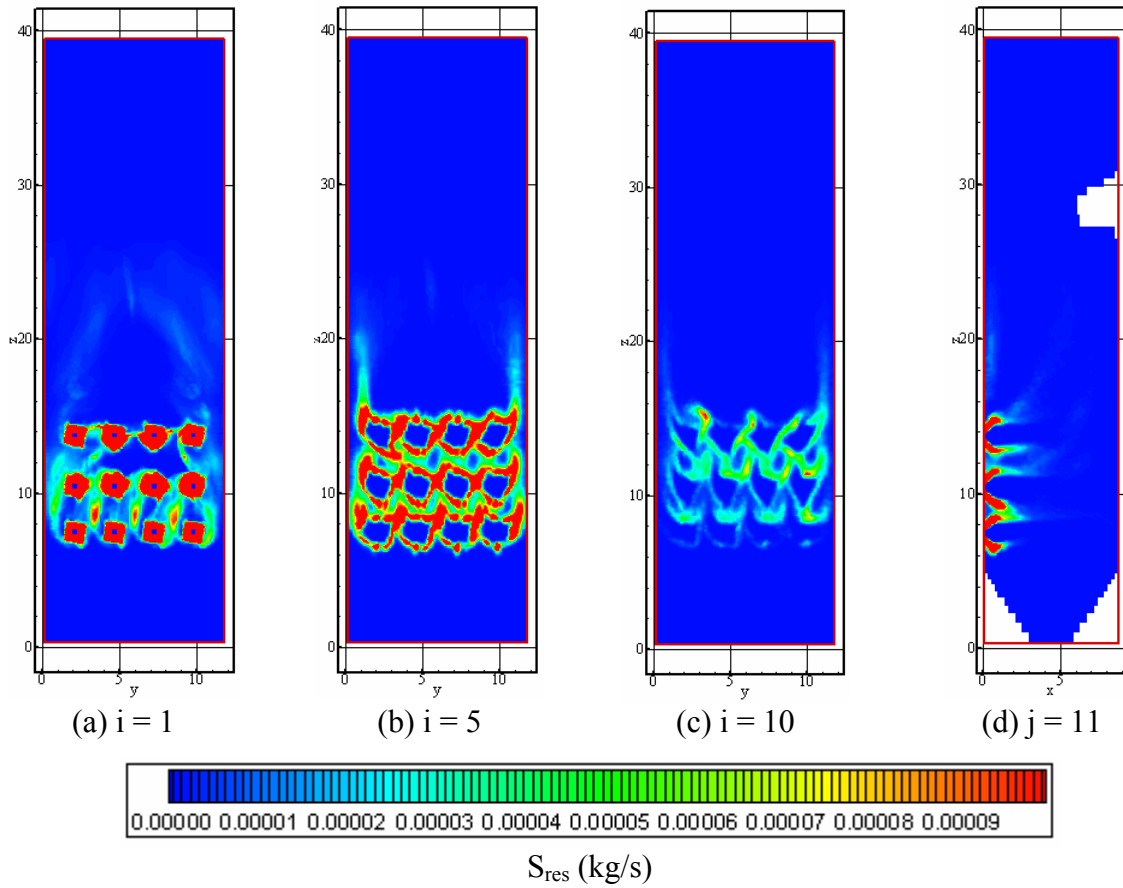


Figura 32 – Taxa de combustão da matriz carbonífera, arranjo A, FQM = 0 %

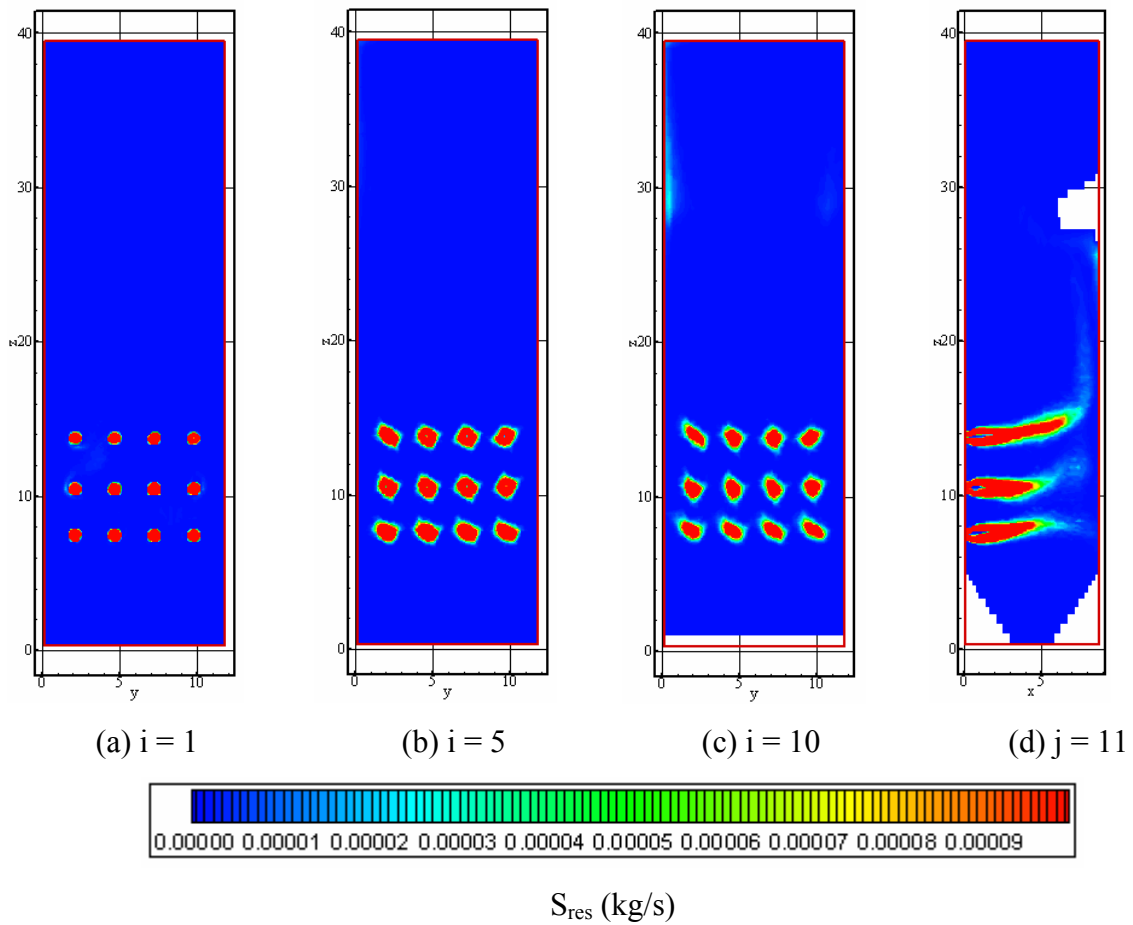
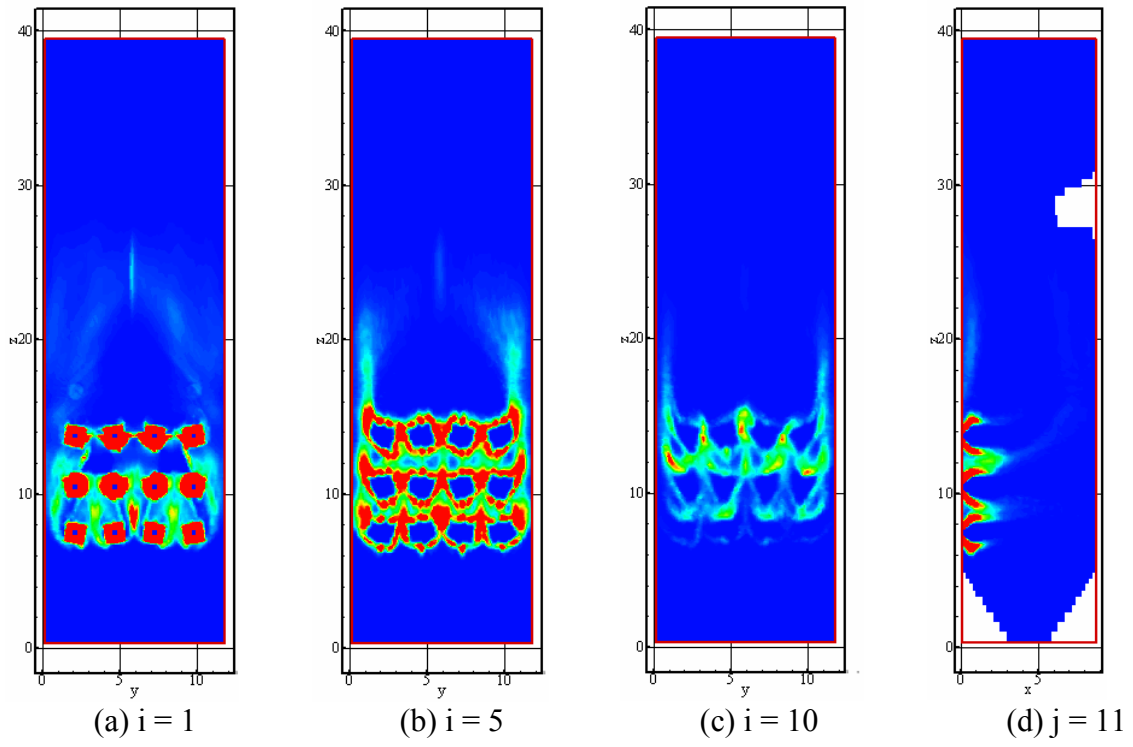
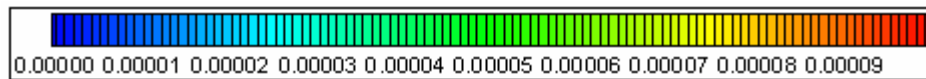
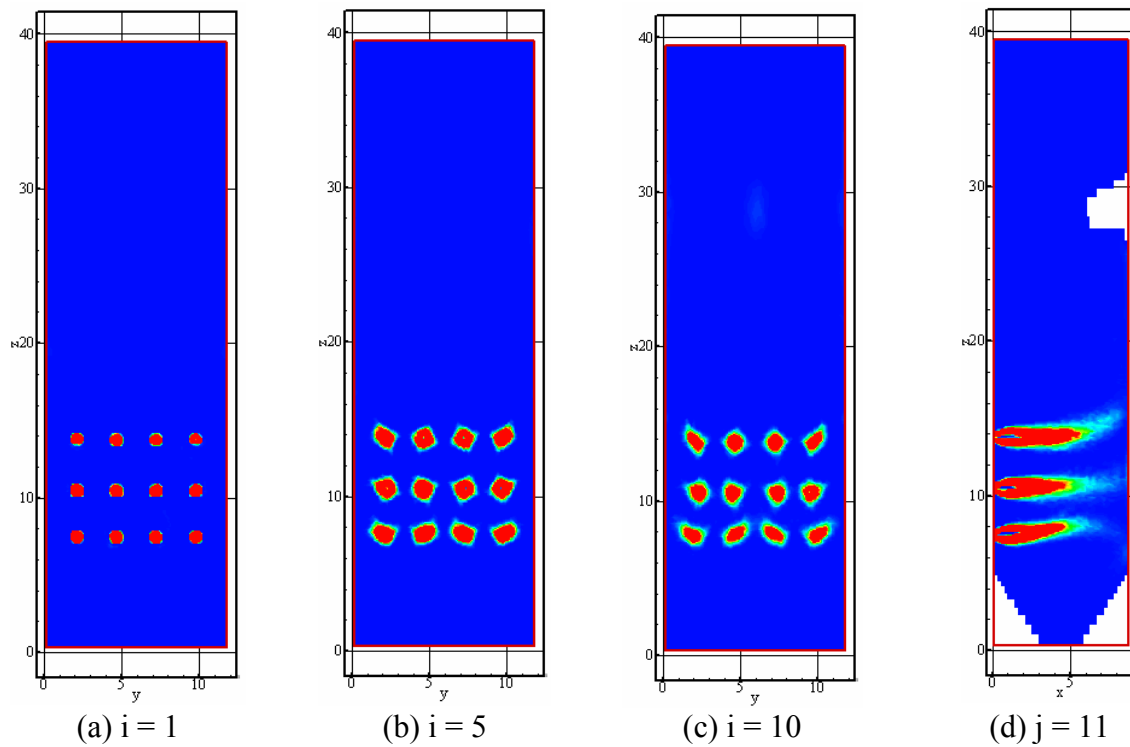


Figura 33 – Taxa de combustão da matriz carbonífera, arranjo A, FQM = 100%



S_{res} (kg/s)

Figura 34 – Taxa de combustão da matriz carbonífera, arranjo B, FQM = 0%



S_{res} (kg/s)

Figura 35 – Taxa de combustão da matriz carbonífera, arranjo B, FQM = 100%

5.3.3 Fração de Mistura

A Figura 36 apresenta os campos de fração de mistura nos planos paralelos à parede frontal da fornalha localizados a 0,994, 2,098, 3,203m dos queimadores, correspondendo aos itens (a), (b) e (c), respectivamente, para o arranjo A dos queimadores e fração de quantidade de movimento nula. Figura 36 (d) corresponde à primeira coluna de queimadores. Na Figura 37 são apresentados os valores referentes a condição de fração de quantidade de movimento de 100%, para o arranjo A dos queimadores.

Na Figura 36(a) podem ser observadas duas regiões com elevada fração de mistura. A primeira, com uma maior concentração, localizada na região central do jato, que corresponde aos voláteis liberados já na saída dos queimadores. Uma segunda região, com menores concentrações, é observada na região externa do jato, correspondendo à combustão das partículas nesta região.

Para a condição de fração de quantidade de movimento de 100%, Figura 37, os maiores níveis de fração de mistura são observados na região central do jato, correspondendo tanto a liberação de voláteis quanto a combustão da partícula que ocorrem nesta região. Neste caso observa-se que a zona de recirculação na zona do cinzeiro é muito mais intensa, conduzindo a um maior consumo de oxigênio e à formação de uma atmosfera mais redutora. Os resultados da simulação considerando toda a quantidade de movimento formam um escoamento com maiores velocidades e gradientes das propriedades no plano de entrada para os painéis.

A Figura 38 e a Figura 39 apresentam campos de fração de mistura correspondentes ao arranjo B, para as condições de fração de quantidade de movimento de 0 e 100%.

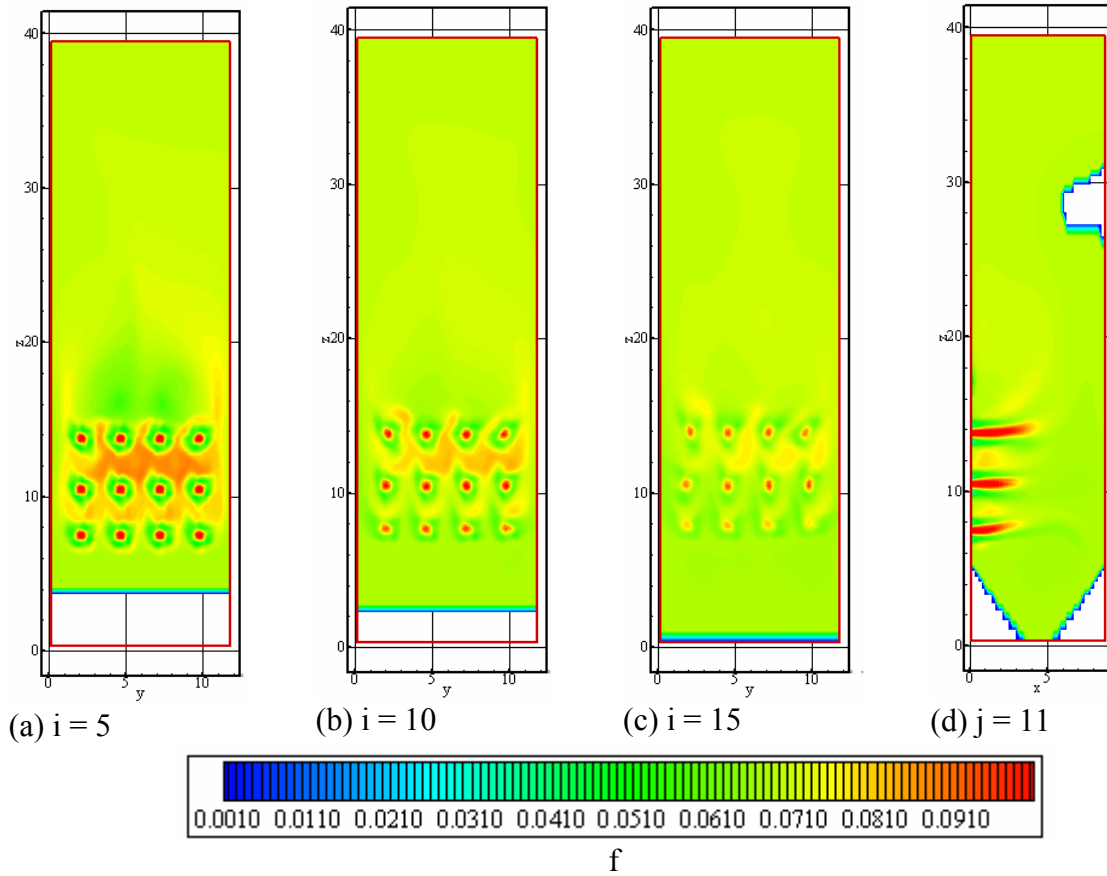


Figura 36 – Fração de mistura, arranjo A, FQM = 0%

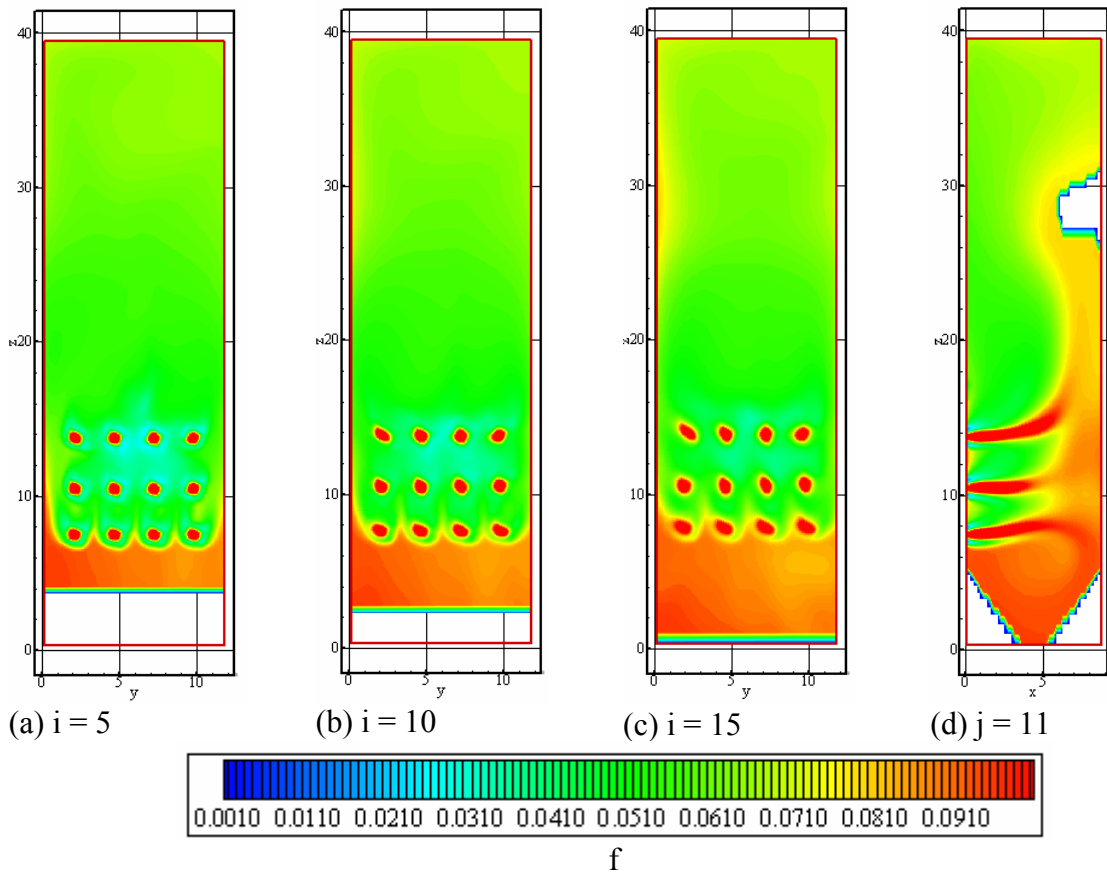


Figura 37 – Fração de mistura, arranjo A, FQM = 100%

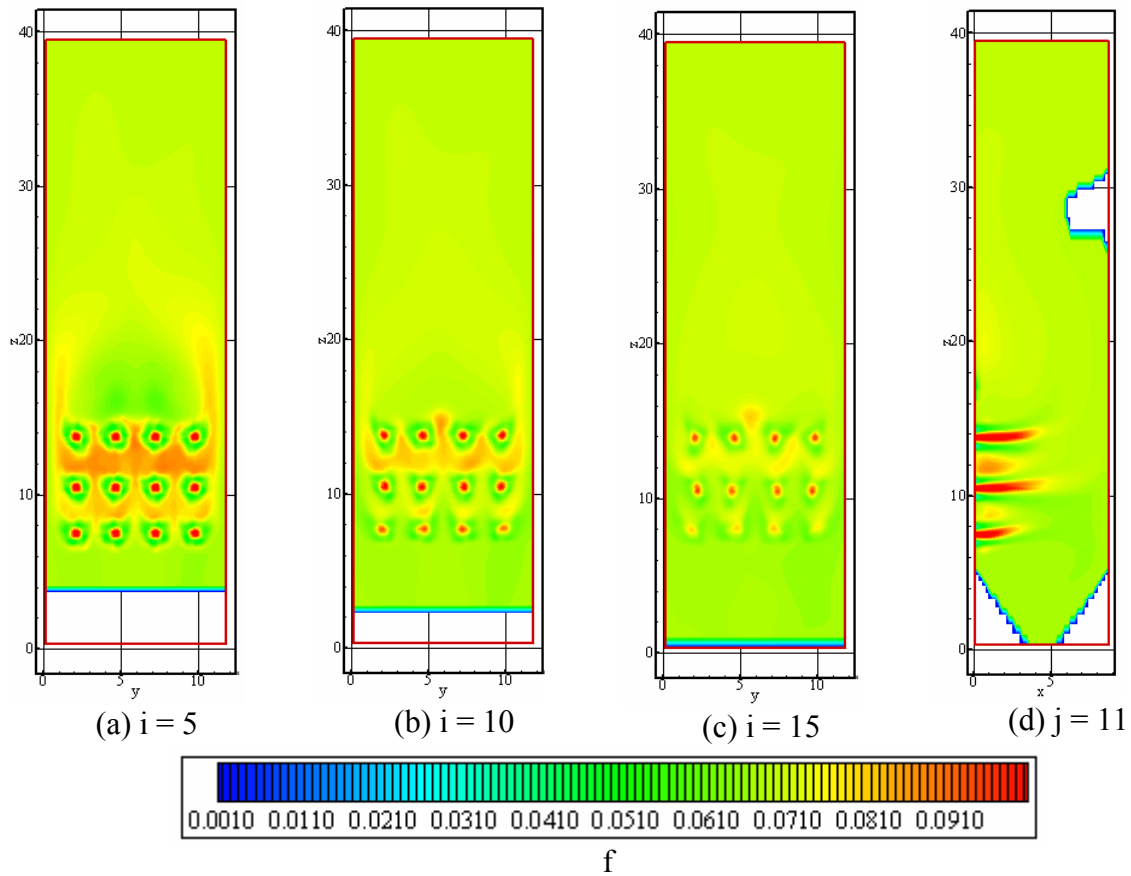


Figura 38 – Fração de mistura, arranjo B, FQM = 0%

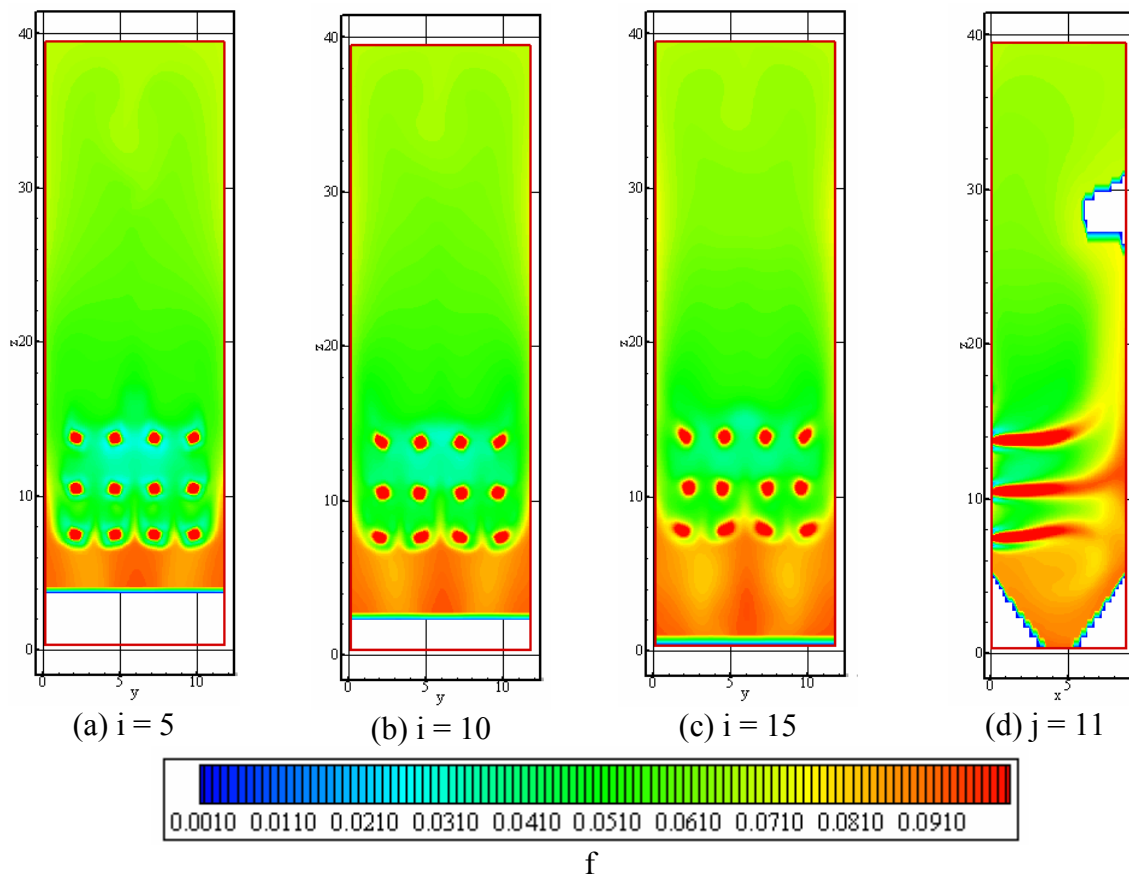


Figura 39 – Fração de mistura, arranjo B, FQM = 100%

5.3.4 Temperatura

Na Figura 40 é apresentado o campo de temperatura dos gases no interior da fornalha, para a condição de rotação A, considerando a condição contorno da quantidade de movimento do ar primário e carvão pulverizado nula. São apresentados os planos correspondentes aos centros da 1^a, 2^a, 3^a e 4^a colunas de queimadores, Figura 40 (a), (b), (d) e (e) respectivamente e o plano central da fornalha, Figura 40 (c). A localização da chama principal pode ser identificada pelo perfil de temperaturas. É observada uma região com temperaturas elevadas no centro da fornalha.

Na Figura 41 é apresentado o campo de temperatura dos gases no interior da fornalha, para a condição de rotação A, considerando a condição contorno da fração da quantidade de movimento do ar primário e carvão pulverizado de 100%.

Através da comparação entre a Figura 40 e a Figura 41, observa-se que a condição de fração de quantidade de movimento tem uma forte influência sobre a chama principal. Para o caso de quantidade de movimento de 100%, a chama formada apresenta um formato alongado e estreito, chegando a tocar a parede da fornalha.

Na Figura 42 (a), (b), (c) e (d) são apresentados os campos de temperaturas nos planos paralelos à parede frontal da fornalha, localizados a 2,098, 4,307, 6,516 e 7,620 m dos queimadores, respectivamente, para a condição de contorno da quantidade de movimento do ar primário e carvão pulverizado nula.

Observa-se na Figura 42 que os planos próximos aos queimadores possuem temperaturas elevadas, que decrescem conforme se afastam.

Na Figura 43 (a), (b), (c) e (d) são apresentados os campos de temperaturas nos planos localizados a 2,098, 4,307, 6,516 e 7,620 m dos queimadores, respectivamente, considerando a condição contorno da quantidade de movimento do ar primário de 100%.

Conforme comentado anteriormente, a chama formada possui um formato mais estreito, sendo observado na Figura 43 que na região próxima aos queimadores a temperatura é elevada apenas na região do jato de ar primário e carvão pulverizado. Em planos mais afastados dos queimadores, observa-se o espalhamento da chama, devido à presença da parede d'água.

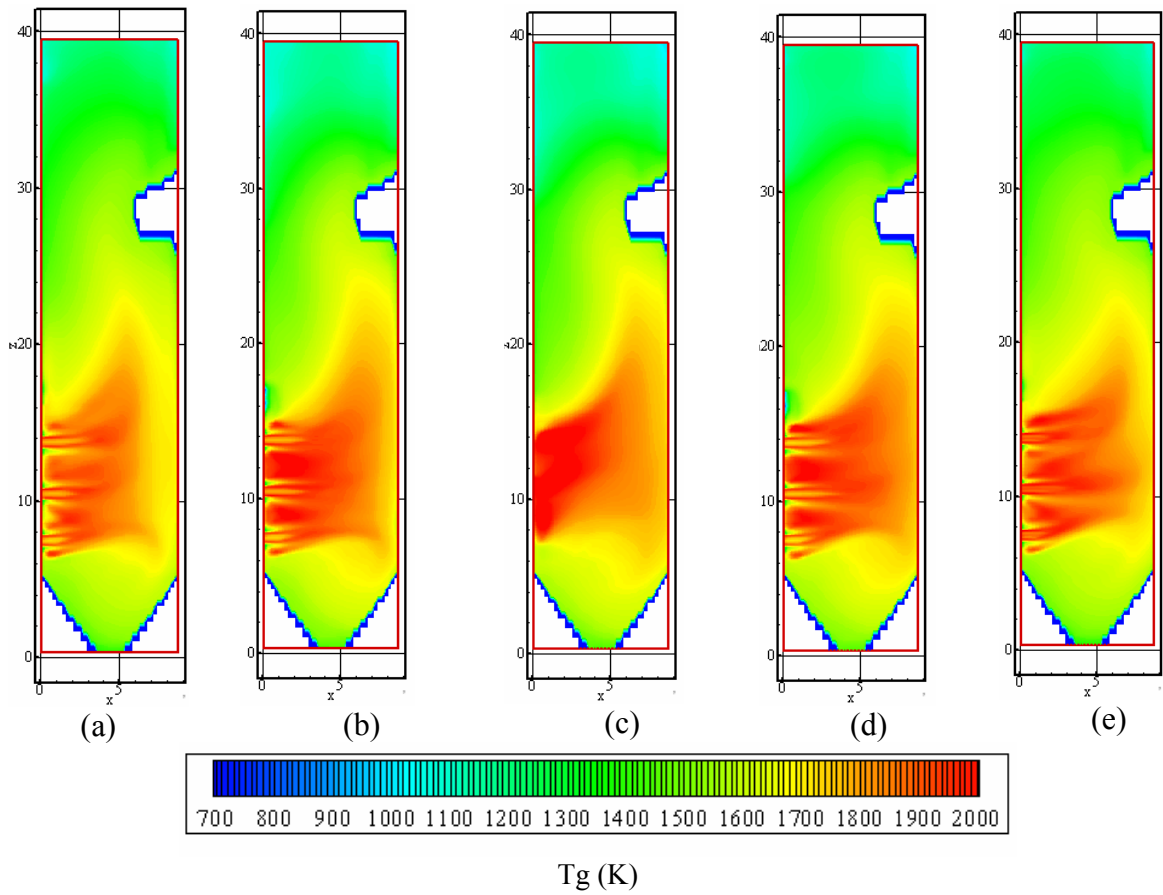


Figura 40 – Temperatura dos gases na fornalha, planos laterais, arranjo A, FQM = 0%.

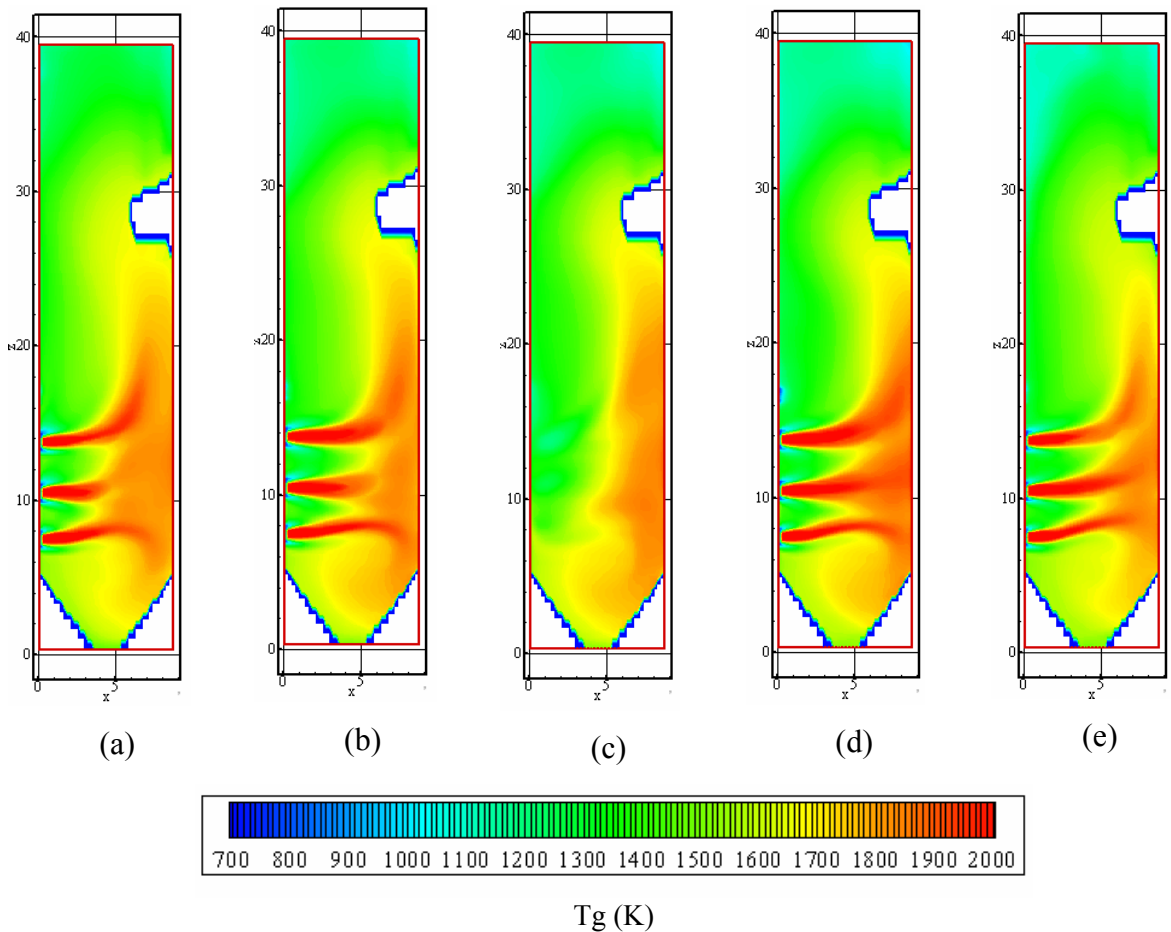


Figura 41 – Temperatura dos gases na fornalha, planos laterais, arranjo A, FQM = 100%.

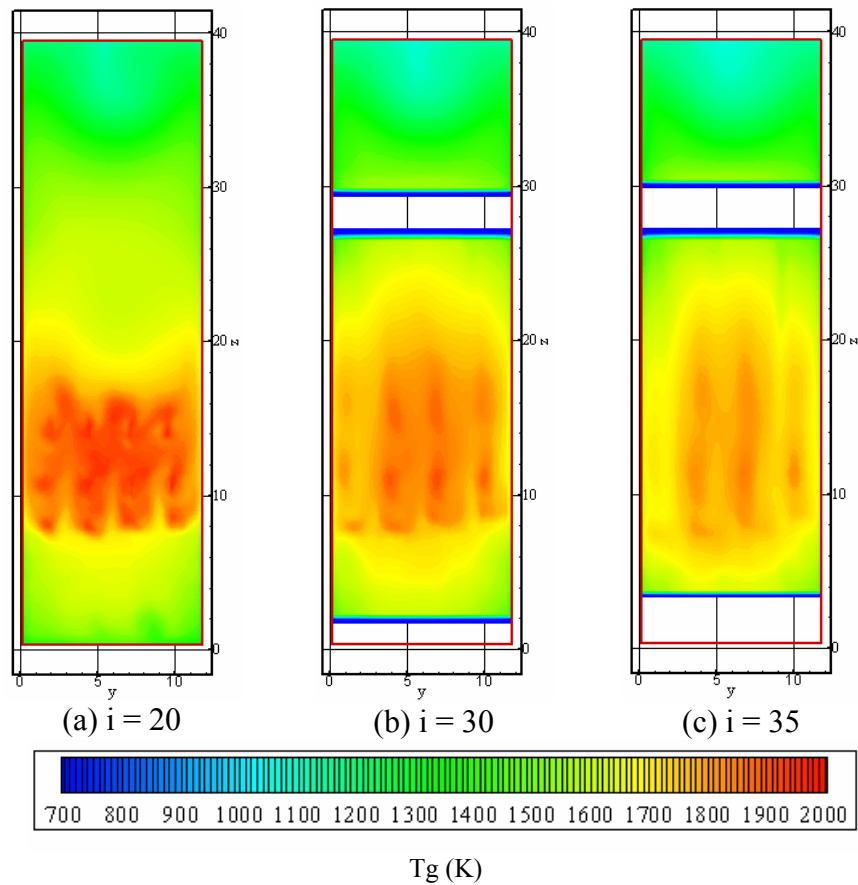


Figura 42 – Temperatura dos gases na fornalha planos frontais, arranjo A, FQM = 0%.

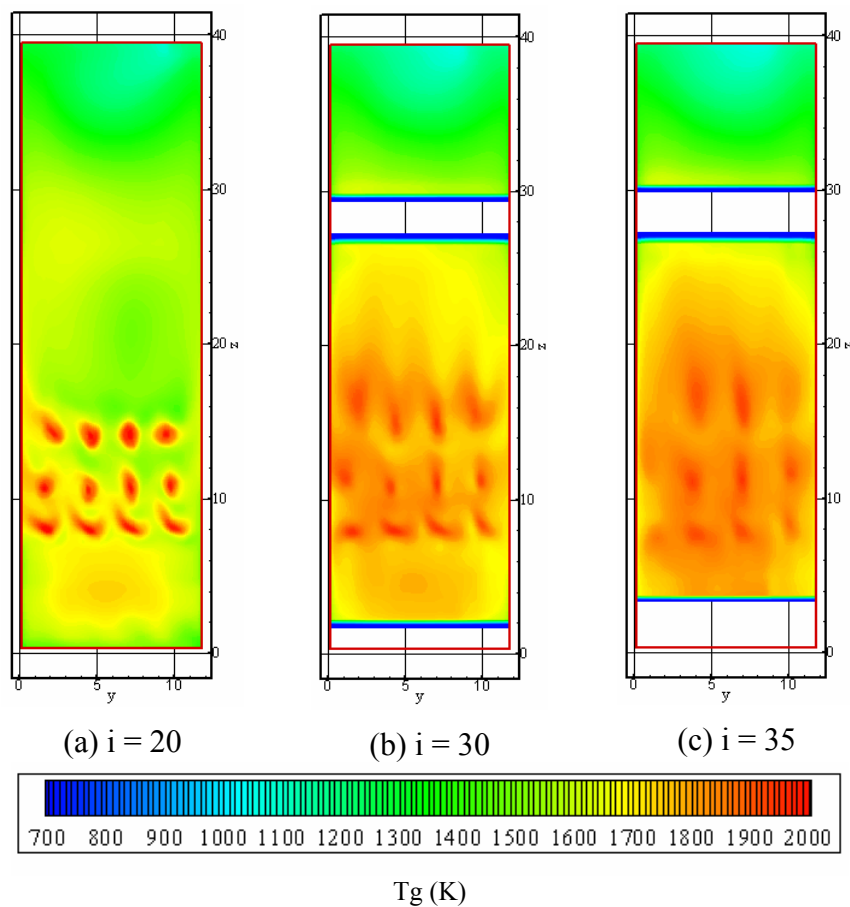


Figura 43 – Temperatura dos gases na fornalha planos frontais, arranjo A, FQM = 100%.

A Figura 44 e a Figura 45 apresentam os campos de temperatura nos planos laterais para as condições de fração de quantidade de movimento de 0 e 100% respectivamente, ambas para o arranjo dos queimadores B. Estes resultados são semelhantes aos observados no arranjo A. Os campos de temperatura nos planos frontais são apresentados na Figura 46 e na Figura 47. Observa-se na Figura 46 e na Figura 47 que a distribuição de temperaturas para a configuração B é simétrica, com temperaturas baixas na região superior central.

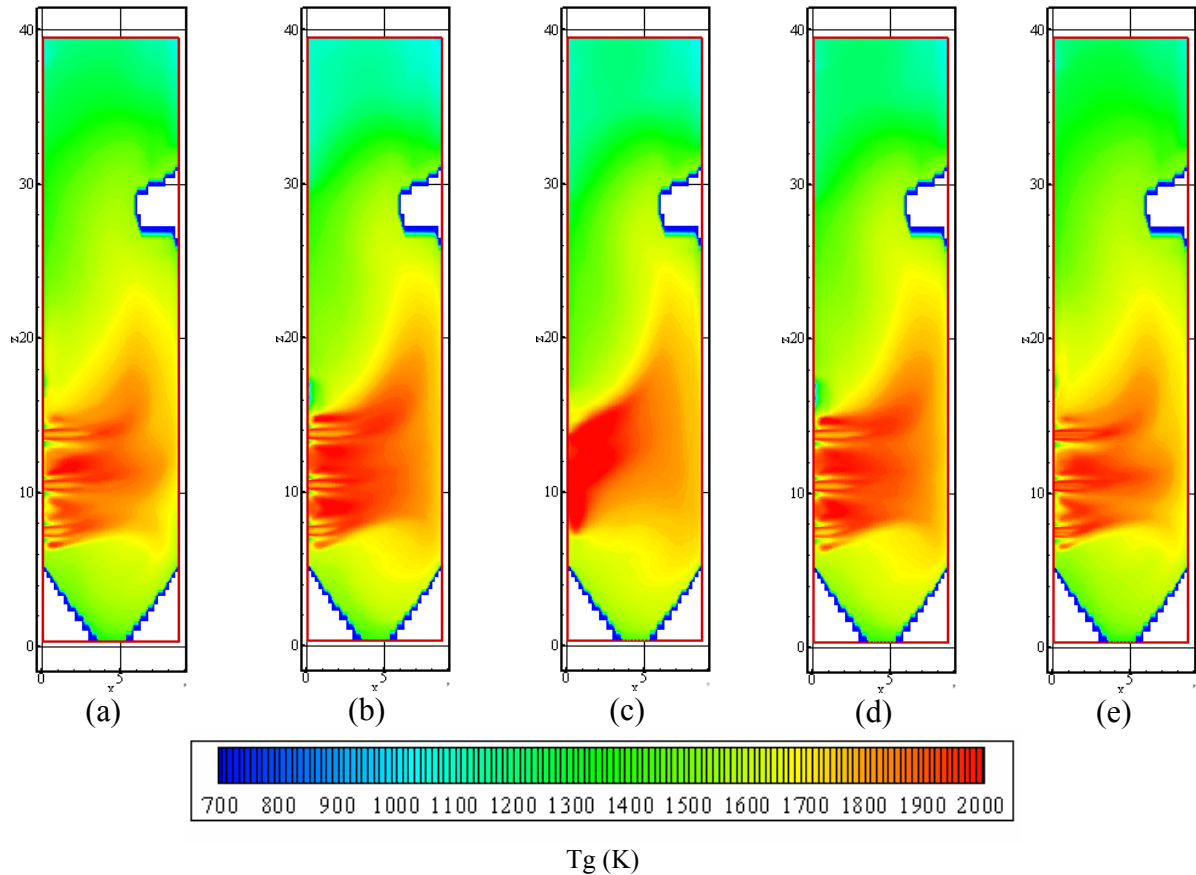


Figura 44 – Temperatura dos gases na fornalha, planos laterais, arranjo B, FQM = 0%.

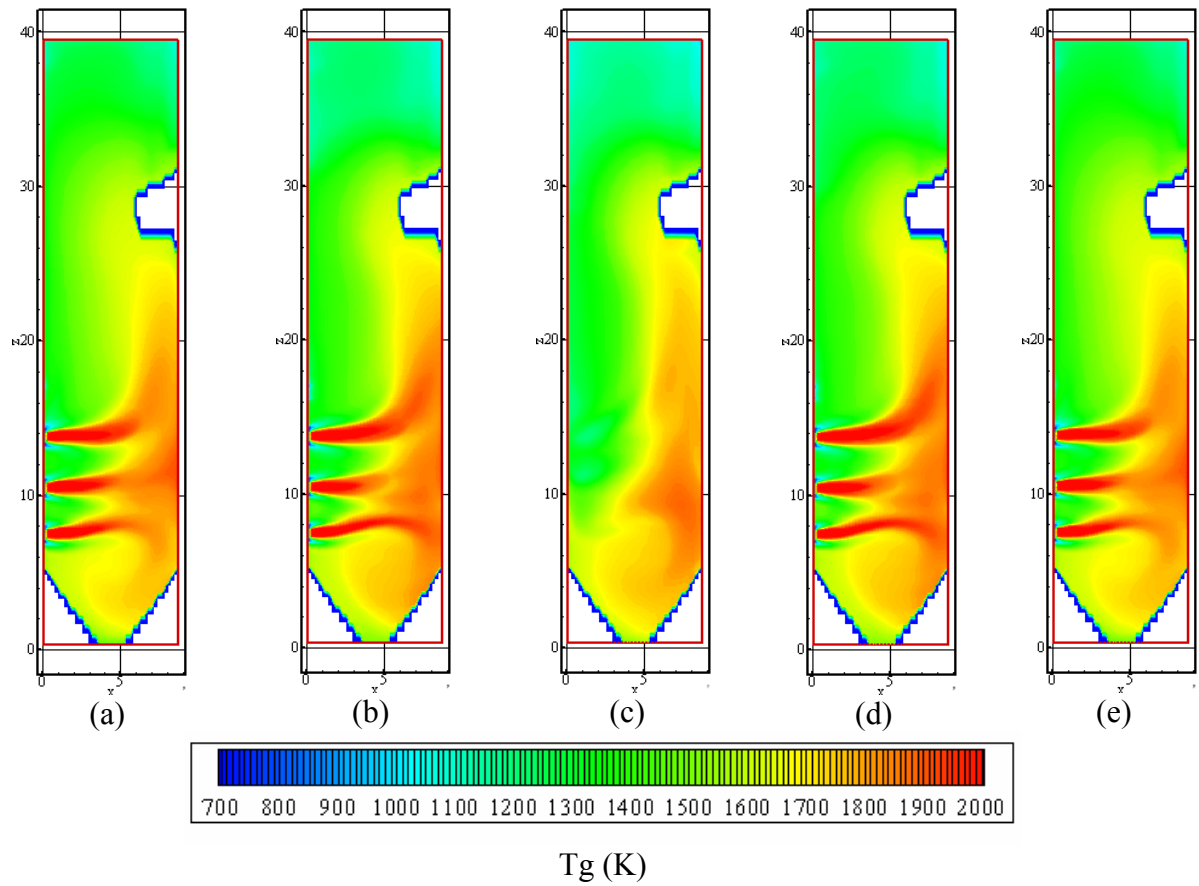


Figura 45 – Temperatura dos gases na fornalha, planos laterais, arranjo B, FQM = 100%.

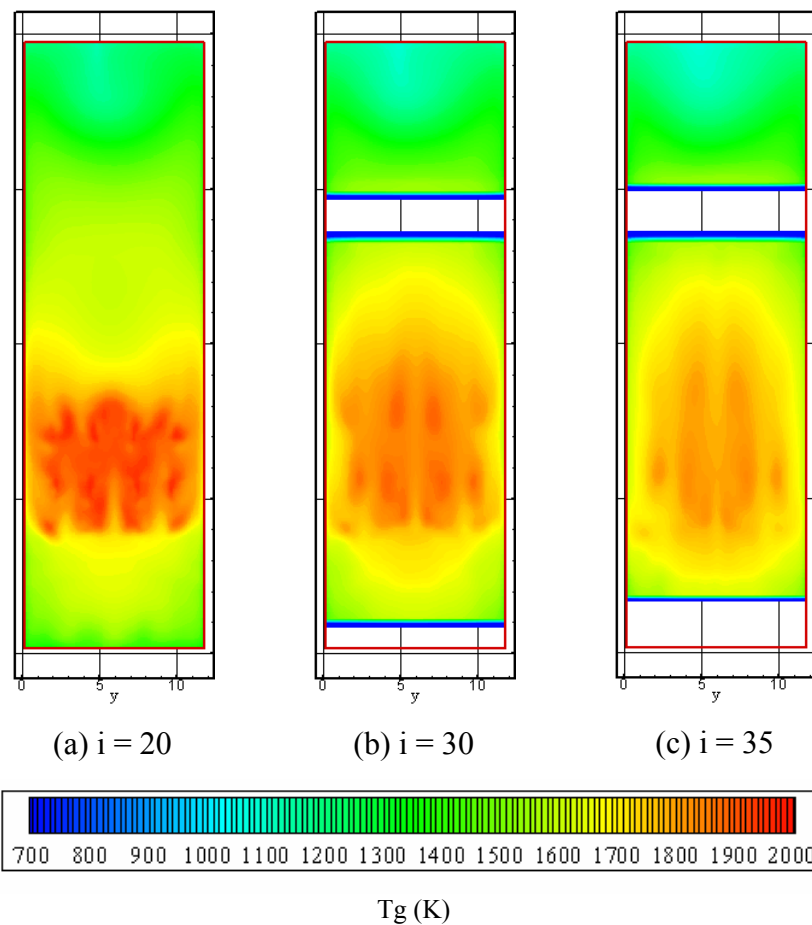


Figura 46 – Temperatura dos gases na fornalha, planos frontais, arranjo B, FQM = 0%.

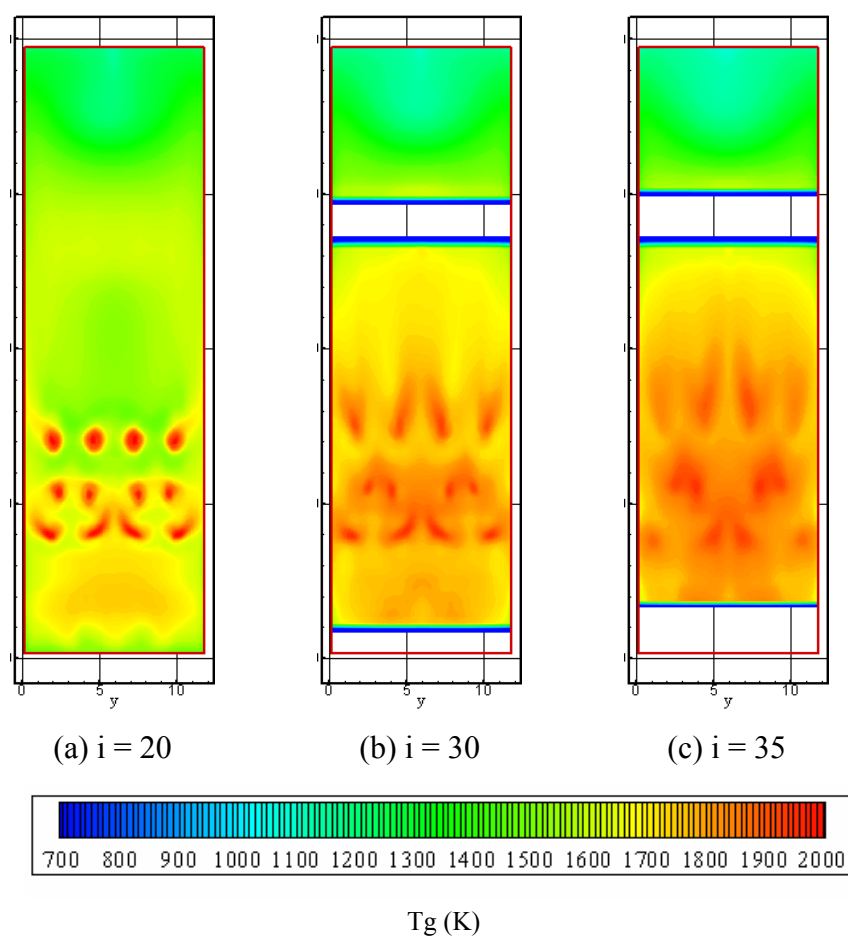


Figura 47 – Temperatura dos gases na fornalha, planos frontais, caso B, FQM = 100%.

5.3.5 Radiação

A Figura 48 apresenta o fluxo de calor nas paredes da fornalha devido à radiação, para a condição de rotação A, com fração de quantidade de movimento de 0 e 100%, correspondendo aos itens (a) e (b), respectivamente. Na região do plano fictício, o valor apresentado corresponde ao fluxo de radiação que chega à região dos feixes tubulares, não representando o fluxo líquido de radiação através deste plano, dado pela diferença entre a radiação que chega e a radiação que sai no plano. Observa-se na Figura 48, que, como já seria previsto a partir do campo de temperaturas, o campo de radiação nas paredes da fornalha varia com a condição de entrada do carvão pulverizado. Para a condição de velocidade nula, Figura 48 (a), devido ao elevado nível de temperatura na região próxima aos queimadores, a radiação na parede frontal, na região dos queimadores, é superior à radiação nas demais paredes.

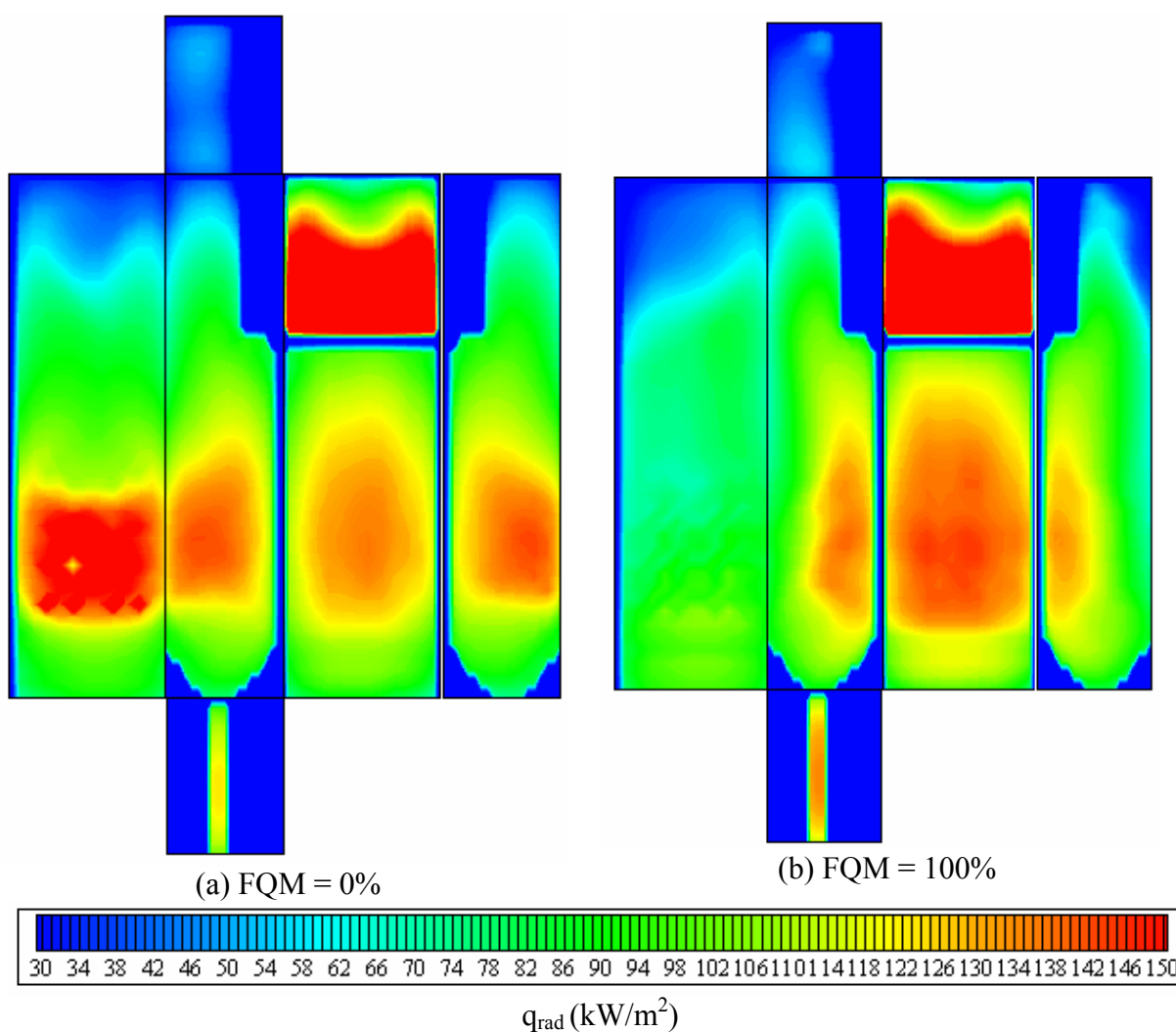


Figura 48 – Fluxo de calor por radiação para as paredes da fornalha, arranjo A.

Para a condição de velocidade de 100%, Figura 48 (b), são observados maiores níveis de radiação na parede oposta aos queimadores, visto que na região próxima a esta ocorrem os maiores níveis de temperatura. É observado também, que no plano de saída da fornalha o fluxo radiativo é maior no lado esquerdo, este resultado também está de acordo com o obtido para a temperatura.

A Figura 49 apresenta o fluxo de calor nas paredes da fornalha devido à radiação, para a condição de rotação B, com fração de quantidade de movimento de 0 e 100%, correspondendo aos itens (a) e (b), respectivamente. É observada para os dois casos uma simetria do fluxo radiativo.

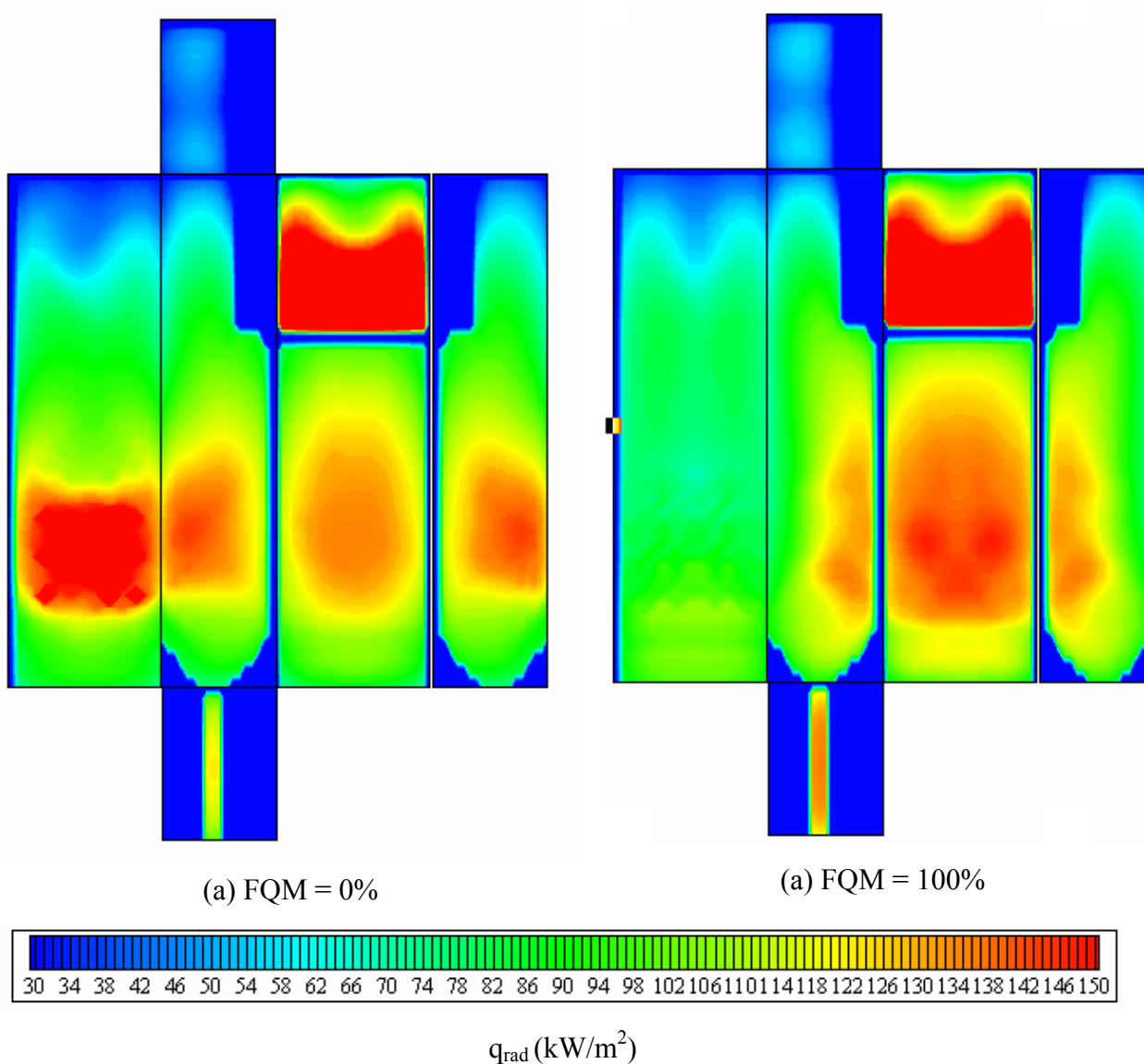


Figura 49 – Fluxo de calor por radiação para as paredes da fornalha, arranjo B

5.3.6 Análise dos feixes tubulares

A distribuição da vazão de vapor nos tubos do superaquecedor final é apresentada na Figura 50. É observado que os tubos localizados nas extremidades possuem uma maior vazão, este comportamento já era esperado visto que as entradas e saídas dos respectivos coletores são localizadas nas extremidades conforme apresentado na Figura 50.

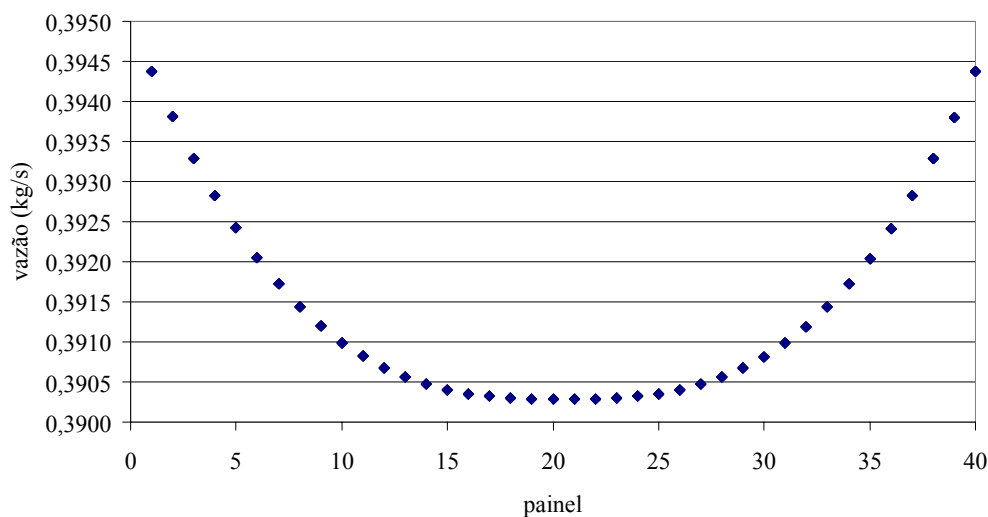


Figura 50 – Vazão de vapor nos tubos do superaquecedor final

A Figura 51 apresenta os fluxos radiativos que entram na região dos feixes tubulares, para o arranjo A dos queimadores, para as condições de fração de quantidade de movimento de 0 e 100%, correspondendo aos itens (a) e (b), respectivamente. Observa-se que na região inferior a radiação apresenta uma maior intensidade, enquanto que na região central superior, é observado um baixo nível de radiação. As regiões próximas às paredes também apresentam um baixo nível de radiação. É observado para o caso de fração de quantidade de movimento de 100 um maior nível de radiação do lado esquerdo do plano de entrada do superaquecedor final.

A Figura 52 apresenta os fluxos radiativos que entram na região dos feixes tubulares, para o arranjo B dos queimadores, para as condições de fração de quantidade de movimento de 0 e 100%, correspondendo aos itens (a) e (b), respectivamente. É observado um comportamento semelhante ao apresentado para o arranjo A, entretanto pode ser observado um perfil simétrico da radiação.

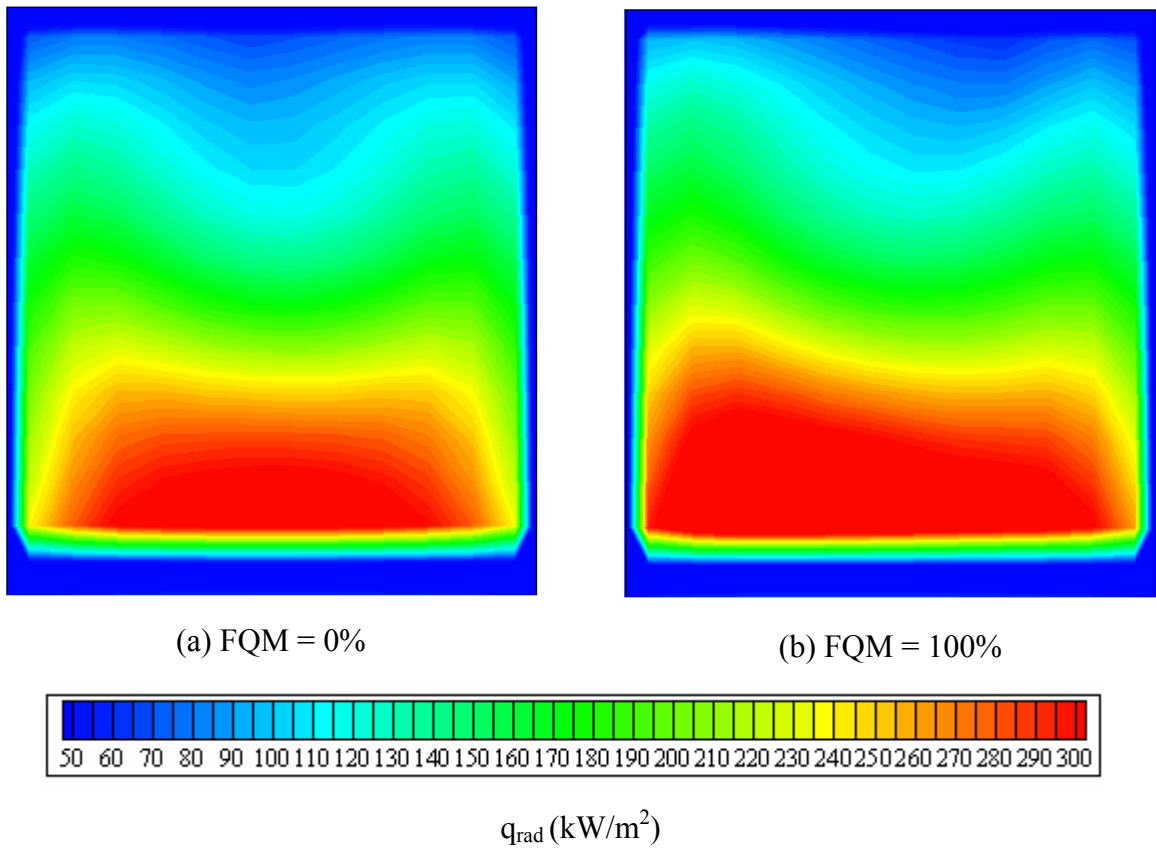


Figura 51 – Fluxo de radiação no plano de entrada do superaquecedor, arranjo A

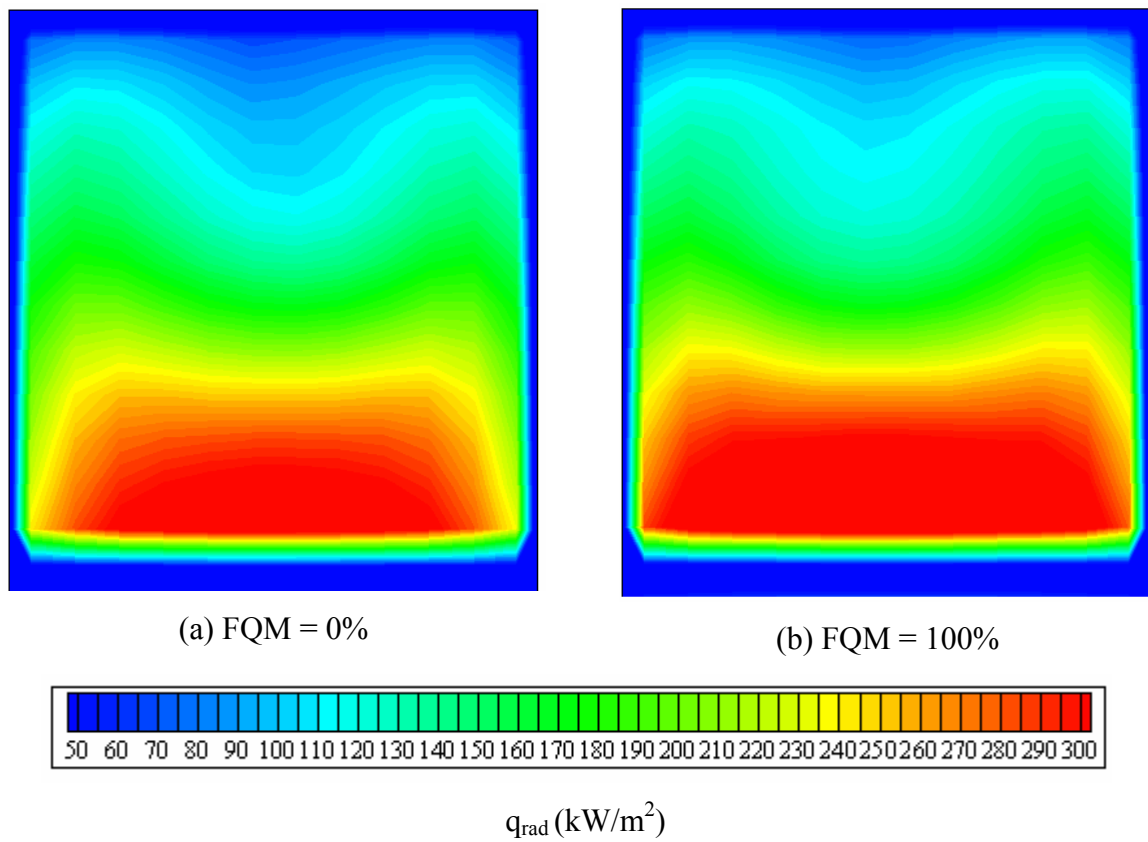


Figura 52 – Fluxo de radiação no plano de entrada do superaquecedor, arranjo B

A Figura 53 apresenta os campos de temperaturas dos gases de combustão no plano de entrada do superaquecedor final, para o arranjo A dos queimadores e para as condições de fração de quantidade de movimento de 0 e 100%, correspondendo aos itens (a) e (b), respectivamente. Assim como para a radiação, a região inferior apresenta maiores temperaturas, enquanto que a região central superior e as regiões adjacentes às paredes apresentam baixos níveis de temperatura. As baixas temperaturas na região superior central ocorrem devido à presença de recirculações, com velocidades descendentes no centro que transportam fluido frio da região adjacente ao teto da fornalha. Assim como para a radiação, também é observada uma maior temperatura no lado esquerdo do plano de entrada do superaquecedor final, para o caso de fração de quantidade de movimento de 100%.

A Figura 54 apresenta os campos de temperaturas dos gases de combustão no plano de entrada do superaquecedor final, para o arranjo B dos queimadores e para as condições de fração de quantidade de movimento de 0 e 100%, correspondendo aos itens (a) e (b), respectivamente. É observado um comportamento semelhante ao apresentado para o arranjo A, entretanto é observado um perfil simétrico.

A Figura 55 apresenta os campos de velocidade normal ao plano de entrada do superaquecedor final, para o arranjo A, e condição de quantidade de movimento nula e 100% correspondendo aos itens (a) e (b), respectivamente. É observado que as maiores velocidades ocorrem nas laterais da região inferior do plano, enquanto que as velocidades mais baixas são observadas nas laterais da região superior.

A Figura 56 apresenta os campos de velocidade normal ao plano de entrada do superaquecedor final, para o arranjo B, e condição de quantidade de movimento nula e 100% correspondendo aos itens (a) e (b), respectivamente. Além da simetria do gráfico, também é observada uma maior velocidade na região central superior do plano.

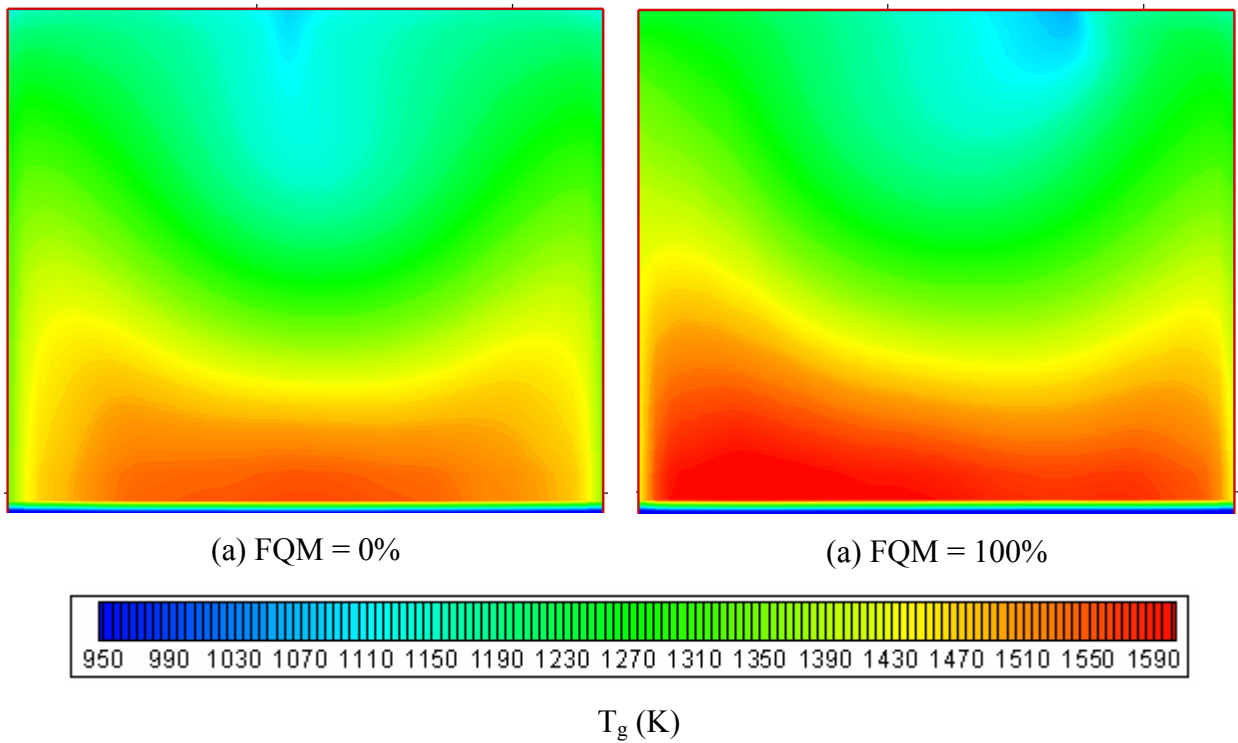


Figura 53 – Temperatura dos gases no plano de entrada do superaquecedor, arranjo A

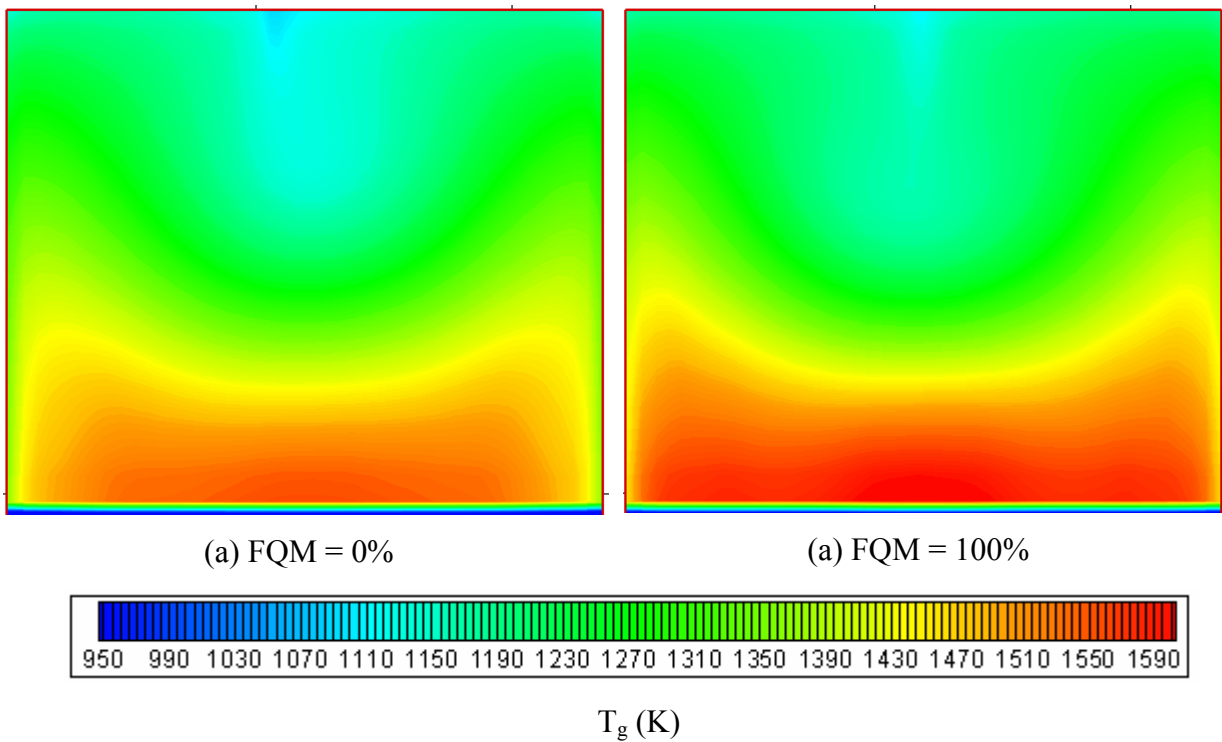


Figura 54 – Temperatura dos gases no plano de entrada do superaquecedor, arranjo B

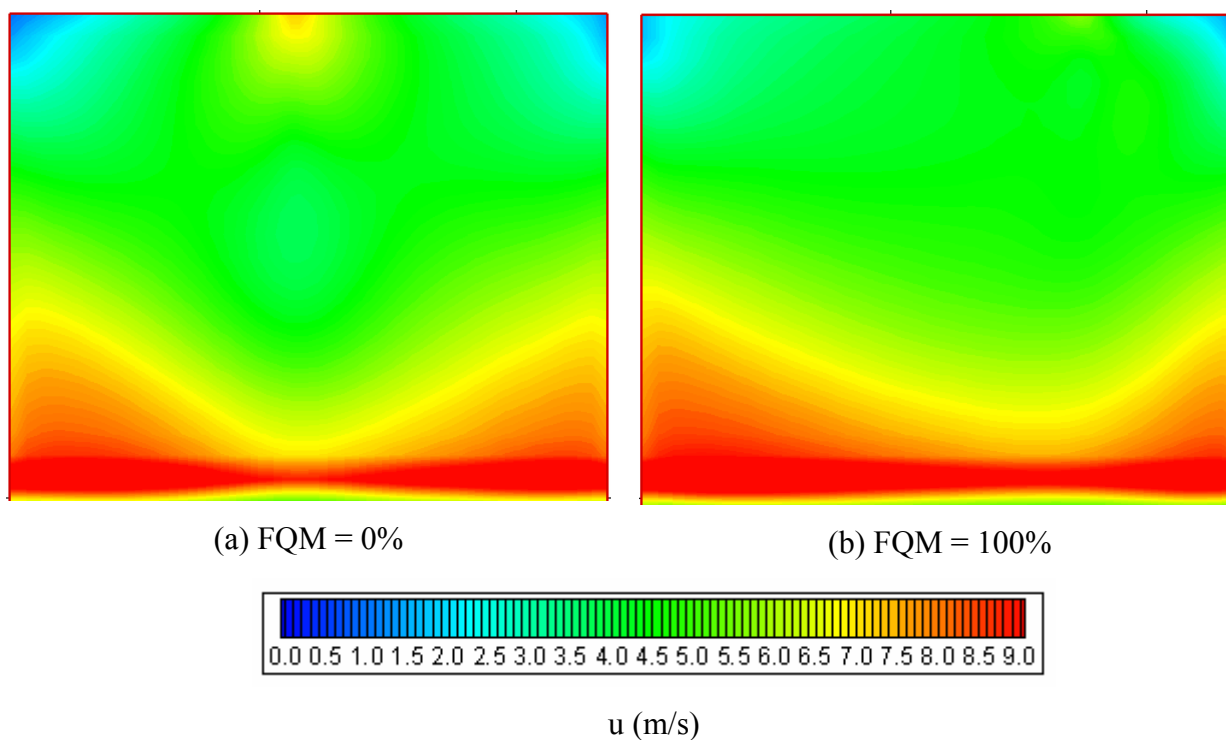


Figura 55 – Velocidade normal ao plano de entrada do superaquecedor final, arranjo A

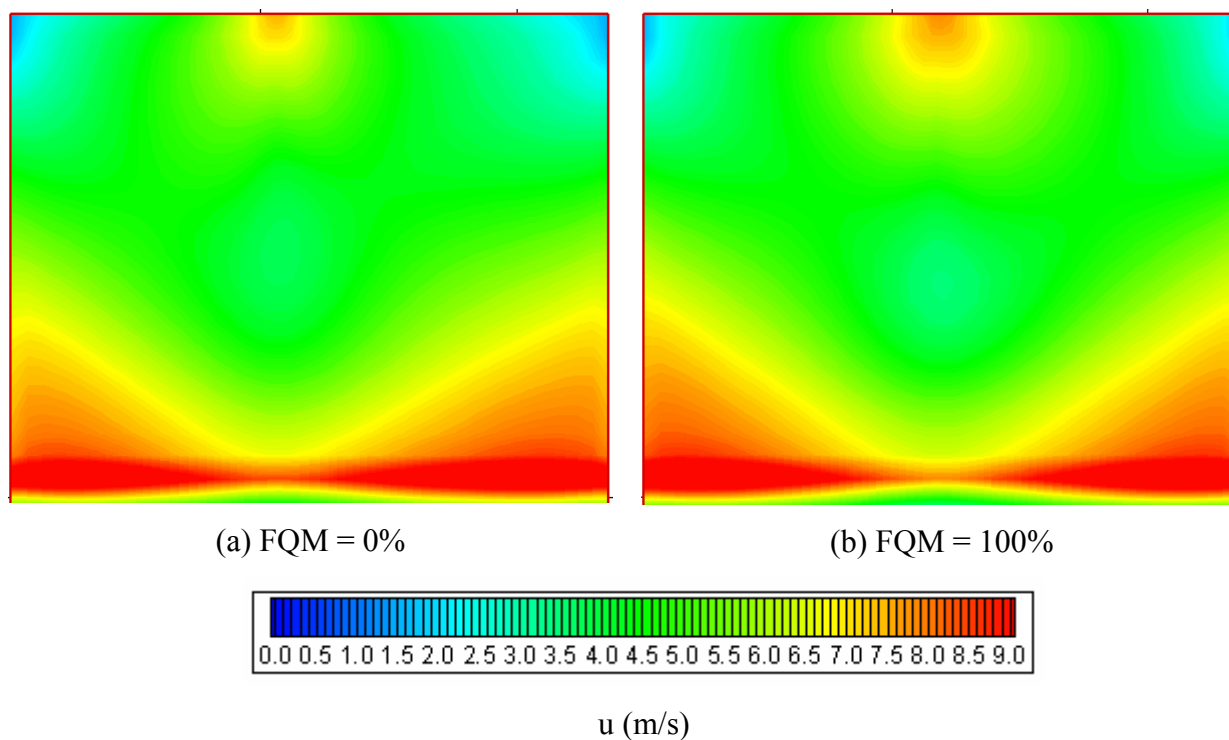


Figura 56 – Velocidade normal ao plano de entrada do superaquecedor final, arranjo B

A Figura 57 e a Figura 58 apresentam os valores previstos da temperatura de vapor no interior da primeira fileira de tubos, e da sua continuação, que corresponde à última fileira do superaquecedor final, para o arranjo A, fração de quantidade de movimento nula e unitária, respectivamente. Em ambas figuras pode ser observado o aumento gradual da temperatura do

vapor. Observa-se também que os valores de temperatura para a condição de fração de quantidade de movimento 100% são superiores.

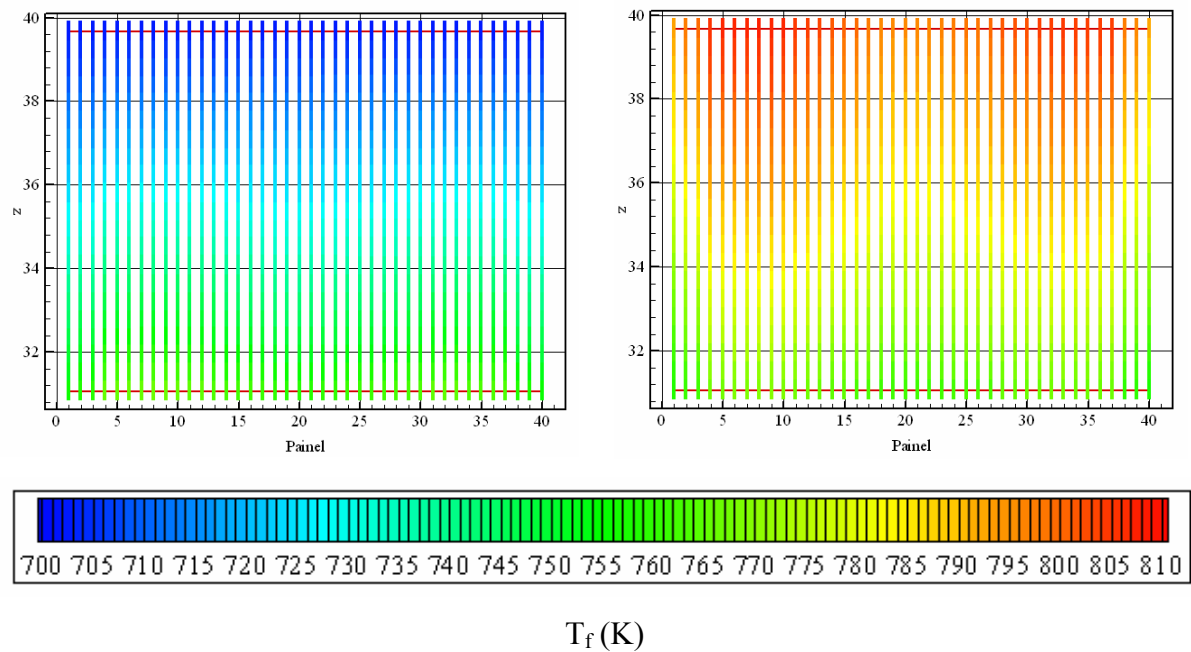


Figura 57 – Temperatura do vapor na primeira fileira de tubos, arranjo A, FQM = 0%

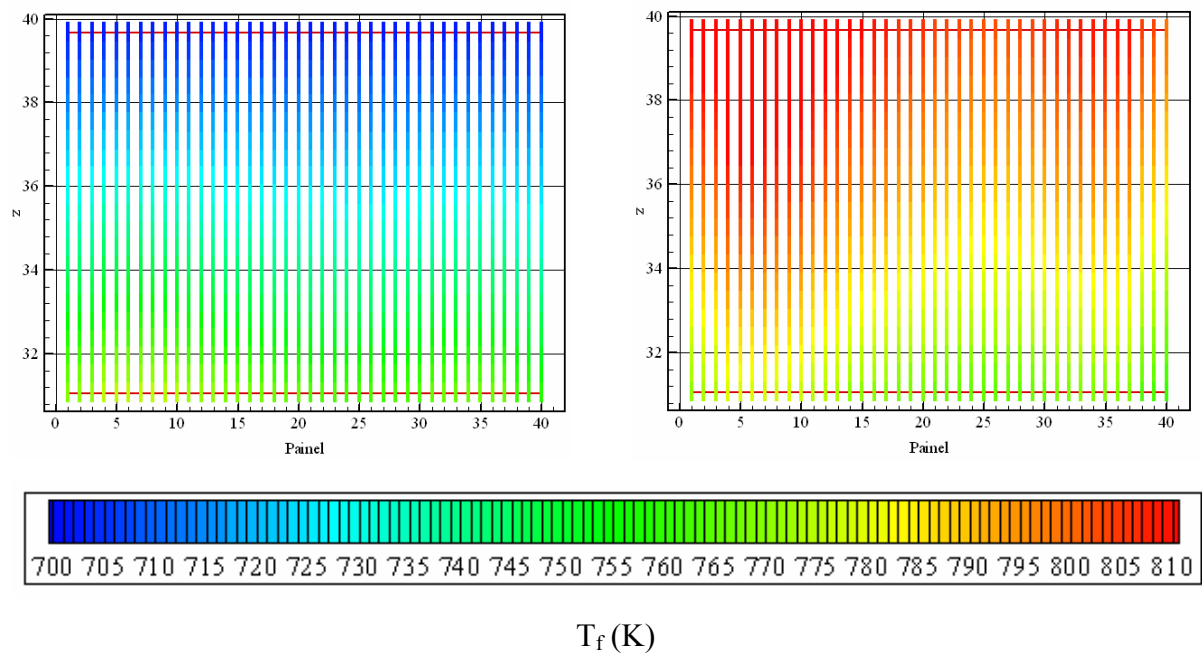


Figura 58 – Temperatura do vapor na primeira fileira de tubos, arranjo A, FQM = 100%

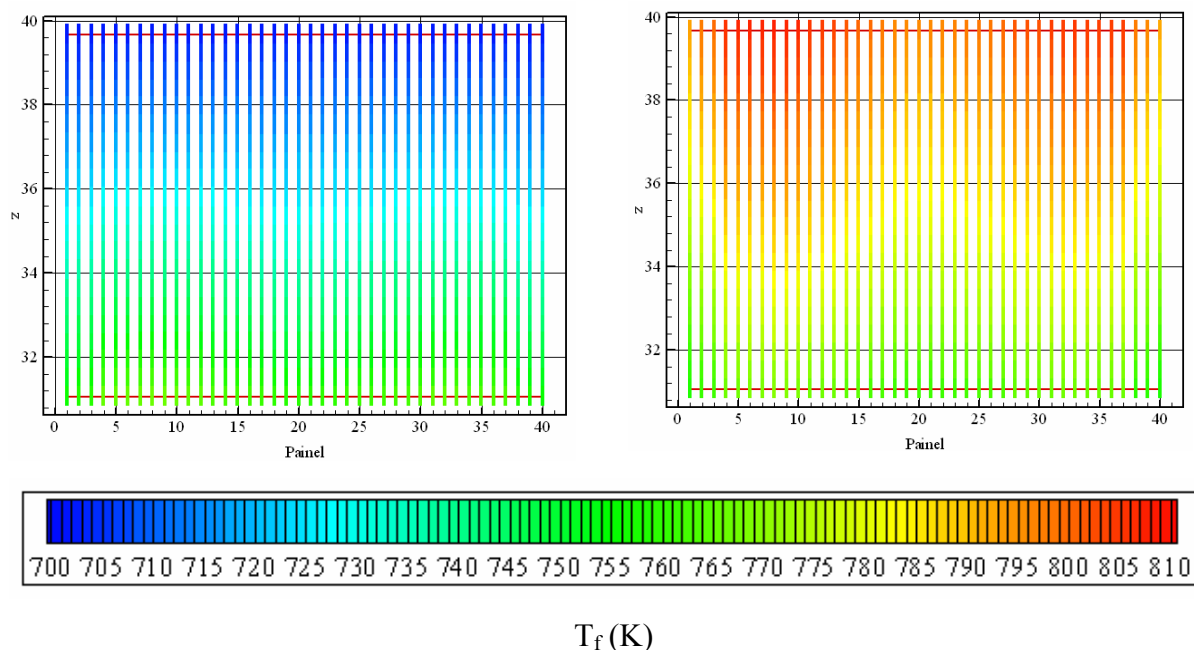


Figura 59 – Temperatura do vapor na primeira fileira de tubos, arranjo B, FQM = 0%

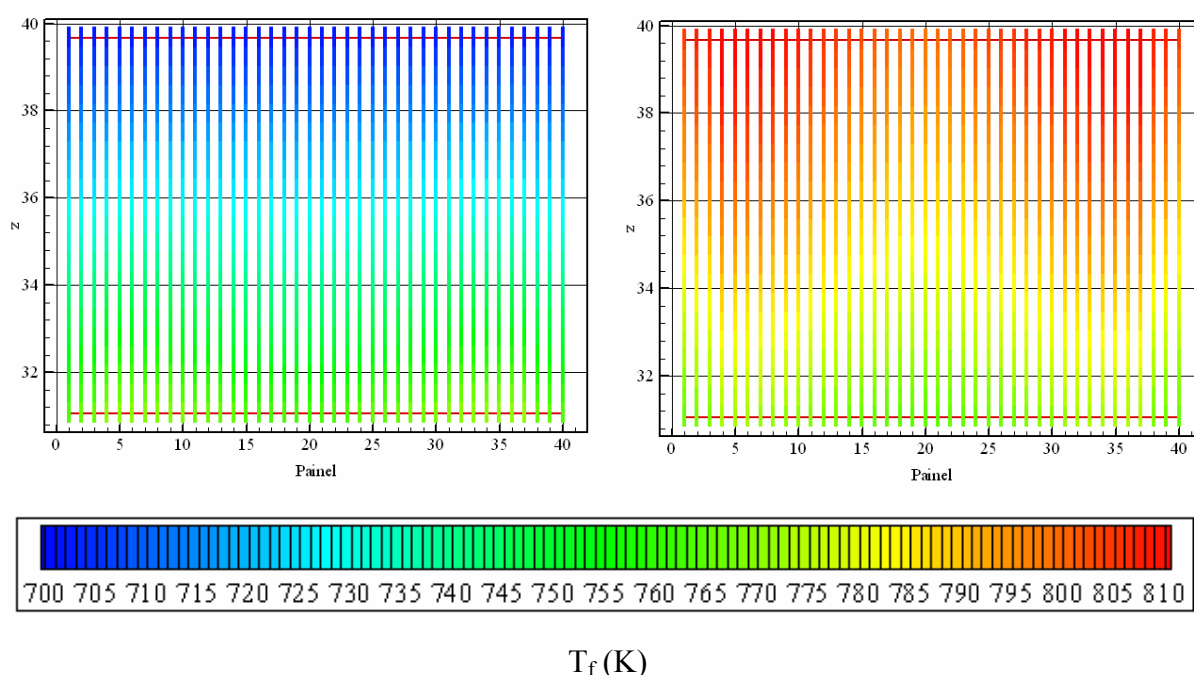


Figura 60 – Temperatura do vapor na primeira fileira de tubos, arranjo B, FQM = 100%

As temperaturas previstas de superfície do metal da primeira fileira de tubos do superaquecedor final são apresentadas na Figura 61 e na Figura 62, para o arranjo A e para a condições de fração de quantidade de movimento nula e unitária respectivamente. É observado que os painéis situados próximo às paredes da fornalha possuem uma temperatura de metal inferior que os painéis centrais, como já era esperado. Também é observado que a região inferior possui elevados nível de temperatura, alcançando 850 K. Os valores previstos são maiores para o caso de fração de quantidade de movimento de 100%.

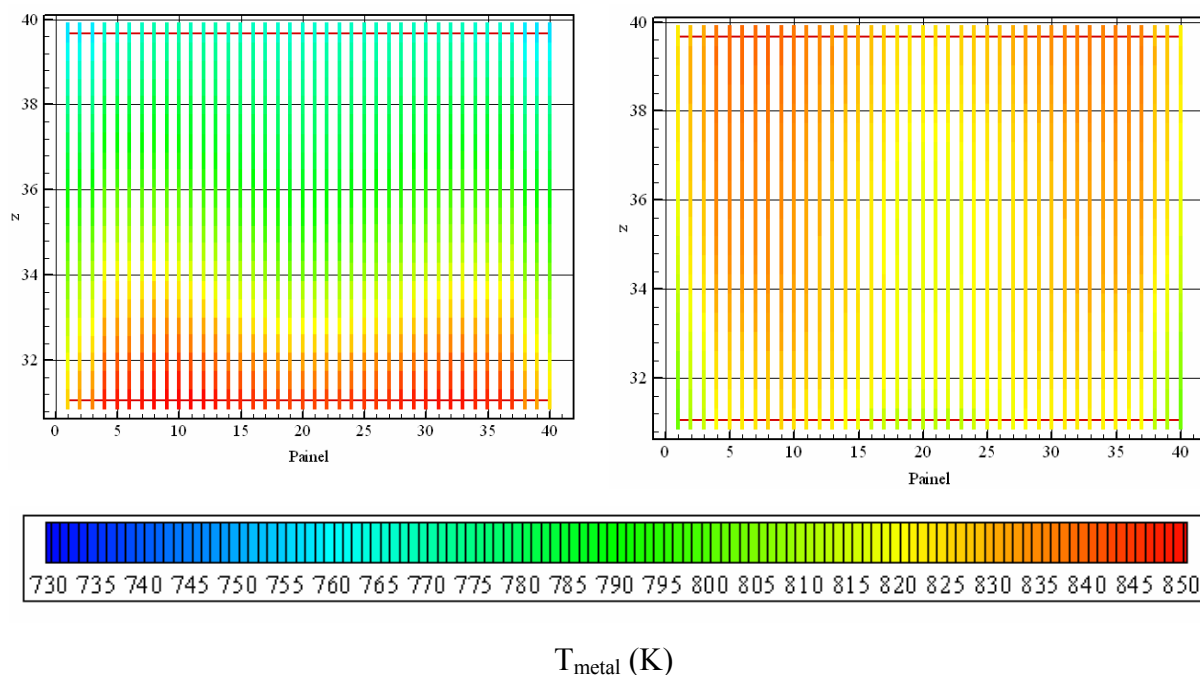


Figura 61 – Temperatura de metal dos tubos, arranjo A, FQM = 0%.

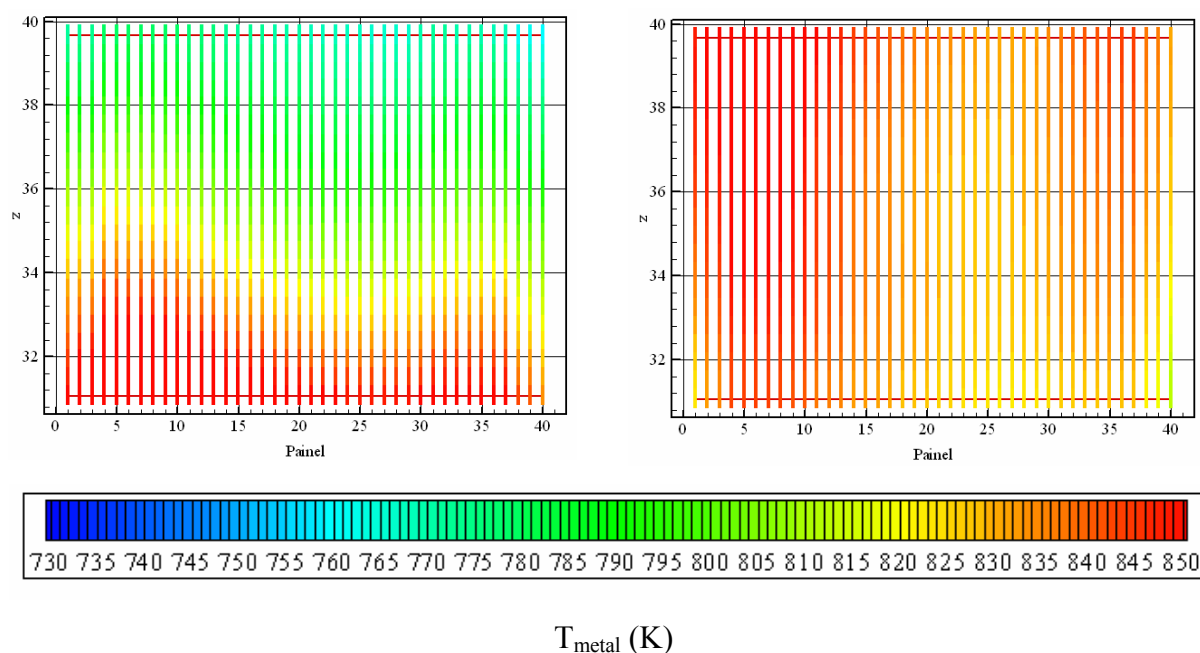


Figura 62 – Temperatura de metal dos tubos, arranjo A, FQM = 100%.

A Figura 63 e a Figura 64 apresentam o perfil de temperatura de metal dos tubos do superaquecedor final, previstos para o arranjo B dos queimadores, para fração de quantidade de movimento nula e unitária, respectivamente. Assim como na condição padrão, o nível de temperatura na região inferior é mais elevado, enquanto que as temperaturas próximas às paredes são menores.

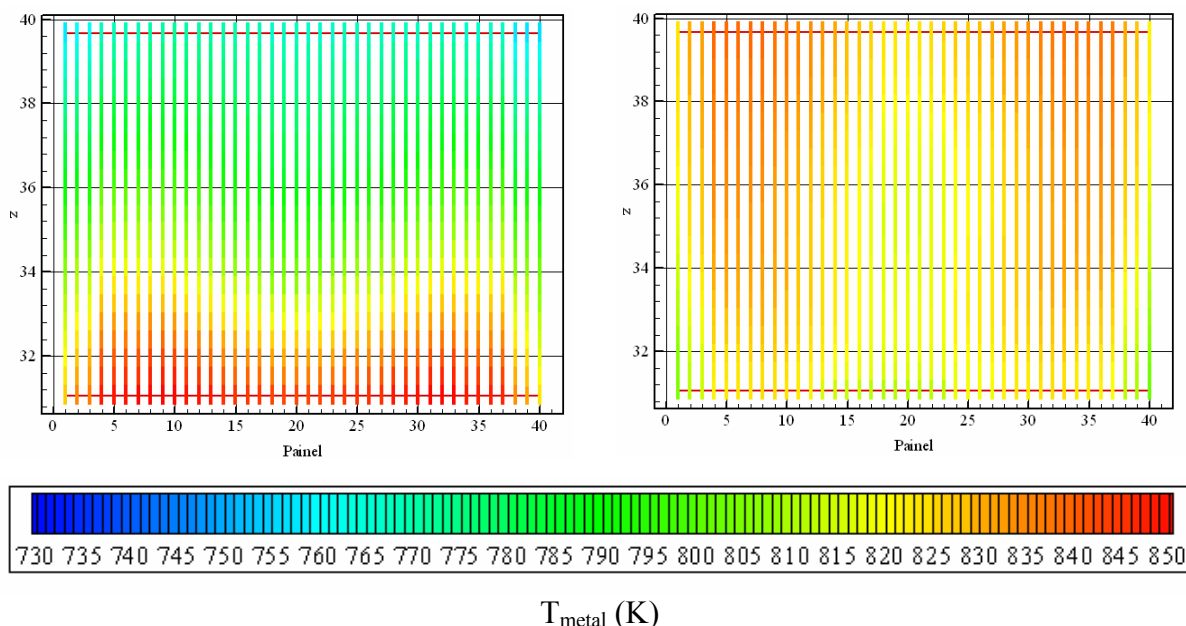


Figura 63 – Temperatura de metal dos tubos , arranjo B, FQM = 0%.

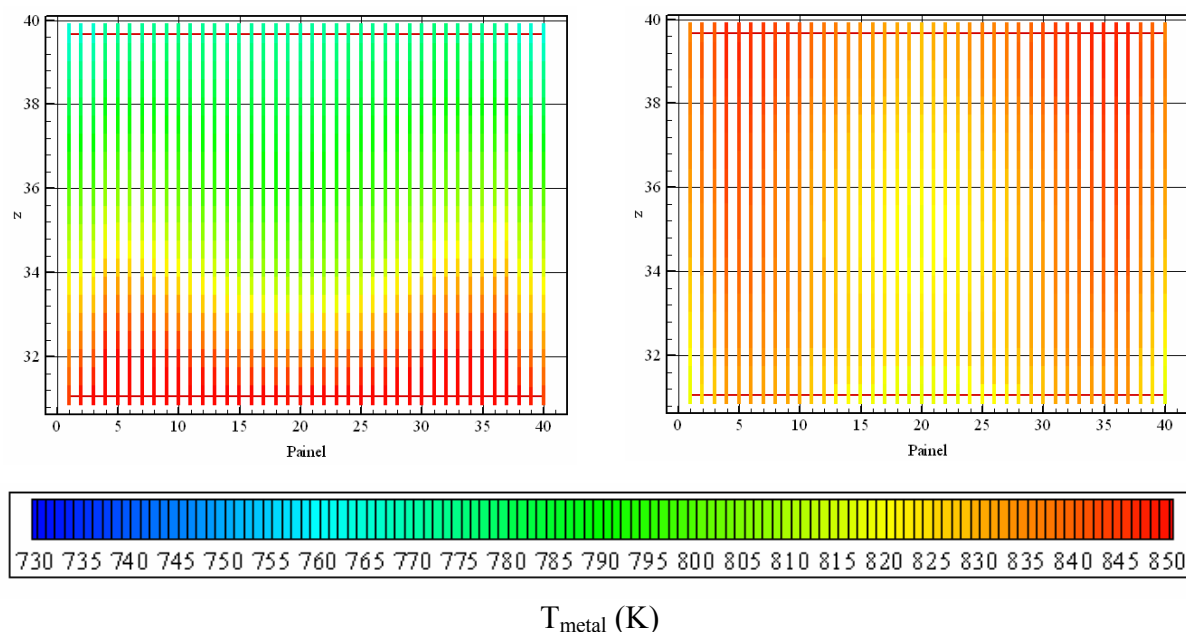


Figura 64 – Temperatura de metal dos tubos, arranjo B, FQM = 100%

A Figura 65 apresenta a temperatura de metal na região inferior dos tubos, para o arranjo B e fração de quantidade de movimento de 0%. Observa-se que os primeiros tubos possuem temperaturas mais elevadas, por estarem expostos a maiores cargas térmicas. Observa-se também que os painéis localizados próximo às paredes da fornalha possuem temperaturas mais baixas. A temperatura máxima prevista é de 853 K, para a primeira fila de tubos e a mínima é de 794K, para a última fila.

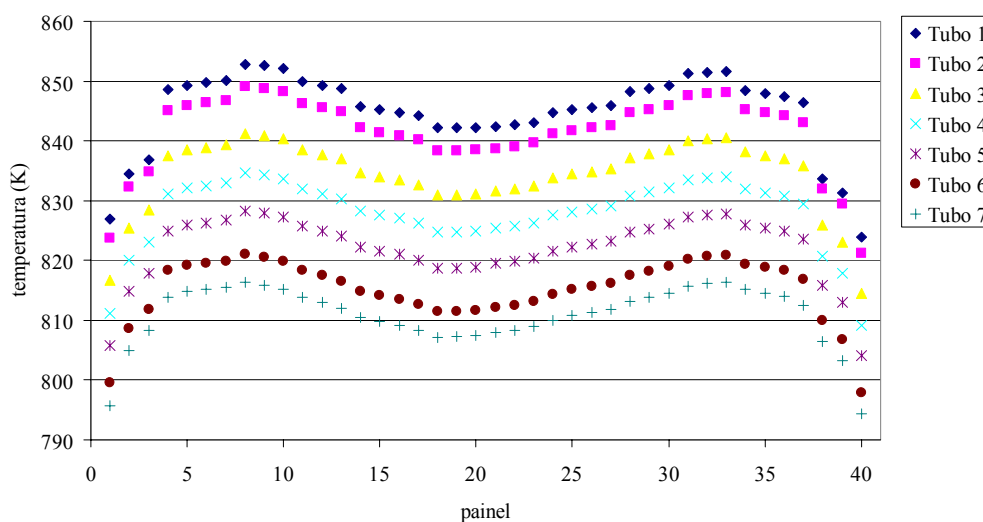


Figura 65 – Temperatura de metal na região inferior dos tubos

Baseado nas temperaturas de metal previstas, foi proposta a colocação de controladores de fluxo de vapor nos três primeiros e nos três últimos painéis, e nas três últimas filas de tubos. A Figura 66 apresenta a nova distribuição do vapor nos tubos do superaquecedor final, com os controladores de fluxo de vapor nos três primeiros e nos três últimos painéis, e nas três últimas filas de tubos. O aumento médio da vazão nos tubos sem controladores de fluxo é de 9%, enquanto que para os tubos com controladores instalados a vazão é diminuída em 8,5%.

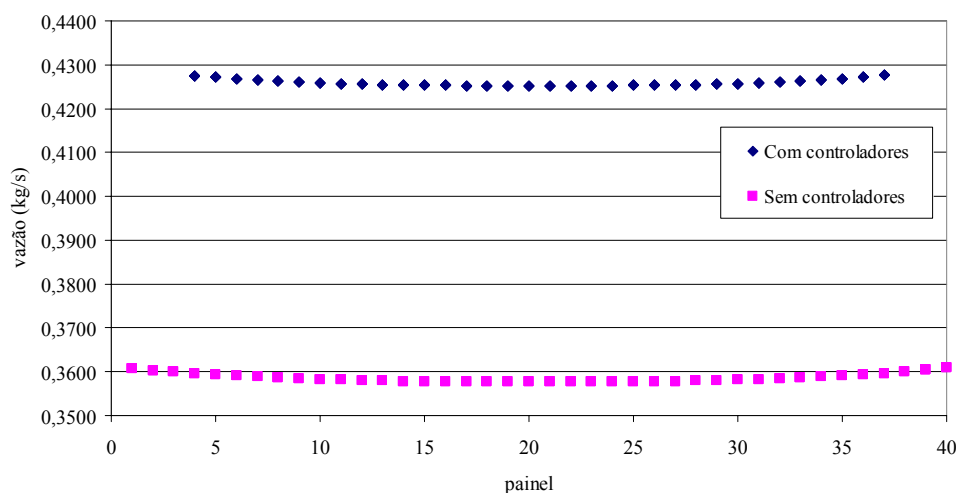


Figura 66 – Vazão de vapor nos tubos do superaquecedor final, após a instalação dos controladores de fluxo

A Figura 67 apresenta as novas temperaturas de metal com a utilização dos controladores de fluxo de vapor, para a condição de fração de quantidade de movimento de 0%.

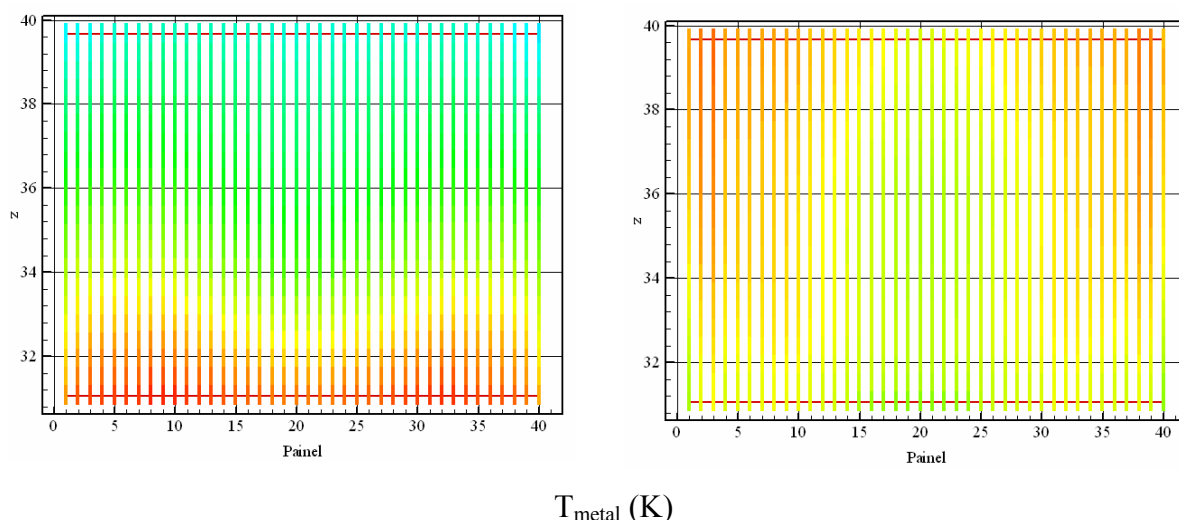


Figura 67 – Temperatura de metal dos tubos, arranjo B, FQM = 0%, com controladores de fluxo.

A Figura 68 apresenta a temperatura de metal na região inferior dos tubos após a colocação dos controladores de fluxo. Observa-se o decréscimo das temperaturas dos tubos onde não foram considerados os controladores de fluxo, e o acréscimo da temperatura dos tubos com controladores. Para esta nova configuração, as temperaturas são reduzidas em aproximadamente 5K, com uma temperatura máxima prevista de 846K.

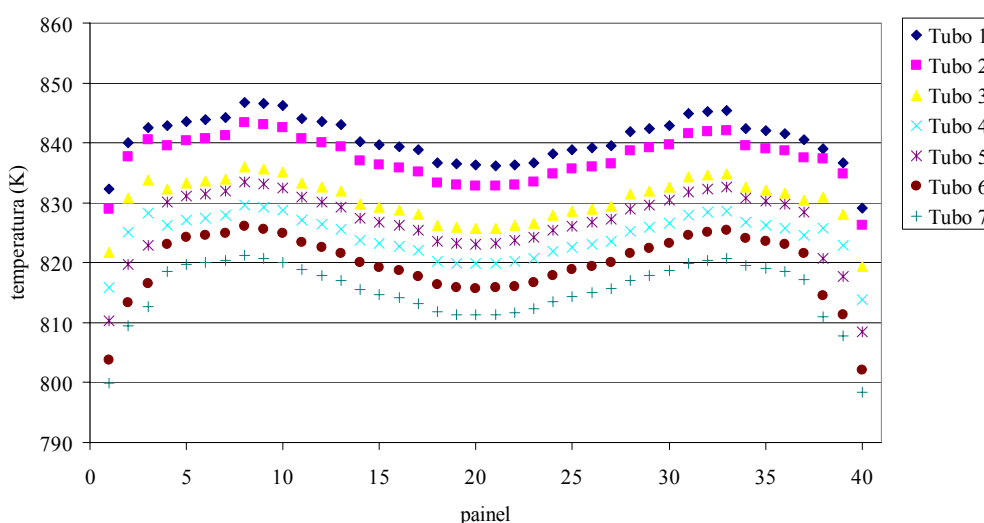


Figura 68 – Temperatura de metal na região inferior dos tubos após a colocação dos restritores de fluxo

A Figura 69 apresenta o gráfico da distribuição de temperaturas de metal da seção de saída do superaquecedor final. Também são apresentadas as temperaturas de metal medidas através de termopares instalados próximo ao coletor de saída. Vale a pena ressaltar que o coletor de saída está localizado fora da região da fornalha, e que o comprimento dos tubos

nesta região é de aproximadamente 2,3 m, de forma que as temperaturas medidas nos tubos sejam menores que aquelas localizadas no interior da fornalha. Observa-se que o aumento da fração da quantidade de movimento acarreta um aumento das temperaturas previstas.

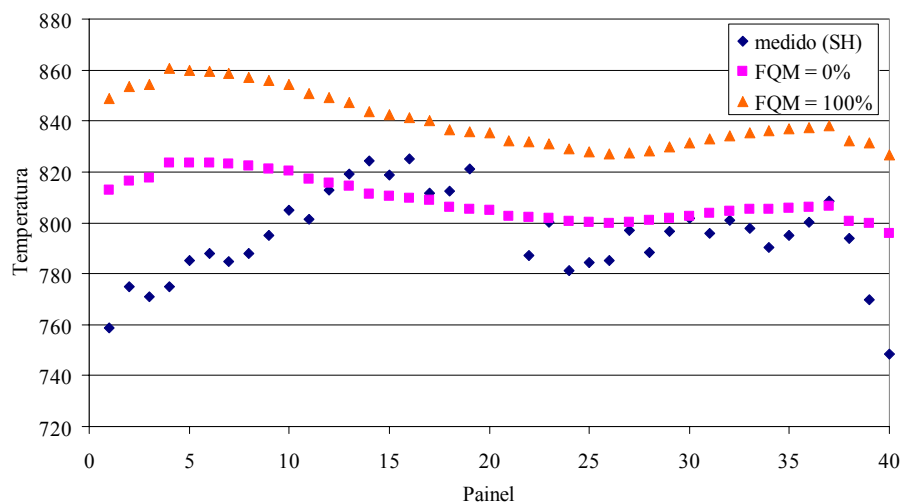


Figura 69 – Temperatura de metal da seção de saída do superaquecedor final, arranjo A

5.3.7 Deposição de cinzas

A taxa de deposição de cinzas, nas paredes frontal, direita, traseira e esquerda são apresentadas na Figura 70 (a), (b), (c) e (d) respectivamente, para o caso de fração de quantidade de movimento do ar primário e carvão pulverizado nula. Observa-se na Figura 70 (a) que, para uma velocidade nula do carvão nos queimadores, ocorre uma deposição de partículas na parede frontal da fornalha na região entre a segunda e terceira filas de queimadores. Na parede traseira, Figura 70 (c), a deposição de cinzas ocorre principalmente na região em frente aos queimadores, principalmente na parte superior direita, é observado também uma grande concentração de formação de depósitos na região abaixo do nariz da fornalha.

A Figura 71 apresenta os campos de deposição de partículas para o caso de fração de quantidade de movimento do ar primário e carvão pulverizado de 100%. Como era esperado, o aumento da velocidade das partículas de carvão na saída dos queimadores, diminui a deposição de partículas na parede frontal, aumentando, por outro lado, a deposição nas paredes laterais e traseira. Observa-se que para todos os casos, a taxa de deposição é superior na parede esquerda que na parede direita.

A Figura 72 e a Figura 73 apresentam os mapas de deposição de cinzas para o arranjo B dos queimadores, com fração de quantidade de movimento de 0 e 100%, respectivamente. Observa-se uma distribuição mais simétrica dos depósitos de partículas. Os resultados apresentados correspondem à taxa de partículas incidente que efetivamente aderem às paredes.

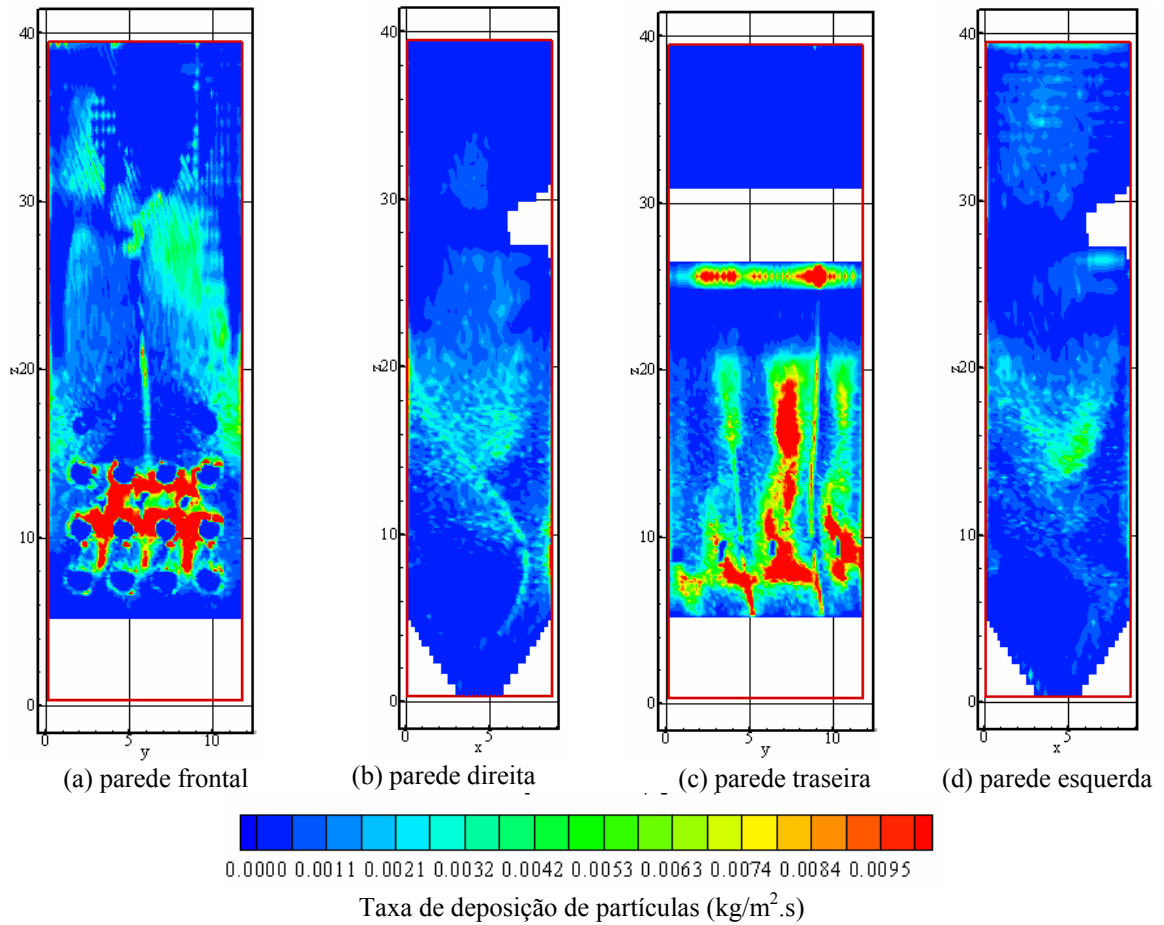


Figura 70 – Mapa de deposição das partículas, arranjo A, FQM = 0%

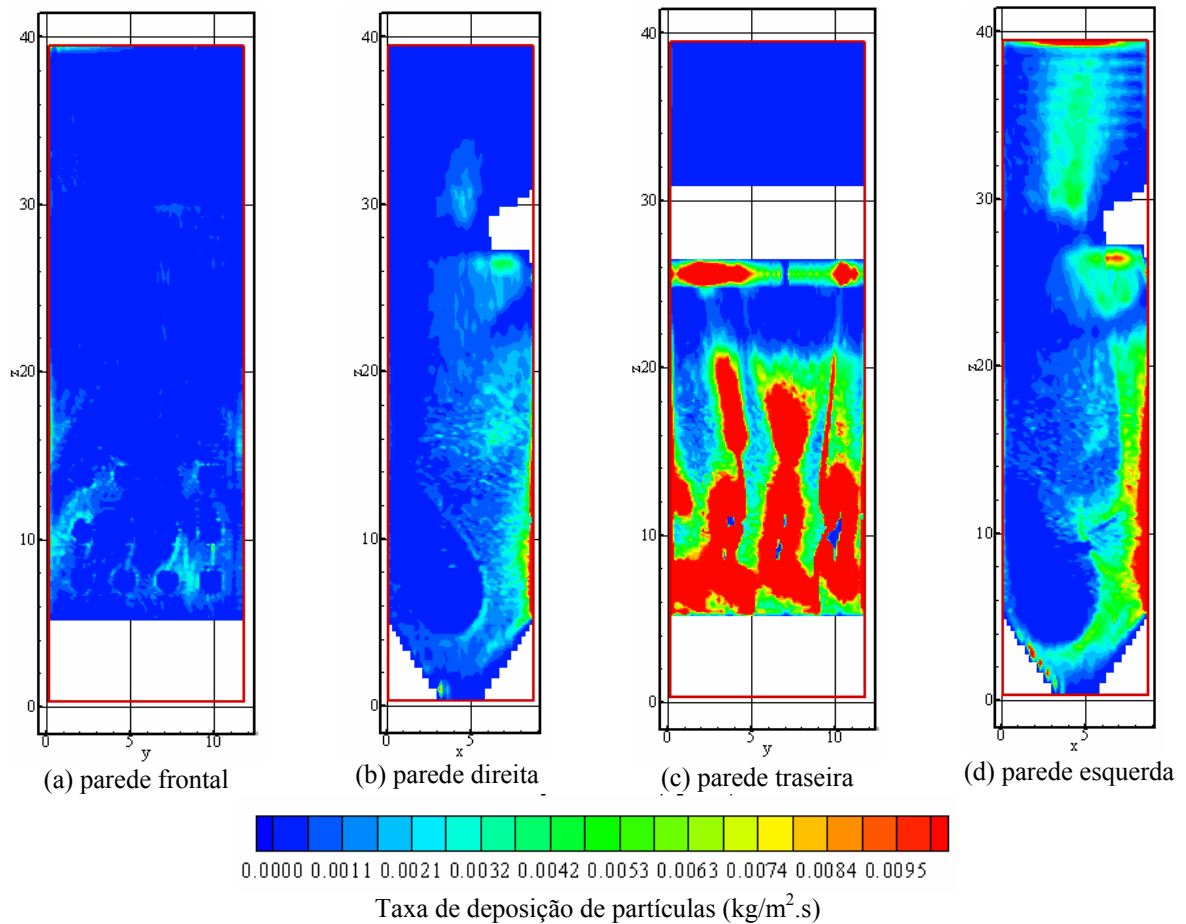


Figura 71 – Mapa de deposição das partículas, arranjo A, FQM = 100%

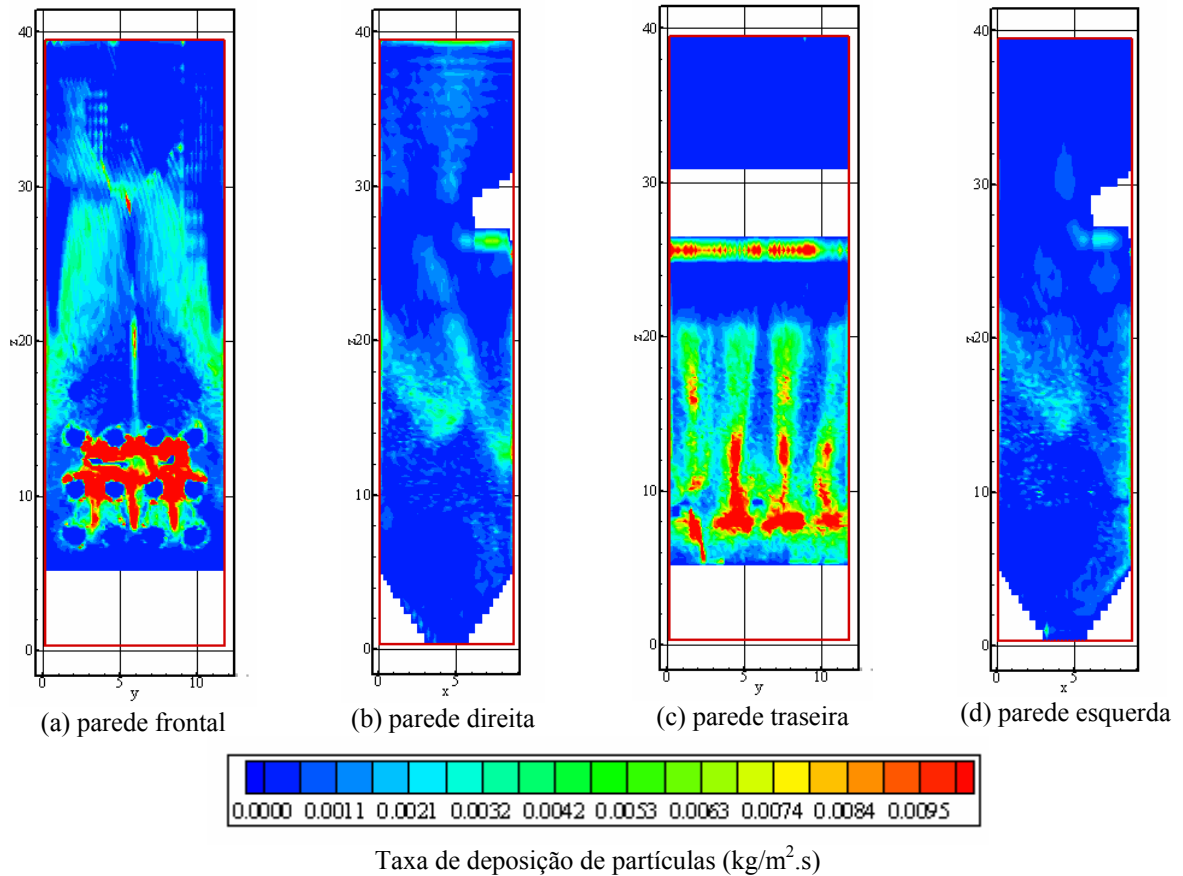


Figura 72 – Mapa de deposição das partículas, arranjo B, FQM = 0%

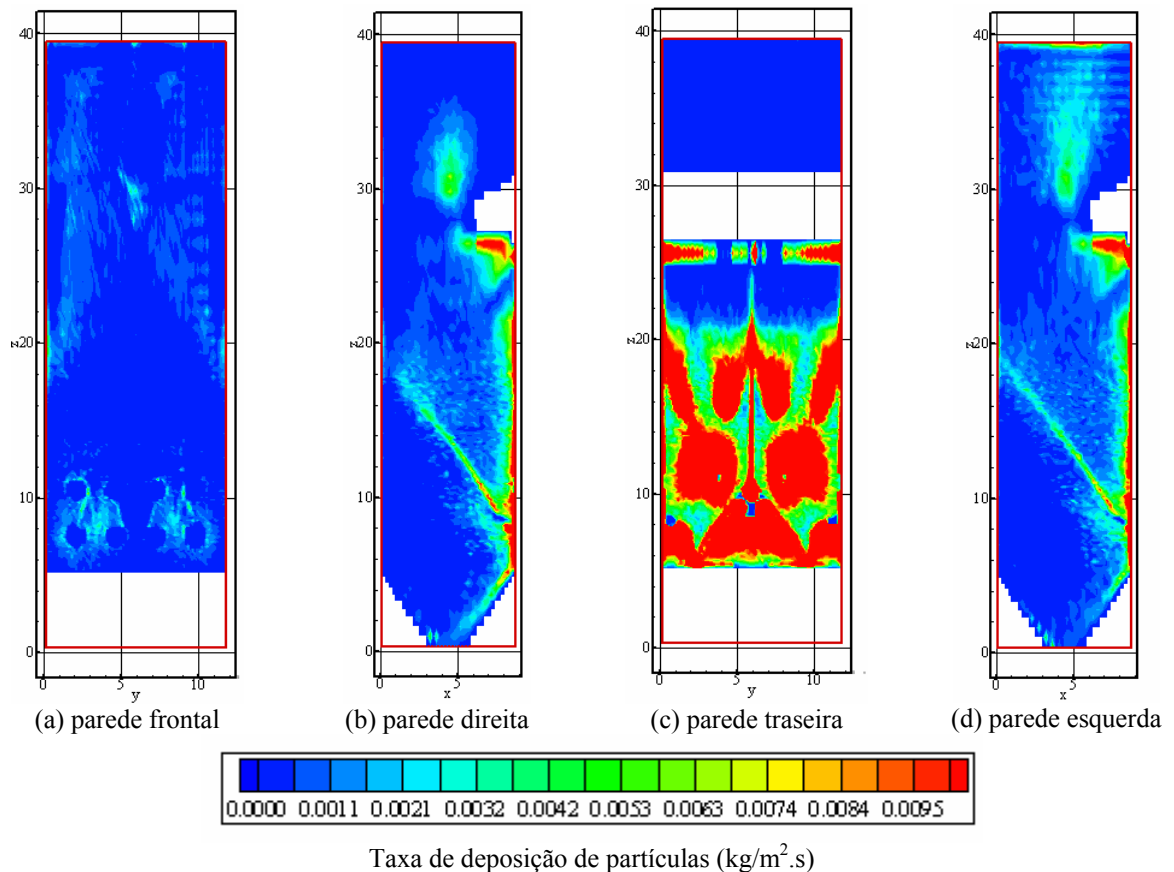


Figura 73 – Mapa de deposição das partículas, arranjo B, FQM = 100%

A Figura 75 apresenta o mapa de deposição das partículas no plano de entrada do superaquecedor final, para o arranjo B e fração de quantidade de movimento de 0 e 100%, correspondendo aos itens (a) e (b). Observa-se que o aumento da fração de quantidade de movimento diminui o fluxo de partículas na região dos feixes tubulares, pois conforme observado nas figuras anteriores, o aumento da fração de quantidade de movimento acarreta em um aumento da deposição de partículas nas paredes da fornalha, diminuindo assim as partículas que continuam no escoamento. Os resultados apresentados não incluem as partículas que não aderiram às paredes que podem aumentar o fluxo de partículas à entrada do superaquecedor.

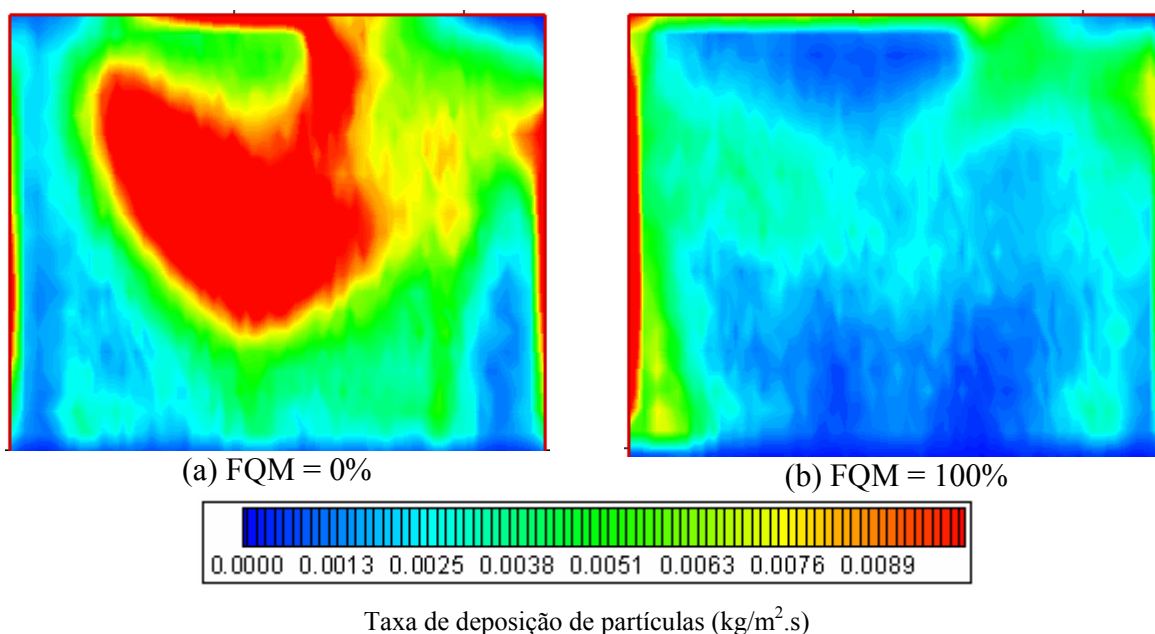


Figura 74 – Mapa de deposição das partículas, arranjo A

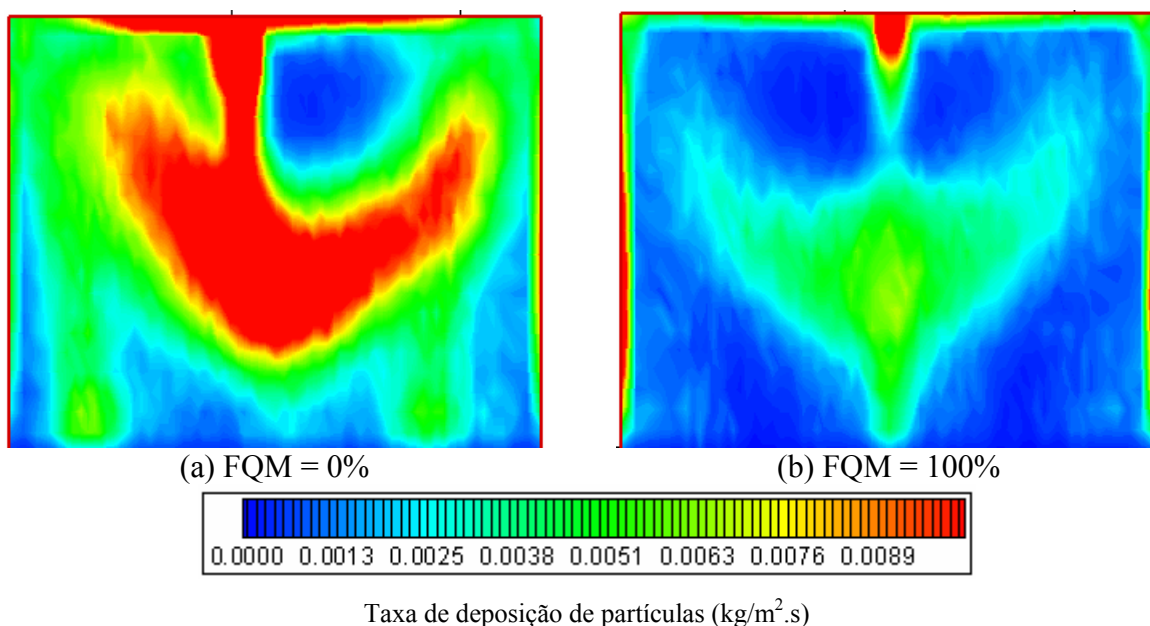


Figura 75 – Mapa de deposição das partículas, arranjo B

A Tabela 28 apresenta um resumo dos valores das taxas de colisão e deposição de partículas nas paredes d'água e superaquecedor final. A última coluna é calculada através de uma estimativa de que a mesma fração de partículas que depositaram na primeira fila de tubos irá depositar nas filas subseqüentes. É observado, que o aumento da fração da quantidade de movimento proporciona um aumento da colisão e deposição das partículas contra as paredes d'água e um decréscimo do fluxo e da deposição de partículas através do superaquecedor final, conforme mencionado anteriormente. A probabilidade de adesão das partículas nas paredes aumenta de 46% para 70% com o aumento da fração de quantidade de movimento de 0 para 100% para o arranjo de queimadores A. A fração de cinzas que aderem às paredes da caldeira representam entre 25 e 53% de todas as cinzas dando uma indicação das cinzas que se podem recolher no cinzeiro da fornalha. As partículas que não aderem nas superfícies podem ser novamente arrastadas, contribuindo para as cinzas leves que atravessam o superaquecedor.

Aproximadamente 2% do total de partículas que cruzam o superaquecedor final depositam na sua primeira fileira de tubos, e este percentual não varia de forma significativa com a fração de quantidade de movimento, pois a vazão total e as velocidades são semelhantes.

Tabela 28 – Colisão e deposição das partículas

Arranjo	FQM(%)	Matéria inorgânica (kg/s)	Colidem contra as paredes (kg/s)	Depositam nas paredes (kg/s)	Cruzam o superaquecedor final (kg/s)	Depositam na 1ª. fila do superaquecedor final (kg/s)	Depositam no superaquecedor final (kg/s)
A	0		4,71	2,20	3,70	0,74E-01	0,91
A	50		5,37	3,21	2,80	0,56E-01	0,68
A	100		6,50	4,55	1,58	0,34E-01	0,42
B	0	8,62	4,89	2,29	3,54	0,71E-01	0,87
B	50		5,27	3,29	2,80	0,55E-01	0,68
B	100		6,50	5,09	1,48	0,30E-01	0,36

6 CONCLUSÃO

O modelo numérico utilizado no presente trabalho demonstrou ser uma poderosa ferramenta de análise da combustão e transferência de calor em fornalhas com queima de carvão pulverizado. O presente trabalho avaliou a influência dos parâmetros de transferência de calor nas superfícies das paredes d'água, superaquecedor e reauecedor finais. Para tanto, foi implementado um modelo de transferência de calor nos feixes tubulares levando-se em consideração a transferência de calor por convecção e radiação. Um modelo para a determinação da distribuição da vazão de vapor no interior dos tubos foi implementado, que permitiu avaliar a aplicabilidade de controladores de fluxo para redução das temperaturas nas paredes dos tubos. Foram avaliados dois diferentes arranjos de rotação da saída de ar secundário dos queimadores, bem como a influência da fração de quantidade de movimento do ar primário e das partículas de carvão. Finalmente, foi implementado um modelo de deposição de cinzas baseado nos conceitos de probabilidade de impacto e adesão das partículas nas superfícies. O modelo apresenta possibilidades múltiplas, além das testadas no presente trabalho, envolvendo diferentes tipos de carvão, diferentes arranjos dos queimadores em carga variável e potenciais alterações na geometria da câmara de combustão e feixes tubulares.

As principais conclusões baseadas nos resultados deste trabalho são as seguintes:

- (i) A transferência de calor no interior de uma fornalha com queima de carvão pulverizado se dá predominantemente devido à radiação, sendo a sua contribuição superior a 80% do total da taxa de calor transferido. Da mesma forma, os feixes tubulares do superaquecedor final, também têm a radiação como principal forma de transferência de calor, com uma contribuição acima de 65%. Já devido a sua localização, o reauecedor é menos susceptível aos efeitos da radiação, embora sua contribuição corresponda a mais de 30% do calor absorvido.
- (ii) As características de transferência de calor das paredes d'água, emissividade e resistência térmica têm grande influência sobre a taxa de calor transferido para estas e, para os feixes tubulares, devido à variação da temperatura dos gases da fornalha. Por outro lado, a variação das propriedades de transferência de calor dos feixes não é percebida de forma significativa pelas paredes d'água.
- (iii) O escoamento de gases no interior da fornalha é caracterizado pela formação de zonas de recirculação, principalmente na sua região superior. O arranjo da rotação do ar secundário na saída dos queimadores tem influência sobre a localização destas zonas de recirculação.

Para um arranjo com todos os queimadores com o mesmo sentido de rotação, foi observada uma não simetria no comportamento do escoamento, com a região superior do lado esquerdo da fornalha apresentando velocidades superiores ao lado direito. Para o arranjo alternado foi observada uma maior simetria do campo de velocidades, sendo observada a formação de duas regiões de recirculação na região superior da fornalha.

- (iv) A discretização da malha na região dos queimadores não foi suficiente para captar as regiões de recirculação interna junto aos queimadores. Através da adoção do artifício da fração de quantidade de movimento do ar primário e carvão pulverizado, foram realizadas simulações para diferentes valores. Foi observado que, para a condição fração de quantidade de movimento nula do carvão pulverizado na saída dos queimadores, as partículas tendem a migrar para a região externa do jato, e entram em combustão na região próxima aos queimadores. Para a condição de velocidade do carvão pulverizado de 100%, as partículas tendem a se deslocar na região central do jato, percorrendo uma maior distância em relação aos queimadores enquanto queimam. Como não poderia deixar de ser, a velocidade da partícula, e por conseguinte, do seu histórico de combustão, também tem forte influência no campo de temperaturas da fornalha. Para o caso de partículas com velocidade nula na saída dos queimadores, foi observada uma região de altas temperaturas no centro da fornalha, enquanto que para o caso de velocidade de 100% é observada a formação de uma chama principal fina e alongada chegando próximo à parede oposta aos queimadores.
- (v) O campo de velocidades dos gases também tem grande influência sobre o campo de temperaturas. Para a região superior da fornalha, onde foi observada a formação de zonas de recirculação, a velocidade descendente dos gases arrasta fluido frio das regiões próximas às paredes. Para o arranjo alternado dos queimadores foi observada uma região mais fria na região superior central da fornalha, que coincide com a velocidade descendente das duas regiões de recirculação.
- (vi) As temperaturas de metal dos feixes tubulares dependem da temperatura externa dos gases, da radiação, e da vazão e temperatura do vapor no seu interior. Os tubos localizados na primeira fila estão submetidos a maiores temperaturas e expostos à radiação proveniente da fornalha, desta forma apresentando maiores temperaturas de metal. Os tubos seguintes, sujeitos a menores cargas térmicas, apresentam, portanto menores níveis de temperatura. Os tubos localizados nas extremidades dos feixes, próximos às paredes, também estão sujeitos a menores cargas térmicas, uma vez que nestas regiões a temperatura e a radiação são menores. Visto que o arranjo dos

queimadores tem influência sobre o campo de temperaturas, estes também influenciam nas temperaturas de metal dos tubos.

- (vii) O uso de controladores de fluxo, nos tubos com baixas temperaturas, permitiu a diminuição das temperaturas dos tubos sujeitos a elevadas cargas térmicas. O maior decréscimo de temperatura foi de 6,2 K, acarretando um acréscimo médio de 4,6 K.
- (viii) A condição fração da quantidade de movimento do carvão pulverizado nos queimadores também apresentou grande influência sobre os resultados obtidos para a taxa de deposição de partículas nas paredes da fornalha. Para fração de quantidade de movimento nula, os resultados mostram uma deposição significativa na região dos queimadores. Com o aumento da fração de quantidade de movimento é observada a diminuição do depósito nesta região, e, por conseguinte, o aumento da taxa de deposição na região da parede oposta aos queimadores.
- (ix) A probabilidade de adesão das partículas nas paredes aumenta de 46% para 70% com o aumento da fração de quantidade de movimento de 0 para 100%. Aproximadamente 2% do total de partículas que cruzam o superaquecedor final são depositadas na primeira fileira de tubos. Este percentual não varia de forma significativa com a fração de quantidade de movimento.

O cálculo da resistência térmica externa às superfícies de troca em função da deposição de cinzas no local deve ser futuramente realizado para avaliar a influência da deposição de cinzas na transferência de calor no interior da caldeira. No Apêndice 1 é apresentada a caracterização dos depósitos de cinzas coletados na unidade 5 da usina Jorge Lacerda. No Apêndice 2 é estimado o coeficiente de transferência de calor nos depósitos. Este acoplamento é sugerido para trabalhos futuros, conforme seção seguinte.

6.1 Sugestões para trabalhos futuros

Para trabalhos futuros, são recomendados os seguintes estudos:

- (i) Modelagem da formação de cinzas durante a combustão de carvão pulverizado a partir das transformações sofridas pela matéria inorgânica: formação de vapores inorgânicos, líquidos e sólidos em função da composição do carvão e condições de combustão;
- (ii) Modelagem da formação dos depósitos de cinzas, caracterizando composição, porosidade e distribuição de partículas na formação dos depósitos de cinzas;
- (iii) Finalmente, o acoplamento entre o modelo de deposição de cinzas e o modelo de transferência de calor através da estimativa da condutividade térmica efetiva dos depósitos.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Azevedo, J.L.T., “Modelação Física e Simulação Numérica de Sistemas de Queima de Combustíveis Sólidos”, Tese de Doutoramento, Universidade Técnica de Lisboa, Portugal, 1994.
- Azevedo, J.L.T., "Monitorização das Características de Transferência de Calor em Caldeiras de Carvão Pulverizado", 1as Jornadas Nacionais do Colégio de Engenharia Mecânica, Ordem dos Engenheiros – Porto, Portugal, 1998.
- Azevedo, J.L.T., “Implementation of Heat Transfer Monitoring Systems in Solid Fuel Fired Boilers”, Proceedings of the 17th International Congress of Mechanical Engineering, São Paulo, Brasil, 2003
- Badzioch, S., e Hawksley, P.G.W., “Kinetics of Thermal Decomposition of Pulverized Coal Particles”, Ind. Eng. Chem. Process Des. Develop., Vol. 9, pp.521-530, 1970.
- Benesh, W. A., "Planning New Coal-Fired Power Plants", VGB Power Tech, Vol. 6, pp. 1-8, 2001.
- Benson, S.A., Jones, M.L., Harb, J.N., “Ash Formation and Deposition-Chapter 4.”, em Fundamentals of Coal Combustion for Clean and Efficient Use, editado por Smoot, L.D. Amsterdam, London, New York, Tokyo: Elsevier, pp. 299-373, 1993.
- Bernardini, P.A.N., Furukawa, E., Bueno, E., "Identificação de Causa de Fratura em Tubo de Superaquecedor Final da Caldeira No. 5 da UTLB", Relatório Técnico para Tractebel Energia, Universidade Federal de Santa Catarina, 1999.
- Boyd, R.K., Kent, J.H., “Three-dimensional Furnace Computer Modelling”, Twenty-first Symposium (International) on Combustion, pp. 265-274, 1986.
- Borman, G. L., Ragland, K. W., “Combustion Engineering”, ed. McGraw-Hill, 1998.

Bouris, D., Papadakis, G., Bergeles, G., “Numerical Evaluation of Alternate Tube Configurations for Particle Deposition Rate Reduction in Heat Exchanger Tube Bundles”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 200 pp. 525 – 536, 2001

Browning, G. J. Browning, Bryant, G. W., Hurst, H. J., Lucas, J. A., e Wall, T. F., “An Empirical Method for the Prediction of Coal Ash Slag Viscosity”, *Energy & Fuels*, Vol. 17, pp. 731-737, 2003.

BP Amoco, “Statistical Review of World Energy”, 2003.

Coelho, L.M.R., “Simulação Numérica de Tecnologias Limpas na Queima de Carvão Pulverizado”, Documento provisório de Tese de Doutorado, Universidade Técnica de Lisboa, Portugal, 2004.

Coelho, P. J. (a), "Mathematical Modeling of the Convection Chamber of a Utility Boiler – The Theory", *Numerical Heat Transfer Part A – Applications*, vol. 36, pp.411-428, 1999.

Coelho, P. J.(b), "Mathematical Modeling of the Convection Chamber of a Utility Boiler – An Application", *Numerical Heat Transfer Part A – Applications*, vol. 36, pp.429-447, 1999.

Costa, M., Azevedo, J. L. T., Carvalho, M. G., "Combustion Characteristics of a Front-Wall-Fired Pulverized Coal 300MWe Utility Boiler", *Combustion Science and Technology*, vol. 129, pp. 277-293, 1997.

Cremer, M., Adams, B., Valentine, J., Letcavits, J.J., Viestra, S., “Use of CFD Modeling to Guide Design and Implementation of Overfire Air for Nox Control in Coal-Fired Boilers”, *Proceedings of the 19th Annual International Pittsburg Coal Conference*, Pittsburg 2002.

Departamento Nacional de Produção Mineral, “Balanço Mineral Brasileiro”, 2001

Eaton , A.M., Smoot, L.D., Hill, S.C., e Eatough, C.N., " Components, Formulations, Solutions, Evaluation, and Application of Comprehensive Combustion Models", *Progress in Energy and Combustion Science*", vol. 25, pp. 387-436, 1999.

- Epple, B., Fiveland, W., Krohmer, B., Richards G., Benim, A.C., "Modeling and Simulation of Pulverized Fuel Combustion and Furnaces: Comparison between Eulerian and Lagrangian Approach Validated by Measurements", Proceedings of the 7th International Conference on Energy for a Clean Environment, Lisboa 2003.
- Fan, J., Sun, P., Zha, X., Cen, K., " Modeling of Combustion Process in 600 MW Utility Boiler Using Comprehensive Models and Its Experimental Validation" Energy and Fuels, vol.13, pp. 1051-1057, 1999.
- Fan, J., Sun, P., Zha, X., Cen, K., "Study on Coal Combustion Characterists in a W-Saped Boiler Furnance", Fuel, vol. 80, pp. 373-381, 2001.
- Fan, J., Qian, L., Ma, Y., Sun, P., Cen, K., "Computational Modeling of Pulverized Coal Combustion Process in Tangentially Fired Furnaces", Chemical Engineering Journal, vol. 81, pp 261-269, 2001
- Felippe, L. e Santo, E. O., "Caldeiras a Vapor – Análise dos Mecanismos de Falhas/Histórico e Tendências – Experiências na Usina Termelétrica Jorge Lacerda B – UTLB", Anais do 15o Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Foz do Iguaçu, outubro 1998.
- Fernandes, C.P., " Caracterização Morfológica de Espaços Porosos: Reconstituição Multiescala e Processo de Simulação de Invasão de Fluidos Não-molhantes", Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, 1994.
- Fiveland, W.A., Kaufman, K.C., Jessee, J.P., "Validation of an Industrial Flow and Combustion Model", National Heat Transfer Conference ASME, HTD, vol. 6, pp. 147-157, 1996.
- Fontes, P.M.M., "Caracterização Experimental e Simulação Numérica de Uma Caldeira de Recuperação de Lixívia Negra", Tese de Doutorado, Universidade Técnica de Lisboa, Portugal, 2004.

- Gibson, M.M., Morgan, M.A., "Mathematical Model of Combustion of Solid Particles in a Turbulent Stream with Recirculation", *Journal of the Institute of Fuel*, Vol. 43, pp. 517-523, 1970
- Gosman, A.D., Ioannides, E., "Aspects of Computer Simulation of Liquid-Fueled Combustors", *Journal of Energy*, vol. 7, pp. 482-490, 1983.
- Greenfield, C., e Quarini, G., "A Lagrangian Simulation of Particle Deposition in a Turbulent Boundary Layer in the Presence of Thermophoresis", *Applied Mathematical Modelling*, vol. 22, pp. 759-771, 1998.
- Gupta., R.P., Wall, T.F., Kajigaya, I., Miyamae, S. e Tsumita, Y., "Computer Controlled Scanning Electron Microscopy of Minerals in Coal – Implications for the Ash Deposition", *Prog. Energy Combustion Science*, Vol. 24, pp.523 – 543, 1998.
- Han, X., Wei, X., Schenell, U., Hein, K.R.G., "Detailed Modeling of Hybrid Reburn/SNCR process for NO_x Reduction in Coal-fired Furnaces", *Combustion and Flame*, Vol. 132, pp. 374-386, 2003
- Hao Z., Kefa, C., Ping, S., "Prediction of Ash Deposition in Ash Hopper when Tilting Burners are Used", *Fuel Processing Technology*, Vol. 79, pp. 181-195, 2002.
- Hertzberg, R.W., "Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials", John Wiley and Sons, 1996.
- Hill, S.C., Smoot, L.D. "Modeling of Nitrogen Oxides Formation and Destruction in Combustion Systems", *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 26, pp. 417-458, 2000.
- Hirsh, M., Janssen, K., e Serbent, H., "The Circulating Fluidized Bed as Reactor for Chemical and Metallurgical Processes", em *Circulating Fluidized Bed Technology*, editado por. Basu, P., Pergamon Press, 1986.
- Huang, L.Y., Norman, J.S., Pourkashanian, M., e Williams, A., "Prediction of Ash Deposition on Superheater Tubes from Pulverized Coal Combustion", *Fuel*, vol. 75, pp. 271-279, 1996

- Israel, R., Rosner, D.E., "Use of a Generalized Stokes Number to Determine the Aerodynamic Capture Efficiency of Non-Stokesian Particles from a Compressible Gas Flow", *Aerosol Science and Technology*, Vol. 2, pp. 45-51, 1983.
- Kær, S.K., M., Rosendahl, L. e Adamsen, P., 2001, "A Particle Deposition Model Applicable to Full-Scale Boiler Simulations: Sub-Model Testing", *Proceedings of FEDSM'01*, New Orleans, Louisiana, May 29-June 1, 2001.
- Launder, B. E., Spalding, D.B., "Lectures in Mathematical Models of Turbulence", New York, Academic Press, 1974
- Lee, F.C.C., e Lockwood, F.C., "Modeling Ash Deposition in Pulverized Coal-Fired Applications", *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 25, pp. 117-132, 1999.
- Lockwood, F.C., Salooja, A.P., Syed, S.A., "A Prediction Method for Coal-Fired Furnaces", *Combustion and Flame*, Vol. 38, pp. 1-15, 1980.
- Lockwood, F.C., Shah, N.G., "A New Radiation Solution Method for Incorporation in General Combustion Prediction Procedures", 8th Symposium on Combustion, The Combustion Institute, pp.1405-1414, 1981.
- Lockwood, F. C., Papadopoulos, C., Abbas, A. S., "Prediction of a corner-fired power-station combustor", *Combustion Science and Technology*, Vol. 58, pp. 5-23, 1988.
- Maliska, C.R., "Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional", Ed. Livros Técnicos e Científicos, 1995.
- Mann, A.P., Kent, J.H., "A Computational Study of Heterogeneous Char Reactions in a Full Scale Furnace", *Combustion and Flame*, Vol. 99, pp. 147-156, 1994.
- Migdal D., Agosta V.D., "A Source Flow Model for Continuum Gas-Particle Flow", *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 34, pp.860-865, 1967.
- Ministério de Minas e Energia, "Balanço Energético Nacional", 2001.

Petrobrás, “Gás & Energia” disponível em <<http://www.gaspetro.com.br/tabela1.htm>>, acesso em agosto de 2004.

Reimbrecht, E. G., “Fabricação, Caracterização Geométrica e Determinação de Propriedades Hidráulicas de Elementos Porosos para Uso em Bombas Capilares”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, 2004.

Relatório Tractebel, “Caracterização das cinzas leves e pesadas geradas nas usinas termelétricas do complexo Jorge Lacerda, em Capivari de Baixo/SC – Relatório preliminar de projeto de pesquisa coordenado pela Gerasul em conjunto com a Universidade Federal do Rio Grande do Sul – Departamento de Materiais”, 2000.

Roache, P. J., “Perspective: a Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies”, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 116, pp. 405-413, 1994.

Schlichting, H., “Boundary Layer Theory”, New York, McGraw Hill, 1979.

Schnell, U., Richter, S., Hein, K.R.G., “Numerical Simulation of Slagging and Fouling in a Pulverized Coal-Fired Utility Boiler” Proc. 4th Int. Conference on Heat Exchanger Fouling, Fundamental Approaches & Technical Solutions, Davos H. Müller-Steinhagen (ed.), Publico Publ., pp. 117-124, Essen 2002.

Siegel, R., Howell, J. R., "Thermal Radiation Heat Transfer", Tokyo: McGraw-Hill, c1972.

Silva, L.M.O.P., Azevedo, J.L.T., “On-Line Assessment of Heat Exchanger Characteristics from Pulverised Coal Fired Boilers”, 2000

Smoot, L.D. a, “Role of Combustion Research in the Fossil Energy Industry”, *Energy & Fuels*, Vol. 7, pp. 689-699, 1993.

Smoot, L.D. b, “Fundamentals of Coal Combustion for Clean and Efficient Use”, Amsterdam, London, New York, Tokyo: Elsevier, 1993

- Smoot, L. D., "International Research Centers' Activities in Coal Combustion", Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 24, pp. 409-501, 1998.
- Streeter, V. and Wylie, E.B., Fluid Mechanics, 1st SI metric edition, McGraw Hill, 1983.
- Ströhle, J., Richter, S., Schnell, U., Hein, K.R.G., "The Effect of Fouling And Slagging on Heat Transfer in Coal-Fired Utility Boilers" 5th European Conference on Industrial Furnaces Boilers (INFUB), Oporto (Portugal), 2000.
- Thümmler, F.; Oberacker, R., "An Introduction to Powder Metallurgy" London: The Institute of Materials, 1993.
- Tissot, B., 2001, "Quel Avenir pour les Combustibles Fossiles? Les Avances Scientifiques et Technologiques permettront-elles la Poursuite d'un Développement Sostenible avec les Energies Carbonées ? ", C.R. Acad. Sci. Paris, Sciences de la Terre et des planètes, Vol. 333, pp. 787-796.
- Toledo, R., e Azevedo, J.L.T., 2003, "CDF Based Numerical Modeling of Different Furnace Configurations Using Air Staging and Reburning", Proceedings of the 17th International Congress of Mechanical Engineering, São Paulo, Brazil.
- Tomenczek, J., Palugniok, H., Ochman, J., "Modelling of deposits formation on heating tubes in pulverized coal boilers" Fuel, vol. 83, pp.213-221, 2004.
- Toporov, D. e Azevedo, J.L.T., "A CFD Based Analysis of Low Volatile Coal Combustion in Different Scale Burners", Aceite para publicação em CLEAN AIR - International Journal on Energy for a Clean Environment, 2003.
- Tractebel Energia, 2000, "Caracterização das Cinzas Pesadas e Leves Geradas nas Usinas Termelétricas Do Complexo Jorge Lacerda, em Capivari de Baixo/SC", Relatório Interno, Universidade Federal do Rio Grande do Sul – Departamento de Materiais.
- Ubayakar, S.K., Stickler, D.B., Von Rosenberg, C.W, e Ganson R.E., "Rapid Devolatilization of Pulverized Coal in Hot Combustion Gases", 16th Symposium on Combustion, The Combustion Institute, pp. 427-436, 1976.

- Papapavlou et al., "SLAGMOD - Slagging and Fouling Prediction by Dynamic Boiler Modelling", Final Technical Report, Contract N° : ERK5-CT-1999-00009
- Wang, H., Harb, J.N., "Modeling of Ash Deposition in Large Scale Combustion Facilities Burning Pulverized Coal", Prog. Energy Combustion Science, Vol. 23, pp. 267-282, 1997.
- Waltdman, L. e Schimitt, K. H., 1996, "Thermophoresis and Diffusionphoresis of Aerosols", Aerosol Science, Academic Press, New York.
- Xu, M.H., Azevedo, J.L.T., e Carvalho M.G., "Modelling of the Combustion Process and NOx Emission in a Utility Boiler", Fuel, vol. 79, pp. 1611-1619, 2000.
- Xu, M.H., He, X.G., Azevedo, J.L.T. e Carvalho, M.G., "An Advanced Model to Assess Fouling and Slagging in Coal Fired Boilers", Int. Journal Energy Research, Vol. 26 pp.1221-1236, 2002.
- Yan, L., Gupta, R.P., Wall, T.F., "A Mathematical Model of Ash Formation during Pulverized Coal Combustion", Fuel, Vol. 81 pp. 337-344, 2002.
- Yilmaz, S., Cliffe, K.R., "Particle Deposition Simulation using the CDF Code Fluent", Journal of the Institute of Energy, Vol. 73, pp. 65-68, 2000.
- Zhukauskas, A., Skrinska, J., Ziugzda and Gnielinski, V., "Single-Phase Convective Heat Transfer - Banks of Plain and Finned Tubes", Chap. 2.5.3 in 'Heat Exchanger Design Handbook', Ed. by G.F. Hewitt (Executive Editor), Begell House, 1998.

APÊNDICE 1 CARACTERIZAÇÃO DOS DEPÓSITOS DE CINZA E ESCÓRIA

Os depósitos de cinzas nos superaquecedores e de escória presentes na unidade 5 foram caracterizados através de microscopia eletrônica de varredura, absorção atômica e análise de imagens. A porosidade do depósito de cinzas também foi determinada pelo método de Arquimedes.

Obtenção das amostras

Amostras de depósitos de cinzas foram removidas manualmente dos tubos do superaquecedor final. Apesar da fragilidade destes depósitos, e da sua forte fixação aos tubos, foi possível a remoção de amostras completas, ou seja, incluindo a região de contato com os tubos. Uma pequena amostra do depósito de escória formado na região dos queimadores foi fornecida pela Tractebel.



(a) depósito de cinzas

(b) depósito de escória

Figura 76 – Amostras do depósitos

No Capítulo 4 é apresentada a composição das cinzas de carvão, fornecida pela Tractebel. Entretanto se fez necessário a realização de nova análise da composição do depósito, devido a dois fatores. O primeiro é que os depósitos não possuem necessariamente a mesma composição das cinzas. O segundo, e mais importante, é que a coloração avermelhada dos depósitos indica que outra qualidade de carvão, diferente daquela analisada previamente, foi utilizada na caldeira.

Na Tabela 17 do Capítulo 4 é apresentada as frações mássicas dos componentes do depósito de cinzas. É observado que o principal componente do depósito é o óxido de ferro, seguido pela sílica e a alumina. Vale lembrar que, Conforme apresentado no Capítulo 4, o percentual de sílica (SiO_2), alumina (Al_2O_3) e óxido de ferro (Fe_2O_3) nas cinzas leves é de 58, 27 e 6%, respectivamente. Essa grande diferença de composição é justificada pela utilização de diferentes tipos de carvão, visto que o mesmo carvão não provocaria diferenças tão significativas entre a composição das cinzas e dos depósitos.

Tabela 29 – Análise química do depósito de cinzas

Componente	(%)
Sílica (SiO_2)	28.02
Alumina (Al_2O_3)	16.63
Óxido de ferro (Fe_2O_3)	45.99
Óxido de potássio (K_2O)	0.23
Óxido de cálcio (CaO)	2.82
Óxido de magnésio (MgO)	0.41
Óxido de sódio (Na_2O)	0.77
Perda ao fogo	3.17

Procedimento Microscopia

De forma a caracterizar as amostras, foram adquiridas imagens via microscopia eletrônica de varredura (MEV). As amostras foram embutidas a frio com resina epóxi, polidas e cobertas com ouro antes de serem analisadas no microscópio eletrônico de varredura. Foram obtidas imagens do depósito de cinzas com ampliações de 25, 150 e 300 vezes, e uma imagem com ampliação de 25 vezes do depósito de escória.

Depósito de cinzas

Na Figura 77 é apresentada uma microscopia do depósito de cinzas recolhida no supraaquecedor com um aumento de 25 vezes, onde são observadas três regiões distintas, que serão denominadas clara, cinza e escura, além dos pontos pretos correspondentes a resina

epóxi. A informação qualitativa da composição é obtida por meio do método *backscattered electron microscopy (BSEM)*, onde o brilho de um ponto em particular está associado ao seu peso molecular. A região mais clara possui a um alto percentual de ferro, enquanto que as regiões cinza e escura possuem elevados percentuais de silício e alumínio, conforme apresentado na Figura 78.

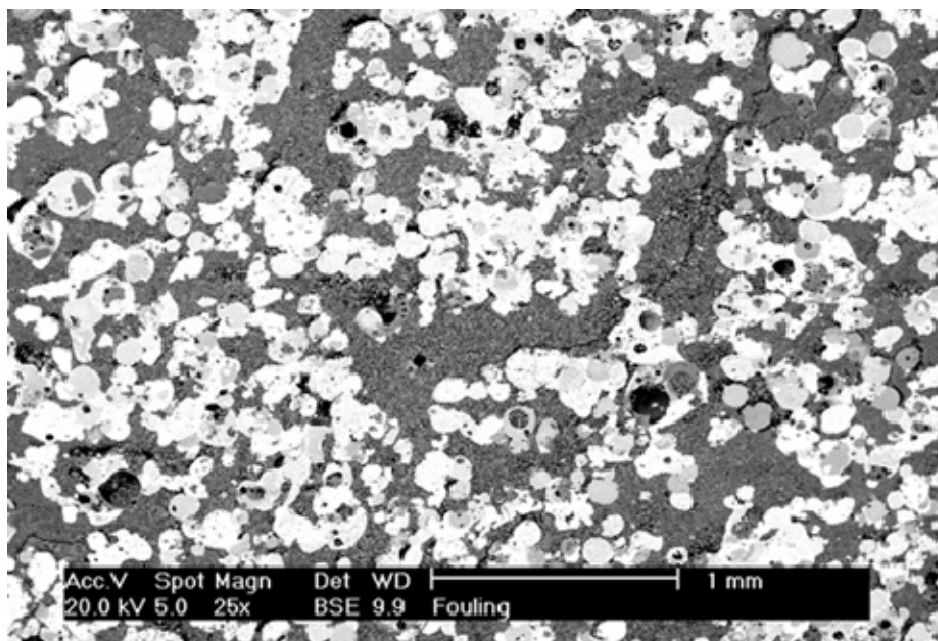


Figura 77 – Imagem obtida via microscopia eletrônica do depósito de cinzas do superaquecedor final com aumento de 25 x

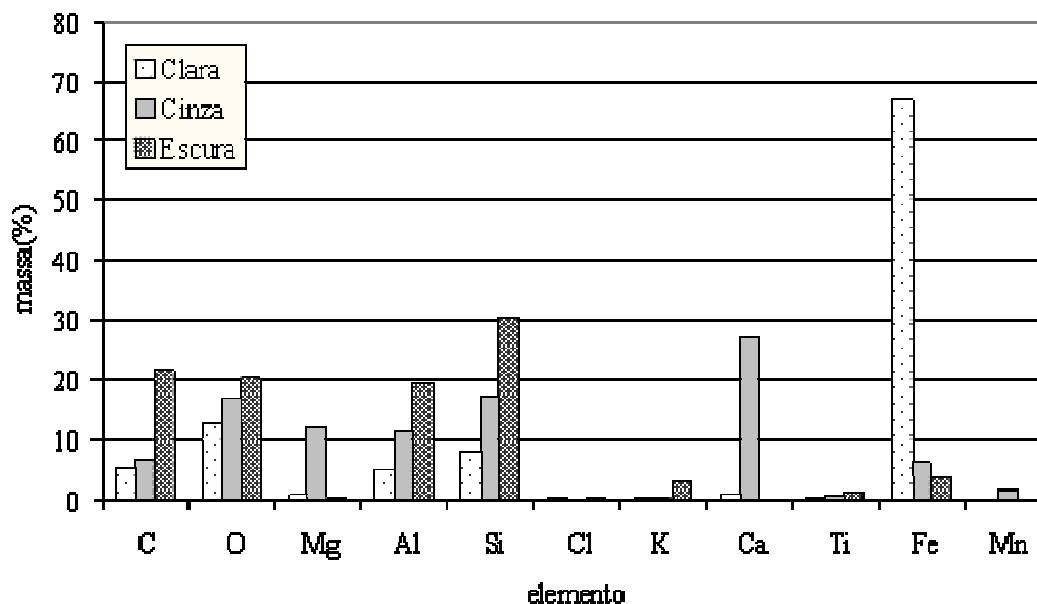


Figura 78 – Composição química elementar do depósito de cinzas

Na Figura 79 apresenta uma microscopia com um aumento de 150 vezes, onde é possível observar que a região clara, rica em ferro, apresenta um elevado grau de sinterização.

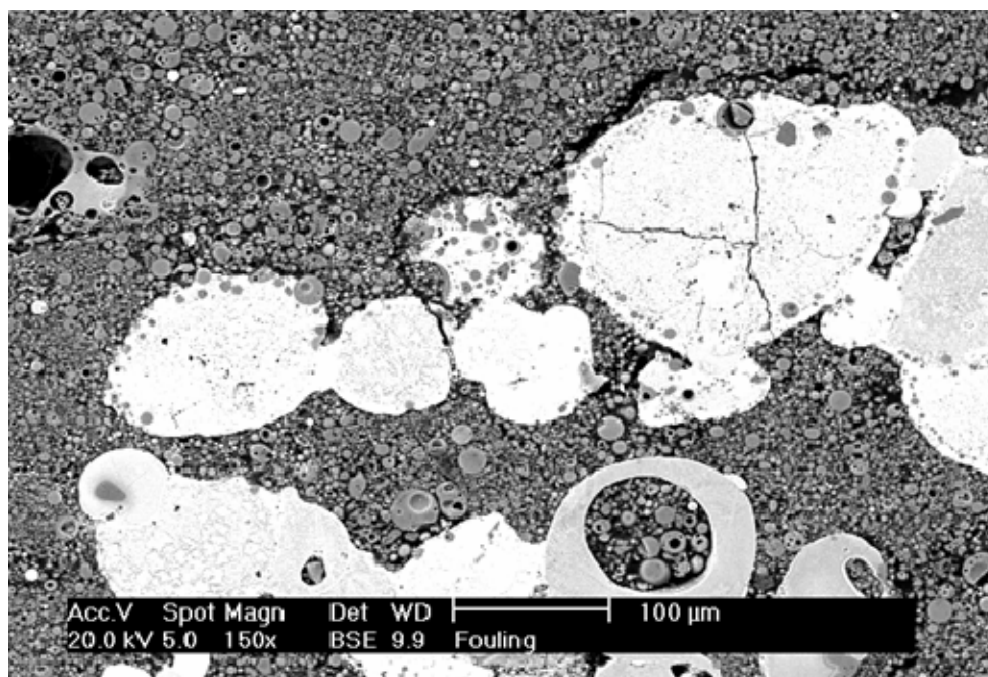


Figura 79 – Imagem obtida via microscopia eletrônica do depósito de cinzas do superaquecedor final com aumento de 150 x

Na Figura 80 é apresentada uma microscopia com um aumento de 300 vezes, onde é possível observar a região denominada escura, rica em silício e alumínio com maiores detalhes. Esta região é composta por esferas com um menor grau de sinterização quando comparada a região clara.

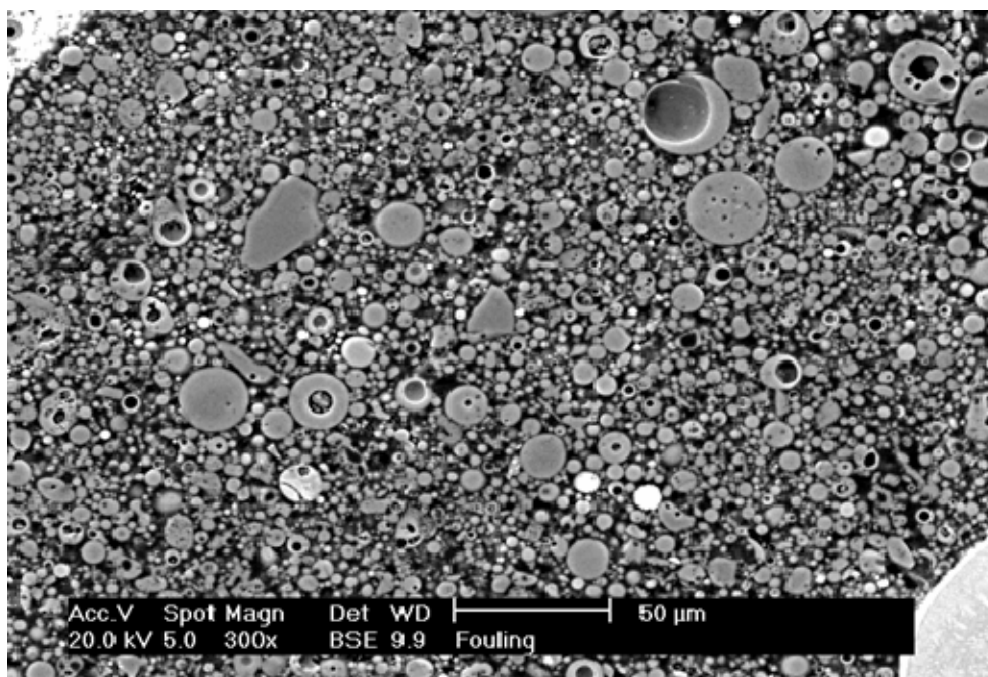


Figura 80– Imagem obtida via microscopia eletrônica do depósito de cinzas do superaquecedor final com aumento de 300 x

Escória

A Figura 81 apresenta imagem da microscopia do depósito de escória com um aumento de 25 vezes. É observado um elevado grau de sinterização da escória, com uma matriz sólida contínua, contendo algumas “bolhas” de vazios. São observadas também duas regiões distintas, denominadas clara e escura, sendo a segunda menos frequente.

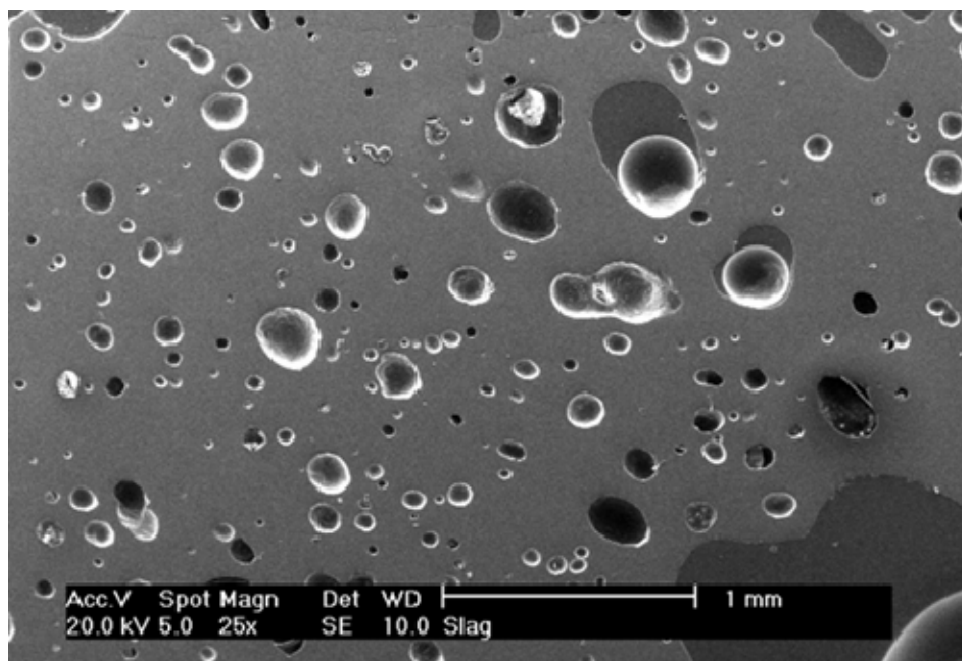


Figura 81 – Imagem obtida via microscopia eletrônica do depósito de escória formado na região dos queimadores.

Na Figura 82 são apresentadas as composições elementares das regiões clara e escura do depósito de escória. Os principais elementos presentes na região clara são alumínio, silício, ferro e potássio, além do oxigênio. A região escura possui uma elevada concentração de carbono, o que significa que provavelmente houve a deposição de partículas com carbono não queimado na região dos queimadores.

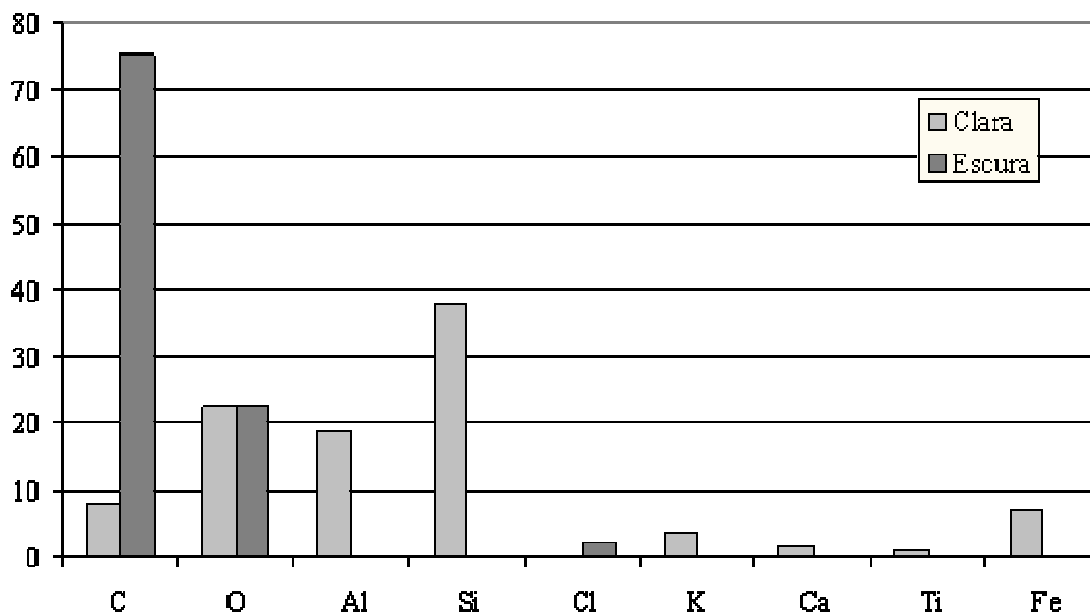


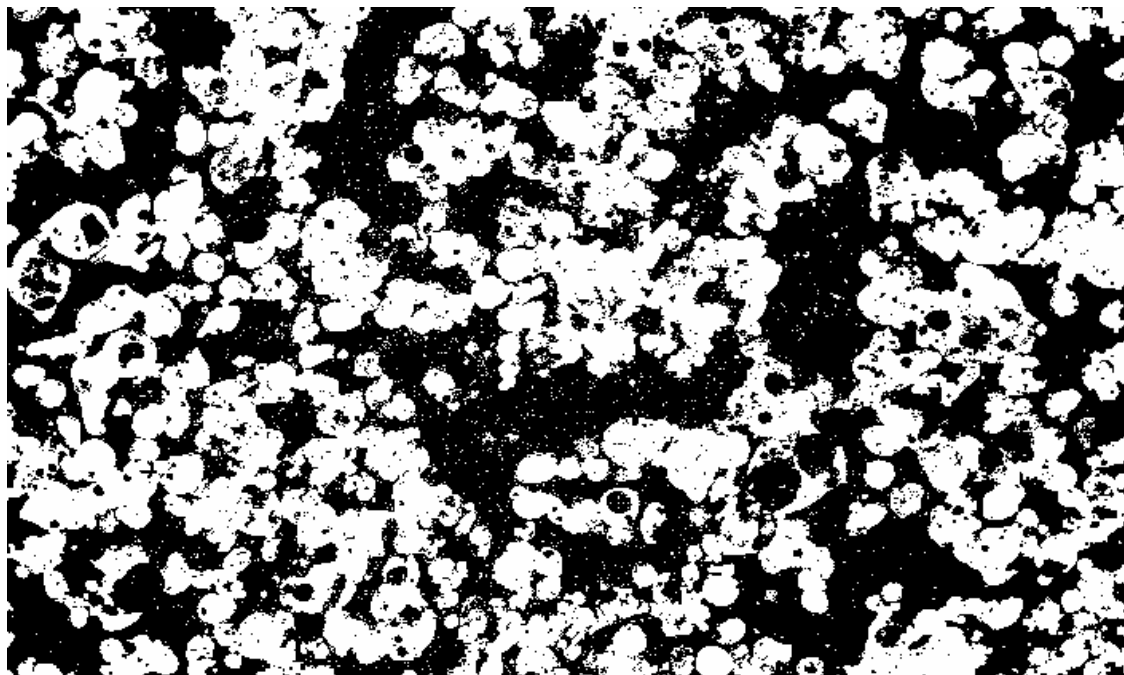
Figura 82 – Composição química elementar do depósito de escória

Análise de imagens

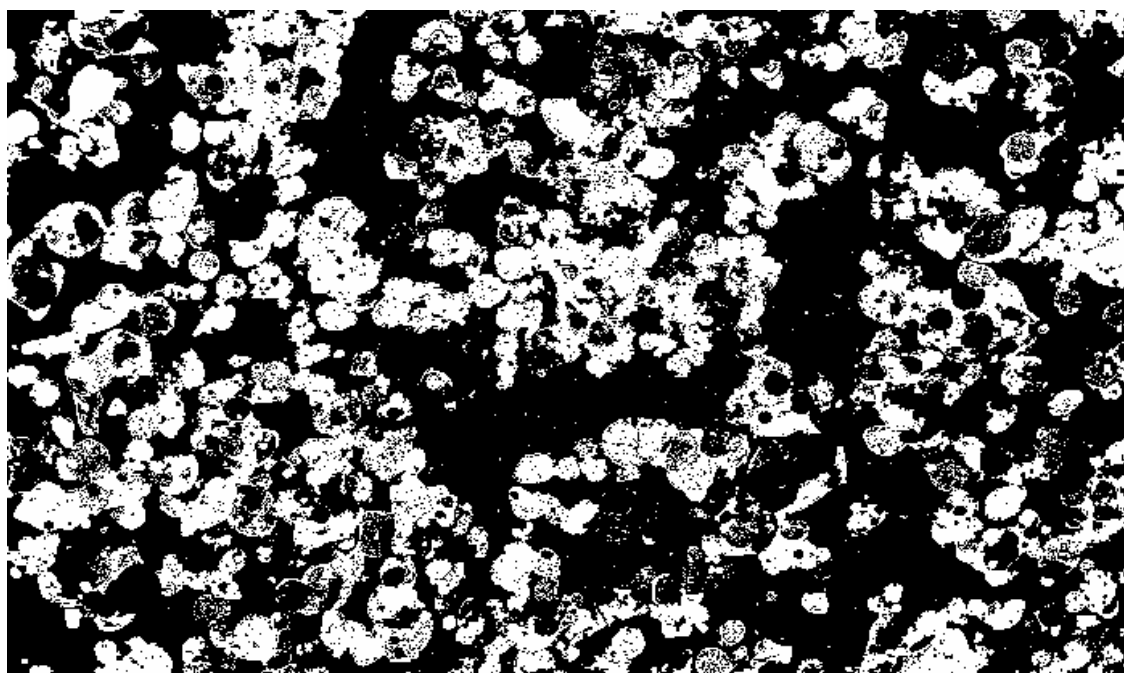
Para a quantificação das diferentes regiões presentes nos depósitos de cinzas, bem como para a determinação da sua porosidade e distribuição de partículas foi utilizado o método de análise de imagens. Foi utilizado o programa computacional Imago[®], desenvolvido pelo Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas de Materiais (LMPT – UFSC). O processamento das imagens tem como etapa fundamental a segmentação binária, que consiste na transformação de uma imagem colorida ou em tons de cinza em uma imagem em preto e branco. Uma maior descrição do método de análise de imagens pode ser encontrada em Reimbrecht (2004), e em Fernandes (1994).

A Figura 83 apresenta a imagem binarizada da microscopia eletrônica do depósito de cinzas com aumento de 25 x, correspondente a Figura 77. Na Figura 83 (a), a região branca corresponde às regiões denominadas clara (rica em ferro) e cinza (rica em alumínio, silício e cálcio) na imagem original, sendo desta forma a região preta correspondente às regiões denominadas escura (rica em alumínio e silício), bem como aos poros presentes no depósito. O percentual da área da região branca corresponde a 49,5% da área total, correspondendo assim ao somatório das regiões denominadas clara e cinza. Na Figura 83 (b), a região branca

corresponde à região denominada clara (rica em ferro) da imagem original, e o seu percentual corresponde a 36% da área total. Desta forma, a região cinza corresponde a 14% da área total.



(a)



(b)

Figura 83 – Imagem binarizada da microscopia eletrônica do depósito de cinzas com aumento de 25 x.

A Figura 84 apresenta a imagem binarizada da microscopia eletrônica do depósito de cinzas com aumento de 300 x, correspondente a Figura 80. A região branca corresponde às partículas de cinza depositadas e, por conseguinte, a região negra corresponde aos poros do

depósito. A área branca representa 55,5%, portanto os poros representam 44,5% da área total da imagem.

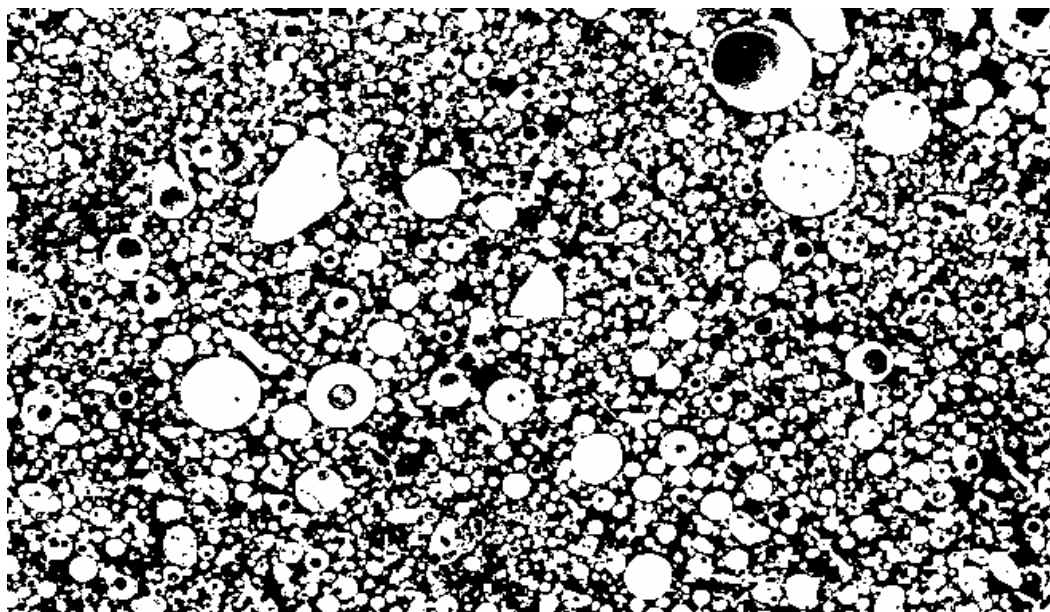


Figura 84 – Imagem binarizada da microscopia eletrônica do depósito de cinzas com aumento de 300 x

Sabendo então que a porosidade da região denominada escura é de 44,5%, e que esta região representa 50,5%, a porosidade da amostra do depósito de cinzas, determinada pela multiplicação destes dois valores, é igual a 22,5%.

Determinação da porosidade pelo método de Arquimedes

A porosidade aparente da amostra de depósito de cinzas foi calculada através do “Princípio de Arquimedes”. Para tal propósito, foi utilizada uma balança Marte modelo A1600, com resolução de 0,01g. Neste método são medidos o peso da amostra seca, o peso da amostra suspensa no líquido e o peso da amostra saturada (impregnada) com o líquido, denominados P_{sec} , P_{sus} e P_{sat} respectivamente. O líquido utilizado foi água. A porosidade aparente é dada pela equação (113).

$$\text{Porosidade} = \frac{P_{sat} - P_{sec}}{P_{sat} - P_{sus}} \times 100\% \quad (113)$$

Foram analisadas duas amostras de depósitos e os valores medidos de P_{sec} , P_{sus} e P_{sat} , e a porosidade calculada são apresentados na Tabela 30

Tabela 30 – Porosidade dos depósitos de cinzas

Amostra	P _{sec} (g)	P _{sus} (g)	P _{sat} (g)	Porosidade (%)
1	42.494	26.9004	47.1034	22.8
2	18.2584	12.0688	19.8922	20.9

APÊNDICE 2 PROPRIEDADES DOS DEPÓSITOS DE CINZAS

Em fornalhas com queima de carvão pulverizado, as propriedades térmicas dos depósitos de cinzas têm grande influência na transferência de calor para as superfícies de troca. Os parâmetros que influenciam a taxa de transferência de calor são a absorvidade das paredes, a condutividade térmica efetiva e a espessura do depósito de cinzas.

A condutividade térmica dos depósitos de cinzas depende das seguintes características:

- condutividade térmica da fase sólida, k_s ;
- condutividade térmica da fase gasosa, k_g ;
- porosidade;
- distribuição de tamanho dos poros ou das partículas;
- conexão entre as partículas.

As condutividades térmicas das fases sólida e gasosa dependem da composição química e da temperatura. A porosidade dos depósitos depende das condições de sinterização e tempo e varia entre 0,1 para os depósitos de escória fundida (slag) e 0,95 para os depósitos de particulados.

A abordagem mais simples para estimar a condutividade de um meio poroso consiste na aproximação da estrutura porosa em camadas paralelas de sólido e de gás. As condutividades térmicas efetivas para camadas alinhadas nas direções normal e paralela ao fluxo de calor são dadas pelas equações (114) e (115), respectivamente

$$k_e/k_g = e + (1 - e)k_s/k_g \quad (114)$$

$$k_e/k_g = [e + (1 - e)/(k_s/k_g)]^{-1} \quad (115)$$

sendo e a porosidade, k_e a condutividade térmica efetiva, k_g a condutividade da fase gasosa e k_s a condutividade do sólido.

As equações (114) e (115) representam os limites inferior e superior da condutividade térmica do depósito para uma dada porosidade.



Figura 85 – Estrutura porosa em camadas

No trabalho de Rayleigh (1892, *apud* Gupta *et al.* 1999) uma equação exata para a condutividade térmica efetiva para um arranjo cúbico de esferas idênticas, Figura 86 (com limite de porosidade superior a $\pi/6$), inseridas em uma fase contínua, dada por

$$\frac{k_e}{k_c} = \left[\frac{(2+r)/(1-r) - 2p}{(2+r)/(1-r) + p} \right] \quad (116)$$

sendo k_d e k_c as condutividades das fases discreta e contínua, respectivamente, r a razão entre as condutividades (k_d/k_c) e p a fração volumétrica da fase discreta. Esta equação pode ser utilizada para slags considerando as bolhas de gases como a fase discreta e a fase sólida contínua. Para o caso de depósitos de particulados é feita uma consideração oposta.

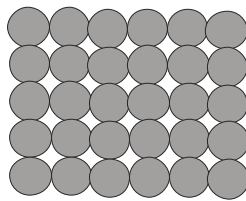


Figura 86 – Arranjo de cúbico de esferas, modelo de Rayleigh

No trabalho de Russell (1835, *apud* Gupta *et al.* 1999) é determinada a condutividade térmica de um arranjo de cubos conforme a Figura 87.

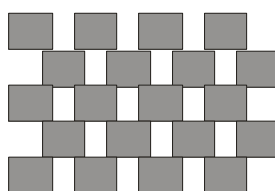


Figura 87 – Arranjo de cubos, modelo de Russell

A vantagem desse modelo, com relação ao modelo de Rayleigh é que não há limite para o valor da porosidade da estrutura, sendo a condutividade efetiva dada por,

$$\frac{k_e}{k_c} = \frac{r \cdot p^{2/3} + (1 - p^{2/3})}{r \cdot (p^{2/3} - p) + (1 - p^{2/3} + p)} \quad (117)$$

Para a determinação da condutividade térmica de materiais esponjosos Leach (1993) considerou um empilhamento de células cúbicas de duas formas conforme apresentado na Figura 88. No modo de séries paralelas cúbicas (spc) é considerado que as camadas de gás e do material composto o empilhamento é normal à direção de transferência de calor, no modo de séries cúbicas paralelas (scp) considera um empilhamento paralelo à direção de transferência de calor.

$$\frac{k_e}{k_s} = r \cdot \frac{2 - r + (r - 1) \cdot p^{1/3}}{1 - (p - 1)^{1/3}} \quad (118)$$

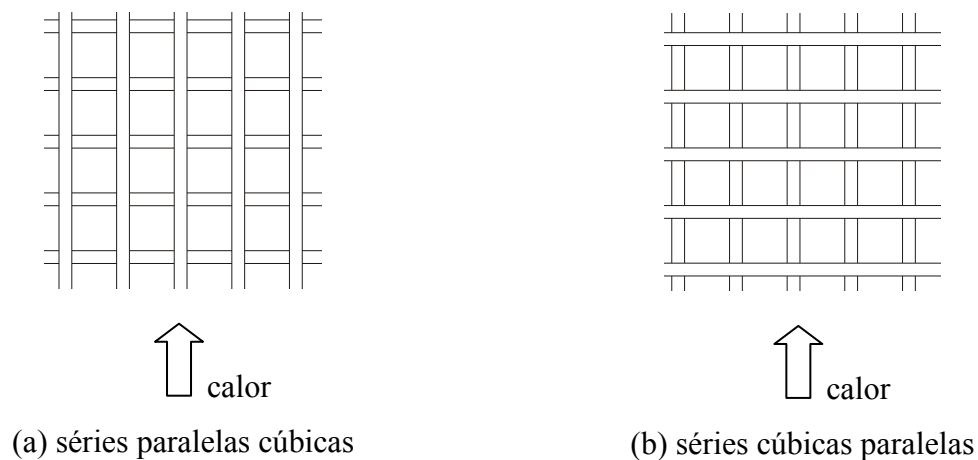


Figura 88 – Estrutura de células cúbicas, modelo de Leach

O modelo de séries cúbicas paralelas considera as camadas de material composto (gás+sólido) empilhadas na direção normal à transferência de calor, Figura 88 (b). Este modelo é semelhante ao proposto por Russell. No modelo de séries paralelas cúbicas, o arranjo do material composto é paralelo à direção de transferência de calor, e a sua condutividade efetiva é calculada através das equação (119)

$$\frac{k_e}{k_c} = \frac{2r - 1 + (1-r)\left[(1-p) + p^{1/3}\right]}{r + (1-r)p^{1/3}} \quad (119)$$

A Figura 89 apresenta o gráfico com os valores das condutividades calculados através dos modelos apresentados anteriormente. Conforme comentado no início desta seção os valores das condutividades efetivas para os arranjos em série e em paralelo representam os limites inferior e superior, respectivamente. Conforme o aumento da sinterização do material, ocorre a formação de uma fase sólida contínua, aumentando assim a condutividade do material, conforme pode ser observado na Figura 89.

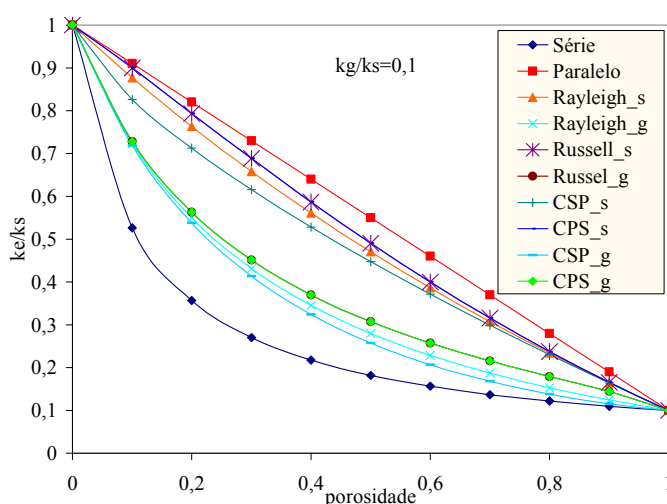


Figura 89 – Coeficiente de transferência de calor efetivo

Para uma temperatura de 1000K, as condutividades da sílica, alumina e do óxido de ferro são 2,87;7,85 e 5,69 W/(m·K), respectivamente. Para o ar atmosférico a sua condutividade térmica a 1000K é de 0,0667 W/(m·K). Para a região correspondente à Figura 80, com porosidade de 44,5% são calculados os valores para a condutividade efetiva baseado nos modelos apresentados previamente. É assumida apenas a presença de sílica e alumina. A condutividade da fase sólida é calculada pela média ponderada com fração mássica de cada um dos componentes. Os resultados obtidos são apresentados na Figura 90. Observa-se uma grande diferença nos resultados do mesmo modelo, para fase sólida contínua e para fase gasosa contínua. Entre os modelos, para a mesma fase contínua observa-se uma concordância dos resultados. Para fase gasosa contínua, o valor previsto para a condutividade efetiva é de aproximadamente 0,3 W/(m·K), enquanto que para a fase sólida contínua esse valor é de 2 W/(m·K). Os valores mínimo e máximo previstos são de 0,16 e 2,5 W/(m·K), respectivamente.

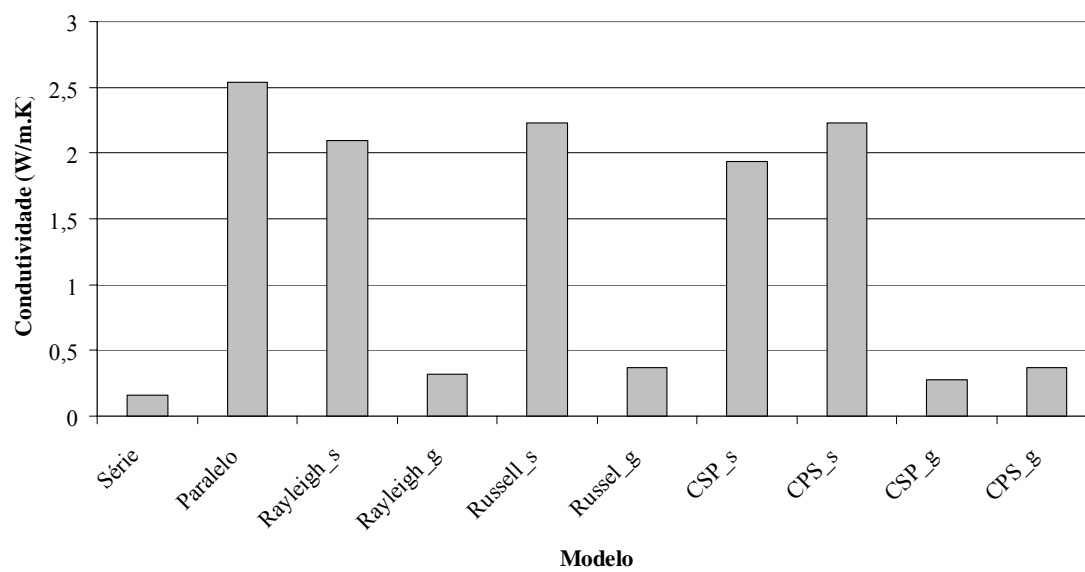


Figura 90 – Condutividade térmica efetiva, porosidade = 44,5%