

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

TALITA SAUTER POSSAMAI

**ANÁLISE TÉRMICA NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE UM
FORNO DE FUSÃO DE VIDRADOS CERÂMICOS A GÁS
NATURAL**

Florianópolis, Março de 2010

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

**ANÁLISE TÉRMICA NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE UM
FORNO DE FUSÃO DE VIDRADOS CERÂMICOS A GÁS
NATURAL**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para obtenção de grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

TALITA SAUTER POSSAMAI

Florianópolis, Março de 2010

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

**ANÁLISE TÉRMICA NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE UM
FORNO DE FUSÃO DE VIDRADOS CERÂMICOS A GÁS
NATURAL**

TALITA SAUTER POSSAMAI

**Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do
título de**

MESTRE EM ENGENHARIA

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
sendo aprovada em sua forma final.**

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr. - Orientador

**Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. – Coordenador do
curso**

BANCA EXAMINADORA

Prof. Antônio Fabio Carvalho da Silva, Dr. - Presidente

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

Prof. Jader Riso Barbosa, Jr., Ph.D

“Seja como a água que passa por entre as fendas.”

Bruce Lee

Dedico este trabalho as duas pessoas que me “suportaram” até aqui,
meus pais Tarcísio e Leoni.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Prof. Vicente de Paulo Nicolau, pelo apoio, pela oportunidade e por apontar o caminho.

Aos professores da banca examinadora, pelas sugestões, críticas e contribuição final que deram ao trabalho.

À Universidade Federal de Santa Catarina, aos seus profissionais e colaboradores, pelo convívio e oportunidades oferecidas, em especial ao departamento de Engenharia Mecânica.

À ANP e SCGás pelo apoio financeiro e incentivo a pesquisa.

À Vidres do Brasil, de Criciúma – SC, pela disponibilização de equipamento e experiência que possibilitaram o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Edevaldo “fofão”, pelo apoio e por ter aberto a primeira porta desta longa caminhada.

Aos companheiros e amigos de jornada Tales Gottlieb Jahn, Willian Anderson Lehmkuhl e Renato “o japonês” Oba, que idéias e apoio possibilitaram esse empreendimento.

Aos IC’s pela camaradagem e toda ajuda prestada.

À Ana Paula, Andréa, Raquel e Sara pela ajuda na representação feminina no laboratório.

Aos colegas do LabCet pelo prazer da convivência e por todo o auxílio e incentivo.

À toda minha família, que estando perto ou longe, sempre apoiaram e incentivaram meus estudos.

E àqueles que de tão óbvio nem precisaria citar, meus pais e irmãos.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	XIV
LISTA DE TABELAS	XVII
LISTA DE SÍMBOLOS.....	XVIII
RESUMO.....	XXIII
ABSTRACT	XXIV
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Fornos cerâmicos.....	1
1.2. Definição de fritas cerâmicas	5
1.3. Motivação.....	6
1.4. Objetivo.....	6
1.5. Justificativa	7
1.6. Estrutura da dissertação.....	7
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	9
2.1. Panorama do setor cerâmico no Brasil e no mundo.	9
2.2. Processo produtivo da frita cerâmica.	10
2.3. Trabalhos de análise numérica na área de fornos cerâmicos.....	15
2.4. Propriedades térmicas de fritas cerâmicas e paredes refratárias.....	18
3. O FORNO ANALISADO	21

3.1. Detalhes do forno em estudo.....	21
3.2. Fenômenos físicos e trocas de calor no forno.	26
3.2.1. Combustão de gás natural e oxigênio.....	29
3.2.2. Fusão da massa de fritas.....	32
3.2.3. Paredes do forno e fluxo de gases de combustão para chaminé.	33
3.2.4. Participação do meio.....	34
4. ABORDAGEM EXPERIMENTAL.....	40
4.1. Abordagem experimental.....	41
4.2. Pontos de medição usados.....	43
4.3. Equipamentos utilizados.....	45
4.3.1. Medição de vazão.....	45
4.3.2. Temperatura.....	47
4.4. Resultados experimentais.....	48
4.4.1 Paredes externas.....	51
4.5. Resultados dos balanços globais.....	54
4.5.1 Balanço de energia.....	54
4.5.2. Balanço de massa.....	55
4.6. Considerações com relação ao ar de combustão.....	56
5. MODELAGEM NUMÉRICA.....	57
5.1. Balanços das propriedades.....	57
5.2. Equacionamento do problema físico.....	59
5.2.1 Hipóteses simplificativas.....	59
5.2.2 Equações da conservação.....	59
5.3. Modelos dos fenômenos físicos envolvidos para o cálculo numérico.....	66
5.3.1. Dinâmica dos fluidos.....	66

5.3.2 Tratamento do escoamento na camada adjacente à parede com a hipótese de não escorregamento	68
5.3.3. Combustão	70
5.3.4. Radiação	72
5.4. Geometria idealizada.....	77
5.5. Malha do modelo numérico.....	80
5.6. Convergência e critério de parada.....	83
5.7. Condições de contorno	86
6. RESULTADOS.....	91
6.1. Comparação com valores experimentais	91
6.1.1. Balanço de energia.....	91
6.1.2. Temperaturas externas	93
6.2. Resultados específicos do modelo numérico em CFX – Cavidade interna do forno	99
6.2.1. Campo de temperatura no escoamento de gases aquecidos....	99
6.2.2. Escoamento de gases aquecidos	104
6.2.3. Trocas de energia com as paredes.....	108
6.2.4. Trocas de energia com a carga.....	114
7. CONCLUSÃO	117
7.1. Resultados Experimentais	117
7.2. Resultados Numéricos.....	118
7.3. Recomendações para trabalhos futuros	119
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	121

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. 1 - Diferentes tipos de fornos cerâmicos	1
Figura 1. 2 - Curvas de queimas típicas de diferentes produtos cerâmicos. Fonte: Firing Ceramics, 1994.	4
Figura 1. 3 - Fritas cerâmicas na sua forma natural e esmalte composto por fritas, pronto para aplicação em piso cerâmico.....	5
Figura 2. 1 - Dados referentes à cerâmica de revestimento brasileira no mundo (Anfacer, 2009).....	11
Figura 2. 2 - Fluxograma de produção e utilização de fritas cerâmicas.	13
Figura 2. 3 - Fluxos de massa de material e gases de combustão em um forno de fritas contínuo.....	14
Figura 2. 4 - Comparação de temperaturas dos gases ao longo do forno a rolos experimentais e numéricas, Jahn (2007).	15
Figura 2. 5 - Comparação entre os valores experimentais de temperatura dos gases do forno e as temperaturas simuladas para os gases e a carga (Dadam, 2005).	16
Figura 2. 6 - Comparação entre os valores experimentais e simulados de temperatura para a abóbada e para o piso (Kawaguti, 2005).	17
Figura 2. 7 – Perfil de temperatura ao longo da direção z no forno de fusão de alumínio para a linha central do queimador (a) e da injeção de oxigênio (b) (Niecke et al., 2004).	17
Figura 2. 8 - Composição média de fritas cerâmicas.	19
Figura 3. 1 – Vistas frontal (esquerda) e traseira (direita) do forno.....	22
Figura 3. 2 - Queimadores, saída de massa fundida e entrada de massa crua.....	23
Figura 3. 3 - Entradas de ar falso na chaminé e estocagem da frita processada.....	24
Figura 3. 4 - Desenho esquemático do forno.	25
Figura 3. 5 - Estimativa da ocupação e geometria da massa de produto interna ao forno (corte longitudinal do forno).....	25
Figura 3. 6 - Cavidade interna do forno e principais trocas térmicas....	26
Figura 3. 7 - Balanço de energia no forno.....	26
Figura 3. 8 - Queimador pré-misturado (Baukal, 2000).....	29
Figura 3. 9 - Concentração molar das espécies majoritárias (esquerda) e minoritárias (direita) na mistura de produtos da combustão, com relação à temperatura da mistura.	31
Figura 4. 1 - Metodologia de estudo do problema.	40

Figura 4. 2 - Volume de controle para balanços de massa e energia (esquerda), e fluxos de massa e energia do forno (direita).....	42
Figura 4. 3 - Pontos de medição 1, 3 e 4.	43
Figura 4. 4 - Ponto de medição 4: saída de massa de fritas do forno e queimador secundário.	44
Figura 4. 5 - Pontos de medição 2 (esquerda) e 6 (direita).....	44
Figura 4. 6 - Localização dos pontos na seção para obtenção da vazão de gases na chaminé com o tubo de Pitot.....	45
Figura 4. 7 - Esquema de inserção do Tubo de Pitot na chaminé de tiragem para medição da vazão (esquerda) e medição de vazão com anemômetro de pas, na entrada de ar de mistura (direita).	47
Figura 4. 8 - Imagem infravermelha da saída do forno e respectiva distribuição de temperatura.	50
Figura 4. 9 - Distribuição de temperatura na parede lateral direita do forno.	51
Figura 4. 10 - Distribuição de temperatura na parede lateral esquerda do forno.	52
Figura 4. 11 - Imagem infravermelha do teto do forno e respectiva visualização gráfica.	53
Figura 5. 1 - Representação das diferentes técnicas de resolução de turbulência (Blazek, 2001).	61
Figura 5. 2 - Diferença entre método de funções de parede e método Near-Wall (Fluent User's Guide, 2006).	69
Figura 5. 3 - Troca de calor radiativo em um meio participante.	73
Figura 5. 4 - Geometria idealizada do forno fritas.	78
Figura 5. 5 - Geometria da cavidade interna do forno.....	79
Figura 5. 6 - Visão geral da malha montada para resolução numérica do problema.....	80
Figura 5. 7 - Detalhe das entradas e saída de massa do domínio.	82
Figura 5. 8 - Cortes transversais da malha.	82
Figura 5. 9 - Cortes longitudinais da malha.	83
Figura 5. 10 – Erro RMS máximo no domínio para a solução numérica.	84
Figura 5. 11 – Erro (%) no balanço para cada variável para a solução numérica.....	85
Figura 5. 12 - Condições de contorno do problema idealizado.	86
Figura 5. 13 - Denominação das superfícies na modelagem em CFX...	87
Figura 5. 14 - Coeficiente de troca de calor nas paredes.....	89
Figura 6. 1 - Campo de temperatura, parede esquerda: (a) experimental, superfície externa; (b) Fortran, superfície externa; (c) CFX, superfície interna.....	94

Figura 6. 2 - Comparação experimental e numérica entre temperaturas nas superfícies externas das paredes esquerda e direita.	96
Figura 6. 3 - Campo de temperatura, teto do forno: (a) experimental, superfície externa; (b) Fortran, superfície externa; (c) CFX, superfície interna.	98
Figura 6. 4 - Comparação experimental e numérica entre temperaturas na superfície externa do teto.	99
Figura 6. 5 - Campo de temperatura dos gases quentes em cortes longitudinais.....	100
Figura 6. 6 - Temperatura ao longo da cavidade do forno para três posições na altura da injeção de combustível.	101
Figura 6. 7 - Temperatura no plano médio vertical da cavidade do forno.	102
Figura 6. 8 – Composição massica dos gases na linha centralda injeção de combustível.	103
Figura 6. 9 - Campo de velocidade do escoamento em três planos posicionados na seqüência : (a) a 0,2 m; (b) 0,5 m e (c) a 1 m de altura.	104
Figura 6. 10 - Campo da componente da velocidade w, coincidente com a direção de injeção dos gases.....	106
Figura 6. 11 - Componente da velocidade w na linha central de injeção de combustível (a) e comburente (b).....	107
Figura 6. 12 - Pressão na linha central da injeção de combustível.....	108
Figura 6. 13 - Fluxos de calor convectivos (a) e radiativos (b) na superfície interna do teto.....	109
Figura 6. 14 - Superfície interna do teto: (a) Temperatura; (b) diferença de temperatura entre superfície e primeira camada de fluido; (c) velocidade do fluido na camada adjacente.....	110
Figura 6. 15 - Fluxos convectivos e radiativos e temperatura da superfície interna da parede esquerda.	111
Figura 6. 16 - Fluxos convectivos e radiativos e temperatura da superfície interna da parede direita.	112
Figura 6. 17 - Temperaturas na linha central das superfícies internas das paredes laterais.....	113
Figura 6. 18 - Fluxos convectivos (a) e radiativos (b) na região da carga.	115
Figura 6. 19 - Fluxos de calor total na região da carga.	116

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. 1 - Consumo térmico médio de fornos cerâmicos para diferentes produtos.	2
Tabela 1. 2 - Dados de distribuição de energia proveniente da queima do gás natural no interior de forno túnel e forno a rolo.	3
Tabela 2. 1 - Valores de produção de sub-setores cerâmicos no Brasil em 2003 (Anuário Anicer, 2003).	10
Tabela 2. 2 - Composições químicas expressas em % em peso de fritas (Melchiades et al, 2009).	18
Tabela 2. 3 - Propriedades térmicas das fritas cerâmicas.	19
Tabela 2. 4 - Propriedades térmicas das paredes refratárias do forno. ..	20
Tabela 3. 1 - Composição volumétrica do gás natural em termos de máximos e mínimos (Agência Nacional do Petróleo, 2002).	30
Tabela 3. 2 - Temperatura adiabática de chama para oxidação de diferentes combustíveis para ar e oxigênio (Baukal, 2000).	32
Tabela 3. 3 - Valores de variáveis consideradas para cálculo das propriedades radiativas do meio.	38
Tabela 3. 4 - Propriedades radiativas do meio cinza.	38
Tabela 4. 1 - Variáveis necessárias.	41
Tabela 4. 2 - Dados experimentais e estimativas de valores do forno considerado.	48
Tabela 4. 3 - Vazões medidas e temperaturas nos pontos de medição. .	49
Tabela 4. 4 - Balanço global realizado no forno.	54
Tabela 4. 5 - Valores estimados de perdas pelas paredes do forno.	55
Tabela 5. 1 - Níveis de formulação de modelos (Maliska, 2004).	58
Tabela 5. 2 - Valores constantes do modelo de turbulência.	68
Tabela 5. 3 - Condições de contorno gerais.	89
Tabela 5. 4 - Condições de fluxo prescrito.	90
Tabela 5. 5 - Condições nas paredes.	90
Tabela 6. 1 - Comparação balanço de energia numérico e experimental.	91
Tabela 6. 2 - Comparação entre casos numéricos.	92

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área da secção transversal do duto [m^2] Constante de proporcionalidade do modelo de combustão EDM
A_{ext}	Área superficial externa do forno [m^2]
B	Parâmetro numérico do modelo de combustão EDM
$c_{p_{produto}}$	Calor específico a pressão constante da massa de fritas [J/kg.K]
f	Relação volumétrica comburente/combustível [-]
G	Irradiação [W/m^2]
g	Gravidade [m/s^2]
H_m	Altura lida no manômetro [m]
h_{gases}	Entalpia dos gases de combustão [kJ/kg]
h_{ext}	Coefficiente de troca de calor por convecção externo [$W/m^2.K$]
$H_{fusão}$	Calor latente de fusão da massa de fritas [kJ/kg]
h_{fi}^0	Entalpia de formação do elemento i no estado padrão [kJ/mol]
Δh_i^0	Varição de entalpia entre estado padrão e estado real [kJ/mol]
h_{tot}	Entalpia total [kJ/kg]
h_{stat}	Entalpia estática [kJ/kg]
UA_{equi}	Coefficiente de troca de calor equivalente [$W/m^2.K$]
I_b	Intensidade de emissão espectral de corpo negro [W/m^2]
K_{sv}	Coefficiente de difusão do meio com dependência espectral [m^{-1}]
K_{av}	Coefficiente de absorção do meio com dependência espectral [m^{-1}]

K_v	Coefficiente de extinção do meio com dependência espectral [m^{-1}]
$k_v(S)$	Espessura ótica com dependência espectral [-]
K_a	Coefficiente de absorção médio [m^{-1}]
$K_{a_{meio}}$	Coefficiente de absorção médio do meio cinza [m^{-1}]
$K_{s_{meio}}$	Coefficiente de difusão médio do meio cinza [m^{-1}]
$k_{meio}(S)$	Espessura ótica do meio [-]
k	Energia cinética turbulenta [m^2/s^2]
L_e	Comprimento característico corrigido [m]
$l_{m,a}$	Distância de penetração de radiação média devido à absorvância do meio [m]
$l_{m,s}$	Distância de penetração de radiação média devido à difusão do meio [m]
l_m	Distância de penetração de radiação média no meio [m]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
$\dot{m}_{combustivel}$	Fluxo de massa de combustível [kg/s]
\dot{m}_{gases}	Fluxo de massa de gases da combustão [kg/s]
$\dot{m}_{produto}$	Fluxo de massa de fritas [kg/s]
N_s	Densidade de partículas [partículas/cm ³]
PCI	Poder calorífico inferior [kJ/kg]
\bar{p}'	Pressão modificada [Pa]
Pr_t	Numero de Prandtl turbulento [-]
P_k	Produção de turbulência
P_{kb}	Termo referente a forças de empuxo
P_l^m	Polinômios de Legendre
$q_{produto}$	Taxa de calor na massa de fritas [W]
$q_{paredes,radiação}$	Taxa de calor por radiação proveniente das paredes externas [W]

$q_{paredes,convecção}$	Taxa de calor por convecção proveniente das paredes externas [W]
\dot{q}_r	Fluxo radiativo espectral [W/m ²]
$\dot{q}_{r,w}$	Fluxo radiativo espectral na parede [W/m ²]
\dot{q}_{parede}	Fluxo de energia perdida pela parede [W/m ²]
R_k	Taxa de reação elementar
\mathbf{r}	Vetor posição
\mathbf{s}	Vetor direção de propagação de radiação
S	Espessura de camada do meio [m]
Sc_t	Número de Schmidt turbulento [-]
S_i	Termo fonte de reação química [kg/m ³ .s]
S_{ij}	Tensor de cisalhamento médio
S_E	Fonte de energia [kJ/m ³ .s]
$S_{M,i}$	Somatório das forças gravitacionais [kg/m ² .s ²]
T	Temperatura do fluido [K]
t	Intervalo de tempo [s]
t	Tempo instantâneo [s]
T_{parede}	Temperatura da parede [K]
$T_{externo}$	Temperatura do meio [K]
T_{sup}	Temperatura da superfície da parede externa do forno [K]
T_∞	Temperatura do ar ambiente [K]
T_{viz}	Temperatura da vizinhança [K]
$T_{fusão}$	Temperatura de fusão da massa [K]
T_i	Temperatura inicial [K]
\tilde{U}_j	Campo de velocidade médio [m/s]
\tilde{U}	Velocidade do escoamento de mistura [m/s]
V_i	Velocidade no ponto i [m/s]
$V_{Comburente}$	Volume de comburente [m ³]

$V_{Combustível}$	Volume de combustível [m ³]
\overline{V}_i	Propriedade com valor médio de Reynolds
v_i'	Parte flutuante da propriedade V_i
\widetilde{V}_i	Propriedade com valor médio de Favre
v_i''	Parte flutuante de Favre da propriedade V_i
V_m	Velocidade média [m/s]
W_i	Peso molecular do componente i [kg/kmol]
\tilde{Y}_i	Fração mássica da componente i [-]
Y_1^m	Termo de harmônicos hemisféricos do modelo de radiação P1
α_{meio}	Absortância do meio cinza [-]
α_{CO_2}	Absortância parcial do dióxido de carbono [-]
α_{H_2O}	Absortância parcial da água [-]
$\Delta\alpha$	Correção da absortância do meio [-]
δ_{ij}	Delta de Dirac
ϵ_{par}	Emissividade da superfície externa do forno [-]
ϵ	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta [W]
Φ	Função de fase de espalhamento [-]
μ_{eff}	Viscosidade efetiva [Pa.s]
λ_{eff}	Coefficiente de condutividade térmica efetiva [W/m.K]
Ω'	Ângulo sólido [sr]
$\rho_{álcool}$	Massa específica do álcool [kg/m ³]
ρ_{fluido}	Massa específica do fluido [kg/m ³]
$\bar{\rho}$	Massa específica média da mistura [kg/m ³]
ρ_α	Massa específica termodinâmica do componente α [kg/m ³]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann [W/m ² .K ⁴]
Γ_i	Coefficiente de difusão molecular da espécie i [m ² /s]

τ	Tensor tensão [Pa]
V_{ki}	Coefficiente estequiométrico [-]
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFX	Software da Ansys Corp.
FLUENT	Software da Ansys Corp.

RESUMO

O trabalho apresenta uma metodologia de estudo e modelagem de energia térmica em fornos de fusão de fritas cerâmicas a gás natural através da resolução numérica do problema em CFD. Fritas cerâmicas são compostos vítreos que aportam propriedades específicas aos esmaltes usados na cobertura de outras cerâmicas, principalmente do setor de revestimentos cerâmicos. O objetivo desse trabalho é gerar subsídios científicos para propostas de viabilidade econômica no setor de revestimentos cerâmicos. A modelagem em CFD é realizada no software comercial Ansys CFX 11.0, baseado no método dos volumes finitos. O domínio geométrico de resolução é constituído pela cavidade interna do forno, não incluindo a chaminé. Os fenômenos físicos envolvidos abordados na modelagem numérica em CFD são a combustão de gás natural com oxigênio, o escoamento turbulento interno de gases de combustão, a perda de energia por convecção e radiação para o meio através das paredes e a radiação dentro da cavidade do forno com meio participante semitransparente. Dados coletados em forno em operação na indústria são utilizados para verificação da solução numérica apresentando boa concordância na análise geral do forno. Dados empíricos com relação aos fenômenos internos são de obtenção inviável para este trabalho porém a solução numérica apresenta resultados consistentes fisicamente possibilitando a predição do comportamento do forno como um todo na mudança de parâmetros do processo industrial e geométricos para casos semelhantes. Resultados mais específicos como fluxos de calor dentro do forno são apresentados e discutidos.

ABSTRACT

This work describes a methodology of study and modeling the thermal energy in ceramic frits melting kilns with oxy-firing combustion process through the development of a numerical simulation in a CFD software. Ceramic frits are vitreous compounds that provide specific properties to glazes used in the coverage of other ceramics, especially the ones from ceramic tile industry. The aim of this work is to generate technical subsidies in order to support economic viability proposals for the industry of ceramic tiles. The CFD modeling is performed using the commercial software Ansys CFX 11.0, which is based on the method of finite volumes. The geometric domain of resolution consists of the internal cavity of the kiln, excluding the chimney. The CFD resolution is coupled to a three-dimensional heat conduction along the kiln walls to determine the external temperature distribution. The thermal problem is composed by the combustion of natural gas with oxygen, the internal turbulent flow of exhaust gases, the energy loss by convection and radiation to the environment through the walls and the radiation within the kiln cavity with participating medium. Data collected in an operating kiln are used to verify the numerical solution, achieving a good agreement in the general analysis of the kiln. Empirical evidence regarding the internal phenomena were not used in this work but the numerical solution provides results physically consistent, making it possible to predict the behavior of the kiln as a whole in similar cases with changes of parameters of the manufacturing process or of geometry. Other specific results such as heat flux inside the kiln are presented and discussed.

1. Introdução

Uma introdução sobre fornos cerâmicos é apresentada, abrangendo uma descrição geral do tema, com ênfase no fator energético e mais especificamente em um forno de fusão de fritas cerâmicas, objeto de estudo deste trabalho. Os objetivos e justificativa do trabalho são descritos, concluindo com a apresentação da estrutura desta dissertação.

1.1. Fornos cerâmicos

Basicamente, os fornos cerâmicos tem como principal característica a utilização de uma grande quantidade de energia na queima de materiais inorgânicos não metálicos em elevadas temperaturas, da ordem de 1000 a 1500°C, em ciclos que podem variar entre horas e dias, de acordo com o produto final. Da energia total gasta na produção de cerâmicas, cerca de 70% a 80% se concentra no processo de queima do produto.

A diversidade de produtos cerâmicos leva a uma elevada variedade de fornos, que se diferenciam por fatores geométricos, tipo de combustível, materiais de construção empregados, regime de operação, forma de funcionamento, dentre outros. A Figura 1.1 traz exemplos de alguns tipos de fornos cerâmicos.



Figura 1. 1 - Diferentes tipos de fornos cerâmicos

Quanto ao regime de operação, os fornos são classificados como contínuos ou intermitentes. Fornos de operação contínua podem ser exemplificados pelos fornos a rolos para pisos cerâmicos, que podem chegar a mais de 200 metros de comprimento, divididos em zonas de aquecimento, queima e resfriamento, assim como pelos fornos túnel para cerâmica vermelha, também de grande comprimento. Também são contínuos os fornos de produção de fritas cerâmicas, em média com 6 metros de comprimento (Figura 1.1). Fornos paulistinha (ou os similares fornos garrafão), e outros fornos de baixa produção são exemplos de fornos intermitentes, os quais trabalham por bateladas de matéria-prima.

Para fornos industriais com produção em larga escala e regime de operação a elevadas temperaturas, a energia envolvida na queima da cerâmica é significativa. Um levantamento de consumo de energia na indústria de revestimentos cerâmicos brasileira (Alves et al., 2007), revelou valores médios de consumo térmico de fornos cerâmicos. A Tabela 1.1 apresenta esses valores.

Tabela 1. 1 - Consumo térmico médio de fornos cerâmicos para diferentes produtos.

	Consumo térmico médio (MJ/kg de produto)
Fritas cerâmicas	3 – 5
Revestimento cerâmico – via úmida	1,9 – 2,5
Revestimento cerâmico – via seca	1,7 – 2

Equipamentos operando em altas temperaturas são considerados como críticos na cadeia de produção industrial. Além da grande quantidade de energia consumida, outros aspectos têm suma importância: a necessidade de disponibilidade de combustível, a relevância dos respectivos processos para a qualidade do produto, a significante parte do tempo de produção gasto nessas unidades, o impacto ambiental gerado, a complexidade dos processos térmicos envolvidos, a dificuldade de acesso para medição e avaliação dos fenômenos internos ao equipamento (Carvalho et al., 1997).

A implantação do gás natural como combustível industrial trouxe avanços na área energética. Esta implantação ocorreu mais efetivamente a partir do ano 1999, com a entrada em funcionamento do gasoduto Bolívia-Brasil e a progressiva implantação de redes locais por parte das companhias estaduais de distribuição. Em questões ambientais, o gás natural proporciona uma queima menos poluente que a obtida com

combustíveis líquidos ou sólidos compostos de longas cadeias de hidrocarbonetos, como o óleo BPF e a lenha. Em relação à queima, o gás natural permite produtos cerâmicos de maior qualidade, ao não apresentar fuligem ou particulados. Deste ponto de vista, sua utilização é determinante para a queima de esmaltados, sendo o substituto do GLP e do óleo BPF. Em alguns casos a sua implantação ocorreu por simples substituição, sem a devida adaptação dos fornos e dos sistemas de queima. Este fato resultou em uma redução da eficiência térmica do processo. Em setores como o de revestimento cerâmico, novos fornos têm sido importados e já são fornos destinados ao uso do gás natural. Em certos casos, há a necessidade de aprimoramento dos sistemas de controle da queima, com regulagens das vazões de ar, juntamente com as regulagens das vazões de combustível já existentes. A melhoria de rendimento térmico dos equipamentos depende também da taxa de uso do mesmo, mantendo uma elevada taxa de produção, evitando que funcione com carga reduzida em determinados períodos, seja por necessidade de redução da produção, seja por gargalos internos na linha de produção.

Do ponto de vista térmico, não basta apenas uma atenção individual a cada equipamento, mas há a necessidade de uma integração entre os diversos processos, no sentido de reutilização da energia térmica descartada através dos gases de combustão e através dos processos de resfriamento, em alguns casos.

Tabela 1. 2 - Dados de distribuição de energia proveniente da queima do gás natural no interior de forno túnel e forno a rolo.

		Chaminés %	Produtos %	Reações químicas %	Paredes %	Outros %	Consumo específico (MJ/kg produto)
Dadam, (2003)	Forno Túnel	69,0	4,5	12,1	7,6	4,4	2,0
Jahn, (2005)		65,3	5,0	10,1	4,8	15,3	1,9
Caddet, (1993)		73,6	0,2	10,2	13,2	2,6	2,2
Jahn (2007)	Forno Rolo	72,4	4,8	9,8	7,0	6,3	2,3

Alguns trabalhos têm sido realizados pela equipe do LabCet – EMC- UFSC, no intuito de analisar o funcionamento dos diversos equipamentos. Dadam (2003) apresentou um estudo da eficiência energética, realizado em um forno túnel de médio porte, em operação em Criciúma - SC, indicando uma perda de energia pelas chaminés que somam em torno de 69 %. Para fornos a rolo de revestimento cerâmico, Jahn (2007), indicou uma perda de 73% da energia térmica pelas chaminés. Essa energia comumente é aproveitada em outros equipamentos como secadores, ou para pré-aquecer o ar de combustão, não sendo então considerada uma perda total.

A necessidade da grande quantidade de energia é devida ao ciclo de queima do material. A Figura 1.2 traz curvas típicas de queima de quatro produtos cerâmicos distintos.

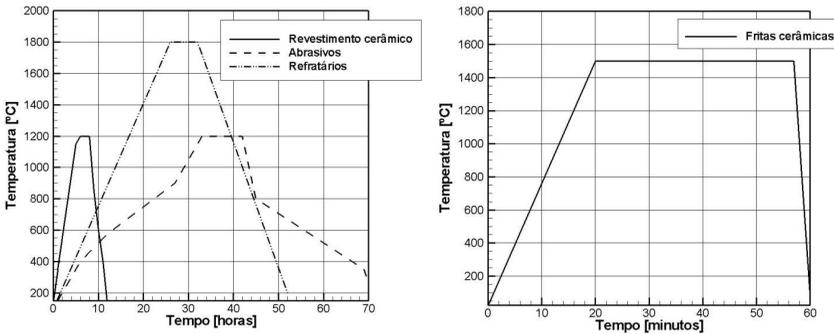


Figura 1. 2 - Curvas de queimas típicas de diferentes produtos cerâmicos. Fonte: Firing Ceramics, 1994.

O tempo de ciclo e os gradientes de temperatura são bem característicos para cada tipo de produto. Enquanto que a maior parte das cerâmicas produzidas em larga escala são queimadas em ciclos que podem chegar a 70 horas, as fritas cerâmicas são fundidas e resfriadas em um pequeno espaço de tempo, por se tratar de um material sem forma final definida. Com um resfriamento brusco, sua forma final é de material fragmentado, semelhante a vidro moído.

Esta diferença na tendência da curva de queima entre a frita cerâmica e a curva de queima padrão de outras cerâmicas está ligada à finalidade do produto cerâmico, como é esclarecido a seguir.

1.2. Definição de fritas cerâmicas

Fritas (ou vidrado fritado) são compostos vítreos, insolúveis em água, obtidas por fusão a uma temperatura elevada, ao redor de 1.500°C, e submetidos posteriormente a um resfriamento rápido em água. Contém o silício como componente fundamental, formador de vidro, assim como outros elementos que atuam como fundentes (alcalinos, alcalinoterrosos, boro, etc.), como opacificantes (zircônio, titânio, etc.), como pigmentos (ferro, cromo, cobalto, magnésio, etc.) (Associação Brasileira de Cerâmica, 2009). A formulação da frita depende do tipo de produto, de sua temperatura de queima, e dos efeitos e propriedades do produto acabado. A frita não é utilizada como produto final, motivo pelo qual sua forma de produção é fragmentada sem geometria definida. A mesma é adicionada à esmaltes para posterior aplicação em cerâmicas de revestimento.



Figura 1. 3 - Fritas cerâmicas na sua forma natural (esquerda) e esmalte composto por fritas, pronto para aplicação em piso cerâmico (direita).

Em processos cerâmicos de produção de porcelana artística e de sanitários, são utilizados, na formulação dos esmaltes, única e exclusivamente, matérias primas cristalinas, naturais ou de síntese, que aportam os óxidos necessários. Ao contrário, a grande maioria dos esmaltes que são utilizados na indústria cerâmica de revestimento, possui uma parte maior ou menor de frita em sua composição, podendo-se em alguns casos ser somente um tipo ou até mesmo uma mistura de diferentes tipos de fritas. A frita pode chegar a 90% da composição em massa do esmalte.

A utilização de fritas apresenta as seguintes vantagens, frente ao emprego de matérias-primas sem fritar, para uma certa composição química:

- Insolubilização de alguns elementos químicos;
- Diminuição da toxicidade do material vítreo obtido, pois em função de seu tamanho e estrutura, tem uma menor tendência à formação de pó, comparado às matérias primas de origem;
- Ampliação do intervalo de temperatura de trabalho do esmalte, uma vez que não possui pontos definidos de fusão.

1.3. Motivação

Ao lidar com produtos de alto custo agregado, a abordagem prática através de experimentação se mostra onerosa e muitas vezes ineficiente frente à abordagem com métodos computacionais. A análise e projeto de um forno industrial cerâmico é um caso onde este fato se confirma. Com produtos diferenciados pela matéria-prima, aplicação, processo de fabricação, teor de umidade, dentre outros fatores, o setor cerâmico apresenta fornos de diversos tamanhos e funções. A modelagem numérica de fornos cerâmicos e o estudo dos processos envolvidos possibilitam reconhecer variáveis que influenciam a distribuição de energia dentro destes fornos e aperfeiçoar os equipamentos de modo a melhor utilizar essa energia. Deste modo se pode diminuir as perdas de energia através das paredes, através de gases quentes liberados para a atmosfera e até mesmo diminuir o desgaste causado na estrutura do forno pelos gradientes de temperatura existentes nas mesmas.

1.4. Objetivo

O objetivo principal deste trabalho é desenvolver uma metodologia para o projeto e estudo do comportamento térmico e aerodinâmico tridimensional de um forno de fusão de vidrados cerâmicos, utilizando gás natural como combustível e oxigênio como comburente, com operação em regime permanente.

Os objetivos específicos são:

1°.- Realizar uma análise térmica de um forno industrial de fritas cerâmicas, através do levantamento de dados experimentais em um forno em operação.

2°.- Modelar numericamente usando código de CFD, a fim de caracterizar as perdas térmicas do forno.

3º.- Definir parâmetros para a melhoria de desempenho do forno.

4º.- Desenvolver uma metodologia que funcione como ferramenta de engenharia complementar em auxílio ao projeto de forno de fusão de fritas cerâmicas.

1.5. Justificativa

Em certos setores cerâmicos o entendimento do funcionamento de fornos ocorre de forma empírica: monta-se o forno e modifica-se à medida que se acha necessário. Essa metodologia de trabalho acaba por acarretar prejuízos em forma de produtos de baixa qualidade e pela baixa eficiência dos fornos. A adaptação desse setor industrial para o gás natural ocorreu, em muitos casos, desta forma. Fornos construídos para queima com óleo combustível sofreram uma troca de combustível, sem maiores modificações que deveriam ser levadas em conta devido às alterações que ocorrem na combustão, no volumes de gases envolvidos e na distribuição destes volumes.

Este trabalho vem ao encontro principalmente destes fatores, somando-se aos demais trabalhos já realizados no setor. Deve-se fazer um esforço maior para entender o funcionamento dos fornos cerâmicos, incluindo os processos físicos associados, buscando melhorias na distribuição de energia e regulagens, até mesmo no projeto estrutural, permitindo redução no consumo energético, sem afetar a qualidade dos produtos. O desenvolvimento de tecnologia nacional na área, na forma de equipamentos termicamente mais eficientes, permite reduções de custo e economia de combustível. Um forno de fritas, devido ao seu grau de operação extremo, sofre manutenções freqüentes, de 120 dias para a troca de refratários laterais e 240 dias para a troca do fundo do forno. Num período de um ano o forno é inteiramente refeito. Assim modificações podem ser implementadas rapidamente, embora possam envolver custos elevados. Neste caso a modelagem numérica e uma metodologia consistente de uso da mesma, podem se tornar ferramentas úteis e importantes no processo.

1.6. Estrutura da dissertação

Esta dissertação está dividida em seis capítulos. O capítulo 2 apresenta uma revisão sobre o panorama cerâmico brasileiro, seguido do estado da arte quanto aos estudos relacionados com fornos cerâmicos e

CFD no campo de fornos de fusão. O capítulo 3 aborda o forno em questão e apresenta uma análise preliminar das trocas térmicas internas ao forno. Os procedimentos e resultados experimentais que classificam a eficiência térmica do forno são abordados no capítulo 4. O capítulo 5 explora a modelagem em CFD, a descrição de cada modelo utilizado e suas justificativas, além da apresentação do domínio e da malha do problema. Os resultados da análise numérica são tema do capítulo 6, enquanto o capítulo 7 é dedicado às considerações finais, reunindo as principais conclusões deste assunto e finalizando com sugestões do encaminhamento para trabalhos futuros.

2. Revisão Bibliográfica

2.1. Panorama do setor cerâmico no Brasil e no mundo.

De acordo com a Associação Brasileira de Cerâmica (ABC) a definição de cerâmica compreende todo sólido inorgânico, não metálico, submetido a altas temperaturas durante manufatura ou uso. No Brasil convencionou-se definir o Setor Cerâmico em diferentes sub-setores em função das áreas de utilização e matéria prima. A seguir estão listados os principais sub-setores.

- Cerâmica vermelha – cerâmica com coloração avermelhada empregada principalmente em construção civil.

- Materiais de revestimento – materiais utilizados na construção civil para revestimento de paredes, pisos e equivalentes. Seus exemplos mais comuns são os pisos e azulejos.

- Cerâmica branca – cerâmicas constituídas por um corpo branco e recobertas por uma camada vítrea incolor. Louça sanitária e de mesa são exemplos deste sub-setor.

- Materiais refratários – produtos com a finalidade principal de suportar elevadas temperaturas em condições específicas de processos industriais.

- Isolantes térmicos – isolantes térmicos, refratários ou não como fibras ou lãs cerâmicas.

- Fritas e corantes – cerâmicas que servem de matéria prima para diversos segmentos cerâmicos que requerem determinados acabamentos. É aplicado na superfície do corpo cerâmico que, após a queima, adquire aspecto vítreo. Este acabamento tem por finalidade aprimorar a estética, tornar a peça impermeável, aumentar a resistência mecânica e melhorar ou proporcionar outras características.

- Abrasivos – exemplos clássicos são o alumínio eletrofundido e o carbetto de silício.

- Vidro, cimento e cal – Em função de suas matérias primas são considerados um sub-setor cerâmico.

- Cerâmica Avançada - Materiais que passaram a ser desenvolvidos a partir de matérias-primas sintéticas de altíssima pureza e por meio de processos rigorosamente controlados. Como alguns exemplos, podem-se citar a camada externa de naves espaciais, e de satélites, alguns componentes de usinas nucleares e materiais para implantes em seres humanos.

A tabela 2.1 apresenta uma ordem de valores de produção para os principais sub-setores cerâmicos no ano de 2003.

Tabela 2. 1 - Valores de produção de sub-setores cerâmicos no Brasil em 2003 (Anuário Anicer, 2003).

Sub-setor cerâmico	Valores de produção no Brasil (1 000 R\$/Ano)
Cerâmica vermelha	4.200.000
Revestimento	3.900.000
Vidro, cal e cimento	4.000.000
Refratários	1.020.000
Cerâmica branca	700.000
Fritas, vidrados e corantes	620.000

O setor de Fritas se posicionava em sétimo lugar em valor de produção no Brasil em 2003. Dados mais recentes são de difícil aquisição uma vez que o setor cerâmico brasileiro, de um modo geral, apresenta uma deficiência grande em dados estatísticos e indicadores de desempenho (Associação Brasileira de Cerâmica, ABC, 2009). Somente no Brasil, no setor de revestimentos cerâmicos, estima-se que o consumo de fritas seja superior a 200 mil toneladas por ano (Melchiades et al., 2009).

A cerâmica tem um papel importante para economia do país, com participação no Produto Interno Bruto brasileiro da ordem de 1%, correspondendo a cerca de 6 bilhões de dólares (Anicer, 2005).

A cerâmica vermelha representa a maior parte da produção cerâmica brasileira, porém é destinada quase que exclusivamente ao mercado interno. A cerâmica de revestimento, por outro lado, participa ativamente do setor de exportações. Em termos mundiais, o Brasil é classificado como o segundo maior produtor do mundo de cerâmica de revestimento, o quinto maior exportador e o segundo maior consumidor, conforme os gráficos da figura 2.1 (Anfacer, 2009). Ao serem utilizadas para a esmaltação das cerâmicas de revestimento, as fritas cerâmicas se inserem também nesse rol.

2.2. Processo produtivo da frita cerâmica.

As fritas cerâmicas têm uma particularidade na sua forma de produção: diferentemente das cerâmicas convencionais onde a matéria prima é tratada a uma temperatura abaixo de sua faixa de fusão, as fritas cerâmicas são tratadas a uma temperatura acima dessa faixa,

precisamente para que ocorra a fusão do material. Fornos de fritas cerâmicas são então fornos de fusão e não fornos de queima.

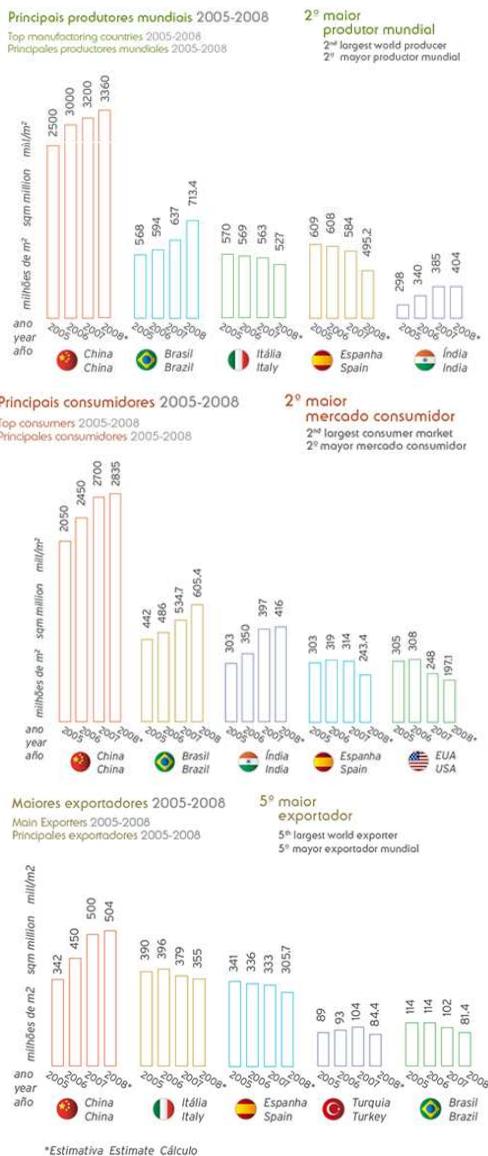


Figura 2. 1 - Dados referentes à cerâmica de revestimento brasileira no mundo (Anfacer, 2009)

O processo de obtenção de fritas cerâmicas se inicia com a escolha e dosagem das matérias-primas, previamente selecionadas e controladas, que são então misturadas. Nas fritas destinadas ao setor de revestimentos cerâmicos, os óxidos de silício, alumínio, boro, cálcio, zinco, potássio, magnésio, bário, zircônio e sódio, geralmente estão presentes em teores apreciáveis. (Melchiades et al. 2009). A mistura é armazenada em um silo de alimentação, de onde segue para o forno, geralmente através de uma rosca sem fim, com velocidade controlada, a fim de se controlar o respectivo fluxo mássico. O tempo de permanência do material no interior do forno depende da velocidade de fusão das matérias primas e da fluidez do material fundido. O fluxograma de produção e utilização de fritas cerâmicas é mostrado na figura 2.2.

O forno é dotado de um sistema de queima capaz de atingir temperaturas acima de 1.500°C, necessárias para realizar o processo de fusão. O processo pode usar ar atmosférico ou oxigênio puro como comburente.

Este processo pode ser realizado em fornos contínuos com o resfriamento do material fundido em ar ou água, ou de forma intermitente em fornos rotatórios, com resfriamento em água.

Geralmente os fornos contínuos possuem uma pequena inclinação em sua base para facilitar a saída da massa fundida. Na saída encontra-se um queimador complementar atuando diretamente sobre o líquido viscoso, evitando um brusco resfriamento no contato com o ar, e facilitando o vazamento contínuo do forno.

O resfriamento pode ser realizado de duas formas:

- Em água: O material fundido cai diretamente sobre a água, provocando o seu imediato resfriamento. Ao mesmo tempo, em função do choque térmico, ocorre a ruptura do vidro em pequenos fragmentos de forma irregular. Em geral a extração do material da água se procede através de um transportador de rosca sem fim. Em seguida é transportado para um secador ou para *bigbags* e estocado no pátio para a secagem.
- No ar: Neste caso a massa fundida passa através de dois cilindros, resfriados com ar em seu interior, obtendo-se um laminado muito frágil, que se rompe com facilidade, na forma de pequenas escamas.

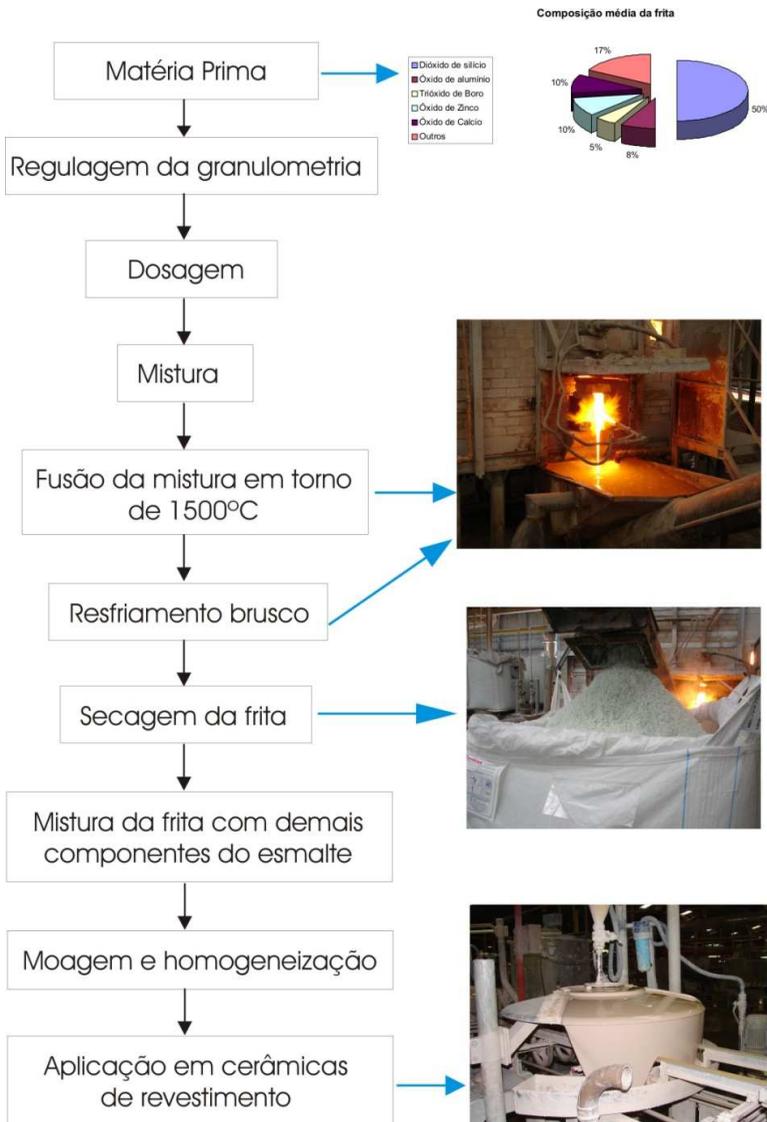


Figura 2. 2 - Fluxograma de produção e utilização de fritas cerâmicas.

Na figura 2.3 é mostrado um esquema de fluxos no interior de um forno de fritas contínuo.

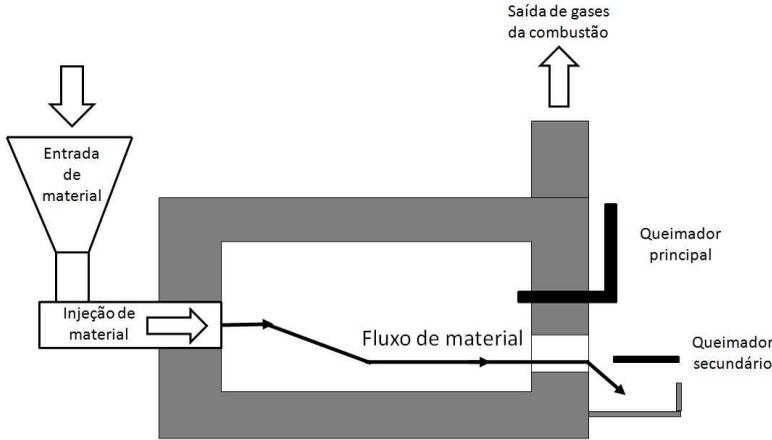


Figura 2. 3 - Fluxos de massa de material e gases de combustão em um forno de fritas contínuo.

O processo intermitente utilizado na fabricação de fritas se aplica aos casos de menor produção. A fusão é realizada em um forno rotativo e normalmente o resfriamento ocorre pela imersão em água. O forno rotativo consiste em um cilindro de aço revestido, com refratário no seu interior, e um sistema de movimentação que permite a homogeneização da massa fundida. Em uma das extremidades do forno fica situado o queimador (Remmey, 1994).

Tanto no processo intermitente quanto no contínuo, os gases que saem da chaminé contém compostos provenientes da combustão, da volatilização das matérias primas e partículas arrastadas. Estas partículas possuem composição semelhante às das fritas que estão em produção.

Existe uma grande variedade de fritas cerâmicas, que diferem em sua composição química e nas suas características físicas. Como citado anteriormente, os componentes que são solúveis ou tóxicos são introduzidos na forma fritada com o intuito de reduzir consideravelmente a sua solubilidade, como acontece com o chumbo, com o boro, com os alcalinos e com outros componentes menos utilizados. Os demais componentes podem ser usados na forma fritada ou como matéria-prima cristalina, dependendo somente do efeito que se busca.

As fritas podem ser classificadas, atendendo a muitos critérios: em função de sua composição química (borácicas, chumbicas, básicas,

ácidas, etc), de suas propriedades físicas (opacas, transparentes, etc.), de seu intervalo de fusão (fundentes, duras), etc. Atualmente vem se desenvolvendo uma série de fritas, destinadas a um determinado processo de produção que englobam várias características buscadas, tornando mais difícil a sua classificação (Melchiades et al, 2009).

2.3. Trabalhos de análise numérica na área de fornos cerâmicos.

Impulsionada pela crescente busca por economia energética, a análise numérica vem sendo aplicada a diversos tipos de fornos cerâmicos. No setor de cerâmica de revestimentos, Jahn (2007) realizou um estudo energético seguido de modelagem e análise numérica de um forno a rolos operando a gás natural em Criciúma, Santa Catarina. O modelo numérico, em linguagem FORTRAN, obteve uma curva de queima próxima da experimental do forno. Esses resultados estão apresentados na figura 2.4. A curva *gases_simu_superior* representa a temperatura estimada dos gases da região acima dos rolos, enquanto *gases_simu_inferior* mostra a temperatura dos gases abaixo dos rolos.

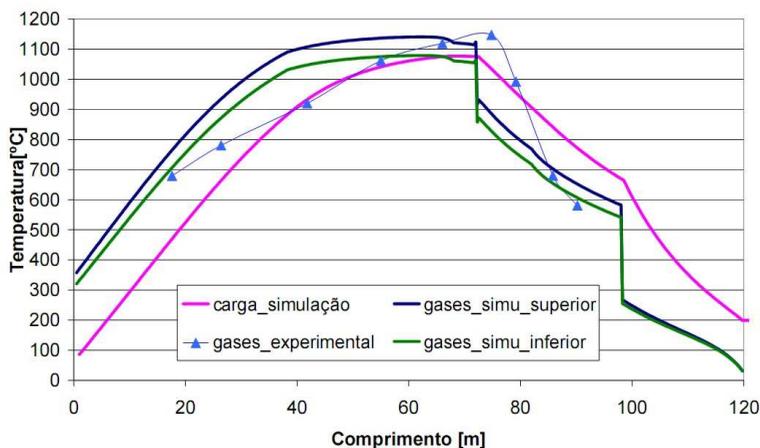


Figura 2. 4 - Comparação de temperaturas dos gases ao longo do forno a rolos experimentais e numéricas, Jahn (2007).

Dadam (2005) contribuiu com um modelo numérico de um forno túnel para cerâmica vermelha com a possibilidade de queima com dois combustíveis: serragem, gás natural ou uma mistura de ambos. Os resultados das análises térmicas auxiliaram no projeto e construção do

forno. Esses dados abrangem os perfis de temperatura na carga, paredes e gases ao longo do forno, além dos balanços enérgicos envolvidos. Dados experimentais foram coletados, com o forno considerado em funcionamento, para avaliar o desempenho do programa numérico (Figura 2.5). O mesmo foi realizado para fornos intermitentes, do tipo paulistinha, por Kawaguti (2005). Esses estudos possibilitaram a análise energética dos equipamentos e uma otimização baseada nos resultados.

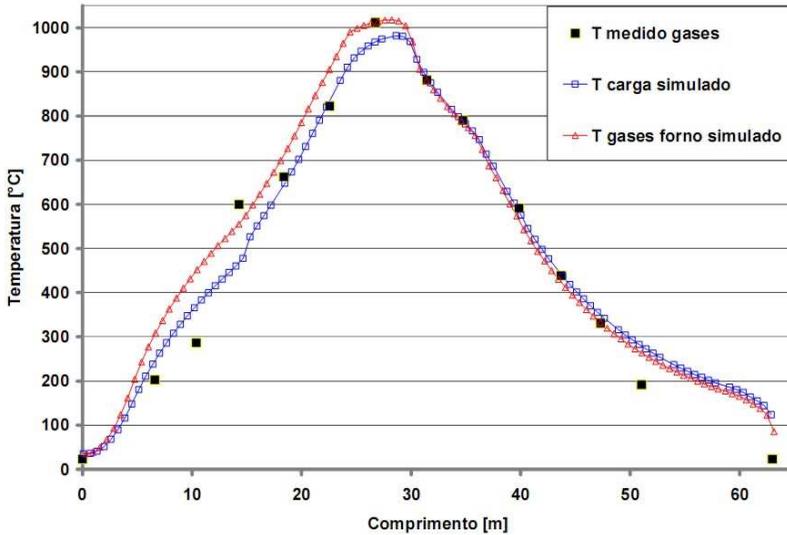


Figura 2. 5 - Comparação entre os valores experimentais de temperatura dos gases do forno e as temperaturas simuladas para os gases e a carga (Dadam, 2005).

Mais especificamente na área de fornos de fusão, Nieckele et al. (2004) apresenta a análise numérica de um forno de fusão de alumínio em CFD comercial (Fluent), com ênfase na comparação da combustão com combustível líquido e gasoso. A figura 2.7 traz o perfil de temperatura ao longo da coordenada z para duas linhas dentro do forno de fusão de alumínio analisado. A primeira linha, figura 2.7 (a), passa ao longo do centro do queimador e a segunda do centro da injeção de oxigênio. É possível identificar que o level de temperatura dentro do forno para o combustível líquido é ligeiramente menor do que para o gás natural, ambos na ordem de 1400 K, porém com um pico de temperatura mais elevada na linha do queimador da ordem de 500 K.

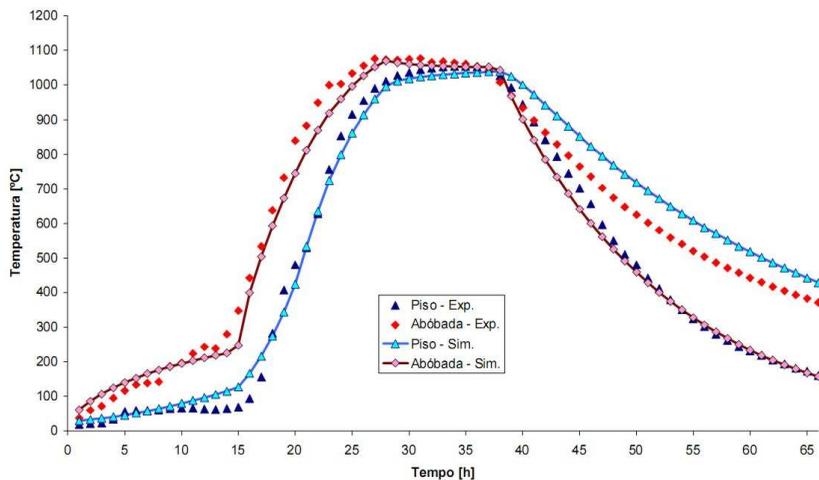


Figura 2. 6 - Comparação entre os valores experimentais e simulados de temperatura para a abóbada e para o piso (Kawaguti, 2005).

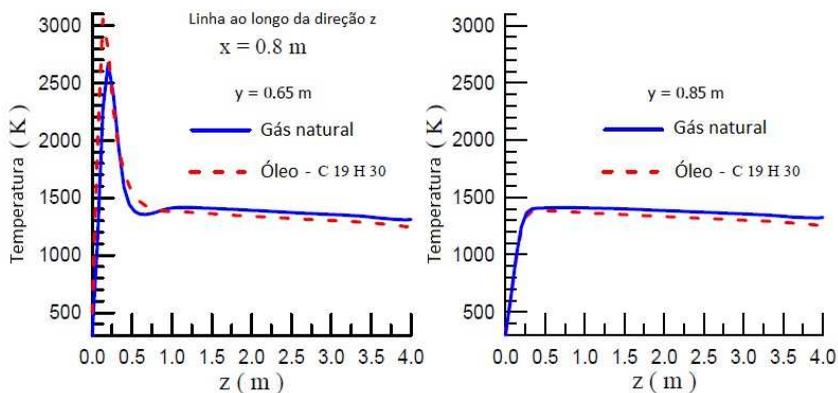


Figura 2. 7 – Perfil de temperatura ao longo da direção z no forno de fusão de alumínio para a linha central do queimador (a) e da injeção de oxigênio (b) (Nieckele et al., 2004).

2.4. Propriedades térmicas de fritas cerâmicas e paredes refratárias.

Como comentado anteriormente, a composição das fritas cerâmicas pode variar muito, de acordo com as características que se pretende proporcionar a outras cerâmicas onde as fritas serão aplicadas. Ainda, é comum a mistura, nas fritas cerâmicas cruas, de pequenas quantidades de diferentes componentes considerados resíduos de outros processo como meio de reaproveitamento do mesmo. Mombach (2007) realizou um estudo da influência da adição de 10 a 20% de vidro de lâmpadas fluorescentes em fritas cerâmicas comerciais. Algumas propriedades das fritas provenientes dessa composição foram significativamente modificadas como a temperatura de fusão e o coeficiente de fusão térmica linear. Um estudo semelhante foi realizado por Serpa (2007) com adição de resíduos sólidos de formas de fundição. Esta diversidade na composição aporta uma dificuldade na determinação precisa das propriedades térmicas das fritas cerâmicas necessárias tanto na análise experimental como na numérica.

Alguns componentes básicos, entretanto, são sempre encontrados, em maior ou menor proporção. A tabela 2.2 traz as composições químicas de oito tipos de cerâmicas comercializadas na indústria brasileira. A partir de uma composição média é possível estimar as propriedades térmicas das fritas cerâmicas. A composição média, com base nas fritas cerâmicas brasileiras apresentadas na tabela 2.2, acompanhadas das propriedades estimadas é apresentada na figura 2.7 e tabela 2.3.

Tabela 2. 2 - Composições químicas expressas em % em peso de fritas (Melchiades et al, 2009).

Óxidos (%)	FI 32	FI 18	FI 33	FI 41	FI 42	FI 02	L1	L2
SiO ₂	57,7	60,6	61,6	64,84	63,17	63,00	60,0	58,1
B ₂ O ₃	3,2	3,9	2,61	2,59	3,77	5,33	5,0	5,2
Al ₂ O ₃	7,4	9,4	6,94	8,95	7,33	9,15	7,0	5,7
CaO	13,1	14,5	15,3	15,28	16,31	13,29	10,1	12,8
MgO	1,2	0,8	1,35	1,11	2,55	-	2,0	1,3
ZnO	8,9	4,2	7,70	1,83	-	1,08	10,0	12,7
BaO	0,1	-	0,01	-	2,94	-	-	-
Na ₂ O	2,1	2,0	2,0	1,37	1,53	4,60	1,0	0,7
K ₂ O	5,4	3,7	3,21	3,86	2,03	5,43	4,0	3,5
Fe ₂ O ₃	0,1	0,3	0,17	0,14	0,17	0,10	-	-
TiO ₂	-	0,04	0,03	0,02	0,02	0,01	-	-

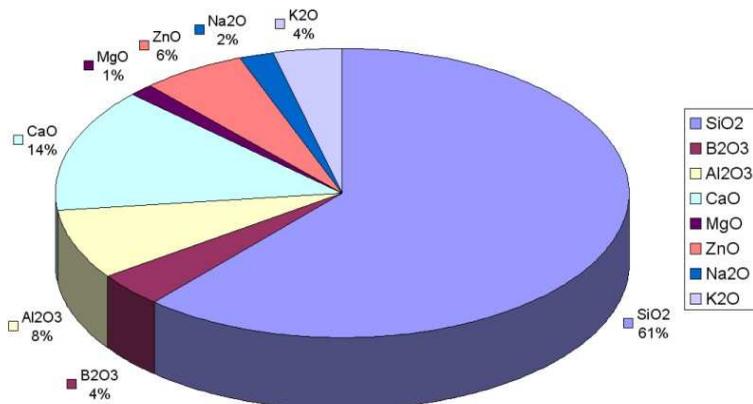


Figura 2. 8 - Composição média de fritas cerâmicas.

Tabela 2. 3 - Propriedades térmicas das fritas cerâmicas.

	Temperatura de aplicação	Faixa de valores	Valores adotados neste trabalho
Faixa de fusão	-	1300 a 1500°C	1407 °C
Calor específico	300 K	700 a 950 J/kg.K	900 J/kg.K
	1200 K	900 a 1150 J/kg.K	
Condutividade térmica	300 K	7,5 a 9,5 W/m.K	3 W/m.K
	1200 K	4,5 a 6 W/m.K	
Calor latente de fusão	-	400 a 450 kJ/kg	400 kJ/kg

O valor de condutividade térmica adotado neste trabalho, 3 W/m.K, não se situa dentro da faixa de valores apresentada. Esse valor foi adotado devido ao fato da massa de fritas em fusão ser definida neste trabalho como em temperatura constante de 1407°C, temperatura esta fora da faixa de valores calculados. O valor foi definido com base, então, em uma estimativa adotada seguindo-se a tendência de valores encontrada.

A mesma análise foi realizada para as paredes refratárias do forno de fritas, sendo apresentada na tabela 2.4. Essas propriedades são utilizadas mais adiante nesta dissertação, uma vez que para o modelo numérico elas são necessárias.

Tabela 2. 4 - Propriedades térmicas das paredes refratárias do forno.

	Temperatura de aplicação	Valores baseados na composição média
Condutividade térmica	300 K	20,8 W/m.K
	500 K	7,8 W/m.K
	1200 K	5,8 W/m.K

Com os trabalhos abordados neste capítulo nota-se que trabalhos nesta linha de pesquisa foram realizados em sub-setores cerâmicos de cerâmicas de revestimento e cerâmica vermelha, onde as grandes dimensões incentivaram simplificações no tratamento de alguns fenômenos físicos como a combustão e advecção de gases quentes. A expansão do trabalho para o ramo de fritas cerâmicas se dá de maneira a explorar mais a fundo alguns desses fenômenos em equipamentos com características diferenciadas das de fornos cerâmicos convencionais. A abordagem através de códigos comerciais de CFD permite esse aprofundamento em um menor espaço de tempo ao permitir análises, ainda que simplificadas, de fluxos advectivos e a rápida utilização de modelos de combustão, radiação e turbulência.

3. O Forno Analisado

O funcionamento geral de um forno de fritas cerâmicas em operação contínua foi apresentado no capítulo 2. Este capítulo apresenta o forno real no qual foi realizada a análise experimental. Atualmente, ele está em operação em Criciúma, Santa Catarina. Sua geometria e características são apresentadas. O capítulo é concluído com uma apresentação das trocas térmicas envolvidas.

3.1. Detalhes do forno em estudo.

O forno tem formato de um paralelepípedo com largura de 2,6 metros e comprimento de 6,45 metros. O teto é abaulado, com altura da abóbada de 2,1 metros e da base de 2 metros. As paredes possuem espessura de 0,40 metros. Há dois queimadores a gás natural e oxigênio, posicionados na parte frontal do forno. O principal está colocado na parede frontal do forno, produzindo uma chama que é dirigida ao volume de matéria-prima que é adicionado através da parede traseira do forno. O queimador secundário atua defronte à saída do forno, com o objetivo de manter a fluidez da massa de fritas no escoamento da saída até o tanque de resfriamento. O forno não possui nenhuma estrutura interna, consistindo apenas em uma estrutura oca, com uma pequena inclinação na base para auxiliar a massa em fusão a fluir para o exterior. A saída dos gases de combustão para a chaminé está situada na parede esquerda próximo a parede frontal. A figura 3.1 traz as vistas frontal e traseira do conjunto.

A saída da massa de fritas em fusão ocorre pela parte frontal do forno, direto em um reservatório de água à temperatura ambiente. A frita fragmentada se acumula na base do reservatório, sendo removida para sacos de estocagem. Na chaminé há ainda uma entrada de ar ambiente (para mistura com gases aquecidos do forno), para diluição dos gases de saída do forno em alta temperatura. As figuras 3.2 e 3.3 trazem os equipamentos periféricos do forno. A posição de cada um desses itens no conjunto total do forno é mostrada na figura 3.4, juntamente com as dimensões principais do forno.



Figura 3. 1 – Vistas frontal (superior) e traseira (inferior) do forno.



Figura 3. 2 - Queimadores, saída de massa fundida (superior) e entrada de massa crua (inferior).



Figura 3. 3 - Entradas de ar ambiente na chaminé (superior) e estocagem da frita processada (inferior).

A massa de produto quando empurrada para dentro do forno se acumula, formando uma “parede” de massa não derretida de

aproximadamente 2 metros dentro do forno. Com a aplicação de calor, esta massa sofre fusão e um filme superficial de massa derretida escorre pela base do forno até a saída.

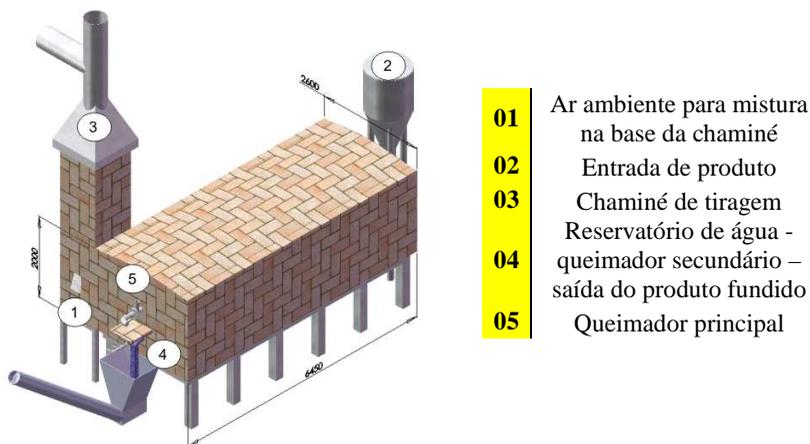


Figura 3. 4 - Desenho esquemático do forno.

A figura 3.5 apresenta o forno em corte longitudinal, de forma esquemática, com a “parede” de matéria-prima à direita.

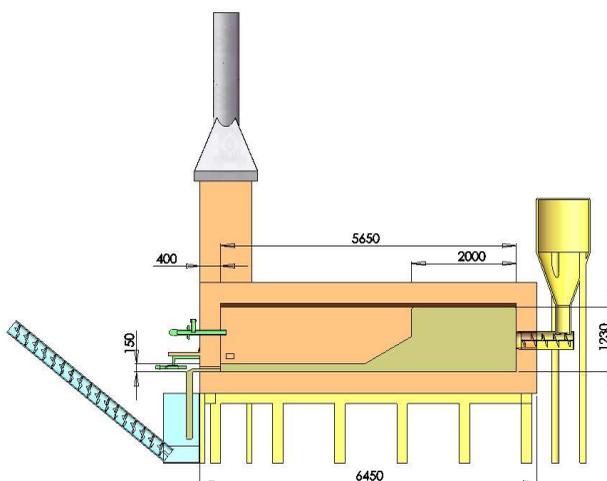


Figura 3. 5 - Estimativa da ocupação e geometria da massa de produto interna ao forno (corte longitudinal do forno).

3.2. Fenômenos físicos e trocas de calor no forno.

Dentro do forno, podem-se destacar quatro fenômenos físicos principais:

- Combustão de gás natural e oxigênio;
- Fusão da massa de fritas;
- Troca de radiação entre as paredes, massa com participação do meio;
- Transporte de gases quentes para fora do forno.

A figura 3.6 apresenta o esquema da cavidade interna do forno com a chama de combustão, a massa de fritas em derretimento e as paredes. As principais trocas térmicas estão representadas, exemplificando a complexidade do problema físico.

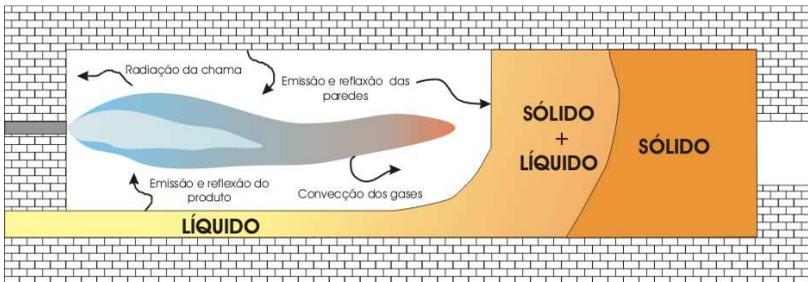


Figura 3. 6 - Cavidade interna do forno e principais trocas térmicas.

Realizando um balanço de energia no forno, tem-se que as três possíveis saídas de energia são: saída de gases de combustão pela chaminé, saída de massa fundida pela parte frontal do forno e saída de energia por convecção e radiação pelas paredes refratárias.

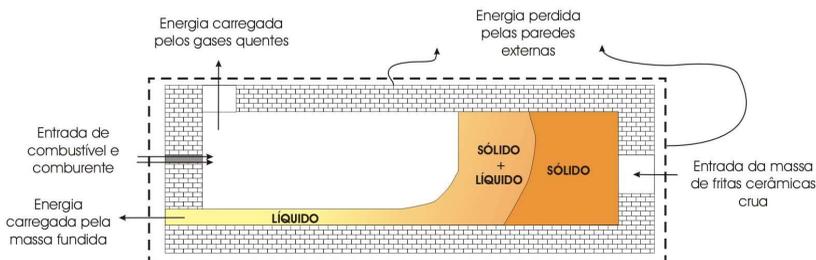


Figura 3. 7 - Balanço de energia no forno.

Este balanço é representado na figura 3.7 e pela equação 3.1.

$$\begin{aligned}
 & \frac{\dot{m}_{combustível}}{MM_{combustível}} \cdot \left(h_{f_{CH_4, 298K}}^0 \right) + \frac{\dot{m}_{comburente}}{MM_{comburente}} \cdot \left(h_{f_{O_2, 298K}}^0 \right) + \\
 & \dot{m}_{produto} \cdot h_{produto, 298K} = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{MM_{CO_2}} \cdot \left(h_{f_{CO_2, 298K}}^0 + \Delta h^0_{CO_2}(T_{gases}) \right) + \\
 & \frac{\dot{m}_{H_2O}}{MM_{H_2O}} \cdot \left(h_{f_{H_2O, 298K}}^0 + \Delta h^0_{H_2O}(T_{gases}) \right) + \quad (3.1) \\
 & \left[h_{ext} \cdot A_{ext} \cdot (T_{sup} - T_{\infty}) + \right. \\
 & \left. \sigma \cdot \epsilon_{par} \cdot A_{ext} \cdot (T_{sup}^4 - T_{viz}^4) \right] + \left[\dot{m}_{produto} \cdot h_{produto, T_{saida, produto}} \right]
 \end{aligned}$$

A entalpia de formação a 25°C e 1 atm do oxigênio (O2) tem valor nulo, cancelando o segundo termo a esquerda da equação 3.1. Com relação ao produto (massa de fritas cerâmicas), a variação de entalpia do produto na saída, $h_{produto, T_{saida, produto}}$, e entrada, $h_{produto, 298K}$, do forno é dada por:

$$\begin{aligned}
 & h_{produto, T_{saida, produto}} - h_{produto, 298K} = \\
 & \left(c_{p_{produto}} (T_{fusão} - T_i) + H_{fusão} + \dot{S}_{reações} \right) \quad (3.2)
 \end{aligned}$$

onde $\dot{m}_{produto}$ é o fluxo de massa de fritas no forno, $c_{p_{produto}}$ o calor específico à pressão constante, $T_{fusão}$ e T_i as temperaturas de fusão e inicial, $H_{fusão}$ o calor latente de fusão da massa e $\dot{S}_{reações}$ a geração de energia com as reações químicas que ocorrem na massa de fritas cerâmicas. Rearranjando a equação 3.1, é possível escrevê-la na forma:

$$\begin{aligned}
 & \left[\frac{\dot{m}_{combustível}}{MM_{combustível}} \cdot \left(h_{f_{CH_4, 298K}}^0 \right) - \frac{\dot{m}_{CO_2}}{MM_{CO_2}} \cdot h_{f_{CO_2, 298K}}^0 - \frac{\dot{m}_{H_2O}}{MM_{H_2O}} \cdot h_{f_{H_2O, 298K}}^0 \right] = \\
 & \left[\frac{\dot{m}_{CO_2}}{MM_{CO_2}} \cdot \left(\Delta h_{CO_2}^0 (T_{gases}) \right) + \frac{\dot{m}_{H_2O}}{MM_{H_2O}} \cdot \left(\Delta h_{H_2O}^0 (T_{gases}) \right) \right] + \quad (3.3) \\
 & \left[h_{ext} \cdot A_{ext} \cdot (T_{sup} - T_{\infty}) + \right. \\
 & \left. \sigma \cdot \varepsilon_{par} \cdot A_{ext} \cdot (T_{sup}^4 - T_{viz}^4) \right] + \left[\dot{m}_{produto} \cdot \left(h_{produto, T_{saída, produto}} - h_{produto, 298K} \right) \right]
 \end{aligned}$$

O primeiro termo a esquerda da equação (3.3) é referente a energia liberada na combustão completa de um fluxo de massa de combustível, $\dot{m}_{combustível}$. O termo MM_i é a massa molar do componente i . A relação entre as entalpias de formação e entalpia no estado considerado é mostrada na equação (3.4), para elemento i .

$$h_i^0(T, estado) = h_{fi}^0(T_0, estado padrão) + \Delta h_i^0(T, T^0, estado) \quad (3.4)$$

onde h_{fi}^0 é a entalpia de formação do elemento no estado padrão, definido como 298,15 K e 1 atm e Δh_i^0 é a variação entre o estado real e o estado padrão. Estes valores para diferentes componentes podem ser encontrados nas Tabelas JANAF, de propriedades termodinâmicas (Turns, 2000). O segundo, terceiro e quarto termo representam a energia perdida pelos gases da combustão, pelas trocas de energia das paredes com o meio externo e com a saída de massa em estado fundido do forno, respectivamente. O fluxo de massa dos gases da combustão é dado pela soma dos fluxos de massa de gás carbônico, \dot{m}_{CO_2} , e de vapor d'água, \dot{m}_{H_2O} . T_{gases} é a temperatura de saída dos gases da combustão para a chaminé. Para a troca pelas paredes h_{ext} e A_{ext} são o coeficiente de convecção externo e área superficial externa das paredes, T_{sup} a temperatura da superfície externa da parede, T_{∞} a temperatura do ar ambiente, T_{viz} a temperatura do ambiente, ε_{par} a emissividade da

superfície externa e σ a constante de Stefan-Boltzmann, com valor de $5,67.10^{-8} W / m^2 K^4$.

Uma rápida análise dos fenômenos e trocas de calor é apresentada na seqüência.

3.2.1. Combustão de gás natural e oxigênio.

Os queimadores instalados, tanto o primário quanto o secundário, são do tipo parcialmente pré-misturados. Neste tipo de queimador, uma porção do comburente é misturada ao combustível no queimador, antes da chama. Um esquema representando este tipo de queimador é apresentado na figura 3.8.

Este tipo de queimador aporta ao processo estabilidade e segurança, uma vez que a pré-mistura parcial ancora a chama; ainda mais, por não ser uma pré-mistura total, diminui a chance de “flashbacks” e explosão no queimador. O tamanho da chama e a uniformidade da temperatura na mesma são inversamente proporcionais à proporção de mistura de comburente: menor a porção de comburente misturada, maior o tamanho da chama e mais uniforme a temperatura (Baukal, 2000).



Figura 3. 8 - Queimador pré-misturado (Baukal, 2000).

Ainda com relação à chama, para o processo de combustão analisado, as chamas são classificadas como turbulentas. A maioria das chamas em combustão industrial entra nesta classificação (Turns, 2000).

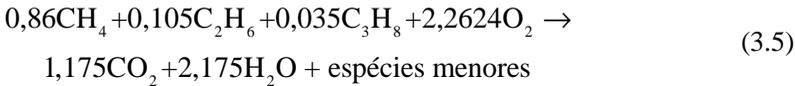
O gás natural é uma mistura de diferentes hidrocarbonetos, dentre eles o metano, etano, propano, butano. A composição média do gás natural em base volumétrica é apresentada na tabela 3.1.

A reação estequiométrica que rege a combustão do gás natural com oxigênio é apresentada na equação (3.5) para um kmol de gás natural, desconsiderando-se a presença do butano e dos gases inertes devido à baixa composição. A equação (3.6) apresenta a reação estequiométrica de metano e oxigênio. Pela predominância na composição do gás natural, o metano será utilizado na idealização da combustão para o

modelo numérico mais à frente, sendo este o motivo de sua apresentação aqui.

Tabela 3. 1 - Composição volumétrica do gás natural em termos de máximos e mínimos (Agência Nacional do Petróleo, 2002).

Componentes do gás natural	Composição volumétrica [%]
Inertes (N ₂ e CO ₂)	4,00 (máximo)
Oxigênio	0,50 (máximo)
Metano	86,00 (mínimo)
Etano	10,00 (máximo)
Propano	3,00 (máximo)
Butano	1,50 (máximo)
Nitrogênio (N ₂)	2,00 (máximo)



As espécies menores citadas na equação representam as espécies originárias das dissociações químicas, como *CO*, *H*, *O*, *OH*, dentre outras. A participação dessas espécies na composição dos produtos da combustão é pequena, porém dependente da temperatura e pressão na qual os produtos da combustão se encontram no momento considerado e do coeficiente estequiométrico da mistura combustível/comburente. A figura 3.9 apresenta a concentração molar das espécies majoritárias e minoritárias com relação à temperatura dos produtos da combustão para reação estequiométrica de metano e oxigênio.

Os cálculos foram realizados com o programa *STANJAN Chemical Equilibrium Solver*, versão 3.95 (Stanford University). Maiores detalhes sobre o programa podem ser encontrados nas referências. Nota-se que para valores abaixo de 2200 K, as concentrações molares das espécies minoritárias são menor que 2%. Essas concentrações minoritárias serão desconsideradas na modelagem da combustão que será apresentada no capítulo 5.

A temperatura de chama adiabática para diferentes combustíveis é apresentada na tabela 3.2. Pela composição do gás natural, pode-se esperar uma temperatura de chama adiabática entre 3000 e 3400 K para combustão com oxigênio, considerando as dissociações. A temperatura

para combustão de metano e oxigênio é de 3053 K. Essa temperatura é caracterizada como a temperatura máxima obtida na reação para um reator adiabático a pressão constante. Apesar de ser uma idealização, serve como indicador da temperatura máxima esperada no processo.

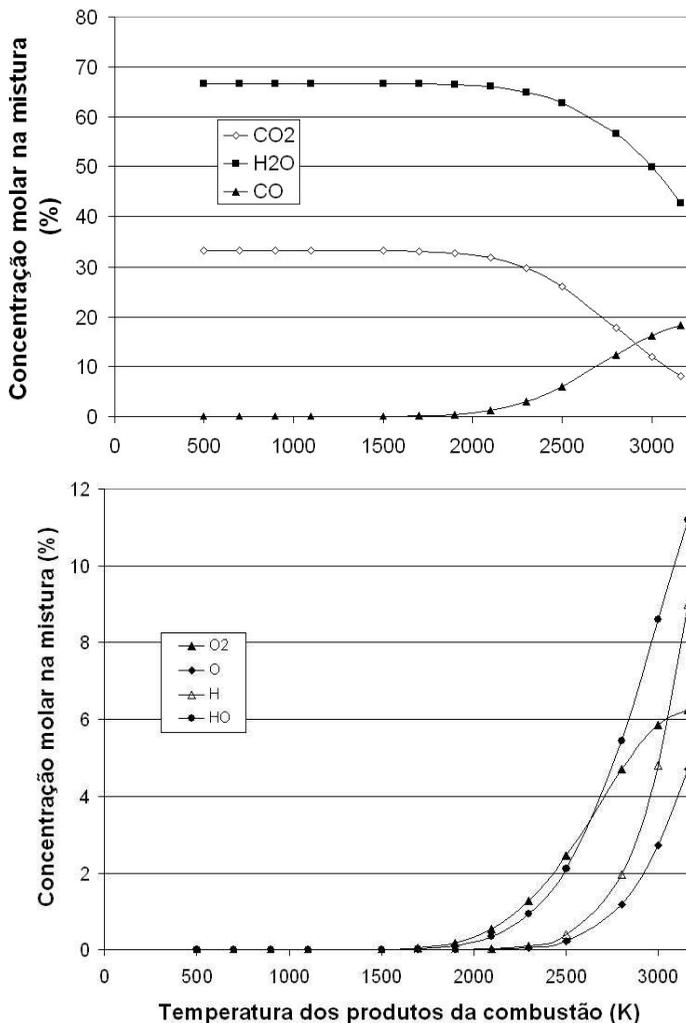


Figura 3. 9 - Concentração molar das espécies majoritárias (superior) e minoritárias (inferior) na mistura de produtos da combustão, com relação à temperatura da mistura.

Tabela 3. 2 - Temperatura adiabática de chama para oxidação de diferentes combustíveis para ar e oxigênio (Baukal, 2000).

Combustível	Ar (K)	Oxigênio (K)
H ₂	2370	3079
CH ₄	2223	3053
C ₂ H ₂	2535	3342
C ₂ H ₄	2361	3175
C ₂ H ₆	2259	3038
C ₃ H ₆	2334	3138
C ₃ H ₈	2261	3095

3.2.2. Fusão da massa de fritas.

Neste tipo de forno, energia é transmitida diretamente dos produtos da combustão para a carga. Porém, há também uma importante contribuição das paredes refratárias, onde suas superfícies internas se encontram a altas temperaturas, no fluxo de calor que chega até a carga. Outro detalhe importante são as propriedades da carga. Essas propriedades têm impacto significativo na eficiência da transferência de calor. Algumas cargas possuem propriedades radiativas altamente dependentes do comprimento de onda, como por exemplo, vidro derretido, que seletivamente transmite muita radiação em determinados comprimentos de onda. (Baukal, 2000).

A massa de fritas entra no forno a temperatura ambiente e recebe energia até atingir sua faixa de fusão e deixar o forno neste estado. As trocas térmicas envolvidas com a massa são basicamente três: troca de calor por convecção com os gases da combustão; troca por radiação com a chama, as paredes, o meio e consigo mesma; troca por convecção com as paredes quando em sua fase “líquida”.

Pelas altas temperaturas atingidas dentro do forno, sabe-se que a radiação tem uma parcela importante nas trocas de energia, entre todas as superfícies e inclusive o meio, que participa emitindo e absorvendo radiação. O atrito com as paredes ocasionado pelo fluxo de massa de fritas pela base do forno é um dos fatores que mais contribui para a degradação no forno, de acordo com a empresa parceira do projeto, Vidres do Brasil, pois a mesma é mais evidente nas faixas onde ocorre essa interação.

A energia necessária, q_{massa} , para elevar a temperatura de uma determinada massa, $m_{produto}$, à temperatura de fusão, $T_{fusão}$, e realizar a troca de fase completamente está apresentada na equação (3.7). Nesta

equação, é considerada a temperatura de fusão como a temperatura máxima atingida pela massa de fritas cerâmicas. Ainda, é considerado um ponto de fusão fixo ao invés de uma faixa de fusão, assim como a energia gerada nas reações, $\dot{S}_{reações}$, é considerada nula neste trabalho, por falta de dados específicos do material cerâmico.

$$q_{massa} = m_{produto} \cdot \left(h_{produto, T_{saída, produto}} - h_{produto, 298K} \right) =$$

$$m_{produto} \cdot \left(c_{p, produto} (T_{fusão} - T_i) + H_{fusão} + \dot{S}_{reações} \right) \quad (3.7)$$

As propriedades referentes à massa de fritas estão apresentadas na tabela 2.3, no capítulo 2.

3.2.3. Paredes do forno e fluxo de gases de combustão para chaminé.

Perdas externas pelas paredes acontecem devido à convecção e radiação externa. A superfície externa da parede do forno encontra-se a temperaturas mais elevadas que o ambiente, transferindo calor para o mesmo. Para análise, pode-se considerar o ambiente como uma cavidade muito grande englobando todo o forno e que permanece a uma temperatura constante, invariável. O fator de forma das paredes do forno para o ambiente pode então ser considerado como unitário e as trocas por radiação para o ambiente, $q_{paredes, radiação}$, podem ser representadas pela equação (3.8).

$$q_{paredes, radiação} = \varepsilon_{paredes} \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_{sup}^4 - T_{viz}^4) \quad (3.8)$$

Quanto à convecção, pode ser forçada ou natural. No caso estudado o forno encontra-se dentro da fábrica, não havendo ventilação forçada. A convecção externa é devida apenas ao aquecimento do ar próximo às paredes, considerando-se a convecção como natural. Para a estimativa de coeficientes de transferência de calor por convecção natural existem diversas correlações empíricas diferenciadas pelos casos de aplicação. Neste trabalho, as correlações usadas foram as propostas por Churchill e Chu (Incropera e De Witt, 2003), para placas isotérmicas verticais. As correlações usadas são apresentadas no anexo 2. A equação (3.9) traz a

perda de calor por convecção externa, $q_{paredes,convecção}$, nas paredes externas.

$$q_{paredes,convecção} = h_{ext} \cdot A_{ext} \cdot (T_{sup} - T_{\infty}) \quad (3.9)$$

Grande parte da energia fornecida na combustão sai do forno juntamente com os gases de exaustão, bastante aquecidos. Com conhecimento da composição dos gases de combustão é possível calcular a entalpia de saída dos gases de acordo com a temperatura do mesmo. No caso da combustão de gás natural e oxigênio, estima-se que o dióxido de carbono e o vapor da água sejam os componentes majoritários dos gases de exaustão. Para combustão estequiométrica, a concentração molar estimada é de aproximadamente 33% de dióxido de carbono e 67% de vapor d'água para os gases de combustão quando considerados em uma temperatura média abaixo de 2200 K.

3.2.4. Participação do meio.

Em muitos processos convencionais de troca de calor em fornos, a convecção forçada é apenas uma parcela da transferência de calor para a carga. Grande parte do calor é proveniente da radiação das paredes refratárias que se encontram a altas temperaturas. (Baukal, 2000).

Há três formas de transferência de radiação em aplicações de aquecimento industrial: radiação de uma superfície sólida, radiação de um meio gasoso e radiação de partículas no meio gasoso. Radiação de partículas no meio gasoso é geralmente importante na utilização de combustíveis líquidos ou sólidos. Não é significativa para combustíveis gasosos como o gás natural (Baukal, 2000), sendo por isso desprezada nesta análise.

Em combustão industrial, a parte mais importante de radiação é a infravermelha, que compreende o comprimento de onda de 0,7 a 1000 μm . Dióxido de carbono e vapor d'água participam significativamente como emissores e absorvedores em meios gasosos (Siegel e Howell, 1997). Em análises simplificadas da radiação com produtos da combustão de gás natural com ar, é usual a hipótese de meio não participante devido à diluição das espécies CO_2 , H_2O e outros gases com bandas de absorção, em N_2 . Gases com moléculas diatômicas simétricas são transparentes a radiação infravermelha e não emitem significativamente. (Siegel e Howell, 1997).

Para a combustão de gás natural com oxigênio esta hipótese de meio não participante não é totalmente adequada, sendo que os gases de combustão são compostos na sua maioria por H₂O e CO₂. A melhor opção é, portanto, considerar o meio como participante.

Há duas dificuldades maiores em se estudar radiação dentro de um meio emissor, absorvedor e difusor: com um meio participante absorção, emissão e difusão de energia ocorrem não apenas nos contornos, mas em todos os locais dentro do meio. Uma solução completa para energia necessita conhecimento da temperatura, intensidade de radiação e propriedades físicas de todo o meio. A segunda dificuldade é que os efeitos espectrais são muito mais significativos em gases do que em superfícies sólidas, e uma análise completa da dependência espectral se faz necessária (Siegel e Howell, 1997).

Os conceitos básicos de três propriedades radiativas são essenciais para o tratamento da radiação do meio, de forma geral. Essas propriedades do meio consistem, no coeficiente de absorção, no coeficiente de difusão, que somados resultam no coeficiente de extinção. Este também pode ser representado pela espessura ótica. Esses conceitos são apresentados resumidamente na seqüência. Siegel e Howell (1997) trazem uma análise mais completa do assunto.

O coeficiente de difusão, $K_{sv}(\lambda, T, P)$, pode ser interpretado como o inverso do caminho livre médio que a radiação percorre antes de ser totalmente difundida, enquanto o coeficiente de absorção, $K_{av}(\lambda, T, P)$, é análogo, sendo o inverso do caminho livre médio que a radiação percorre antes de ser completamente absorvida pelo meio. A unidade dos dois coeficientes é $[m^{-1}]$. Quanto maior os coeficientes de absorção e difusão, menor é o caminho livre médio da radiação. As distâncias de penetração média de radiação podem então ser definidas em função de cada um dos parâmetros citados (Siegel e Howell, 1997):

$$l_{m,a} = \frac{1}{K_{av}} \quad (3.11)$$

$$l_{m,s} = \frac{1}{K_{sv}} \quad (3.12)$$

Para densidades de partículas próximas ou abaixo da densidade molecular do ar a 1 atm ($N_s \sim 2,7 \cdot 10^{19}$ partículas/cm³) o coeficiente de difusão do meio é muito pequeno. (Siegel e Howell, 1997).

O coeficiente de extinção do meio é definido como a soma do coeficiente de absorção e difusão do meio. Sua interpretação física pode ser interpretada como o inverso da distância média de penetração de radiação no meio.

$$K_v(\lambda, T, P) = K_{av}(\lambda, T, P) + K_{sv}(\lambda, T, P) \quad (3.13)$$

Sua relação com a distância média de penetração de radiação no meio é dada por (Siegel e Howell, 1997) :

$$l_m = \frac{1}{K_v} \quad (3.14)$$

Espessura ótica é uma medida da habilidade de um determinado comprimento de caminho de atenuar a radiação de um determinado comprimento de onda. Ela é definida, para um meio com coeficiente de extinção independente da temperatura, pressão e concentração de elementos, pela equação (3.15).

$$k_v(S) = K_v S \quad (3.15)$$

onde $k_v(S)$ é a espessura ótica de uma camada de espessura S . Um alto valor de espessura ótica indica alta atenuação da radiação no meio. Se a espessura ótica é muito maior que a unidade, o meio é óticamente espesso, isto é, a distância de penetração média é pequena comparada com a dimensão característica do meio. Para esta condição, a radiação chegando em um elemento de volume dentro do material é influenciada apenas pelo elementos vizinhos. Se a espessura ótica é muito menor que a unidade, o meio é óticamente fino e a distância de penetração é muito maior que a dimensão do meio. Radiação pode passar integralmente pelo meio sem extinção significativa e cada elemento do meio interage diretamente com os contornos do meio. Radiação emitida dentro do meio não é significativamente absorvida ou difundida pelo próprio meio. (Siegel et Howell, 1997).

Outro conceito importante é a definição de condição de equilíbrio termodinâmico local para um gás. Em um gás, a redistribuição de

energia absorvida ocorre por vários tipos de colisões entre átomos, moléculas, elétrons e íons que constituem o gás. Na maioria dos processos de engenharia, essa redistribuição ocorre rapidamente e o estado de energia do gás é classificado como em distribuições de equilíbrio em um dado local específico. Quando isso é verdade, a distribuição de Planck pode ser considerada e um coeficiente de emissão pode ser definido de maneira similar ao coeficiente de absorção. A condição de equilíbrio termodinâmico local não pode ser considerada em situações onde se trabalha com gases muito rarefeitos, processos transientes de alta velocidade e onde existem fluxos radiativos de ordem muito grande. Exemplos : fenômenos de choque, atmosferas estelares, explosões nucleares. Um gás com espessura ótica muito pequena é mais suscetível a falha desta hipótese do que gases com espessura ótica maior (Siegel et Howell, 1997). Comumente em uma cavidade com gás como um forno industrial, tem mistura o suficiente para que o gás todo esteja a mesma temperatura e com uma composição uniforme (Siegel et Howell, 1997).

A estimativa de uma espessura ótica é importante, pois a participação do meio na radiação do problema depende diretamente desta estimativa. Das Eq. (3.13) e (3.15), a espessura ótica depende apenas de duas propriedades radiativas: o coeficiente de absorção e o coeficiente de difusão do meio.

Devido ao equilíbrio térmico local, o coeficiente de difusão do meio é considerado desprezível na composição estimada dos gases, predominantemente CO_2 e H_2O . Resta então determinar o coeficiente de absorção a fim de estimar o comportamento do meio ao assumir que o mesmo se comporta como meio cinza.

Considerando uma mistura homogênea e isotérmica de gás carbônico e vapor d'água, Siegel e Howell (1997), propõe uma estimativa do coeficiente de absorção do meio cinza a partir de dados empíricos, onde a absorptância do meio cinza pode ser estimada a partir de:

$$\alpha_{\text{meio}} = \alpha_{\text{CO}_2} + \alpha_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta\alpha \quad (3.16)$$

sendo α_{CO_2} a absorptância parcial do CO_2 , $\alpha_{\text{H}_2\text{O}}$ a absorptância parcial do H_2O e $\Delta\alpha$ uma correção proposta a fim de corrigir a absorptância do meio α_{meio} com relação a interação do CO_2 e da H_2O . As curvas empíricas para os valores das absorptâncias parciais, assim como da

correção podem ser encontradas em Siegel e Howell (1997). Essas curvas possuem como variável de entrada as pressões parciais dos componentes da mistura.

Supondo a composição estequiométrica dos produtos saturados da reação de gás metano e oxigênio em equilíbrio químico, a tabela 3.3 apresenta a concentração molar e pressão parcial estimada. (vale lembrar que esta situação é a melhor estimativa possível atual com os dados disponíveis).

Tabela 3.3 - Valores de variáveis consideradas para cálculo das propriedades radiativas do meio.

Produtos saturados	Concentração molar na mistura (kmol _i /kmol _{mistura})	Pressão parcial (atm)	α_i
CO ₂	0,33	0,33	0,19
H ₂ O	0,67	0,67	0,525
Total da mistura	-	1	0,69*

* O valor da correção para o caso estudado é 0,025.

A absorptância de um meio cinza é relacionada com o coeficiente de absorção de acordo com a Eq. (3.17),

$$\alpha_{\text{meio}} = 1 - e^{-K_a L_e} \quad (3.17)$$

onde K_a é o coeficiente de absorção do meio, com unidade [m^{-1}] e L_e o comprimento característico corrigido da cavidade considerada.

Voltando as Eq. (3.13) e (3.15) e considerando a espessura da camada do meio como o comprimento característico da cavidade do forno fritas, os valores estimados das propriedades radiativas do meio cinza são apresentadas na tabela 3.4.

Tabela 3.4 - Propriedades radiativas do meio cinza.

Meio	$K_{a_{\text{meio}}} [\text{m}^{-1}]$	$K_{s_{\text{meio}}} [\text{m}^{-1}]$	$k_{\text{meio}} (S)$
Gases da combustão (mistura em equilíbrio estequiométrico)	1,0	0	1,12

Com base no exposto, as simplificações possíveis na análise do forno de fritas com relação às propriedades radiativas do meio estão resumidas como se segue:

1. O coeficiente de difusão do meio, composto essencialmente por dióxido de carbono e vapor d'água é muito pequeno. O meio é considerado como não difusor.
2. A absorção do meio é alta devido a sua composição. A espessura ótica do meio é estimada no valor de 1,12, portanto maior que a unidade, classificando o meio como opticamente espesso. Essa classificação é importante mais adiante, na escolha do modelo de radiação a ser empregado.
3. A hipótese de equilíbrio termodinâmico local para o gás é adotada. Um coeficiente de emissão pode ser considerado por elementos de volume.

Essa análise das trocas de energia inicial é importante para a idealização do modelo numérico, apresentada no capítulo 5. A hipótese de meio cinza é adotada neste trabalho, sendo os valores apresentados neste capítulo para as propriedades do meio tomados como padrão para os cálculos numéricos.

4. Abordagem Experimental

Além da simulação térmica, este estudo também considera uma abordagem experimental do mesmo problema. Esta abordagem não ocorre em escala de laboratório ou de protótipo, mas em escala de produção industrial, onde os fornos estão em funcionamento e quaisquer alterações pretendidas ou sugeridas não podem ser implementadas de imediato. Entretanto, apesar das dificuldades e dos fatores de escala, sabe-se que as informações mais confiáveis sobre o processo físico são obtidas através das medições executadas no próprio processo. Patankar (1980), afirma que uma predição teórica resolve um modelo matemático e não um modelo físico. Deste modo uma validação experimental se faz necessária para garantir a utilidade de resultados obtidos através do modelo numérico proposto.

A figura 4.1 apresenta a metodologia de estudo adotada para o problema. O tipo de equipamento e processo analisado direcionou a análise experimental no sentido de execução de medições em campo, obtendo os valores correntes das variáveis globais do forno em funcionamento.

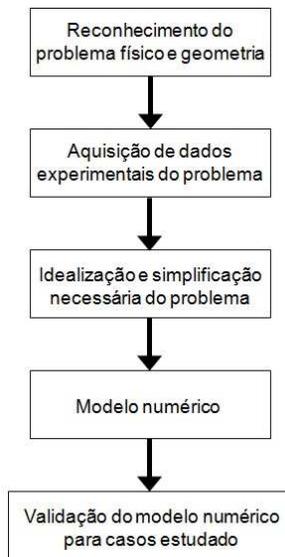


Figura 4. 1 - Metodologia de estudo do problema.

Duas das análises mais básicas de um sistema de engenharia que podem ser realizadas são os balanços de energia e massa. Uma vantagem dessa abordagem é que pode ser de grande ajuda na compreensão da performance do sistema, a qual pode algumas vezes ser perdida em análises mais detalhadas (Baukal, 2000). A partir destes balanços é possível obter dados sobre a eficiência térmica do processo, sobre o consumo, e sobre a produtividade. Este capítulo descreve a abordagem experimental adotada, apresentando a metodologia, os resultados e respectivas análises. Tratando-se de um forno com temperatura de trabalho bastante elevada, as medições tornam-se difíceis, influenciando na própria qualidade das mesmas. Essas influências são comentadas ao longo do capítulo, na apresentação de determinadas medições e equipamentos.

4.1. Abordagem experimental

O enfoque principal da abordagem experimental adotada é a obtenção das variáveis necessárias para o cálculo dos balanços de energia e massa. A figura 4.2 apresenta o volume de controle e a representação esquemática dos fluxos de entrada e saída de massa e energia no forno, demarcados com os pontos de medição 1 a 6.

A Tabela 4.1 apresenta os pontos referenciados e a variável requerida, para os seis pontos indicados na figura 4.2.

Tabela 4. 1 - Variáveis necessárias.

Numeração	Ponto de medição	Variáveis requeridas
1	Chaminé de tiragem dos gases da combustão	Vazão de gases; Temperatura dos gases
2	Queimador principal	Vazão de combustível e comburente
3	Entrada de ar de mistura na base da chaminé	Vazão de ar de mistura
4	Saída de fritas fundidas	Vazão de fritas fundidas; Temperatura do produto
5	Entrada de matéria-prima	Vazão de matéria-prima
6	Paredes externas do forno	Temperatura na parede

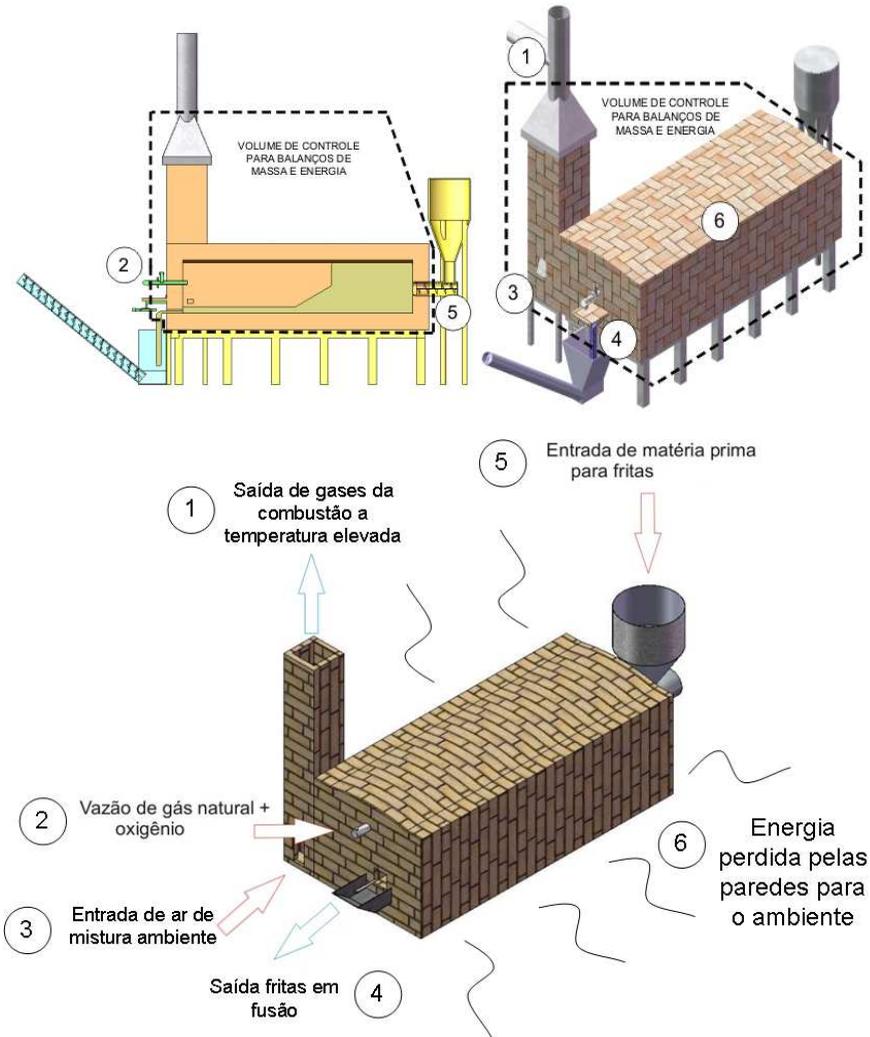


Figura 4. 2 - Volume de controle para balanços de massa e energia (superior), e fluxos de massa e energia do forno (inferior).

A seqüência do capítulo apresenta os pontos de medição reais, equipamentos usados e método de obtenção da vazão, concluindo com os resultados experimentais medidos e os balanços realizados.

4.2. Pontos de medição usados

Dos seis pontos apresentados, onde as variáveis precisam ser conhecidas para possibilitar os balanços de massa e energia, cinco pontos foram usados, de acordo com a necessidade. Três variáveis foram obtidas a partir de dados disponíveis ou pela empresa ou na própria instalação: a vazão de entrada da massa de matéria-prima e da saída de fritas produzidas foi fornecida pela empresa e as vazões de combustível e comburente são controladas por uma central de gás e oxigênio.

Os pontos de medição foram então reduzidos a cinco pontos: chaminé de tiragem, entrada de ar de mistura, central de gás, paredes externas e saída da massa de fritas fundidas. As Figuras 4.3 a 4.5 trazem os pontos de medição usados.



Figura 4. 3 - Pontos de medição 1, 3 e 4.



Figura 4. 4 - Ponto de medição 4: saída de massa de fritas do forno e queimador secundário.

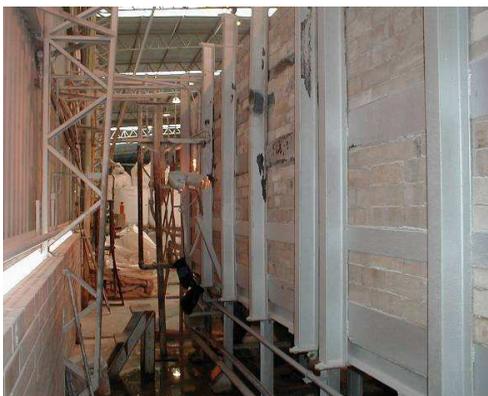


Figura 4. 5 - Pontos de medição 2 (esquerda) e 6 (direita).

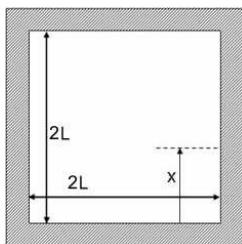
4.3. Equipamentos utilizados

Os equipamentos utilizados para as medições são descritos a seguir, acompanhados da metodologia de medição adotada para cada ponto de medição relacionado.

4.3.1. Medição de vazão

Uma das técnicas mais comuns para medição de vazão se baseia nos tubos de Pitot (Baukal, 2000). O uso de tubos de Pitot representa um método simples e de baixo custo, porém intrusivo ao sistema a ser medido, pois necessita contato direto com o escoamento. Desta forma, deve-se usar um tubo de pequeno diâmetro, de forma a reduzir esta interferência.

Na descrição dos pontos de medição, nota-se a presença de seções da chaminé onde o acesso ao escoamento é possível (pontos de medição 1 e 3). As altas temperaturas e composição dos gases apontam para o uso de Tubos de Pitot, pois outros sensores nem sempre suportam essa condição. Sendo assim, a vazão de gases de combustão foi calculada através das medições das velocidades com o uso de Tubos de Pitot e com o auxílio de um micromanômetro de coluna de álcool (Lambrecht, modelo 655-M-16). A distribuição dos pontos de medição na seção transversal seguiu a quadratura de Gauss, apresentada em Delméé (1982), que atribui pesos distintos para cada um dos cinco pontos de medição no segmento transversal da tubulação e desta maneira a velocidade média em cada seção pode ser encontrada. Como o escoamento não estava à temperatura ambiente, uma correção da densidade se fez necessária. Para o número de pontos usados, os pesos e posições das medições de velocidade são indicados na figura 4.6.



Ponto	Posição (x/L)	Peso w_i ($\sum w_i = 1$)
1	0,0469	0,1185
2	0,2308	0,2393
3	0,5000	0,2844
4	0,7692	0,2393
5	0,9531	0,1185

Figura 4. 6 - Localização dos pontos na seção para obtenção da vazão de gases na chaminé com o tubo de Pitot.

Aplicando-se a equação de Bernoulli à situação do tubo de Pitot (Benedict, 1984), obtém-se a velocidade no ponto escolhido pela equação (4.1):

$$V_i = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_m \left(\frac{\rho_{álcool} - \rho_{fluido}(T)}{\rho_{fluido}(T)} \right)} \quad (4.1)$$

sendo $\rho_{álcool}$ a massa específica do álcool, o fluido manométrico utilizado no manômetro inclinado, g a aceleração gravitacional e H_m a altura vertical lida no manômetro.

A velocidade média é obtida a partir do somatório das velocidades pela Equação (4.2), sendo as velocidades alocadas na seção respectiva de acordo com a quadratura de Gauss, apresentada na Figura 4.6:

$$V_m = \sum_i^n V_i w_i \quad (4.2)$$

Com a velocidade média, a vazão mássica, \dot{m} , pode ser calculada pela Equação (4.3):

$$\dot{m} = \rho_{fluido}(T) \cdot V_m \cdot A \quad (4.3)$$

onde ρ_{fluido} é a massa específica do fluido que se deseja obter a vazão, T é a temperatura do fluido, A é a área da seção transversal do duto.

Para as medições foram usados tubos de Pitot de 350 mm, 100 mm e 2000 mm de comprimento e 4 mm, 10 mm e 15 mm de diâmetro, respectivamente. A medição de vazão por este processo sempre apresenta dificuldades com relação à determinação do ponto ideal para medição, principalmente pela necessidade de se ter um escoamento plenamente desenvolvido. Fontes de erro para medições com tubos de Pitot provêm, principalmente, do desalinhamento do tubo com o escoamento e da presença de zonas de recirculação. Estas acontecem em regiões próximas a curvas, mudanças de área, saídas e entradas de equipamentos, com o escoamento apresentando perfis de velocidade não desenvolvidos. Em geral, por questões de montagem, as tubulações são mais curtas do que o desejado, não havendo um comprimento mínimo

de tubulação reta para o desenvolvimento do perfil de velocidade. Para minimizar o erro causado, lança-se mão de várias medições, em direções distintas da mesma seção, conseguindo-se varrer uma área maior da seção transversal do duto (Benedict, 1984).

Para a vazão de entrada de ar de mistura, na base de chaminé, houve a impossibilidade de utilização de tubos de Pitot (pela existência de escoamento multi-direcional, com alta turbulência). Por ser um escoamento de ar ambiente para dentro do forno, de baixa temperatura, foi usado um anemômetro de pás (TESTO, modelo 521-2). A figura 4.7 apresenta o esquema de inserção do tubo de Pitot para o ponto de medição, onde este método foi usado, e do anemômetro na entrada de ar de mistura na base da chaminé. Os resultados das medições são apresentados mais à frente, na Tabela 4.2.

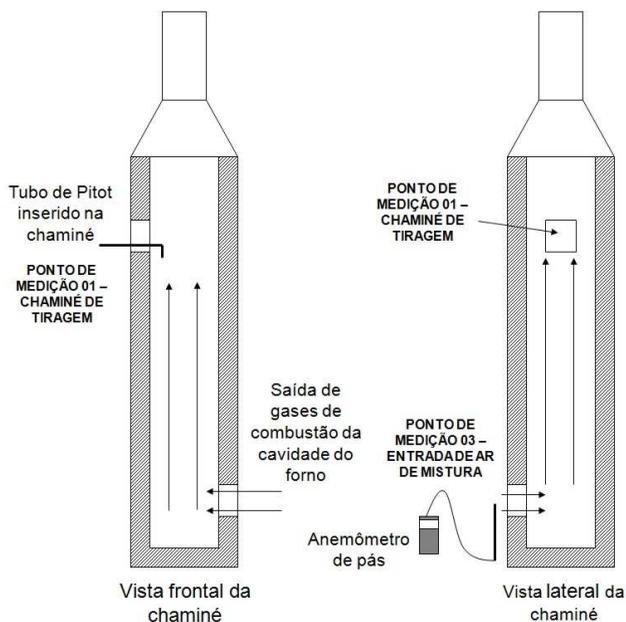


Figura 4. 7 - Esquema de inserção do Tubo de Pitot na chaminé de tiragem para medição da vazão (esquerda) e medição de vazão com anemômetro de pás, na entrada de ar de mistura (direita).

4.3.2. Temperatura

Foram realizadas medições referentes à temperatura em três principais setores: temperatura de saída dos gases da chaminé de tiragem

(após a mistura com o ar de resfriamento, proveniente da entrada de ar de mistura), temperatura de saída da massa de fritas do forno (antes do resfriamento em água) e temperatura das paredes externas do forno.

Para a medição da temperatura dos gases na chaminé e para a distribuição de temperatura na parede direita, foi usada uma sonda com termopar tipo K, modelo KMQSS-020U-12, marca Omega. As leituras dos termopares foram realizadas por um termômetro digital Omega modelo HH-21. Para a parede direita foi utilizada uma câmera infravermelha (FLIR, modelo ThermaCAM SC500). A câmera infravermelha apresenta algumas vantagens sobre o uso de termopares, tal como não ter contato com o ponto de medição, não perturbar a superfície de medição e a capacidade de medição de pontos em movimento. A principal desvantagem é a necessidade do conhecimento das propriedades radiativas das superfícies, como as emissividades espectrais e total, bem como a interferência da radiação ambiente.

A temperatura de saída da massa de fritas fundidas, antes da mesma ser despejada na água de resfriamento, foi medida também com a câmera infravermelha. A estimativa da emissividade da frita teve por base a consideração da composição média de fritas cerâmicas, apresentada no capítulo 2.

4.4. Resultados experimentais

A Tabela 4.2 apresenta os valores de vazão de combustível e comburente, obtidos a partir da central de controle de gás natural instalada no forno (ponto de medição 4).

Tabela 4. 2 - Dados experimentais e estimativas de valores do forno considerado.

Dados medidos ou calculados para o forno	Gás natural	Oxigênio
Vazão (Nm ³ /s)	0,0312	0,07273
Vazão (kg/s)	0,01986	0,0909
Densidade (kg/m ³)	0,6364	1,25
Relação volumétrica comburente/combustível		
Valores medidos pela empresa e repassados	2,17 – 2,33 – 2,36*	
Valor medido neste trabalho	2,33	
Razão de mistura estequiométrica (volumétrica) para gás metano	2,03	

* Valores medidos em um período de 6 meses durante o ano de 2007.

A razão de mistura volumétrica Comburente/Combustível é dada pela equação (4.4). A razão de mistura estequiométrica representa a

combustão sem excesso de comburente, a qual teoricamente forneceria a maior eficiência de combustão.

$$f = \left(\frac{V_{\text{comburente}}}{V_{\text{combustível}}} \right) \quad (4.4)$$

onde f é a relação volumétrica comburente/combustível, e $V_{\text{comburente}}$ e $V_{\text{combustível}}$, os volumes de comburente e combustível, respectivamente.

As medições revelam que a queima ocorre perto da combustão estequiométrica, com excesso de comburente.

A Tabela 4.3 traz os resultados das vazões e temperaturas medidas nos pontos de medição.

Tabela 4.3 - Vazões medidas e temperaturas nos pontos de medição.

Ponto	Ponto de Medição	Vazão [kg/s]	Temperatura [°C]
4	Oxigênio	0,0951	25
4	Gás natural*	0,0198	25
-	Massa dos produtos	0,27	25
2	Ar ambiente para mistura na chaminé	0,40	25
1	Chaminé de tiragem	0,57	630
-	Saída de gases para base da chaminé (estimado)**	0,17	-
3	Massa de produtos na saída	0,24	~ 1400

*estimado nas condições de referência (25°C e pressão atmosférica).

**entrada dos gases diretamente do forno na base da chaminé

Uma diferença de 0,03 kg/s entre a massa de entrada e saída do produto é observada. A causa dessa diferença é atribuída a uma possível evaporação de certos componentes da fritas cerâmica assim como perda de produto dentro do forno intrínscica ao processo.

Na figura 4.8 se tem a visualização infravermelha da saída do produto, sendo o produto reaquecido pelo queimador externo, antes de

ser despejado na água para resfriamento. A distribuição de temperatura na massa pode ser visualizada no gráfico à direita na figura 4.8. Este perfil é obtido ao se traçar uma linha no filete de fritas cerâmicas, sendo o começo do eixo referente à posição logo à frente do queimador externo e o final a momentos antes de ser despejado na água de resfriamento.

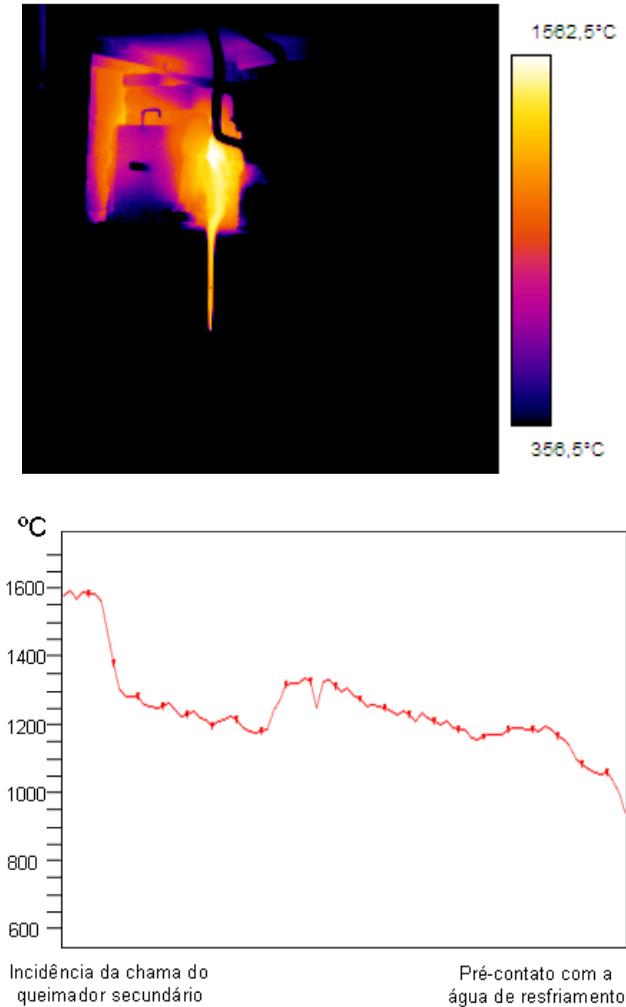


Figura 4. 8 - Imagem infravermelha da saída do forno (superior) e respectiva distribuição de temperatura (inferior).

A saída de massa de fritas do forno ocorre a uma temperatura média de 1300°C (após o queimador externo). Este valor representa um valor médio da temperatura da massa, sendo que o perfil da curva (Figura 4.8), pode apresentar oscilações devido ao próprio processo de medição. A emissividade utilizada na câmera infravermelha para esta medição foi de 0,8.

4.4.1 Paredes externas.

Para as medições de temperatura das paredes externas foram adotadas duas abordagens. Para a parede esquerda foi usada a câmera infravermelha. Para a parede direita, como não havia espaço para a medição com a câmera, a qual precisa estar a uma distância mínima de 1 metro, foram usados termopares tipo K.

A figura 4.9 apresenta os pontos discretos de temperatura da parede lateral direita, medidos com termopares tipo K. Mesmo externamente à parede existe um reflexo do que ocorre no interior do forno, com temperaturas maiores para a região de saída dos produtos, onde o banho está em alta temperatura. O perfil vertical também indica uma forte influência da convecção, com os pontos superiores com temperaturas mais elevadas. Vale lembrar que esta parede está do lado oposto à saída para a chaminé.

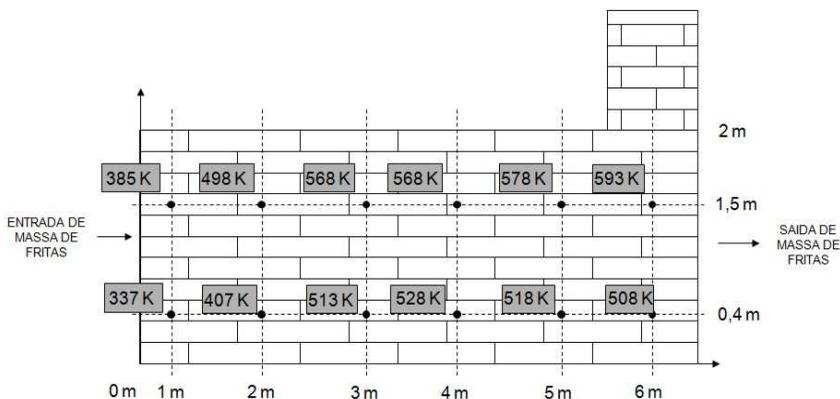


Figura 4. 9 - Distribuição de temperatura na parede lateral direita do forno.

Por sua vez, a figura 4.10 mostra a parede lateral esquerda onde foram feitas as medições com a câmera, para a avaliação das respectivas

perdas laterais de calor. Os valores de temperatura são bastante elevados, indicando uma perda térmica razoável, como é característico deste tipo de forno. Esta perda é quantificada mais à frente, na tabela 4.4.

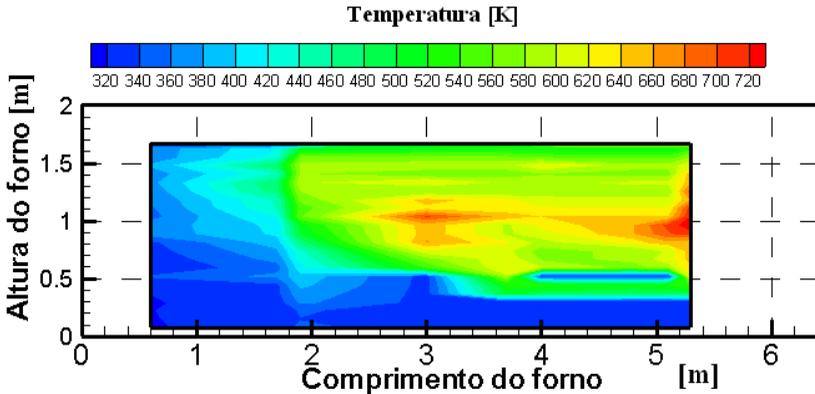


Figura 4. 10 - Distribuição de temperatura na parede lateral esquerda do forno.

A emissividade utilizada para a estimativa da temperatura das paredes com a câmera na Figura 4.10 foi igual a 0,8. Esta superfície corresponde à lateral do forno onde está situada a chaminé, que se encontra fora da área mostrada, ficando à direita do gráfico. O eixo vertical corresponde à altura do forno, medida a partir de sua base suspensa. O eixo horizontal representa o comprimento do forno, sendo o zero a parte de entrada de massa e o lado direito do gráfico onde está o queimador principal.

Alguns pontos podem ser retirados da análise das medições de temperatura das paredes:

- A acumulação de massa na entrada do forno age como isolante, abaixando a temperatura da parede (início do eixo das ordenadas);
- A região à direita (nas figuras 4.9 e 4.10) está mais aquecida pela própria proximidade com o queimador. Como o forno possui vigas e suportes estruturais na parede, os mesmos se refletem na imagem da Figura 4.10, como faixas de menor temperatura;
- Devido à incidência da chama no centro do volume de massa disposto na entrada do forno (também chamado de pilha de

massa), o escoamento de gases retorna pelas laterais atingindo as paredes e aquecendo-as, gerando um ponto de ataque ao refratário. A este efeito se soma o próprio escoamento de material já fundido que ao escoar pelo chão do forno se atrita com as paredes.

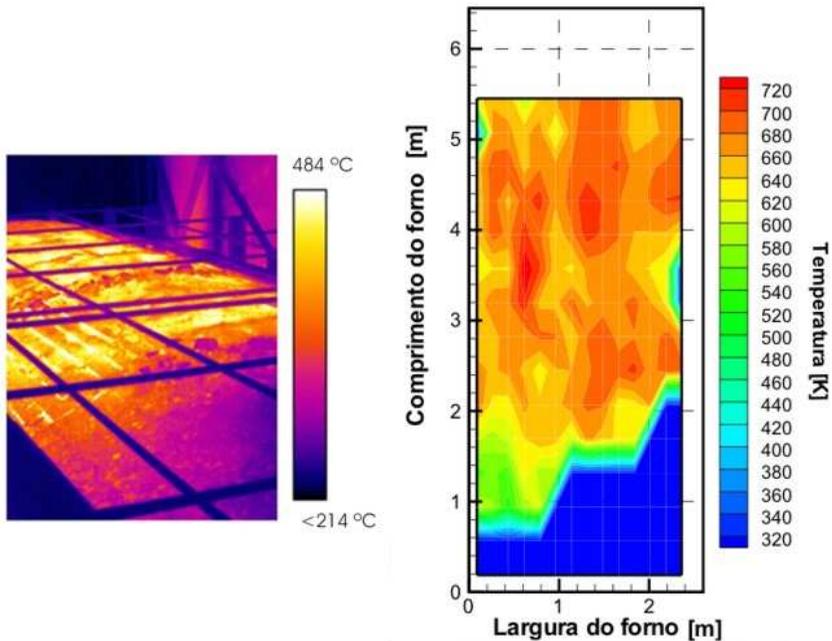


Figura 4. 11 - Imagem infravermelha do teto do forno e respectiva visualização gráfica.

A figura 4.11 traz uma imagem em infravermelho do teto do forno, confirmando que o efeito das altas temperaturas nas paredes do forno também ocorre nesta superfície. No primeiro plano da imagem está a entrada de massa, com temperatura mais baixa refletida na superfície externa do teto. Esta imagem foi obtida da região atrás do forno, de uma altura de 3 metros, região ambiente de menor temperatura e onde se tinha acesso para a tomada com a câmera.

4.5. Resultados dos balanços globais

Antes da evolução dos códigos de CFD, uma abordagem de modelo muito usada era a de realizar um balanço global de massa e energia no sistema estudado. Essa modelagem requer várias hipóteses simplificativas. A mesma fornece uma boa aproximação da performance global do sistema, mas pouca informação sobre o desempenho local, como potenciais pontos de superaquecimento no forno. Uma das maiores vantagens desta modelagem é a rapidez com que uma resposta é obtida, importante quando o número de variáveis a serem investigadas é grande e a necessidade de resultados rápidos é premente (Baukal, 2000).

Os dados obtidos com as medições de vazão e temperatura do forno alimentam um balanço energético (balanço de energia + balanço de massa), construído no software EES. Esse balanço estima a distribuição dos fluxos de energia que entram e saem do forno, evidencia as incertezas nas medições realizadas, permite a estimativa de fluxos que não foram possíveis de serem medidos, sendo uma ferramenta útil para a avaliação do forno após a implementação de quaisquer alterações.

4.5.1 Balanço de energia

Na Tabela 4.4 se pode observar os valores relativos a um balanço térmico global realizado no forno de fusão de fritas, com base no volume de controle mostrado na Figura 4.2.

Tabela 4. 4 - Balanço global realizado no forno.

Parcelas	Energia [kW]	Fração [%]
Geração na combustão (entrada)	1050	100
Chaminé (saída)	346	32,9
Produtos (saída)	428	40,8
Perdas paredes (saída)	314	29,9
Total saída medida	1088	103,6
Diferença: saída – entrada	38	3,6

* Temperatura de referência igual a 25°C.

Um dado interessante a ser observado é em relação à energia disponível na chaminé de tiragem que fica ao redor de 33% de toda a energia introduzida no forno, através da queima do gás natural. A avaliação deste percentual de energia é de grande interesse para o

desenvolvimento de um trocador de calor para a utilização de gás natural com ar pré-aquecido, ao invés de oxigênio como comburente.

A avaliação da parcela referente às perdas pelas paredes mostra uma perda de 30%, avaliadas por modelos matemáticos a partir das temperaturas medidas, conforme as Figuras 4.9, 4.10 e 4.11. Avaliando ainda as perdas pelas paredes, tem-se que a perda pelo teto é equivalente a perda pelas duas paredes laterais, demonstrando um aquecimento maior considerável no teto. Além disso, as perdas são predominantemente por radiação. Valores estimados para as perdas pelas paredes são demonstrados na Tabela 4.5.

Tabela 4. 5 - Valores estimados de perdas pelas paredes do forno.

Localização e tipo de perda de energia	Energia [kW]	Fração* [%]
Piso	49,8	15,8
Perda por convecção	19,5	6,2
Perda por radiação	30,3	9,6
Frente	30,2	9,6
Perda por convecção	8,4	2,7
Perda por radiação	21,8	6,9
Teto	120,4	38,4
Perda por convecção	36,3	11,6
Perda por radiação	84,1	26,8
Laterais	113,6	36,2
Perda por convecção	41,9	13,4
Perda por radiação	71,7	22,8

*fração da energia total perdida pelas paredes

Quanto à energia deixando o forno referente ao produto, igual a 40%, foi estimada com base nas propriedades de uma frita cerâmica média, apresentada no capítulo 2.

4.5.2. Balanço de massa

A análise dos valores da Tabela 4.3 mostra que a soma das vazões mássicas de oxigênio e gás natural totaliza 0,1149 kg/s. No topo da chaminé de tiragem se tem uma vazão mássica medida de 0,57 kg/s, dos quais 0,40 kg/s são provenientes da entrada de ar de mistura (também medidos), sendo a entrada situada na base da chaminé e necessários ao resfriamento da mesma. Isto permite inferir que a diferença de 0,17 kg/s

provém do forno, com 0,1149 kg/s resultantes da soma combustível com comburente e o restante de cerca de 0,055 kg/s seriam ar infiltrado no forno por aberturas, como vistas ou passagens.

Este maior volume de gases na câmara de queima do forno, resultante das infiltrações, ocasiona uma maior homogeneização da temperatura, porém exige um maior consumo de combustível para a fusão da massa de fritas.

4.6. Considerações com relação ao ar de combustão

Uma análise dos gases na saída da chaminé não foi realizada por limitações do equipamento, devido à alta temperatura desses gases. No entanto, essa análise seria importante para se ter acesso a informações sobre a reação de combustão dentro do forno. Sabe-se, contudo, a partir das vazões de combustível e comburente, que a reação ocorre com excesso de oxigênio, como apresentado na Tabela 4.2. Uma importante questão a ser analisada é se a combustão é completa, ou seja, o combustível está sendo totalmente queimado ou se está ocorrendo apenas queima parcial devido às condições ambientes do forno. Em casos onde a queima não é completa, há o aparecimento de CO em frações consideráveis na composição dos gases de combustão e um decréscimo na energia liberada na combustão em função da não oxidação do CO, uma das reações do mecanismo da oxidação do metano. No capítulo 3, foram apresentados os principais componentes dos gases de combustão para a reação do metano com oxigênio analisada neste forno e a composição dos gases de combustão em equilíbrio químico estimada (figura 3.9), considerando dissociações químicas. Para o balanço de energia no forno de fritas com base nas medições experimentais, não foi considerada nenhuma diminuição no valor teórico de energia disponível na combustão do gás natural com oxigênio, ou seja, foi considerada queima completa do gás natural. A base para esta consideração é a estimativa da temperatura na saída da câmara de combustão menor do que 2500 K, pressão na câmara levemente abaixo da atmosférica, excesso de comburente devido ao próprio processo e infiltrações de ar ambiente na câmara do forno, como apresentado no balanço de massa do item 4.5.2, e a hipótese de equilíbrio químico dentro da câmara do forno.

5. Modelagem Numérica

Este capítulo apresenta as noções necessárias ao modelo numérico adotado. As idealizações geométricas e físicas adotadas são descritas. Os modelos utilizados do software comercial Ansys CFX 11.0 são descritos, concluindo com a apresentação da malha criada para o problema, os critérios de convergência adotados e as condições de contorno usadas.

Patankar e Spalding (1974) destacam alguns dos importantes aspectos do problema de modelagem de processos de combustão industrial:

- Geometria da câmara onde ocorre o processo;
- Condições de entrada do combustível e comburente;
- Condições térmicas das fronteiras;
- Propriedades termodinâmicas, de transporte, radiativas e de cinética química;
- Velocidade, composição, temperatura e outras no domínio;
- Fluxos de calor e temperatura nas paredes.

Para cada processo que se tem interesse em analisar em um cálculo numérico, um modelo é necessário para a interpretação matemática. Maior o número de processos de interesse, maior o número de modelos matemáticos que precisam interagir entre si. A demanda computacional é diretamente proporcional ao número de modelos acoplados em um mesmo programa e sua respectiva complexidade. Simplificações adotadas para os modelos físicos se traduzem como uma diminuição na demanda computacional nos modelos matemáticos. A chave para o uso de qualquer simplificação é entender as imprecisões que elas aportam a solução. (Baukal, 2000).

5.1. Balanços das propriedades

Para a obtenção do sistema de equações, uma decisão importante a ser tomada é com relação ao nível em que os balanços de conservação são realizados. Citando os extremos, os balanços de conservação podem ser feitos tanto em nível molecular, originando uma equação para cada molécula, como sobre volumes de controle que podem até coincidir com o domínio de solução. A complexidade dos métodos numéricos adequados a cada situação varia muito (Maliska, 2004). Esses níveis de formulação são apresentados na tabela 5.1.

Tabela 5. 1 - Níveis de formulação de modelos (Maliska, 2004).

Caso	Nível no qual os balanços de conservação são efetuados	Informações necessárias	Tipo de equação resultante
1	Conservação para cada molécula $V \ll L_m^3$	Massa molecular, leis de troca de quantidade de movimento, campos de forças: elétricos, magnéticos, etc.	Equação para cada molécula
2	Balanços onde: $t_m \ll t \ll t_t$ $L_m \ll L \ll L_t$	Propriedades refletindo o comportamento molecular ρ, μ, k etc.	Conjunto de equações diferenciais parciais
3	Balanços onde: $t \gg t_t$ $L \gg L_t$	Fornecer ρ, μ, k etc, e as tensões de Reynolds, relações de transferência de calor e massa turbulenta	Conjunto de equações diferenciais parciais
4	Balanços onde o volume de controle coincide com o domínio de solução em algumas direções	Fornecer as condições de contorno nas direções onde o volume de controle coincide com o domínio	Equações diferenciais parciais, ordinárias ou algébricas

t tempo médio sobre os quais os balanços de conservação são realizados; t_m tempo entre colisões moleculares; t_t escala de tempo para a turbulência; L comprimento médio sobre os quais os balanços de conservação são realizados; L_m livre caminho médio entre as moléculas; L_t escala de comprimento para turbulência;

Dada a complexidade do problema em análise, é computacionalmente inviável, atualmente, trabalhar na faixa de casos 1 e 2 da tabela 5.1. A análise de balanços apresentada no capítulo 4 pode ser classificada como um exemplo simples do caso 4, onde o volume de controle usado coincide com o domínio de solução (o forno inteiro). Uma análise mais detalhada dos processos que ocorrem no forno, pode ser obtida com um modelo numérico trabalhando na faixa do caso 3. Neste caso são considerados comprimentos e tempos médios para os balanços da conservação maiores que os característicos da turbulência,

não sendo, então, possível resolvê-los realmente. Modelos são adotados para representar os fenômenos de escalas menores, que não apareceriam com a resolução numérica adotada. Esses modelos são apresentados mais adiante neste capítulo.

5.2. *Equacionamento do problema físico*

5.2.1 Hipóteses simplificativas

Para o equacionamento do problema físico em análise, algumas hipóteses podem ser adotadas a fim de reduzir a complexidade do problema.

Hipóteses com relação ao fluido:

- 1) O fluido reativo é tratado como um meio contínuo e homogêneo;
- 2) O fluido comporta-se como gás ideal;
- 3) O fluido é uma mistura de espécies químicas de fase gasosa. As espécies que podem compor esta mistura são limitadas a metano (CH_4), oxigênio (O_2), gás carbônico (CO_2) e vapor d'água (H_2O);
- 4) A mistura é considerada sem fuligem (oriunda da combustão); e
- 5) É utilizado o conceito de propriedades de mistura homogênea.

Hipóteses com relação ao escoamento:

- 6) Regime permanente;
- 7) Compressível;
- 8) Turbulento.

Hipóteses com relação à reação:

- 9) As paredes são consideradas não catalíticas;
- 10) É utilizada uma reação global.

5.2.2 Equações da conservação

Ao se optar por resolver turbulência em um escoamento, a complexidade do problema aumenta, pois diferentes escalas são incorporadas ao escoamento, escalas estas muito pequenas com relação ao escoamento como um todo.

As equações de Navier-Stokes são geralmente aceitas como provedoras de um modelo exato para sistemas de escoamentos turbulentos fluidos. Porém, a resolução dessas equações para sistemas de interesse prático é muito complicada, tanto analiticamente como numericamente (Baukal, 2000).

Uma simulação direta da turbulência pelas equações de Navier-Stokes, dependentes do tempo pode ser realizada pela técnica conhecida como *Direct Numerical Simulation*, DNS, onde as equações de Navier-Stokes calculadas em um instante t são resolvidas sem necessitar de um modelo de turbulência específico. Nesta técnica todas as escalas de turbulência são explicitamente determinadas. Sua aplicação, porém é limitada devido ao alto esforço computacional necessário. De outra forma a turbulência é tratada através de aproximações, a partir de diferentes modelos de turbulência. Há cinco principais classes de modelos de turbulência:

- Modelo algébrico;
- Modelo de uma equação;
- Modelo de múltiplas equações;
- Modelos de fechamento de segunda ordem (modelos de tensor de Reynolds);
- *Large Eddy Simulation* (LES).

Os três primeiros modelos são chamados de modelos de fechamento de primeira ordem e são baseados na *hipótese de viscosidade turbulenta de Boussinesq*. Eles são resolvidos a partir do conceito de médias de Reynolds, com a utilização das equações médias de Reynolds aplicadas a Navier-Stokes (RANS). RANS foi desenvolvida para encontrar a solução das equações de Navier-Stokes dada em função dos valores médios de pressão, velocidade e temperatura. Resolvendo estas equações se calculam os valores médios de pressão, velocidade e temperatura no tempo.

Large Eddy Simulation, LES, é aplicada para descrever altas escalas de turbulência de forma explícita, considerando também os efeitos das menores escalas de turbulência. Nesta técnica, uma função do tipo logaritmo é aplicada às equações da conservação de massa, quantidade de movimento e energia, atuando como um filtro, permitindo minimizar as variações nos valores de pressão, velocidade e temperatura. Ela consegue rastrear variações de baixa frequência.

A figura 5.1 representa a diferença nas soluções entre os modelos RANS, LES e DNS.

O método das equações RANS, é o utilizado neste trabalho. Porém, na verdade são utilizadas as *Equações de Navier-Stokes de médias de Reynolds e Favre*, que diferem um pouco das RANS ao utilizar duas médias diferentes, dependendo da variável a ser calculada.

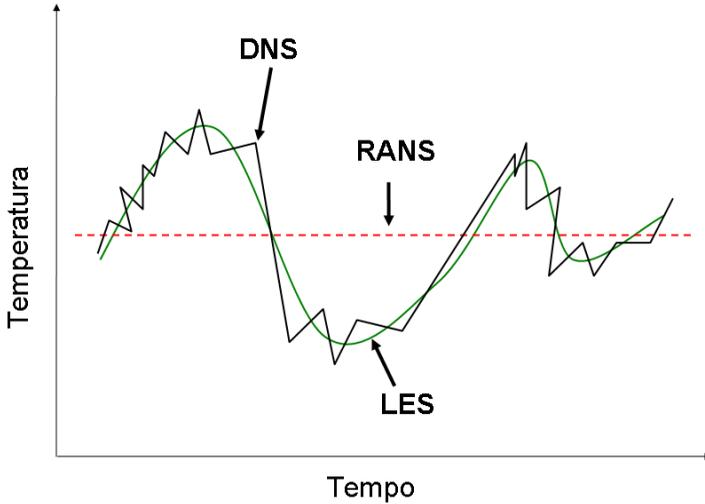


Figura 5. 1 - Representação das diferentes técnicas de resolução de turbulência (Blazek, 2001).

As componentes turbulentas de uma determinada propriedade são decompostas em média e flutuações. Utilizando a média de Reynolds, essa decomposição é dada por:

$$V_i = \overline{V}_i + v_i'; \quad (5.1)$$

onde V_i é a propriedade, v_i' a parte flutuante de V_i e \overline{V}_i o valor médio de Reynolds da mesma propriedade. O valor médio de Reynolds é calculado a partir de:

$$\overline{V}_i = \frac{1}{T} \int_T V_i(t) dt ; \quad (5.2)$$

onde T é o intervalo de tempo onde é realizado a média e t o tempo instantâneo.

Em casos onde a densidade não é constante, é aconselhável aplicar a decomposição de Favre, também conhecida como média mássica para certas variáveis na equação de Navier-Stokes. Aplicando apenas a média de Reynolds, as equações governantes ficam muito mais complicadas

devido às correlações adicionais envolvendo as flutuações de densidade. Então a maneira mais conveniente para resolver as equações de Navier-Stokes, seria aplicar a média de Reynolds para densidade e pressão e a média de Favre para velocidades, energia interna, entalpia e temperatura. (Blazek, 2001). A média de Favre é dada por:

$$\widetilde{V}_i = \frac{1}{\bar{\rho}} \left(\frac{1}{T} \int_T \rho V_i(t) dt \right); \quad (5.3)$$

onde $\bar{\rho}$ é a densidade média de Reynolds. A decomposição de Favre fica então:

$$V_i = \widetilde{V}_i + v_i''; \quad (5.4)$$

sendo \widetilde{V}_i o valor médio de Favre da propriedade V_i e v_i'' a parte flutuante da V_i .

As equações da conservação tradicionais são apresentadas a seguir, acompanhadas por similares para uma mistura multicomponente e assumindo as hipóteses citadas acima, na forma modificada para médias de Reynolds e Favre.

i) Conservação da massa:

A equação da conservação da massa tradicional, na sua forma instantânea é dada por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (5.5)$$

Para um escoamento multicomponente, turbulento e com reação química, ela é resolvida na seguinte forma, adotando-se a notação indicial:

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \widetilde{Y}_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \widetilde{U}_j \widetilde{Y}_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{\text{ref}} \frac{\partial \widetilde{Y}_i}{\partial x_j} \right) + \mathbf{S}_i; \quad (5.6)$$

onde a fração mássica do componente \mathbf{i} é representada por \tilde{Y}_i ; a densidade média da mistura, $\bar{\rho}$, pode ser retirada de $\frac{1}{\bar{\rho}} = \sum_{\alpha}^{N_p} Y_{\alpha} \cdot \frac{1}{\rho_{\alpha}}$, com Y_{α} sendo a fração mássica do componente α na mistura e ρ_{α} a propriedade termodinâmica do componente α . A variável \tilde{U}_j representa o campo de velocidade médio.

O primeiro termo à direita compreende os efeitos de difusão molecular, sendo $\Gamma_{\text{ref}} = \Gamma_i + \frac{\mu_t}{Sc_t}$, onde Γ_i é o coeficiente de difusão molecular da espécie \mathbf{i} , Sc_t é o **número de Schmidt** para escoamentos com alta escala de turbulência e μ_t a viscosidade dinâmica devido à turbulência. O último termo, \mathbf{S}_i é o termo fonte da taxa de reação química envolvida pelo componente \mathbf{i} , sendo mostrado mais adiante junto com o modelo de combustão.

ii) Equação da quantidade de movimento linear

A equação da conservação da quantidade de movimento tradicional, na sua forma instantânea é dada por:

$$\frac{\partial(\rho\mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{S}_M; \quad (5.7)$$

onde o tensor cisalhante é dado por:

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left(\nabla\mathbf{U} + (\nabla\mathbf{U})^T - \frac{2}{3} \delta\nabla \cdot \mathbf{U} \right) \quad (5.8)$$

Sua forma para escoamento multicomponente, turbulento, com reação química e baseado na hipótese de viscosidade turbulenta de Boussinesq (com o modelo de turbulência compreendendo duas equações), é dada por:

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{U}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{U}_i\tilde{U}_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{p}'}{\partial x_i} = \quad (5.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial\tilde{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\tilde{U}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial\tilde{U}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right) + \mathbf{S}_{M,i}$$

Apesar de incluso na equação anterior, o termo $-\frac{2}{3} \frac{\partial\tilde{U}_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$ não é considerado na resolução deste trabalho. A viscosidade efetiva é definida como:

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (5.10)$$

Por sua vez, $\mathbf{S}_{M,i}$ é a somatória de forças de campo gravitacional atuando em cada componente da mistura e $\tilde{\mathbf{U}}$ é a velocidade do escoamento da mistura. O termo \bar{p}' representa a pressão modificada e é definida por:

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k \quad (5.11)$$

Novamente, apesar de aparecer na equação acima o termo $\frac{2}{3} \rho k$ não é calculado neste trabalho.

iii) Equação da energia

A equação da conservação da energia tradicional, na sua forma instantânea é dada por:

$$\frac{\partial(\rho h_{\text{tot}})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h_{\text{tot}}) = \quad ; \quad (5.12)$$

$$\nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau}) + \mathbf{U} \cdot \mathbf{S}_M + \mathbf{S}_E$$

onde a entalpia total é ligada à entalpia estática por:

$$h_{\text{tot}} = h + \frac{1}{2} \mathbf{U}^2 \quad (5.13)$$

A entalpia estática é definida por:

$$h_{\text{stat}} = e_{\text{stat}} + \frac{p_{\text{stat}}}{\rho_{\text{stat}}}; \quad (5.14)$$

onde e_{stat} é a energia interna estática. O termo $\nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau})$ representa o termo de trabalho viscoso. O termo $\mathbf{U} \cdot \mathbf{S}_M$ representa o trabalho devido a fontes de momento externa.

Na forma RANS, a equação da energia é dada por:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\bar{\rho}H)}{\partial t} - \frac{\partial \bar{P}}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \tilde{U}_j H)}{\partial x_j} = \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} - \sum_i^{Nc} \Gamma_i h_i \frac{\partial \tilde{Y}_i}{\partial x_j} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial h}{\partial x_j} \right) + S_E \end{aligned} \quad (5.15)$$

A entalpia total média é dada por $H = \frac{1}{2} \tilde{U}_i \tilde{U}_i + h_{\text{stat}} + k$, onde h_{stat} é a entalpia estática específica e k a energia cinética turbulenta dada por $k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i}$; λ_{eff} é o coeficiente de condutibilidade térmica efetivo da mistura definido analogamente à viscosidade dinâmica efetiva; S_E representa uma fonte de energia, onde entram os termos fontes de combustão e radiação e Pr_t o número de Prandtl para escoamentos turbulentos. Nesta equação o termo de trabalho viscoso e o termo que representa trabalho devido a fontes de quantidade de movimento externas foram desconsiderados.

Ainda na equação (5.15), o primeiro, segundo e terceiro membro da direita representam, respectivamente, a troca de energia por condução na

mistura, a difusão de espécies e a variação de entalpia devido à turbulência.

5.3. Modelos dos fenômenos físicos envolvidos para o cálculo numérico.

5.3.1. Dinâmica dos fluidos

O modelo $k-\varepsilon$ é um modelo de turbulência de duas equações, assim chamado por acrescentar duas equações de transporte a serem resolvidas, a equação da conservação da energia cinética turbulenta e da dissipação da energia turbulenta. Modelos turbulentos de duas equações são bastante usados para aplicações mais práticas por apresentarem uma boa relação custo computacional e precisão de resultados.

Na equação da conservação do momentum apresentada anteriormente, a hipótese de Boussinesq já foi aplicada, mas originalmente ela define que o Tensor de Reynolds, $-\overline{\rho u_i u_j}$, pode ser expresso pela seguinte expressão:

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(2S_{ij} - \frac{2}{3} \frac{\partial \tilde{U}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \overline{\rho} k \delta_{ij}; \quad (5.16)$$

sendo δ_{ij} Delta de Dirac e S_{ij} o Tensor de Cisalhamento Médio, definido como:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{U}_j}{\partial x_i} \right) \quad (5.17)$$

De acordo com Deschamps (2002), o modelo $k-\varepsilon$ é deficiente nas seguintes situações:

- Escoamento na presença de curvatura de linhas de corrente;
- Escoamentos sob ação de gradientes de pressão muito grandes;
- Escoamento com regiões de separação;
- Jatos;
- Escoamentos sob ação de campos de força.

Neste trabalho, não há referências sobre o escoamento interno da cavidade do forno, porém de acordo com as condições de trabalho do mesmo, estima-se que o escoamento de gases não se encaixe em nenhum dos casos acima.

Neste modelo, a viscosidade dinâmica turbulenta é conectada à energia cinética turbulenta e à dissipação de energia turbulenta, de acordo com:

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\varepsilon}; \quad (5.18)$$

onde C_μ é uma constante, k é a energia cinética turbulenta e ε a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta. Os valores de k e ε para a equação são calculados a partir de duas novas equações de transporte dadas por:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} k) = \nabla \cdot \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right) + P_k - \rho \varepsilon; \quad (5.19)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \varepsilon) = \nabla \cdot \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon); \quad (5.20)$$

onde $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$ são constantes. Ainda, o termo P_k é referente à produção de turbulência devido às forças viscosas (cisalhamento) e de empuxo, sendo dado por:

$$P_k = \mu_t \nabla \mathbf{U} \cdot (\nabla \mathbf{U} + \nabla \mathbf{U}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{U} (3\mu_t \nabla \cdot \mathbf{U} + \rho k) + P_{kb} \quad (5.21)$$

O termo P_{kb} é referente ao empuxo, definido de acordo com o modelo adotado para o mesmo. Para este trabalho, é considerado desprezível a influência do empuxo no escoamento dentro do forno para os resultados analisados.

Essas equações de transporte adicionais possibilitam o fechamento do problema da turbulência ao fechar o número de equações para as variáveis necessárias.

Os valores numéricos das cinco constantes encontradas nestas equações apresentam uma faixa de utilização obtida através de dados experimentais. Os valores utilizados neste trabalho foram os valores padrões do software CFX 11.0, apresentados na tabela 5.2.

Tabela 5. 2 - Valores constantes do modelo de turbulência.

Modelo	C_μ	σ_k	σ_ϵ	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$
$k - \epsilon$	0,09	1,0	1,3	1,44	1,92

5.3.2 Tratamento do escoamento na camada adjacente à parede com a hipótese de não escorregamento

Tradicionalmente, há duas maneiras de se modelar a região próxima à parede em CFD ao se usar modelos de turbulência. Na primeira, os modelos de turbulência são modificados para permitir a resolução da região afetada pela viscosidade próxima à parede com uma malha até a parede, incluindo a camada limite viscosa. Computacionalmente, isso requer uma malha mais refinada na região da interface com as paredes e maior esforço computacional.

Uma segunda opção é não resolver essa região da camada limite viscosa e utilizar, para contabilizar os efeitos da mesma no escoamento, fórmulas semi-empíricas ligando as variáveis da solução nas células da malha adjacentes à parede ao valor das mesmas na parede. Essas fórmulas semi-empíricas são chamadas de “função de parede”. Utilizando as funções de parede não é necessário modificar os modelos de turbulência para acoplar com a parede. A diferença entre esses dois métodos é representada na figura 5.2.

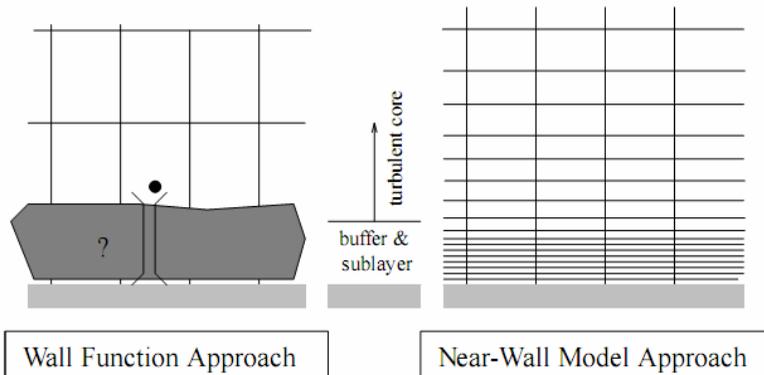


Figura 5. 2 - Diferença entre método de funções de parede e método Near-Wall (Fluent User's Guide, 2006).

A abordagem com funções de parede é popular por ser econômica, robusta e apresentar resultados com boa precisão. É uma opção prática para o tratamento de regiões adjacentes a paredes em simulações de escoamentos industriais (Fluent Manual, 2003).

As funções de parede são compostas de:

- Leis-de-paredes para velocidade média e temperatura e demais escalares;
- Fórmulas empíricas para quantidades turbulentas adjacentes às paredes.

O CFX 11.0 traz duas variações para a aplicação de funções de parede: Função de Parede Standard e Função de Parede Escalonável. O modelo Função de Parede Standard é baseado na proposta de Launder e Spalding (1974). As Leis-de-paredes e fórmulas para o cálculo das variáveis podem ser encontradas em Fluent User's Guide (2006).

O modelo Função de Parede Standard apresenta, porém, um problema ao limitar o nível de refino da malha próxima a parede a fim de apresentar resultados precisos. Malhas demasiadamente refinadas podem sair da faixa de distância mínima do primeiro volume adjacente a parede. O modelo Função de Parede Escalonável é idêntico ao Função de Parede Standard, porém corrige este aspecto, podendo ser aplicado em malhas com maior refinamento sem prejudicar o resultado. É utilizado neste trabalho o método de Funções de Parede Escalonáveis.

5.3.3. Combustão

Um tratamento simplificado da química da combustão é comumente realizado na forma de uma redução no número de reações químicas usadas para representar um sistema de reações, ou na redução da complexidade do mecanismo de reação. Nesta simplificação, um número limitado de reações e espécies é usado para representar uma reação real de combustão, que pode envolver centenas de reações e dezenas de espécies químicas. O objetivo desta abordagem é prever o escoamento e a transferência de calor e não as emissões de poluentes (Baukal, 2000). Para a reação de combustão de metano e oxigênio, foi utilizada uma reação de apenas um passo, dada por Westbrook e Dryer (1981):



sendo que nesta consideração as espécies menores não são incluídas.

Em geral, reações químicas podem ser descritas em termos de k reações elementares envolvendo N_c componentes, podendo ser escritas como:

$$\sum_{I=A,B,C,\dots}^{N_c} v'_{kl} I \Leftrightarrow \sum_{I=A,B,C,\dots}^{N_c} v''_{kl} I; \quad (5.23)$$

onde v_{kl} é o coeficiente estequiométrico para o componente I na reação elementar k . Para este caso, a reação estequiométrica da Eq. (5.22) é dada por:



Por sua vez os coeficientes são dados por:

$$\begin{array}{cccc} v'_{CH_4} = 1 & v'_{O_2} = 2 & v'_{CO_2} = 0 & v'_{H_2O} = 0 \\ v''_{CH_4} = 0 & v''_{O_2} = 0 & v''_{CO_2} = 1 & v''_{H_2O} = 2 \end{array}$$

O termo fonte, S_I encontrado na equação da conservação da massa, Eq. (5.6), representa a taxa de consumo ou produção para o componente

I , sendo computado como a soma das taxas de progresso para todas as reações elementares onde o elemento I participa, dada por:

$$S_I = W_I \sum_{k=1}^K (v''_{ki} - v'_{ki}) R_k ; \quad (5.25)$$

onde R_k é a taxa de reação elementar de progresso para a reação k , W_I , o peso molecular de cada componente e v_{ki} o coeficiente estequiométrico do componente I na reação k . O cálculo desta inclui o modelo de combustão adotado para a resolução numérica.

O modelo adotado para a inserção da combustão no modelo numérico foi o modelo de dissipação de vórtices (Eddy Dissipation Model – EDM), baseado no conceito de dissipação de vórtices (EDC) de Magnussen (1989).

Este modelo foi desenvolvido para ser usado em uma ampla faixa de escoamentos turbulentos, com ou sem pré-mistura, por ser um modelo simples e robusto. O modelo é baseado na definição de que a taxa de reação química seja rápida, quando comparada ao transporte de espécies químicas pelo escoamento, considerando que os produtos da reação se formam instantaneamente com a mistura em escala molecular dos reagentes. Essa é a definição do modelo EBU “Eddy Break-up model”, modelo do qual o EDM é uma variação. Sendo assim, a taxa de reação química é proporcional à energia cinética turbulenta e sua dissipação, k e ϵ . A taxa elementar de reação química que aparece na Eq. (5.25) é então definida como o menor valor de duas opções:

$$R_k = A \frac{\epsilon}{k} \min \left(\frac{[I]}{v'_{ki}} \right) ; \quad (5.26)$$

onde $[I]$ é a concentração molar do componente I , sendo que I são apenas os componentes reagentes da reação e A é uma constante de proporcionalidade. Nesta expressão, o componente com menor concentração limita a taxa de reação. Ou,

$$R_k = AB \frac{\epsilon}{k} \left(\frac{\sum_P [I] W_I}{\sum_P v''_{kl} W_I} \right); \quad (5.27)$$

onde $[I]$ agora se refere aos componentes dos produtos da reação elementar k . Nesta expressão a taxa é limitada pela presença de produtos. A constante B é um parâmetro numérico que indica se a reação é de simples ou múltipla etapa. Os valores das constantes A e B são obtidos a partir de testes experimentais, tendo sido utilizados aqui os valores padrões do CFX. Esses valores já se apresentam como uma limitação do modelo, uma vez que não se aplicam a todo tipo de combustão. É importante notar também que este modelo não inclui quaisquer efeitos de cinética química.

Por utilizar apenas uma reação, Eq. (5.24), para representar o mecanismo de combustão, o modelo EDM não considera as espécies químicas das dissociações. Outra idealização do modelo é a consideração de combustão completa do combustível. A reação é considerada com uma pré-mistura no interior do queimador, onde $1/4$ do valor do comburente é injetado juntamente com o combustível. Os valores das constantes A e B são respectivamente 4.0 e -1.0.

5.3.4. Radiação

A equação de transporte radiativo espectral para um meio absorvedor, emissor e difusor na posição \mathbf{r} e direção \mathbf{s} indica a taxa de variação da intensidade espectral $I(\mathbf{r},\mathbf{s})$, na direção de propagação \mathbf{s} , e é definida por:

$$\frac{dI(\mathbf{r},\mathbf{s})}{dS} = -(K_a + K_s) I(\mathbf{r},\mathbf{s}) + K_a I_b(\nu, T) + \frac{K_s}{4\pi} \int_{4\pi} I(\mathbf{r},\mathbf{s}') \Phi(\mathbf{s} \cdot \mathbf{s}') d\Omega' \quad (5.28)$$

onde \mathbf{r} é o vetor posição, \mathbf{s} o vetor direção de propagação, S a distância ao longo de \mathbf{s} , K_a o coeficiente de absorção, K_s o coeficiente de espalhamento, I_b a intensidade de emissão espectral de corpo negro, T

a temperatura absoluta do meio na posição \mathbf{r} , Ω' o ângulo sólido, Φ a função de fase de espalhamento (difusão da radiação). O primeiro termo à direita representa a redução da intensidade por absorção do meio e por espalhamento para fora da direção \mathbf{s} , o segundo termo representa a emissão do meio e o terceiro termo, o ganho por espalhamento. O terceiro termo considera todas as intensidades provenientes de outras direções \mathbf{s}' e que sofrem espalhamento para a direção \mathbf{s} . Os índices de dependência espectral das variáveis foram suprimidos para simplificação da escrita. Sendo a Eq. (5.28) uma equação integro-diferencial, a maior dificuldade está na resolução do último termo, onde a intensidade relativa a cada direção deve ser integrada para se calcular a variação da intensidade na direção particular \mathbf{s} , levando ao uso de diferentes modelos na solução.

A figura 5.3 representa a troca de calor radiativa em um meio participante, sendo que I representa a intensidade espectral de radiação, dependente da posição (r) e da direção (\mathbf{s}). Os termos da Eq. (5.28) estão indicados.

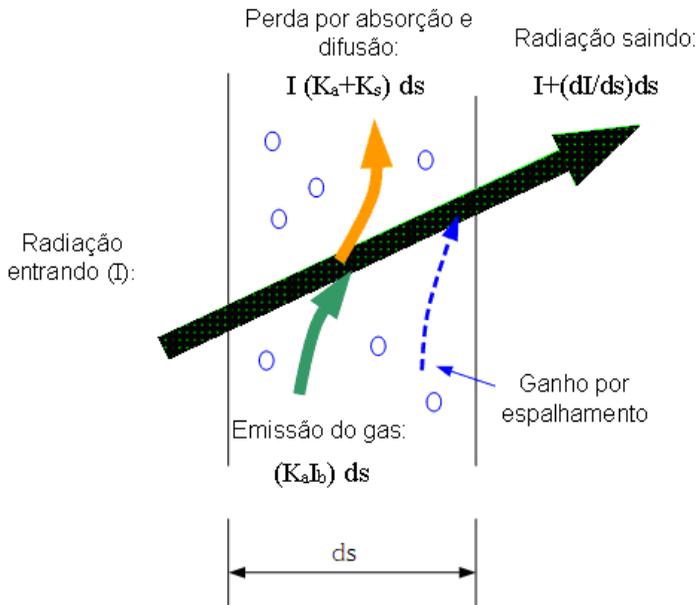


Figura 5. 3 - Troca de calor radiativo em um meio participante.

Os modelos de radiação podem ser escolhidos com base na espessura ótica do meio a ser resolvido, definida no capítulo 3. Apesar de outros fatores influenciarem a escolha do modelo, é possível ter uma idéia a partir deste valor. O CFX 11.0 possui quatro modelos de radiação, citados conforme o custo computacional de resolução:

- Modelo de Aproximação Diferencial – P1;
- Modelo de difusão de Rosseland;
- Modelo de Transferência Discreta – DTRM; e
- Modelo de Ordenadas Discretas – DO.

Para a resolução da radiação no meio, é necessário para todos os modelos como dados de entrada os valores do coeficiente de absorção do meio, K_{av} e de difusão, K_{sv} .

Os códigos FLUENT e CFX recomendam a seguinte relação:

Para espessura ótica > 1 , o modelo P1 é recomendado por obter bons resultados com baixo custo computacional. Para espessura ótica > 3 o modelo de difusão de Rosseland obtém bons resultados com menor custo computacional que o P1. Os modelos DTRM e DO funcionam bem para toda a faixa de espessura ótica, porém são computacionalmente mais pesados, sendo indicados então para espessura ótica < 1 .

Além disso, cada modelo tem sua peculiaridade, sendo descrita aqui apenas a do modelo utilizado. Maiores detalhes dos demais modelos podem ser encontrados em Siegel e Howell (1997).

No capítulo 3 foi apresentado o valor estimado da espessura ótica do meio estimado dentro do forno fritas, sendo próxima a 1. O modelo de resolução adotado é, então, o modelo de aproximação diferencial, P1. Este é o caso mais simples do modelo geral PN, onde N representa o grau de aproximação realizado na intensidade de radiação. Quanto maior o grau, melhor a aproximação do modelo. Neste modelo, a intensidade de radiação I é expandida em uma série de harmônicos esféricos. Além disso, o modelo assume que a intensidade de radiação é isotrópica, ou seja, independente da direção, em todos os pontos do espaço. Este modelo reduz a equação de transferência radiativa integral para uma equação diferencial.

A intensidade de radiação expandida na série ortogonal de harmônicos esféricos é dada por:

$$I(s, \omega) = \sum_{l=0}^{\infty} \sum_{m=-l}^l A_l^m(s) Y_l^m(\omega); \quad (5.29)$$

onde $A_1^m(s)$ são os coeficientes dependentes da posição a ser determinados pela solução e $Y_1^m(\omega)$ são harmônicos esféricos normalizados dependentes do ângulo θ , dados por:

$$Y_1^m(\omega) = \left[\frac{2l+1}{4\pi} \frac{(l-m)!}{(l+m)!} \right]^{1/2} e^{jm\phi} P_1^m(\cos\theta) \quad (5.30)$$

Os termos $P_1^m(\cos\theta)$ são os polinômios de Legendre de primeiro tipo. Na série PN, a Eq. (5.30) é truncada após N termos. Para o modelo P1, a série é mantida para $l=0$ e $l=1$. A intensidade de radiação é escrita então na forma:

$$I(s, \omega) = (\text{termo}^1 + \text{termo}^2 + \text{termo}^3 + \text{termo}^4); \quad (5.31)$$

onde os termos são função de senos e cossenos dos ângulos esféricos. Essas expressões podem ser encontradas em Siegel e Howell (1997) para os modelos P1 e P3.

Com a obtenção da distribuição da intensidade espectral em cada ponto do meio, outras grandezas podem ser definidas como a radiação espectral incidente em um ponto \mathbf{r} do meio:

$$G \equiv \int_{4\pi} I(\mathbf{r}, s) d\Omega \quad (5.32)$$

Define-se também o fluxo radiativo espectral como sendo:

$$q_r(\mathbf{r}, \mathbf{n}) = \int_{4\pi} (\mathbf{s} \cdot \mathbf{n}) I(\mathbf{r}, s) d\Omega; \quad (5.33)$$

onde o produto escalar fornece a projeção da intensidade I na direção \mathbf{n} considerada. O divergente do fluxo radiativo é obtido através da derivação da Eq. (5.33). Através da solução da Eq. (5.28), obtém-se a divergência do fluxo radiativo espectral para um meio emissor, absorvedor e com espalhamento isotrópico (função de fase constante e unitária) (Siegel e Howell, 1997):

$$-\nabla \cdot \mathbf{q}_r = K_a (G - 4E_b) \quad (5.34)$$

Integrando a Eq. (5.34) em todo o espectro se obtém o valor da divergência de fluxo radiativo total, Eq. (5.35), o qual pode ser substituído diretamente na equação de energia como fonte ou sumidouro de energia.

$$\nabla \cdot \mathbf{q}_{r,\text{total}} = \int_0^\infty (\nabla \cdot \mathbf{q}_r) dv = \int_0^\infty K_a G dv - 4 \int_0^\infty K_a E_b dv \quad (5.35)$$

Assumindo que a intensidade de radiação chegando e saindo da parede seja independente da direção, a condição de contorno nas paredes, consideradas como superfícies cinzas e difusas, para a equação anterior é dada por:

$$q_{r,w} = -\frac{\epsilon_w}{2(2-\epsilon_w)} (4\sigma T_w^4 - G_w); \quad (5.36)$$

onde w representa o valor na parede. Este valor de $q_{r,w}$ é usado na equação da energia como um termo fonte.

Quando se considera meio participativo, como é o caso neste trabalho, há ainda algumas simplificações possíveis que reduzem consideravelmente o esforço computacional requerido. Bhattacharjee e Grosshandler (1989) destacam dois fatores que complicam a modelagem de radiação gasosa:

1. A variação espectral das propriedades radiativas, que geram a necessidade de integração sobre o espectro;
2. O fato de a composição dos gases não ser homogênea sobre todo o domínio.

As simplificações consideradas até este ponto trabalham no intuito de evitar estes dois principais problemas. Isto é feito adotando-se propriedades radiativas constantes no espectro e gases bem misturados sobre todo o domínio, considerando-se uma composição de equilíbrio químico.

O modelo espectral então adotado é o de meio *Cinza*. Neste modelo é assumido que as propriedades radiativas sejam praticamente uniformes em todo o espectro, simplificando assim a integração das equações que

apresentam dependência espectral. Além disso, os valores de K_s e K_a também são considerados constantes em todo o meio, assumindo os valores de $K_a = 1 \text{ m}^{-1}$ e $K_s = 0$, indicando um meio pouco espesso do ponto de vista da radiação e sem espalhamento. O cálculo destes coeficientes é demonstrado no capítulo 3.

É interessante ressaltar que ao assumir que o meio se comporta como um meio cinza, alguns erros importantes são adicionados ao problema. Os gases reais absorvem e emitem em bandas discretas. A radiação refletida pelas paredes não sofrerá diferenciação ao passar pelos gases quando, na realidade, por serem constituídas de diversas bandas de comprimento de onda diferentes, poderiam passar direto e incidir em outra superfície ou poderiam ser absorvidas pelo meio. Esse comportamento diferenciado não é possível de se assumir um meio cinza. Outra limitação óbvia é que com um valor constante de coeficiente de absorção, a influência da composição do gás no volume de controle não é devidamente considerada.

5.4. Geometria idealizada

A geometria real do forno, apresentada no capítulo 3, possui o teto um pouco abaulado e uma ocupação da cavidade interna do forno pela massa de fritas em processamento. Para a modelagem numérica, o forno foi idealizado como hexaédrico, tanto externamente como internamente, desprezando qualquer inclinação na massa acumulada no fundo do forno e o abaulamento da abóbada. As dimensões principais são 2,60 m de largura, 2,00 de altura e 6,45 m de comprimento. As paredes são uniformes e de espessura constante de 0,40 m.

A massa de fritas é empurrada, em regime permanente, para o interior através de um parafuso sem fim na parte traseira do forno. A massa se acumula nesta parte e escoar para a base ou fundo do forno ao sofrer a mudança de fase. Depois de processada, sua saída ocorre pela face frontal. Esse processo é contínuo, havendo um fluxo de massa fluida para fora do forno. A Fig. 5.4 apresenta a geometria idealizada do forno.

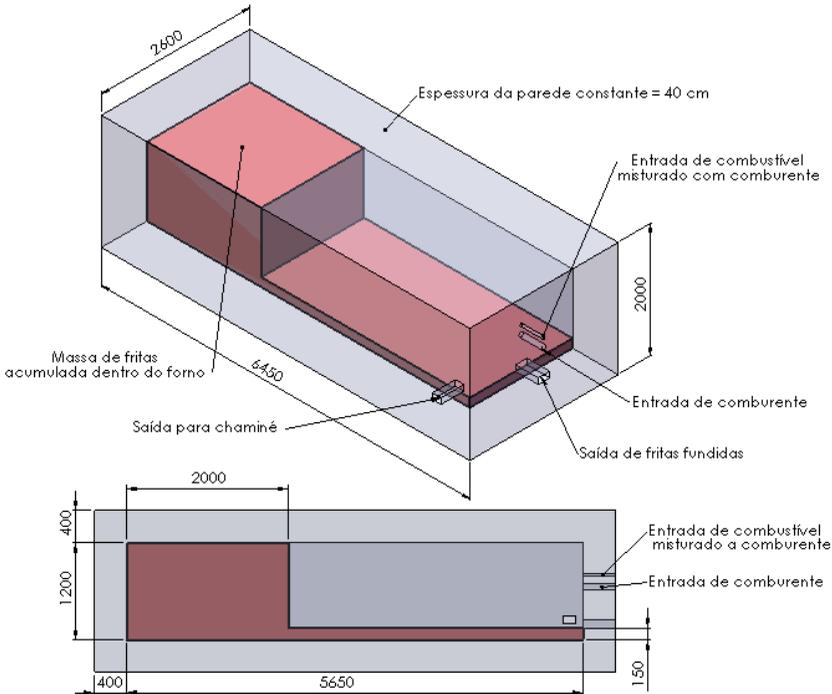


Figura 5. 4 - Geometria idealizada do forno fritas.

A cavidade interna do forno possui geometria retangular com um queimador frontal e saída para chaminé lateral. Suas dimensões principais são 1,80 m de largura, 1,05 m de altura e 3,65 de comprimento. Massa de fritas sofre derretimento dentro da cavidade do forno e escorre para fora do mesmo por orifício frontal posicionado abaixo do queimador. A combustão é realizada com gás natural e oxigênio puro.

O queimador foi idealizado como duas entradas circulares de fluido, posicionadas na linha central da face frontal e distanciadas por 145 mm de seus centros em altura. A opção de entradas retangulares para os fluxos de massa foi descartada por influência na convergência numérica do problema. As áreas e posições das entradas foram estimadas com base no tamanho do queimador utilizado e dos orifícios de injeção do mesmo. A entrada superior é considerada a entrada de gás natural, com uma pequena percentagem de comburente, enquanto a inferior é de comburente puro. As entradas possuem diâmetro de 40 e 80 mm, para a

de gás e a de comburente, respectivamente. A entrada inferior, de comburente, é posicionada a uma altura do fundo externo do forno de 690 mm do seu centro e 540 mm da interface com a massa de fritas cerâmicas. O centro da entrada de gás posiciona-se a 835 mm do fundo. A saída de gases quentes representa a saída para a chaminé idealizada como retangular, e fica na parede esquerda do forno. Possui dimensões de 100 x 150 mm.

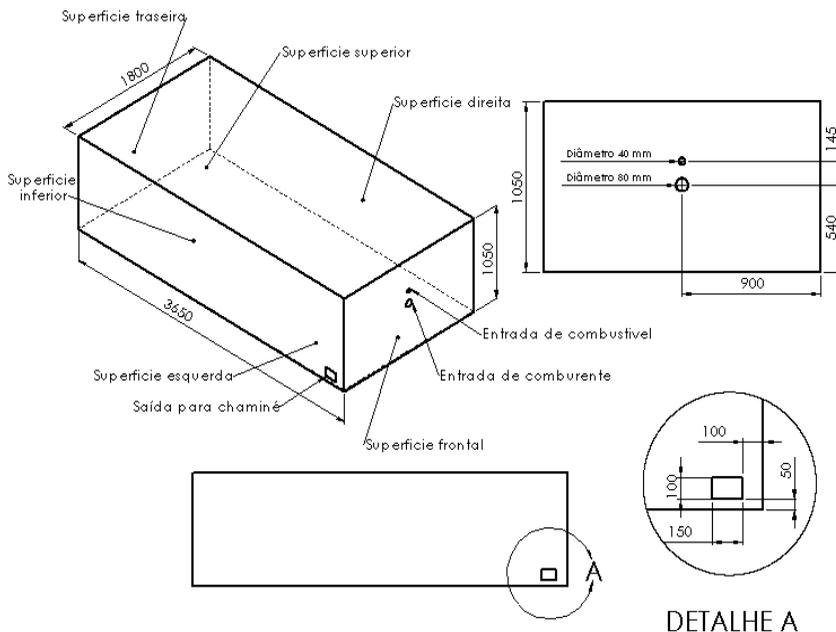


Figura 5.5 - Geometria da cavidade interna do forno.

O fundo e a parte traseira do forno representam o banho de massa de fritas em mudança de fase. No problema numérico não há entrada nem saída de massa de fritas cerâmicas, sendo o banho estacionário. As dimensões da massa de fritas cerâmicas dentro do forno foram estimadas com base na experiência do serviço técnico da empresa parceira. A figura 5.5 apresenta a cavidade interna idealizada, constando na mesma as entradas de combustível e comburente e a saída de gases para a chaminé.

O domínio de resolução adotado para o Ansys CFX foi o da cavidade interna do forno, o domínio fluido do problema, onde ocorrem

os principais fenômenos físicos. As paredes foram excluídas do domínio geométrico, porém inseridas na modelagem de forma simplificada, como será especificado mais adiante. Dentro deste contexto a solução inclui a combustão do gás metano, o escoamento dos gases, a radiação do meio interno do forno e a perda de calor pelas paredes por convecção e radiação externa.

5.5. Malha do modelo numérico

A malha de discretização para o problema do forno de fritas é uma malha hexaédrica estruturada. Devido aos maiores gradientes esperados em determinadas regiões, a malha não é igualmente espaçada, sendo mais refinada nas regiões das entradas de massa (entrada de gás metano e oxigênio) e na saída de massa (saída de gases quentes). Na região da cavidade onde ocorre a combustão também ocorre um maior refinamento. Uma visão geral da malha é apresentada na Fig. 5.6.

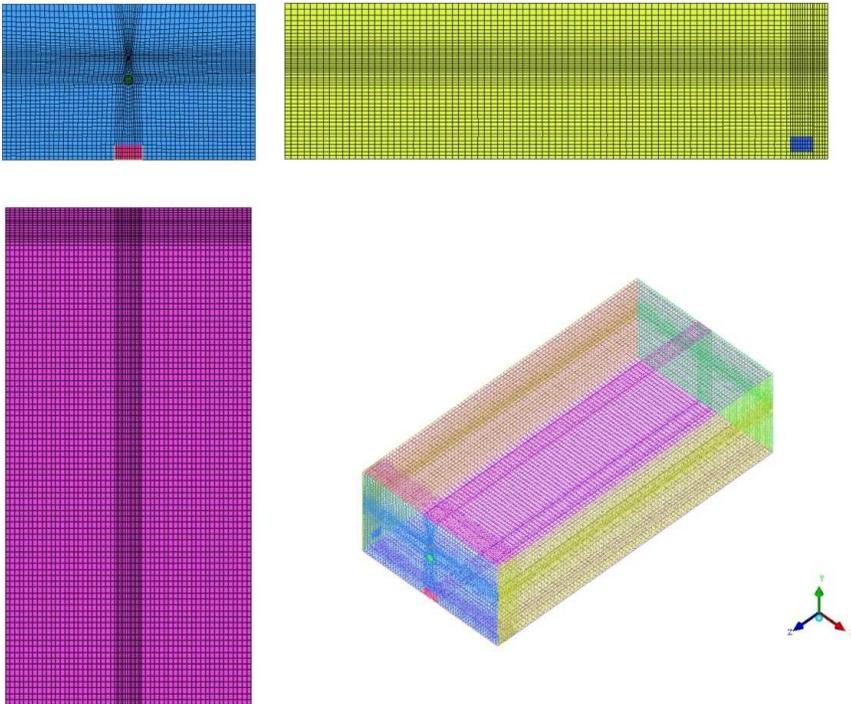


Figura 5. 6 - Visão geral da malha montada para resolução numérica do problema.

As diferentes cores representam diferentes superfícies de contorno. Uma vista de detalhe das entradas e saída é apresentada na figura 5.7. A malha possui um total de 384.422 elementos de volume e 368.992 de nós. Apesar de mais refinada em algumas regiões, a malha possui uma média de tamanho dos elementos não muito pequena, ficando em torno de $\overline{\Delta x} = 29$ mm, $\overline{\Delta y} = 21$ mm e $\overline{\Delta z} = 32$ mm. Há contudo elementos menores, como na região de entrada de combustível e comburente que são menores, em um fator aproximado de 5 vezes menor, e elementos maiores como nas regiões mais afastadas do centro da cavidade, em torno de 2 vezes maiores. As figuras 5.8 e 5.9 trazem cortes transversais e longitudinais da malha. Os elementos de volume mantêm uma boa ortogonalidade em toda a malha, sendo a mesma menor perto das entradas de massa. O número de elementos na direção x é de 61 elementos, y de 49 elementos e z de 114 elementos. A malha não é refinada perto das paredes, apresentado volumes com até 45 mm de altura na interface. A malha não foi mais refinada devido ao grande esforço computacional. Testes realizados com malhas mais refinadas não mostraram uma diferença muito significativa nos resultados analisados, uma vez que os mesmos foram analisados em nível global no forno.

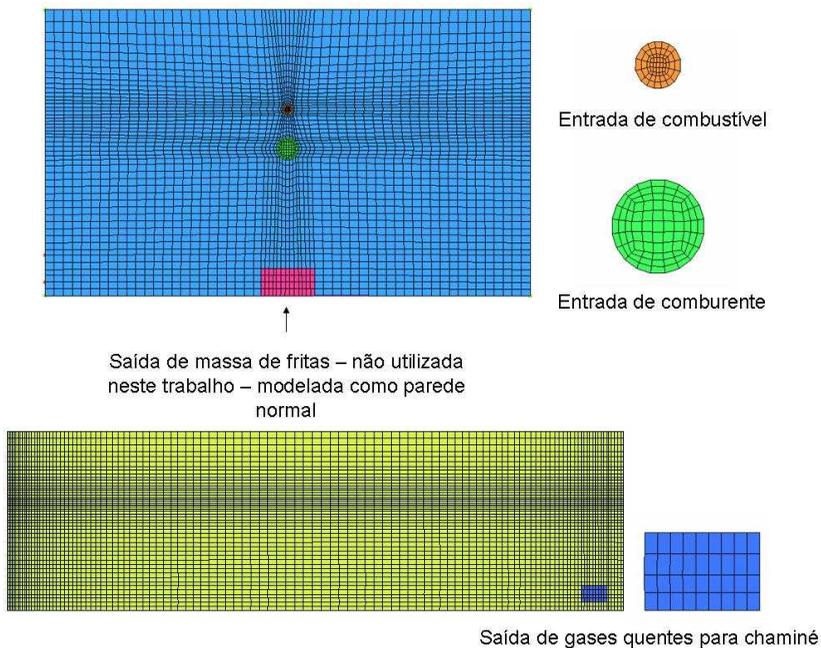


Figura 5. 7 - Detalhe das entradas e saída de massa do domínio.

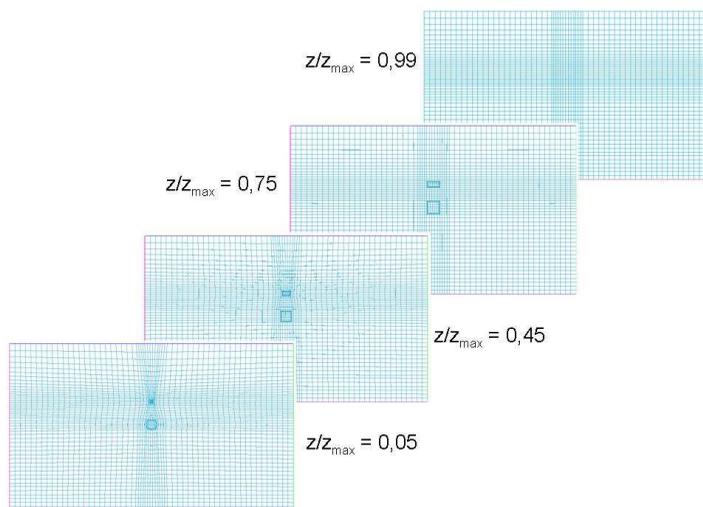


Figura 5. 8 - Cortes transversais da malha.

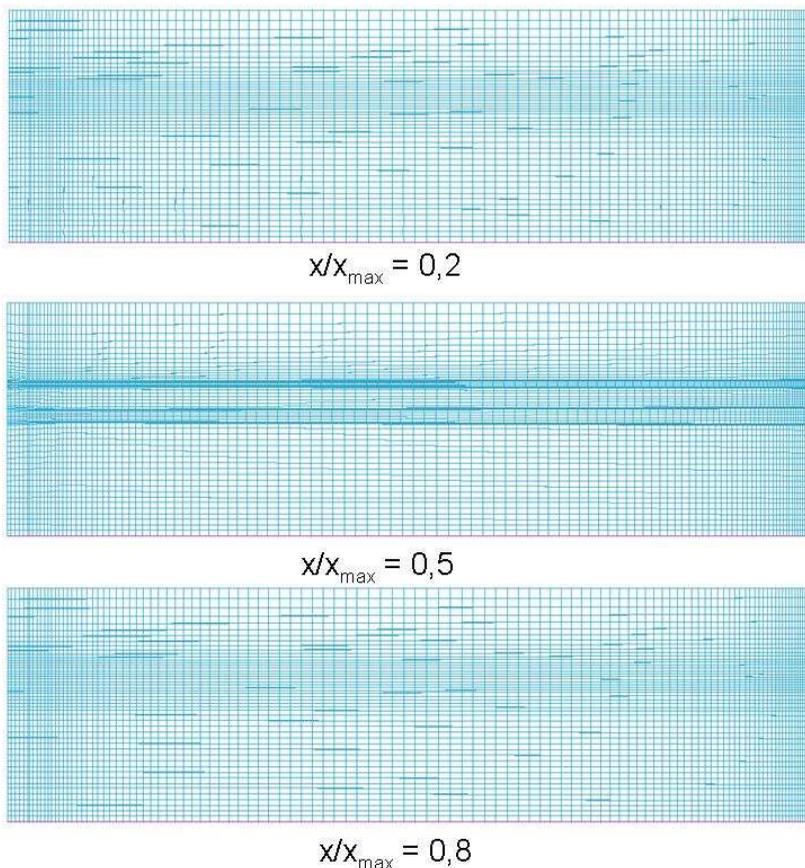


Figura 5. 9 - Cortes longitudinais da malha.

5.6. Convergência e critério de parada

Resultados numéricos são aproximações truncadas a certo nível de precisão. Sua confiabilidade depende de fatores como modelagem dos fenômenos físicos, aproximações matemáticas, refino de malha e outros. O erro de iteratividade também é um desses fatores e é controlado através dos critérios de parada da simulação. Os critérios de parada considerados neste trabalho são baseados no erro quadrático médio e balanços de variáveis nos volumes finitos.

Sendo o objetivo deste trabalho a obtenção de soluções numéricas plausíveis com a utilização de computadores disponíveis na maioria das empresas do ramo industrial, visou-se casos onde o tempo de computação não fosse demasiado e a demanda computacional fosse aceitável. Para os casos aqui apresentados, o critério de parada foi um erro quadrático médio inferior a 2.10^{-4} para todas as variáveis calculadas e balanços das mesmas abaixo de 1% de erro. A convergência e erros do caso padrão numérico podem ser visualizados nas figuras 5.10 e 5.11.

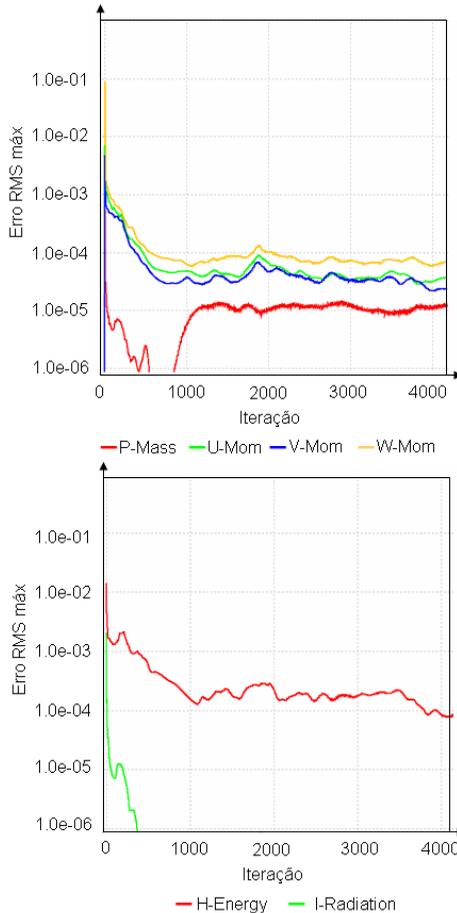


Figura 5. 10 – Erro RMS máximo no domínio para a solução numérica.

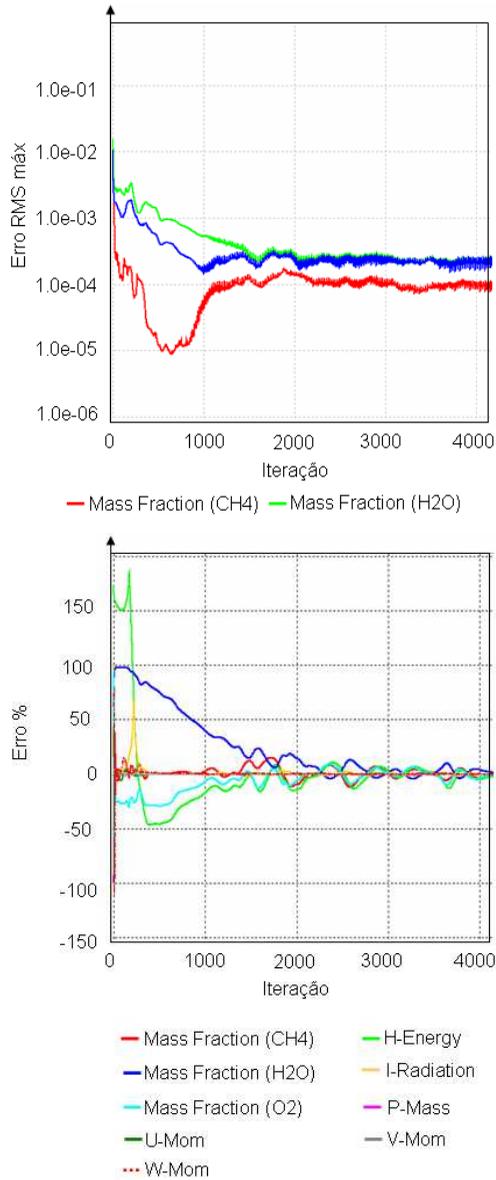


Figura 5. 11 – Erro (%) no balanço para cada variável para a solução numérica.

Para se obter as soluções numéricas apresentadas neste trabalho foi utilizado um microcomputador com processador Intel Core 2 Duo de 2.80 GHz e 3.24 GB de Memória RAM e o tempo de convergência médio para um caso foi de 112 horas.

5.7. Condições de contorno

No modelo padrão para o forno de fritas se considerou duas entradas de fluxo de massa, de gás metano e de oxigênio, e condição de fluxo de massa prescrito na saída. Além disto, as paredes foram consideradas como condutores de calor através do uso de um coeficiente de resistência térmica uniforme em toda a parede. Por último, as interfaces junto à massa de fritas dentro do forno foram modeladas como superfícies de temperatura constante e igual à temperatura de fusão estimada da frita cerâmica. As condições de contorno usadas na simulação estão representadas na figura 5.12.

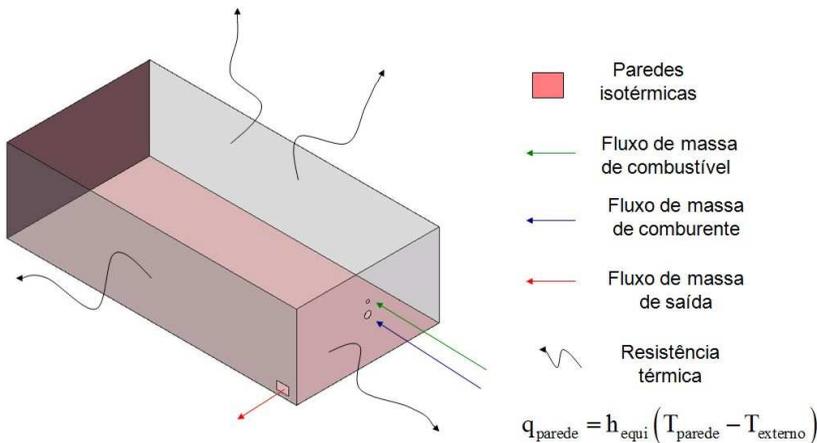


Figura 5. 12 - Condições de contorno do problema idealizado.

A figura 5.13 apresenta a denominação das superfícies conforme usada na geometria do CFX.

Uma observação importante é que a superfície denominada ABERTURA é tratada neste trabalho como uma extensão normal da parede, portando usando as mesmas condições de contorno. Sua

denominação diferente é devido à utilização da mesma geometria em outros casos diferentes.

As condições podem ser divididas em quatro seções: entradas de massa, saída de massa, paredes isotérmicas e imposição de resistência equivalente. Elas são explicadas rapidamente abaixo e compiladas nas tabelas 5.3 a 5.5.

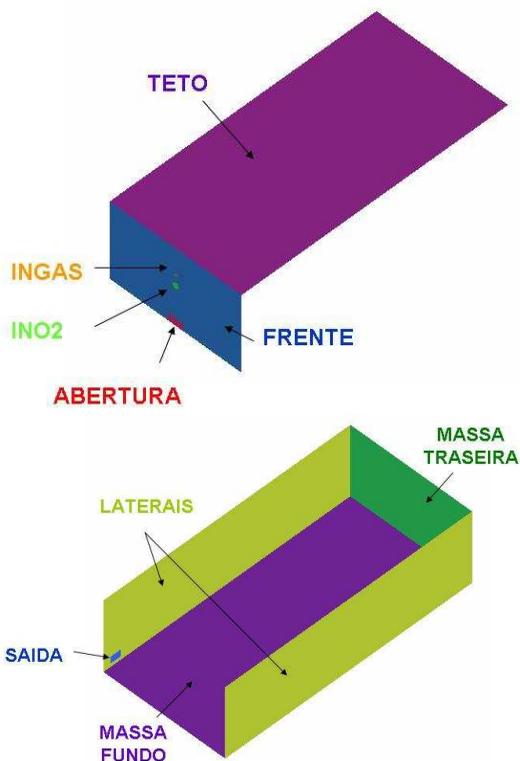


Figura 5. 13 - Denominação das superfícies na modelagem em CFX.

1) Entradas de massa

Para a entrada de gás metano no forno, a condição de fluxo prescrito foi utilizada. O fluxo é considerado uniforme e normal à área de entrada e possui valor de 0,04 kg/s. Destes 0,04 kg/s de massa, 0,02 kg/s correspondem ao gás metano e os restantes 0,02 kg/s ao oxigênio. Para a

condição de contorno para turbulência, é considerada uma intensidade turbulenta de 5%. A temperatura de entrada da massa é de 300 K.

Para a entrada de oxigênio, a mesma condição da entrada de gás metano é assumida, havendo apenas uma diferença no valor numérico. Para oxigênio a entrada é de 0,06 kg/s de oxigênio puro. A temperatura e intensidade de turbulência são as mesmas.

2) Saída de massa

Para a saída de gases quentes foi adotada a condição de saída de fluxo prescrito e igual ao valor de entrada, que totaliza 0,10 kg/s. Às demais variáveis é imposta a condição de gradiente constante entre a superfície de saída e o volume adjacente.

3) Paredes isotérmicas

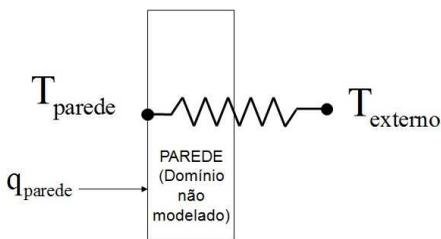
Para considerar a massa de fritas fundida dentro do forno, as paredes inferior e traseira foram consideradas à temperatura constante de 1680 K. Esta temperatura é estimada como a temperatura de fusão média da massa de fritas cerâmicas. Essas duas paredes são modeladas como estáticas, ou seja, não é modelado o movimento das fritas para fora do forno. A condição de não escorregamento é imposta nas paredes.

4) Imposição de resistência equivalente

A fim de incluir as perdas pelas paredes do forno sem a necessidade de incluir um subdomínio sólido no problema, a condição de resistência equivalente foi adotada. Essa condição impõe um fluxo na interface do domínio sólido com o fluido, baseado em um coeficiente de troca de calor equivalente e uma temperatura externa, de acordo com a Eq. (5.37).

$$q_{\text{parede}} = UA_{\text{equi}} (T_{\text{parede}} - T_{\text{externo}}); \quad (5.37)$$

onde a variável T_{parede} é calculada pelo programa e o coeficiente de troca de calor equivalente, UA_{equi} , e a temperatura ambiente externa, T_{externo} , são impostas como dados de entrada. A representação gráfica desta condição de contorno é apresentada na figura 5.14.



$$q_{\text{parede}} = UA_{\text{equi}} (T_{\text{parede}} - T_{\text{externo}})$$

Figura 5. 14 - Coeficiente de troca de calor nas paredes.

Tabela 5. 3 - Condições de contorno gerais.

Superfície	Representação	Condição térmica	Condição de escoamento	Condição de turbulência
INGAS	Entrada de gás metano pré-misturado com oxigênio	Temperatura do escoamento prescrita	Fluxo de massa prescrita	Intensidade turbulenta prescrita
INO2	Entrada de oxigênio	Temperatura do escoamento prescrita	Fluxo de massa prescrita	Intensidade turbulenta prescrita
MASSA TRASEIRA, MASSA FUNDO	Massa de fritas cerâmicas em fusão dentro do forno	Superfície isotérmica	Condição de não escorregamento - superfície estacionária	-
LATERAIS, ABERTURA, FRENTE, TETO	Paredes refratárias do forno	Coefficiente de troca térmica e temperatura externa prescritos	Condição de não escorregamento - superfície estacionária	-
SAIDA	Saída de gases do forno para base da chaminé	Gradiente constante a partir do último volume da malha	Fluxo de massa prescrita	Gradiente constante a partir do último volume da malha

O valor de T_{externo} adotado é o próprio valor da temperatura ambiente externa e h_{equi} foi calculado como o inverso da resistência equivalente de condução nas paredes, convecção externa e radiação externa e assumido constante ao longo de cada parede. Para a estimativa dos coeficientes foram utilizadas fórmulas empíricas de convecção natural em placa plana e propriedades estimadas das paredes refratárias (Incropera e De Witt, 2003). O valor foi o mesmo para todas as superfícies com esta condição. A imposição de não escorregamento também foi utilizada para as paredes.

Tabela 5. 4 - Condições de fluxo prescrito.

Condição de contorno	Valor numérico	Composição mássica	Intensidade de turbulência	Temperatura	Superfície de aplicação
Fluxo de massa	0,04 kg/s	0,5 CH ₄ 0,5 O ₂	5 %	300 K	INGAS
Fluxo de massa	0,06 kg/s	1 de O ₂	5%	300 K	INO2
Fluxo de massa	0,1 kg/s	Composição calculada pelo solver entre CO ₂ e H ₂ O	Gradiente constante a partir do ultimo volume da malha	Gradiente constante a partir do ultimo volume da malha	SAIDA

Tabela 5. 5 - Condições nas paredes.

Condição de contorno	Valor numérico	Influencia no escoamento	Emissividade superfície interna	Superfície de aplicação
Parede isotérmica	1680 K	Sem escorregamento	0,4	MASSA INFERIOR e MASSA TRASEIRA
Paredes com coeficiente de troca de calor constante e temperatura externa	$T_{\text{externo}} = 308 \text{ K}$ $h_{\text{equivalente}} = 9,16 \text{ W/m}^2\text{K}$	Sem escorregamento	0,4	LATERAIS, FRENTE, TETO e ABERTURA

6. Resultados

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos com o modelo numérico em duas seções distintas. A primeira seção traz a comparação dos resultados do modelo numérico com os respectivos dados experimentais, apresentados no capítulo 4. Ainda na avaliação do modelo, três casos diferenciados são comparados entre si demonstrando a representação do comportamento físico do forno. A continuação do capítulo ocorre através da apresentação e análise dos demais resultados do modelo numérico, englobando resultados mais específicos sobre os fenômenos que ocorrem na cavidade interna do forno.

6.1. Comparação com valores experimentais

6.1.1. Balanço de energia

A tabela 6.1 apresenta a comparação do balanço global experimental do forno, apresentado anteriormente na tabela 4.10, e o mesmo obtido por via numérica. O cálculo do balanço global do forno no modelo numérico foi realizado em um programa específico (EES), usando os resultados já obtidos com o CFX. A produção de fritas para o caso também é obtida pelo programa numérico.

Tabela 6. 1 - Comparação balanço de energia numérico e experimental.

	Resultado experimental		Resultado numérico		Diferença
	Energia [kW]	Energia [%]	Energia [kW]	Energia [%]	%
Liberada pela combustão	1050	100	1000	100	-
Gases quentes pela chaminé	346	32,9	251	25,1	7,8
Produto	428	40,8	388	38,7	2,1
Perdas pelas paredes	314	29,9	363	36,2	-6,3
Produção de fritas [kg/s]	0,240		0,237		-1,25

Comparando-se com os valores experimentais, observa-se que modelo numérico superestima as perdas pelas paredes do forno e

apresenta menor perda pelos gases quentes da chaminé. As propriedades das paredes, assim como das fritas cerâmicas, foram estimadas com base em pesquisa bibliográfica, podendo ser uma das fontes desta diferença com os dados experimentais. Outro ponto a ser notado é que os próprios dados experimentais foram de difícil obtenção, agregando uma grande parcela de erro inerente às medições. A temperatura média dos gases na saída da cavidade interna do forno para a base da chaminé foi obtida no modelo numérico como 1778 K. Nos dados experimentais, essa temperatura foi calculada indiretamente, a partir de medições de temperatura e vazões na chaminé, devido à impossibilidade da medição desta variável diretamente. Ela foi estimada em 1900 K para o forno com infiltrações de ar. Maiores detalhes sobre as infiltrações podem ser encontrados no capítulo 4. A energia para o produto, predita pelo modelo, é um pouco menor do que o estimado experimentalmente, porém a diminuição na produção encontrada no resultado numérico é consistente. Novamente, a questão das propriedades estimadas influencia nos resultados.

A tabela 6.2 traz os resultados do balanço de energia para dois outros casos: paredes mais isoladas e menos isoladas. O caso de paredes menos isoladas representa paredes com resistência equivalente utilizada no caso padrão dividida por um fator de 2 enquanto o caso de mais isolado multiplica o mesmo por um fator de 10. As demais condições permanecem inalteradas. Os balanços são comparados ao modelo numérico padrão definido no capítulo 5.

Tabela 6. 2 - Comparação entre casos numéricos.

	Modelo padrão	Menos isolado	Mais isolado
	Energia [%]	Energia [%]	Energia [%]
Gases quentes pela chaminé	25,1	24,0	25,9
Produto	38,7	3,2	67,9
Perdas pelas paredes	36,2	73,0	3,6
Produção de fritas [kg/s]	0,237	0,0195	0,416

A energia perdida através dos gases da chaminé não apresenta diferença significativa entre todos os casos comparados. A condição de temperatura prescrita para o banho de massa de fritas (produto) é mantida em todos os casos, sendo a produção de fritas calculada a partir de uma rotina de balanço de energia em EES alimentada com os resultados da simulação numérica.

Para todos os casos o fluxo de massa de gases quentes não varia, adotando-se o valor estequiométrico da combustão, e a temperatura de saída dos gases na base da chaminé pouco se altera, situando-se na faixa de 1770 a 1820K. A parcela de energia entregue à massa de fritas (produto) e a parcela de energia perdida pelas paredes apresentam grandes diferenças entre os casos, como pode ser visto comparando-se os casos de paredes mais isoladas e menos isoladas.

O modelo numérico demonstra, para os casos analisados, um comportamento físico consistente com o problema abordado, ao apresentar um aumento na produção com o isolamento das paredes e decréscimo do mesmo com menor isolamento. Contudo não se pode garantir a viabilidade de aplicação de cada caso na indústria, uma vez que não foi analisado aqui o desgaste resultante das paredes ou a qualidade do produto final. Porém, uma vez estabelecida a quantidade de combustível, é possível estimar o campo de temperatura nas paredes refratárias, assim como o efeito do campo interno de temperaturas na produção de fritas. Por ser um equipamento com desgaste acentuado dos refratários e de onerosa operação, este procedimento pode auxiliar no estabelecimento dos valores dos parâmetros a serem adotados no controle do forno, a partir de uma estimativa obtida pela simulação.

6.1.2. Temperaturas externas

O modelo numérico CFX apresenta como resultado o campo de temperatura nas superfícies internas das paredes do forno, uma vez que o domínio sólido do problema, as paredes do forno, não está incluído nesse modelo numérico. Deste modo o campo de temperatura da superfície externa do forno foi gerado a partir dos resultados do CFX, usando-se um programa Fortran mais simples. Este programa, usando FORTRAN 90, usou o método de volumes finitos, mas compreendendo apenas um modelo de convecção externa, condução nas paredes e radiação externa. As temperaturas das superfícies internas e os respectivos fluxos são os resultados fornecidos pela simulação da cavidade do forno em CFX.

Os três campos de temperatura são comparados na figura 6.1. Nesta figura a grade geral dos resultados se estende pela lateral completa do forno, sendo o zero do eixo das abscissas a parte traseira do forno, onde ocorre a alimentação de massa de fritas crua e a posição 6,45 m a face frontal do forno, onde está situado o queimador.

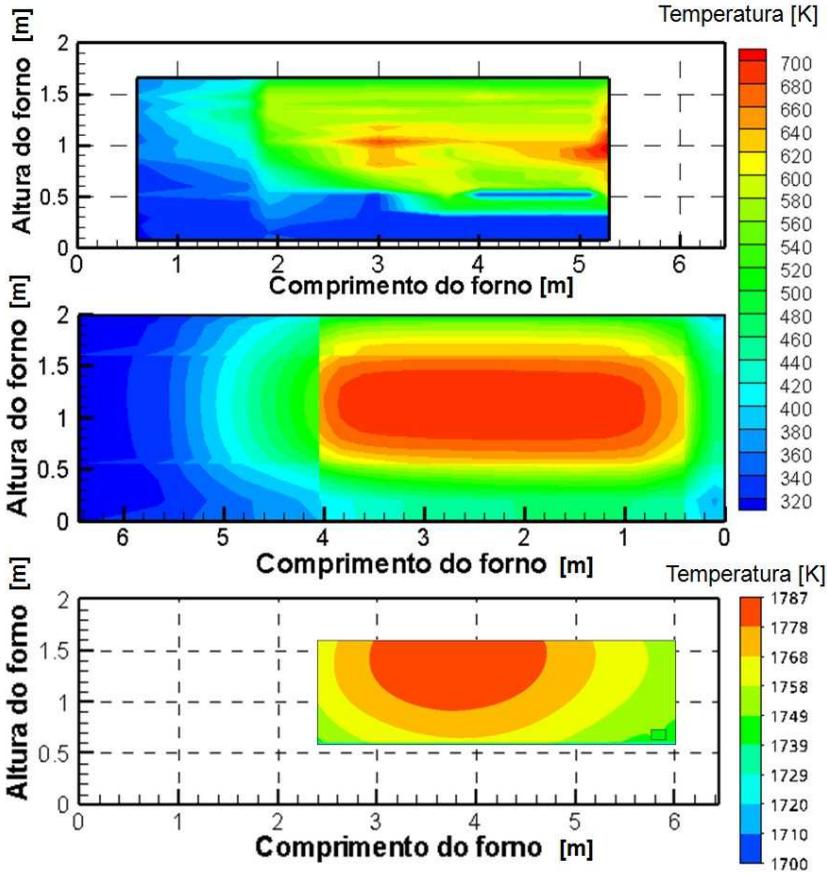


Figura 6. 1 - Campo de temperatura, parede esquerda: (a) experimental, superfície externa; (b) Fortran, superfície externa; (c) CFX, superfície interna.

Nas ordenadas, o zero corresponde à parte inferior do forno e a posição 2 m, ao teto. Nos resultados experimentais (gráfico superior), não está incluída a chaminé embutida na parede esquerda, na posição entre 5,30 e 6,45 m. Outros elementos estruturais do forno, como vigas e colunas de aço, também dificultaram o levantamento das temperaturas superficiais. Os resultados do FORTRAN englobam toda a geometria da superfície externa da parede (gráfico intermediário). Já o domínio de resolução do CFX se resume à cavidade interna do forno, mostrando

apenas a parte onde ocorre a combustão e circulam os gases, não incluindo a parede de matéria-prima (2,0 m) e parede do fundo (0,4 m), num total de 2,4 m. Também a base do forno de 0,4 m, somada a espessura do banho de 0,2 m, definem a posição da interface inferior do volume simulado.

Tanto para o resultado experimental como para o numérico a concentração de temperaturas mais elevadas ocorre na parte central frontal, onde há a cavidade do forno. A imagem relativa à massa de fritas não fundida aparece nos resultados experimentais, porém sua posição não está bem clara, observando-se alguns degraus na parte esquerda do gráfico intermediário. A alimentação de matéria-prima é feita pelo centro, um grande volume toma toda a altura do forno, mas o ataque da chama altera a superfície frontal, não se comportando como uma superfície plana e de forma constante no tempo. Nos modelos numéricos Fortran e CFX, essa massa de matéria-prima foi modelada como uma parede vertical de 2 metros de espessura que termina em 2,4 m, daí a diferença entre o experimental e o numérico. Para o Fortran as interfaces entre domínio sólido e gasoso nos modelos numéricos ocorrem nas posições 2,40 m e 6,05 m, no comprimento do forno. O domínio gasoso modelado no CFX se inicia na superfície interna da base do forno, em 0,4 m e termina na superfície interna da abóbada, em 1,6 m. Abóbada e base possuem espessura de 0,4 m.

O campo de temperatura na superfície interna, obtido com o modelo em CFX, apresenta o mesmo comportamento do medido na superfície externa. A região de maior temperatura se concentra na região superior esquerda, aproximadamente entre 3,0 e 4,6 m e comprimento de 1,0 a 1,5 m de altura.

As paredes conseguem reduzir a temperatura na ordem de 1000 K, da superfície interna para a externa do forno.

A figura 6.2 apresenta as curvas de temperatura na superfície externa do forno das paredes esquerda e direita obtidas com o modelo numérico e comparada com as obtidas experimentalmente em diferentes alturas do forno. Em ambas figuras a origem da abscissa está colocada na parede traseira.

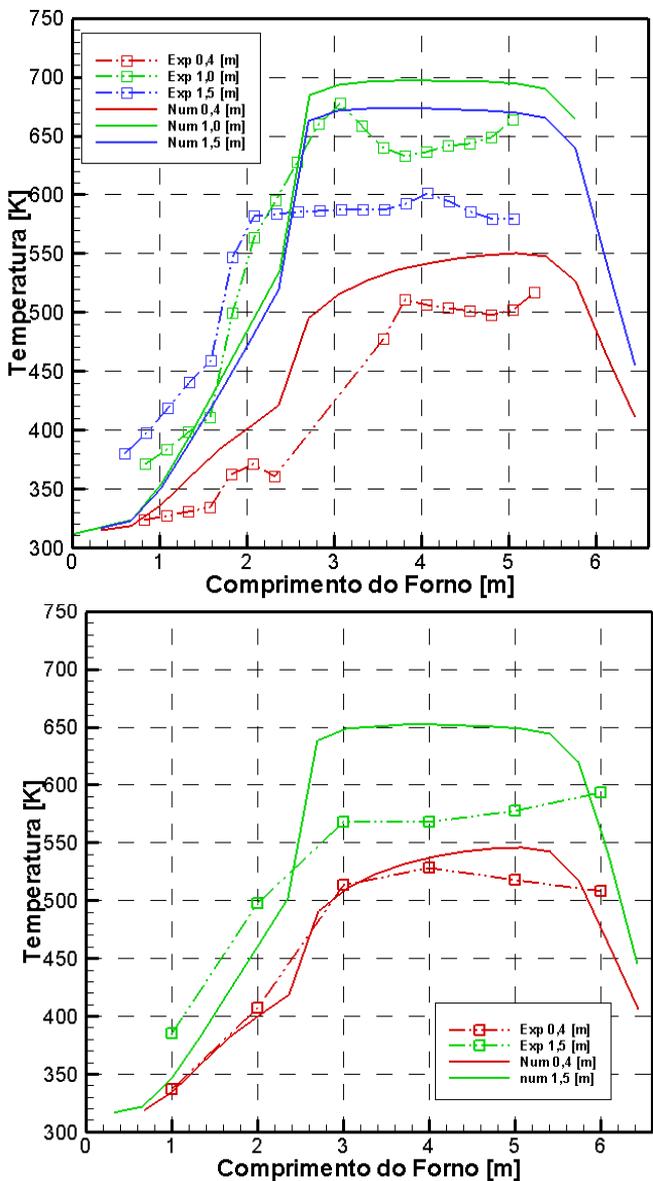


Figura 6. 2 - Comparação experimental e numérica entre temperaturas nas superfícies externas das paredes esquerda (superior) e direita (inferior).

A curva a 0,4 m é posicionada na interface da massa de fritas, onde o banho tem contato com o fundo do forno. Em 1,0 m é a linha central longitudinal do forno e 1,5 m a altura próxima ao teto. A comparação entre as curvas de temperatura simulada e a obtida experimentalmente mostra algumas diferenças tanto na parede esquerda quanto na direita. As curvas simuladas acompanham a subida das curvas experimentais na transição entre massa não fundida no fundo do forno e cavidade interna. Um patamar é atingido na região de gases quentes, sendo sempre mais elevados na previsão numérica.

As curvas para 1,5 m de altura são as que apresentam a maior diferença, na ordem de 80° C. As curvas para alturas mais baixas, de 1 m e 0,4 m se aproximam mais das experimentais. As prováveis razões para a discrepância pode ser uma diferença no valor informado para a espessura da parede refratária do forno, que se desgasta continuamente, sendo substituída a cada 4 meses. Também a espessura da parede de matéria-prima dentro do forno pode sofrer variação, podendo ser menor que o valor de 2,4 m adotado. As curvas foram obtidas com emissividade da parede refratária na superfície externa de 0,8 e as propriedades térmicas estimadas para as paredes refratárias foram apresentadas no capítulo 2. A massa de fritas não derretida age como isolante por ter uma condutividade térmica muito baixa, estimada em 3 W/mK.

Comparação semelhante às paredes laterais é feita para o teto, sendo os resultados apresentados nas figuras 6.3 e 6.4.

Para o teto o comportamento é semelhante ao das paredes. A subida dos valores experimentais é mais íngreme, porém isto pode ser influenciado pela impossibilidade de um posicionamento ortogonal da câmara infravermelha. Os pontos abaixo de 400 K nas curvas experimentais são regiões onde a câmara infravermelha não obteve uma medição satisfatória.

As curvas numéricas apresentam o patamar na região central do forno próximo ao medido experimentalmente, com diferença da ordem de 50°C. A curva de 0,4 m experimental apresenta uma maior discrepância com a curva equivalente numérica na região da subida, chegando a uma diferença da ordem de 200°C. O modelo numérico considera que a massa de fritas não fundida atinge o teto do forno, o que pode não representar a realidade. Algumas frestas ocorrem, sobretudo, na parte frontal onde ocorre o ataque mais intenso da chama de gás.

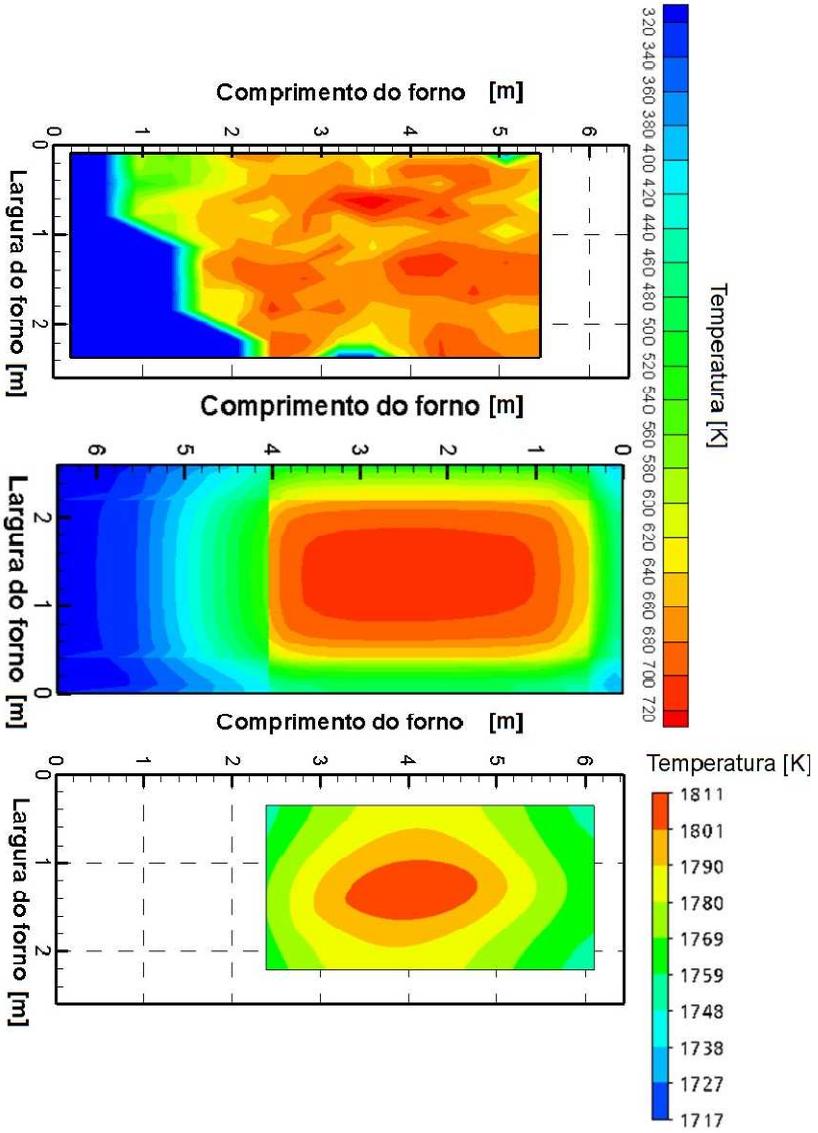


Figura 6. 3 - Campo de temperatura, teto do forno: (a) experimental, superfície externa; (b) Fortran, superfície externa; (c) CFX, superfície interna.

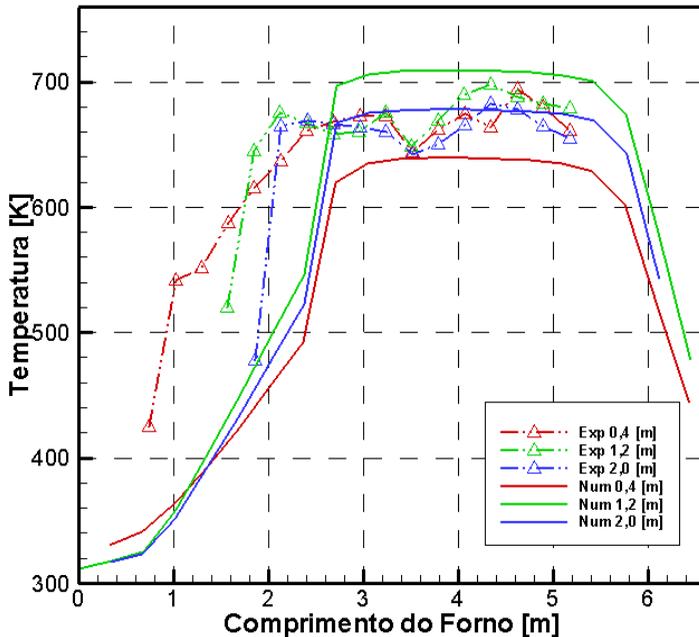


Figura 6. 4 - Comparação experimental e numérica entre temperaturas na superfície externa do teto.

6.2. Resultados específicos do modelo numérico em CFX – Cavidade interna do forno

6.2.1. Campo de temperatura no escoamento de gases aquecidos

O campo de temperatura dentro da cavidade em cortes longitudinais ao longo do forno é apresentado na figura 6.5. Os quatro planos apresentados se situam em posições simétricas a 0,01 m e 1,79 m e 0,30 m e 1,50 m, referenciados a partir da superfície interna da parede esquerda, onde está localizada a saída para a chaminé. As maiores temperaturas dentro da cavidade ocorrem no centro, onde há a liberação da energia da combustão e aquecimento dos gases. Por razões de escala, a parte central onde ocorre a combustão é apresentada separadamente, na figura 6.6.

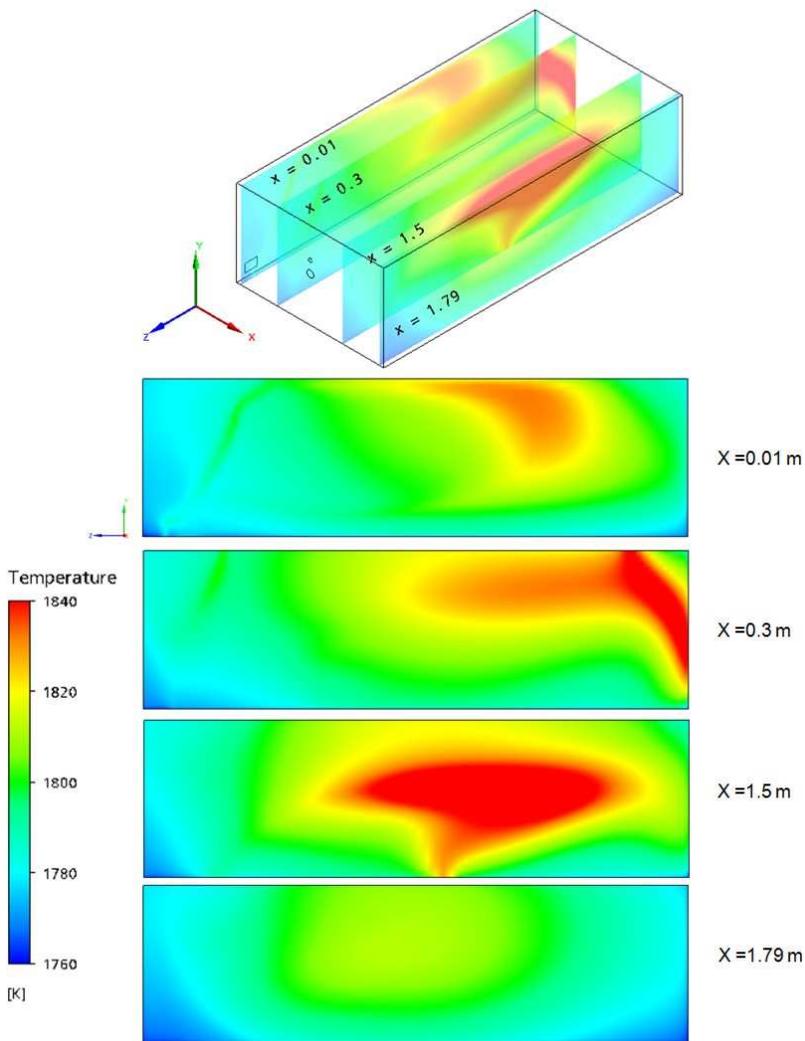


Figura 6. 5 - Campo de temperatura dos gases quentes em cortes longitudinais.

O campo de temperatura interna do forno não é simétrico, sendo visível a diferença entre os planos $x=0,30$ e $x=1,50$ m. No lado direito (1,50 m) a concentração de temperaturas mais elevadas, em torno de 1840 K, acontece na região central do plano, enquanto que no lado

esquerdo (0,30 m) a região da mesma faixa de temperatura é concentrada na parte traseira do plano, próximo à carga. De mesmo modo, os planos 0,01 m e 1,79 m também apresentam diferenças nas regiões de maior temperatura, tanto no valor como na posição, com valores maiores na parede esquerda. Esta diferença ocorre pela falta de simetria no escoamento dos gases. Na figura 6.5 se deve observar que a amplitude máxima é de 80 K apenas; tal ampliação serve para mostrar os gradientes de temperatura em maiores detalhes.

A figura 6.6 apresenta a temperatura ao longo do comprimento do forno para três linhas na altura da injeção de combustível. Estão posicionadas a 0,3 m, no centro da injeção que está a 0,9 m e 1,5 m, referenciados como na figura 6.5. Embora a ampliação seja menor, na região central se observa que a temperatura no plano 0,3 m é maior que a temperatura no plano 1,5 m. Já no fundo do forno ocorre uma inversão nestas curvas, como se observava na figura 6.5. Na linha central onde ocorre a queima, observa-se uma temperatura máxima a cerca de 0,80 m do queimador. As variações antes e depois deste ponto são decorrentes da própria combustão. Na saída do queimador (à esquerda), a mistura está ocorrendo e a liberação de energia não é imediata. Após o ponto de máxima temperatura o jato diverge, ocorre mistura com a atmosfera do forno e a temperatura cai levemente.

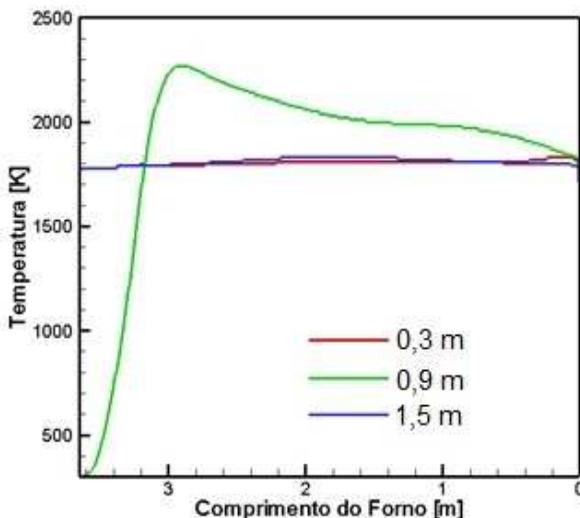


Figura 6. 6 - Temperatura ao longo da cavidade do forno para três posições na altura da injeção de combustível.

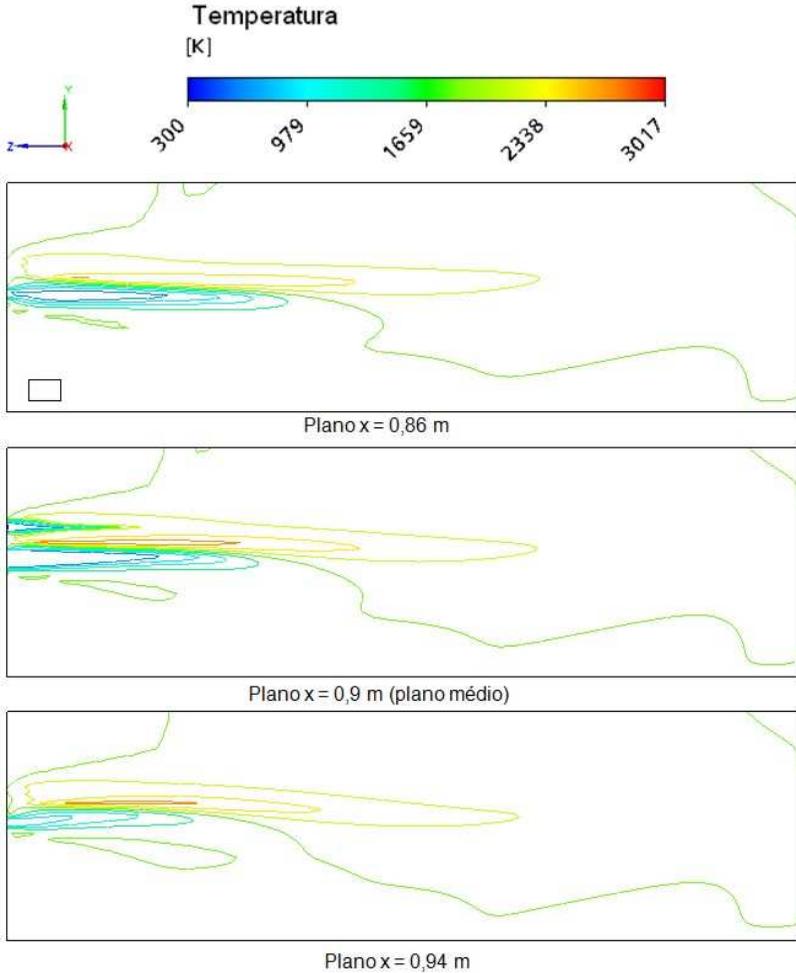


Figura 6. 7 - Temperatura no plano médio vertical da cavidade do forno.

As temperaturas no plano médio vertical da cavidade e dois planos adjacentes são apresentadas na figura 6.7. As injeções de combustível e comburente, adotadas no modelo numérico, são bastante visíveis, pois são feitas com temperaturas mais baixas, de 300 K. A simulação considera dois jatos separados e a liberação de energia da combustão se inicia pouco depois da injeção na cavidade, no contato entre combustível e comburente. Por este motivo a distribuição de

temperatura apresentada na figura 6.6 atinge um pico, conforme já comentado. A temperatura mais elevada obtida na solução numérica foi de 3017 K, e ocorre entre as duas injeções de reagentes, em um plano distanciado apenas de 0,5 mm do plano central em direção à parede direita. É possível identificar a assimetria da combustão na cavidade do forno com a presença de temperaturas menos elevadas no plano a esquerda do plano médio ($x = 0,86$ m) quando comparado com o seu plano geometricamente simétrico situado à direita do plano médio ($x = 0,94$ m).

A figura 6.8 traz a composição mássica dos gases avaliada na linha central da injeção de combustível.

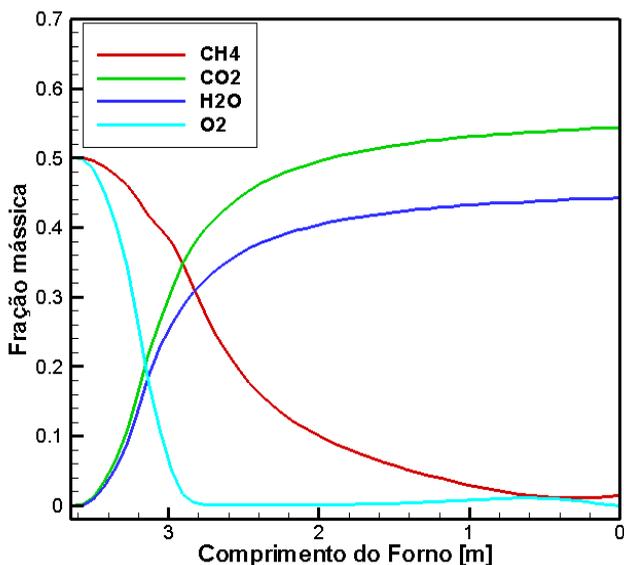


Figura 6. 8 – Composição mássica dos gases na linha central da injeção de combustível.

A posição onde se apresenta o pico de temperatura na figura 6.6 corresponde a aproximadamente 80 cm a partir do ponto de injeção dos reagentes. Nesta posição a fração mássica de produtos da combustão soma 65 % da composição total, mais elevada que a concentração de reagentes, somando 35 %. A composição mássica inicial de combustível e comburente corresponde a 50%, pois são injetados 0,04 kg/s de mistura, sendo 0,02 kg/s de gás metano e a mesma quantidade de oxigênio.

6.2.2. Escoamento de gases aquecidos

A assimetria do escoamento de gases é perceptível na figura 6.9, onde três planos horizontais (vista superior), com os vetores velocidade são apresentados, em três alturas dentro do forno: 0,20 m, 0,50 m e 1,00 m. A injeção de comburente está posicionada a 0,525 m de altura.

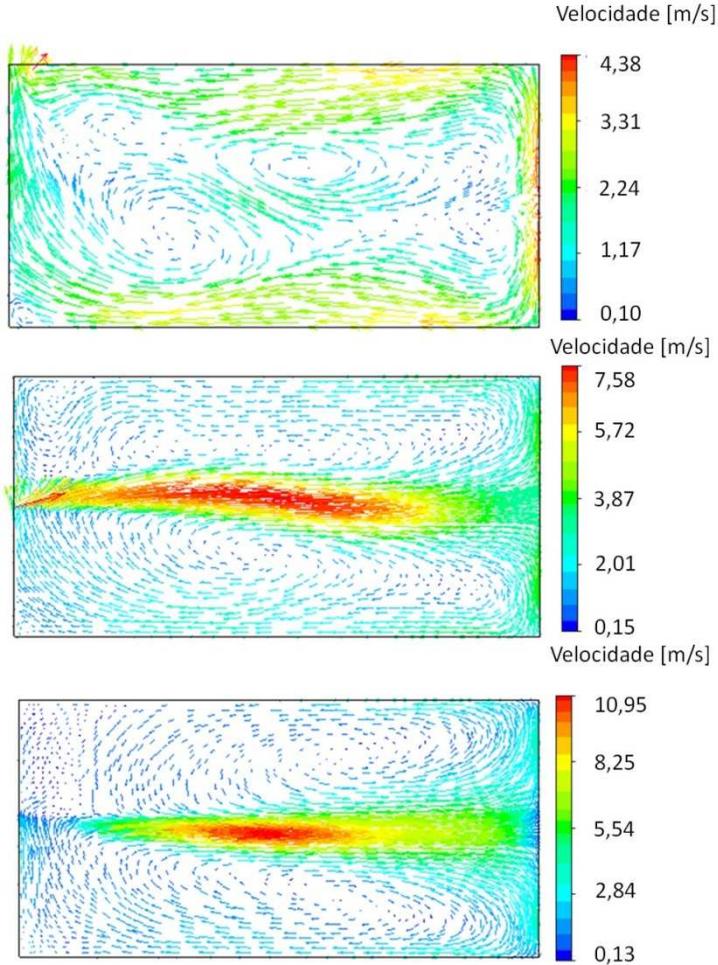


Figura 6.9 - Campo de velocidade do escoamento em três planos posicionados na seqüência : (a) a 0,2 m; (b) 0,5 m e (c) a 1 m de altura.

Nota-se que nos planos abaixo da linha do queimador o escoamento é assimétrico, em função da saída para a chaminé, identificada no gráfico a 0,2 m do fundo. No plano mais baixo o escoamento é predominantemente pelos lados do forno. No plano central, abaixo do queimador se percebe uma curvatura no jato principal de fluido, primeiramente à esquerda e depois à direita, o que provoca o campo de temperatura apresentado na figura 6.5. Mais perto do teto, acima do queimador, o campo de velocidade é mais simétrico, levemente inclinado para a direita.

O campo da componente de velocidade w , na direção do comprimento do forno é apresentado na figura 6.10, em quatro cortes transversais ao longo do forno. As velocidades negativas indicam um escoamento do queimador para o fundo do forno, onde está posicionada a parede de massa não derretida. As maiores velocidades ocorrem na linha central devido à injeção de combustível e comburente se darem a velocidades mais altas e também devido à mudança de densidade do escoamento, com o aquecimento do mesmo na região da combustão. Os valores da componente de velocidade w no canto inferior-esquerdo da cavidade, próximo ao zero dos eixos, é levemente superior aos valores dos demais cantos, indicando um leve desvio do escoamento para o lado esquerdo, onde se situa a saída para a chaminé. O último ponto da malha, onde a hipótese de não escorregamento impõe velocidade nula não está incluso na figura 6.10.

A figura 6.11 traz as velocidades na linha média da injeção de combustível e comburente. A velocidade máxima ocorre na entrada do combustível, sendo de aproximadamente 35 m/s.

A pressão na linha média dentro do forno é apresentada na figura 6.12, onde o zero no eixo das abscissas indica a entrada de combustível no modelo numérico. A pressão obtém um pico na injeção e depois se mantém praticamente constante ao longo do comprimento do forno, aproximadamente igual à pressão atmosférica.

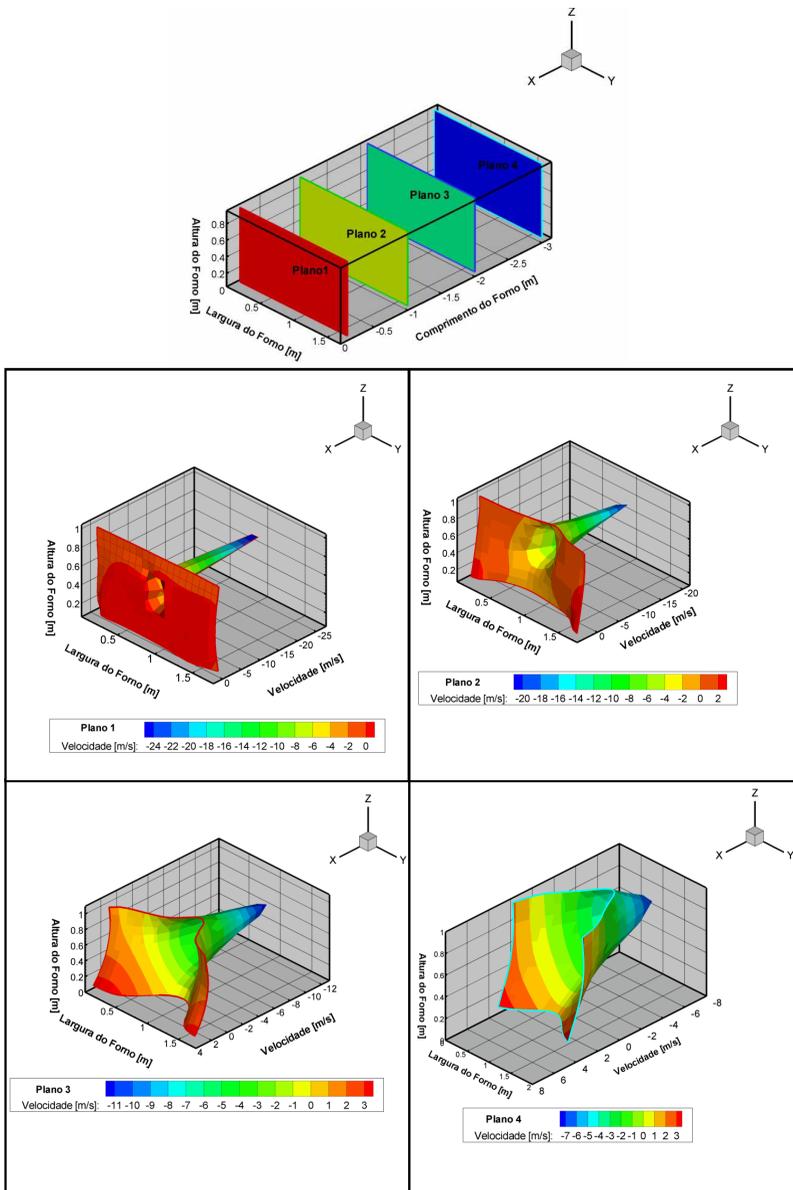


Figura 6. 10 - Campo da componente da velocidade w , coincidente com a direção de injeção dos gases.

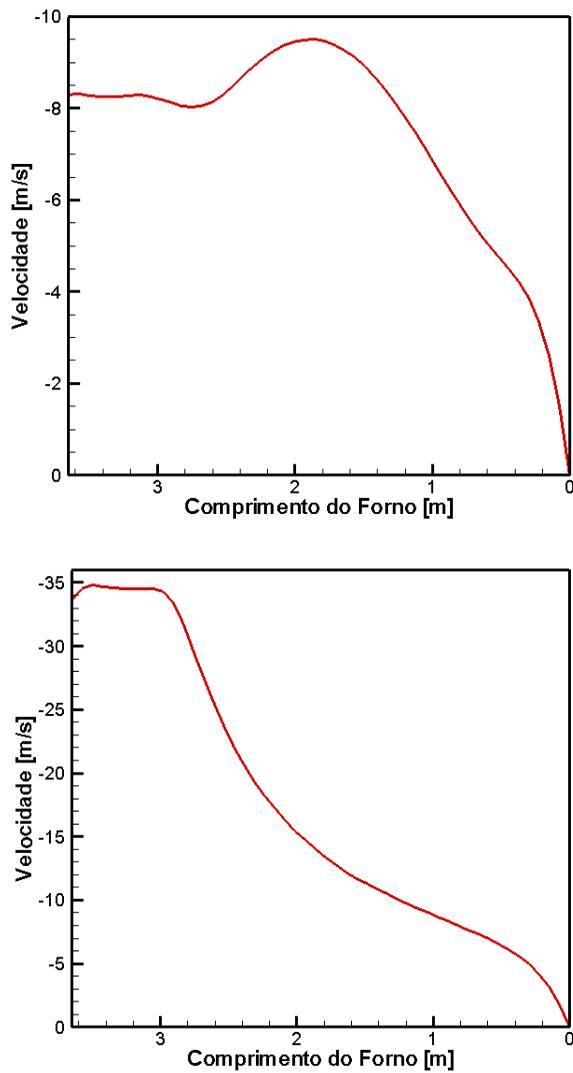


Figura 6. 11 - Componente da velocidade w na linha central de injeção de combustível (a) e comburente (b).

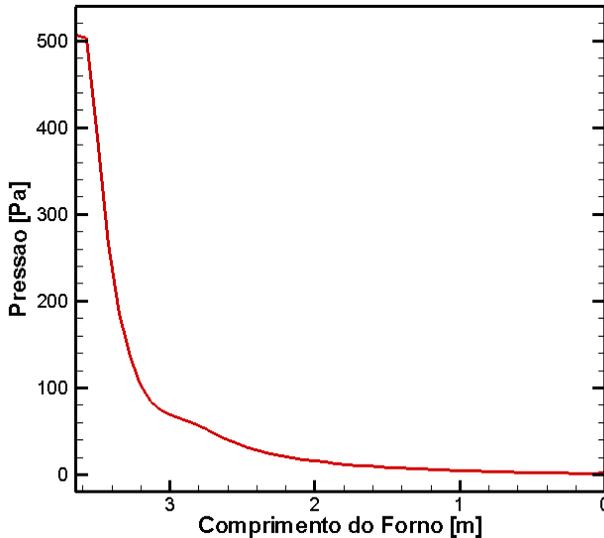


Figura 6. 12 - Pressão na linha central da injeção de combustível.

6.2.3. Trocas de energia com as paredes

A figura 6.13 apresenta os fluxos convectivos e radiativos na superfície interna do teto do forno. As velocidades da camada de fluido adjacente, assim como as diferenças de temperatura entre a camada adjacente de fluido e a superfície interna do teto, são apresentadas na figura 6.14.

Devido às altas temperaturas dentro do forno, os fluxos de calor por radiação são mais significativos que fluxos de calor por convecção, na ordem de 15 vezes mais elevados. O sinal negativo indica o sentido do fluxo: do escoamento de gases quentes para as paredes. Os máximos dos fluxos radiativos e convectivos ocorrem em regiões distintas, pois dependem de fatores diferentes. Os fluxos convectivos são bastante elevados na região central do teto, do centro para o fundo do forno, onde ocorrem as maiores velocidades e maiores diferenças de temperatura entre gases e parede, conforme a figura 6.16. Já o fluxo radiativo tem uma complexidade maior na sua definição, pois depende de radiação vindo das diversas paredes e das diversas partes do meio, que é considerado como semitransparente. No caso da figura 6.13b, se observam menores valores de fluxo na linha central do teto, com maiores valores nas regiões próximas às paredes laterais. Devido a esta

complexidade de múltiplas reflexões nas paredes e participação do meio, os fluxos radiativos apresentam maior uniformidade no conjunto da cavidade do forno, quando comparados aos fluxos convectivos.

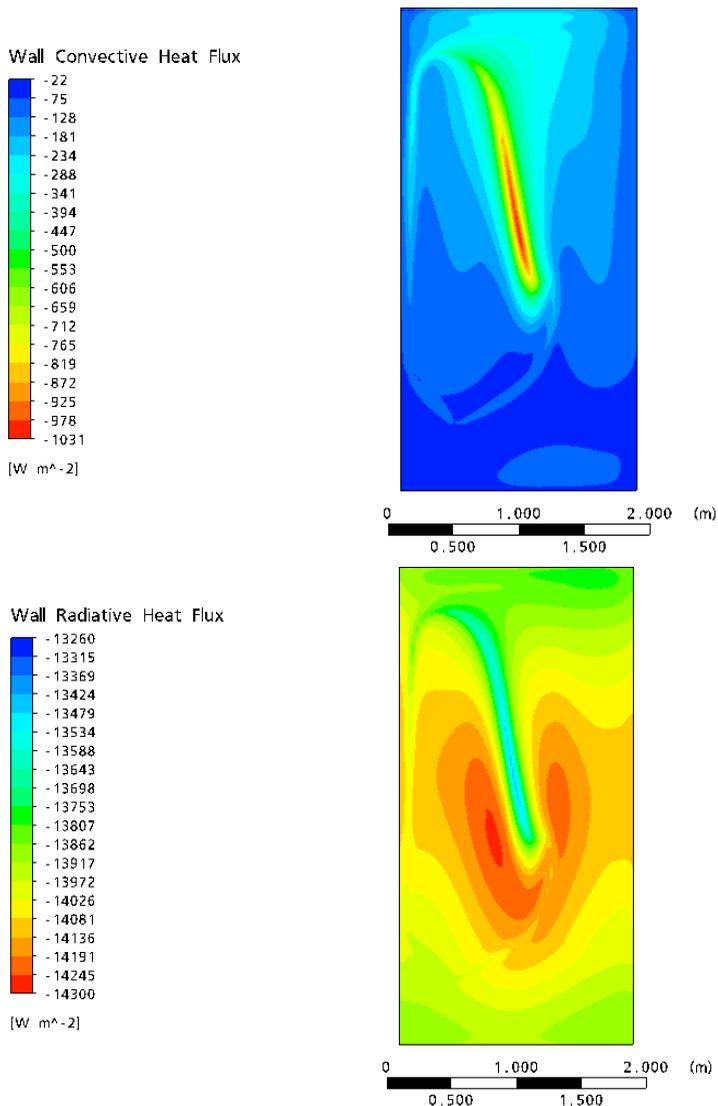


Figura 6. 13 - Fluxos de calor convectivos (a) e radiativos (b) na superfície interna do teto.

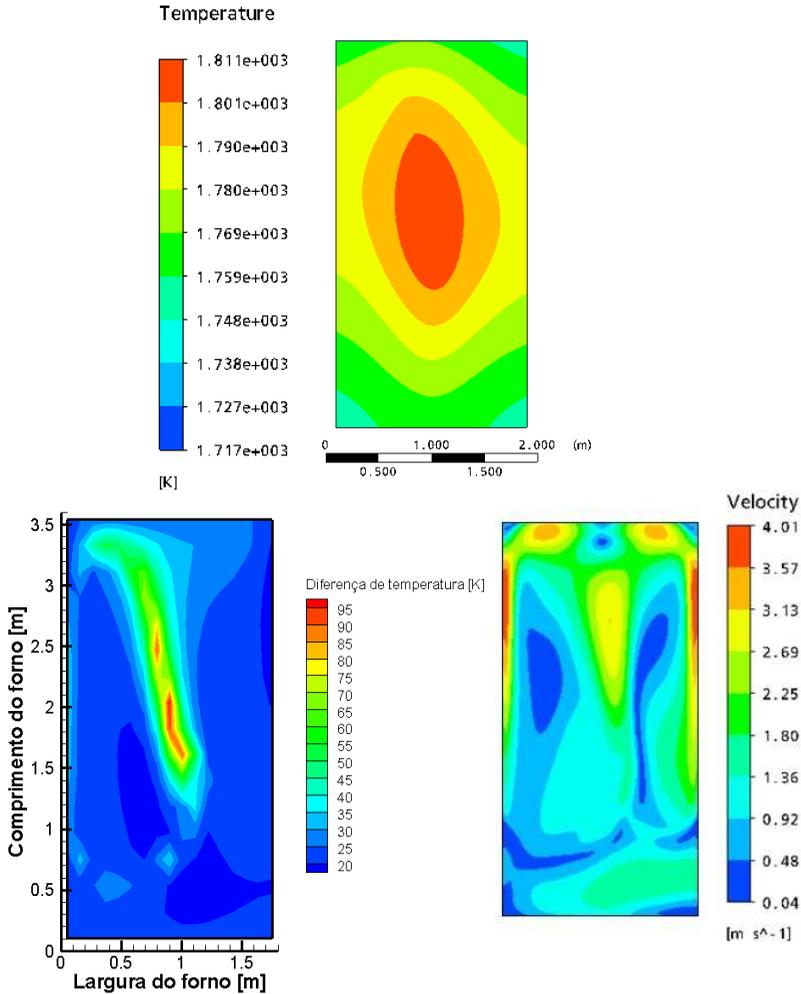


Figura 6. 14 - Superfície interna do teto: (a) Temperatura; (b) diferença de temperatura entre superfície e primeira camada de fluido; (c) velocidade do fluido na camada adjacente.

Os fluxos térmicos para as paredes laterais são apresentados nas figuras 6.15 e 6.16. Novamente os fluxos radiativos dominam, com valores 10 vezes maiores que os fluxos convectivos, se concentrando nas regiões de maior temperatura na superfície das paredes.

Para a parede esquerda, na região da saída há um grande aumento no fluxo convectivo ao redor do orifício de saída, devido ao aumento da velocidade dos gases quentes.

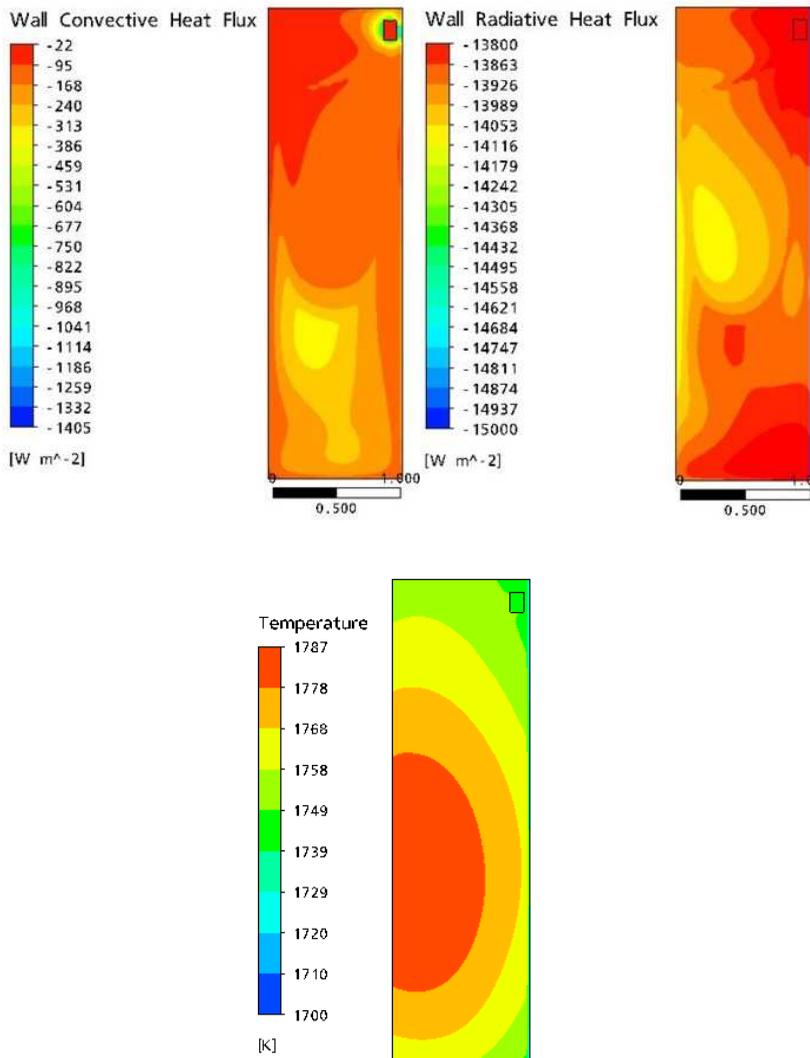


Figura 6. 15 - Fluxos convectivos e radiativos e temperatura da superfície interna da parede esquerda.

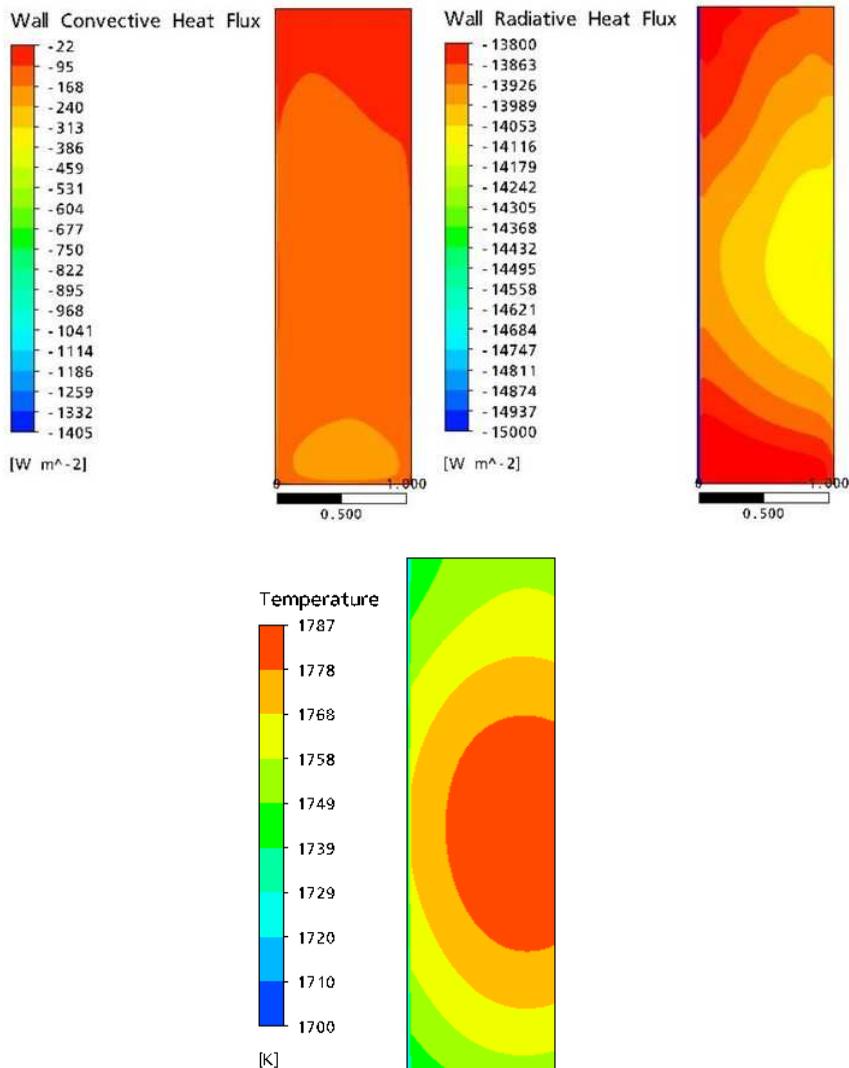


Figura 6. 16 - Fluxos convectivos e radiativos e temperatura da superfície interna da parede direita.

As temperaturas nas superfícies internas laterais do forno são mais elevadas no centro como também ocorre no teto, sendo a causa principal

a emissão de radiação dos gases quentes na região onde se processo mais intensamente a combustão. Comparando os gráficos de temperatura das figuras 6.15 e 6.16, se observa uma semelhança, havendo apenas um deslocamento dos pontos de maior temperatura, provavelmente em função do escoamento interno dos gases.

A figura 6.17 apresenta as distribuições de temperatura para as superfícies internas das paredes laterais do forno, para uma linha situada a meia altura sobre a superfície respectiva.

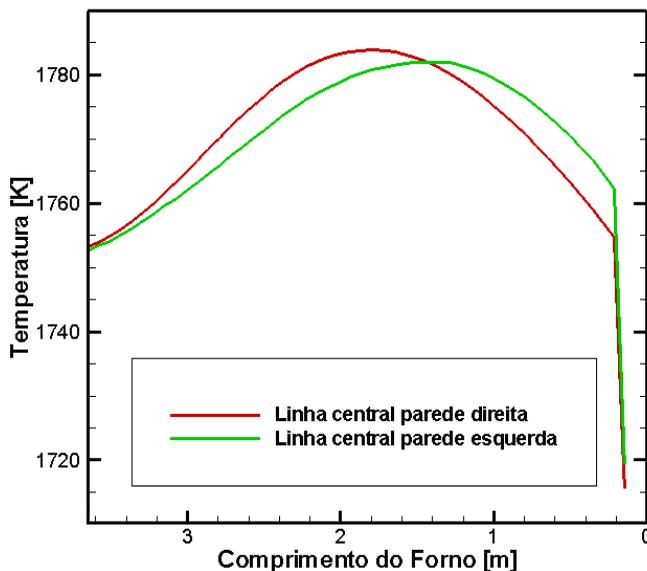


Figura 6. 17 - Temperaturas na linha central das superfícies internas das paredes laterais.

Observa-se que os picos de temperatura ocorrem em regiões diferentes para cada superfície. Essa diferença é esperada, uma vez que o escoamento dos gases não é simétrico, sendo que na parede esquerda há um afastamento natural do escoamento antes dos gases serem succionados para a chaminé. A descontinuidade ao final do forno se deve a condição de contorno imposta na parede traseira, como sendo de temperatura prescrita para a modelagem do comportamento da massa de matéria-prima dentro do forno.

6.2.4. Trocas de energia com a carga

Um dos focos principais de interesse da presente análise é a energia trocada com a carga dentro do forno. A figura 6.18 apresenta os fluxos convectivos e radiativos, nas superfícies internas traseira e inferior, onde estão situadas as massas de fritas. A soma destes fluxos é apresentada na figura 6.19.

Tanto na parte da carga inferior como na traseira, a troca radiativa é dominante. Na parte inferior da carga, o fluxo radiativo é da ordem de 100 vezes maior que o convectivo. Para a parte traseira a convecção apresenta uma participação maior, mas ainda pequena comparada à radiação. O fluxo de calor convectivo é da ordem de 1/10 do radiativo, aproximadamente, no centro da parte traseira onde ocorre o encontro do jato de gases aquecidos da combustão com a parede. Nessa região o fluxo total de calor recebe uma influência mais concentrada da convecção, puxando a região de maior troca de calor mais para a região central da parte traseira. Em valor numérico porém, a troca radiativa ainda conta por mais de 90% do fluxo de calor total. A soma dos dois fluxos, apresentada na figura 6.19, mostra que a região de maior fluxo se situa na base do forno, onde se encontra o banho de material fundido. Esta concentração central no fluxo se torna interessante, pois o banho deve ser mantido em temperatura elevada e com baixa viscosidade para que escoe sem problemas para fora do forno.

Os fluxos recebidos pela carga são responsáveis pelo aquecimento e ainda pela fusão da mesma. Maiores fluxos correspondem a maiores taxas de produção de material, sendo este o principal foco da indústria, levando-se em conta ainda o consumo energético e o desgaste dos refratários do forno.

A baixa participação da convecção no fluxo de calor total trocado entre os gases e as paredes é devido às baixas velocidades do escoamento próximo às paredes, da ordem de 2 m/s, exceto na parte traseira onde há o impacto do jato que é da ordem de 7 m/s, como pode ser visualizado na figura 6.10.

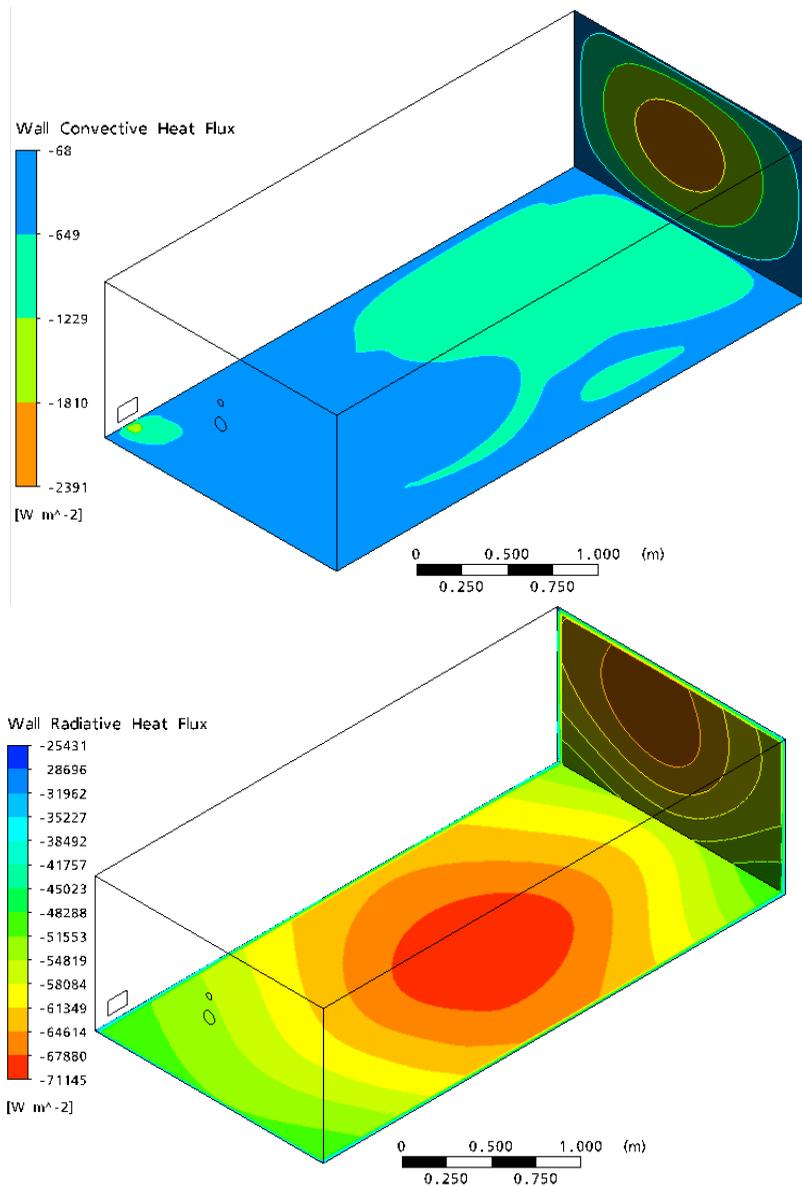


Figura 6. 18 - Fluxos convectivos (superior) e radiativos (inferior) na região da carga.

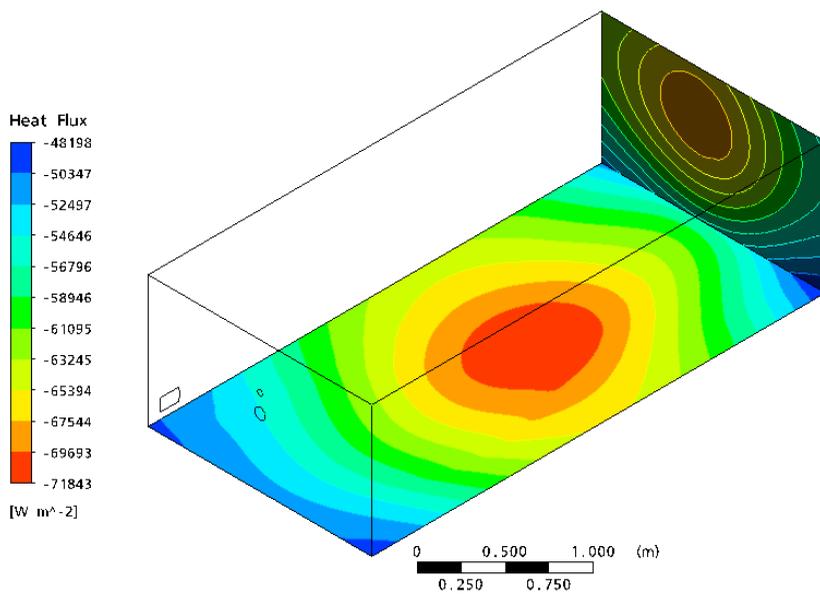


Figura 6. 19 - Fluxos de calor total na região da carga.

7. Conclusão

7.1. Resultados Experimentais

Em um forno do porte do forno de fritas apresentado, onde as fontes energéticas representam a maior parte do custo de operação do equipamento, a análise energética global é importante a fim de caracterizar o comportamento térmico do forno. O grau de dificuldade em um trabalho experimental em campo é grande, pois nem todas as variáveis de interesse podem ser medidas em um forno em operação. Alguns pontos de medição importantes no forno de fritas são de difícil acesso, contudo, foi possível levantar dados satisfatórios para o balanço energético e comparação entre os resultados numéricos e experimentais. Dados sobre a temperatura dos gases na extração da chaminé, análise de gases e outras variáveis de interesse possibilitam obter maiores detalhes do equipamento, porém a sua não obtenção não impossibilita a análise experimental proposta neste trabalho.

O balanço energético global gera subsídios à otimização da distribuição de energia no forno e da eficiência térmica do equipamento. A caracterização do equipamento quanto às perdas de energia pelas paredes refratárias também é uma ferramenta útil na análise da degradação do equipamento, fato intrínseco ao processo devido às altas temperaturas.

A composição química do produto é uma informação restrita por questões de competitividade industrial. O levantamento da composição média do produto a partir de referências se mostrou coerente ao comportamento do equipamento observado a partir dos dados experimentais. O levantamento de dados mais criteriosos é importante para o estudo porém não é um fator limitante a este trabalho, uma vez valores numéricos das propriedades do produto podem ser modificadas sem prejudicar a resolução numérica.

A experiência de campo agregada também é importante por se tratar de medições em grandes equipamentos em operação, onde o mais importante é produção, não estando à disposição da pesquisa como ocorre com equipamentos em laboratório. As condições de funcionamento, de controle e de isolamento nem sempre são as desejadas para a pesquisa. Entretanto há um aprendizado grande, pela empreitada em si, pelas discussões e troca de idéias com a empresa

envolvida, contando com a experiência industrial do pessoal técnico que trabalha com este tipo de equipamento e do produto.

7.2. Resultados Numéricos

O desenvolvimento de um modelo de simulação numérica para um equipamento industrial em operação representa um grande desafio, pois não cabe ao pesquisador definir o problema a ser abordado, nem tampouco lhe é concebida a liberdade de alterar o problema em caso de dificuldades. O equipamento industrial opera em determinadas condições e cabe ao pesquisador realizar as hipóteses necessárias e adaptar os modelos disponíveis para a obtenção de resultados coerentes e plausíveis. Para uma empresa, não há interesse em modelos acadêmicos que não representem a realidade do seu processo, seja por serem simples demais ou complexos demais.

Características internas de funcionamento deste tipo de forno são de difícil obtenção. Isso leva à dificuldades na escolha dos modelos numéricos para modelar os fenômenos físicos dentro do forno, uma vez que se têm poucas referências sobre o seu comportamento real.

Este trabalho foca em um problema de escala industrial, onde resultados que influenciam fatores globais do equipamento como produtividade e eficiência energética se destacam frente à precisão na resolução dos fenômenos físicos. O comportamento geral do equipamento, englobando todos os fenômenos e sua interação é o objetivo principal deste estudo. O modelo numérico e a metodologia de aplicação conseguiu atingir esse resultados permitindo identificar pontos que podem ser otimizados no funcionamento do forno como a melhora do escoamento dos gases a fim de melhor distribuir os fluxos de calor na carga e as regiões de maior desgaste das paredes refratárias. É possível considerar geometrias diversas, diferentes posicionamentos da chaminé e propriedades das paredes refratárias e estimar seu impacto no forno geral, com uma boa aproximação do comportamento esperado.

A utilização de modelos considerados de moderada simplicidade nas suas respectivas áreas permitiu uma convergência do problema numérico robusta, sem a necessidade de resolver escoamentos a frio, ou sem reação a fim de usar como condições iniciais. Globalmente, todos os modelos giram em conjunto apresentando um resultado consistente para o modelo, com boa concordância com os dados experimentais. É importante ressaltar que como não se há referências sobre comportamentos mais específicos como escoamento interno e fluxos de

calor não se pode afirmar se os modelos representam a realidade dos fenômenos internos ao forno. O tratamento simplificado das paredes refratárias e da massa de fritas possibilitou uma idéia geral de sua influência no forno como um todo sem aportar complexidade ao modelo numérico. Para as paredes internas foi possível identificar regiões de maior estresse térmico. O uso de uma resistência de troca térmica em todas as paredes permitiu estimar as perdas de energia por estas paredes, embora este seja um modelo simples que não acompanha o grau de detalhamento usado na solução do problema da cavidade do forno. Um modelo simplificado também foi adotado para a massa de fritas, fornecendo como resultado a capacidade de produção do forno, o que representa um dos resultados mais importantes para a sua operação.

O modelo numérico deste porte se torna bastante útil ao gerar dados sobre a operação do forno, permitindo visualizar detalhes que não podem ser observados na prática, em razão da complexidade do processo. A definição de parâmetros de operação permitem obter informações através de dados numéricos onde é impraticável a obtenção experimental direta, caracterizando o CFD como uma ferramenta computacional bastante adequada para o estudo de fornos a altas temperaturas.

É importante ressaltar que ao se trabalhar com códigos comerciais fechados é difícil se ter certeza absoluta do como está sendo resolvido o código, se suas condições foram interpretadas corretamente, cada detalhe dos modelos, aproximações nas discretizações e outros. Porém, usado conscientemente e com conhecimento físico do problema, conhecimento este oriundo da experimentação, é uma ferramenta de grande ajuda para problemas complexos como o abordado neste caso. Discretizar e montar um problema capaz de resolver combustão, radiação com meio participante e ainda resolver o escoamento de gases em um problema tridimensional é muito trabalhoso, tanto numericamente como matematicamente para conseguir convergência.

7.3. Recomendações para trabalhos futuros

- A metodologia desenvolvida para tratar fornos de fusão de fritas pode ser expandida para fornos similares em outros ramos da indústria como metalúrgico e de vidros.
- Expandir a complexidade dos modelos usados. É possível utilizar programas específicos para a resolução das reações

químicas e utilizar esses dados na simulação em CFX a fim de resolver usando um mecanismo cinético mais completo para a combustão visando uma melhor previsão do campo de temperatura e a estimativa da emissão de poluentes.

- Na radiação, a expansão da dependência espectral das propriedades radiativas do meio participante possibilita diferenciar as parcelas de radiação referentes à reflexão das paredes, emissão pelos gases e analisar a influência destas parcelas na fusão da carga cerâmica.
- A implementação de um modelo mais detalhado para a massa cerâmica em fusão, com escoamento da mesma a fim de realmente analisar a carga e a produção de fritas cerâmicas, fator importante na indústria.
- Adicionar subdomínios com relação às paredes refratárias, a fim de melhorar a modelagem das mesmas, possibilitando uma análise do desgaste térmico das mesmas de forma mais precisa.

8. Referências Bibliográficas

- ABC, *Anuário Brasileiro de Cerâmica*. São Paulo, Associação Brasileira de Cerâmica, 2006.
- ALVES, H. J., MELCHIADES, F. G., BOSCHI, A. O., *Levantamento Inicial do Consumo de Energias Térmica e Elétrica na Indústria Brasileira de Revestimentos Cerâmicos*. Cerâmica Industrial, v. 12, n. 1/2, Janeiro/Abril, p. 17-21, 2007.
- ANICER, *Anuário da Associação Nacional da Indústria Cerâmica*, 2003.
- ANICER, *Anuário da Associação Nacional da Indústria Cerâmica*, 2005.
- ANFACER, *Anuário da Associação Nacional de Fabricantes de Cerâmica para Revestimento*, 2009.
- BAUKAL, C. E., *Heat Transfer in Industrial Combustion*. CRC Press LLC, 2000.
- BENEDICT, R. P., 1984, *Fundamentals of Temperature, Pressure and flow Measurements*, 3rd Ed., John Wiley & Sons, New York.
- BHATTACHARJEE, S.; d W.L. GROSSHANDLER, *Effecs of Radiative Heat Transfer on Combustion Chamber, Comb. Flame*, 77, 347-357, 1989.
- BLAZEK, J., *Computational Dluid Dynamics: Principles and Applications*, Elsevier, 2001, 440p.
- CADDET. *Insulated Carts for Tunnel Kilns in Brick Manucfature. Centre for the Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies*, march, 1993.
- CARVALHO, M. G. ; NOGUEIRA, M. *Improvement of Energy Efficiency in Glass-Melting Furnaces, Cement Kilns and Baking Ovens, Applied Thermal Engineering*, v.17, n. 8-10, p 921-933, 1997.
- CFX User's Guide (v. 11.0) 2006, Ansys Inc.
- DADAM, A. P., *Analise Térmica de um Forno Túnel Utilizado na Indústria Cerâmica Vermelha*. Dissertação de Mestrado, UFSC, 2005.
- DESCHAMPS, C. J., Capítulo 3 : *Modelos Algébricos e Diferenciais*, Em Freire, A.P.S., Menut, P.P.M., e Su, J. (eds.), Turbulência, Ediouro Gráfica e Editora S.A., Volume 1, Rio de Janeiro, 2002.
- DELMÉE, G. J. *Manual de Medição de Vazão*. São Paulo : Edgard Blucher, 1982.

- FLUENT User's Guide (v. 6.3.26) 2006, Ansys Inc.
- INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*, 5a ed. Rio de Janeiro : LTC Editora, 2003, 494 p.
- JAHN, T. G., *Levantamento de Dados Experimentais e Simulação Térmica de um Forno a Rolos a Gás Natural*. Dissertação de Mestrado, UFSC, 2007.
- KAWAGUTI, W. M. *Estudo do Comportamento Térmico de Fornos Intermitentes Tipo « Paulistinha » Utilizados na Indústria de Cerâmica Vermelha*. Dissertação de Mestrado, UFSC, 2004.
- LAUNDER, B. E., SPALDING, D. B., *The Numerical Computation of Turbulent Flows*. Comp. Meth. Appl. Mech. Eng. 3 :269-289, 1974.
- MAGNUSSEN, B. F., *On the Structure of Turbulence and a Generalised Eddy Dissipation Concept for Chemical Reactions in Tubulent Flow*, 19 th AIAA Sc. Meeting, St. Louis, USA, 1981.
- MALISKA, C. R., *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*, 2 a ed. Florianópolis : LTC editora, 2004.
- MELCHIADES, F. G., NETO, C. L., ALVES, H. J., BOSCHI, A. O., *Formulação de Fritas Cerâmicas com Auxílio da Técnica de Planejamento Estatístico de Experimentos*, Cerâmica Industrial, v. 14, n. 3, Maio/Junho, p. 23-29, 2009.
- MOMBACH, V. L., *Incorporação do Vidro de Lâmpadas Fluorescentes na Produção de Fritas Cerâmicas*. Dissertação de mestrado, UFSC, 2007.
- NICOLAU, V. P. ; DADAM, A. P. ; HARTKE, R. F. ;LEHMKUHL, W. A. ; KAWAGUTI, W. M. ; JAHN, T. G., *Uso do Gás Natural na Queima de Produtos de Cerâmica Vermelha*. In : 47º Congresso Brasileiro de Cerâmica, 2003, João Pessoa. 12 p.
- NICOLAU, V. P. ; JAHN, T. G. ; HARTKE, R. F. ; DADAM, A. P. ; FREIRE L. G. M., *Resultados Obtidos com o Uso do Gás Natural na Indústria Cerâmica Vermelha*. Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás - 2005
- NIECKELE, A. O., NACCACHE, M. F., GOMES, M. S. P., *Numerical Modeling of an Industrial Aluminum Melting Furnace*. Journal of Energy Resources Technologies, v. 126, p. 72-81, march 2004.
- PATANKAR S., S.; SPALDING, B., *Simultaneous Predictions of Flow Patterns and Radiation for Three-Dimensional Flames, in Heat Transfer in Flames*, N.H. Afgan and J.M. Beer, Eds., Scripta Book Co., Washington, D.C., 1974, 73-94.
- PATANKAR, S.V, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York, 1980.

- REMMEY, Jr. G. B., *Firing Ceramics, Advanced Series in Ceramics*, vol. 2. World Scientific Publishing Co., 1994, 225 p.
- SERPA, E. C. S. N., *Obtenção de Fritas Cerâmicas a partir de Resíduo Refratário Proveniente do Setor Metalúrgico*. Dissertação de mestrado, UFSC 2007.
- SIEGEL, R. HOWELL, R. J., *Thermal Radiation Heat Transfer*, Third Edition, 1992.
- URNS, S. R., *An Introduction to Combustion*. McGraw-Hill, New York, 1996.
- WESTBROOK, C. K. ; DRYER, F. L., *Simplified Reaction Mechanisms for the Oxidation of Hydrocarbon Fuels in Flames*. *Combust. Sci. And Tech.*, v. 27, p. 31-43, 1981.