

unesp  **UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA**
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

LUIZ CARLOS BEVILAQUA DOS SANTOS REIS

**ANÁLISE DO ESCOAMENTO TURBULENTO POR UM QUEIMADOR
INDUSTRIAL A GÁS UTILIZANDO DINÂMICA DOS FLUIDOS
COMPUTACIONAL**

Guaratinguetá
2013

LUIZ CARLOS BEVILAQUA DOS SANTOS REIS

ANÁLISE DO ESCOAMENTO TURBULENTO POR UM QUEIMADOR
INDUSTRIAL A GÁS UTILIZANDO DINÂMICA DOS FLUIDOS
COMPUTACIONAL

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia
do Campus de Guaratinguetá, Universidade
Estadual Paulista, para a obtenção do título
de Doutor em Engenharia Mecânica na área
de Transmissão e Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Junior

Co-orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento

Guaratinguetá
2013

R375a

Reis, Luiz Carlos Bevilaqua dos Santos

Análise do escoamento turbulento por um queimador industrial a gás utilizando dinâmica dos fluidos computacional / Luiz Carlos Bevilaqua dos Santos Reis – Guaratinguetá : [s.n], 2013.

173 f : il.

Bibliografia: f. 158-163

Tese (doutorado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2013.

Orientador: Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Júnior

Coorientador: Marco Antônio Rosa do Nascimento

1. Combustão 2. Energia 3. Gás natural I. Título

CDU 662.61(043)

LUIZ CARLOS BEVILAQUA DOS SANTOS REIS

ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA”

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

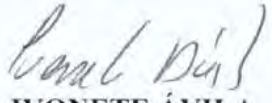
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Edson Cocchieri Botelho
Coordenador

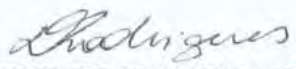
BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOÃO ANDRADE DE CARVALHO JUNIOR
Orientador / Unesp-Feg


Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI
Unesp-Feg


Profª. Drª. IVONETE ÁVILA
Unesp-Feg


Prof. Dr. JOSÉ ADILSON DE CASTRO
UFF- Escola de Engenharia Industrial Metalúrgica


Profª. Drª. LUCILENE DE OLIVEIRA RODRIGUES
UNIFEI

Julho de 2013

DADOS CURRICULARES

LUIZ CARLOS BEVILAQUA DOS SANTOS REIS

NASCIMENTO	10.05.1957 – RIO DE JANEIRO / RJ
FILIAÇÃO	Luiz Carlos Bevilaqua dos Santos Reis Lygia Maria Bevilaqua dos Santos Reis
1977/1981	Curso de Graduação Engenharia Mecânica - Universidade Federal do Rio de Janeiro
1981/1982	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Nuclear. Coordenação dos Programas de Pós-Graduação em Engenharia/ Universidade Federal do Rio de Janeiro.
1990/1992	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado. Coordenação dos Programas de Pós-Graduação em Engenharia/ Universidade Federal do Rio de Janeiro

ATIVIDADES PROFISSIONAIS

1982/1986	Grupo Gerdau/Cosigua. Atividades na área de produção de Laminação e Trefilaria
1986/1990	Companhia Brasileira de Projetos Industriais. Atividades relacionadas a projetos em siderurgia na área de Energia e Utilidades
1986/1990	Professor da Escola de Engenharia da Fundação Educacional Severino Sombra
1990/2013	Companhia Siderúrgica Nacional. Atividades relacionadas à produção e projetos na área de Energia e Utilidades
2001/2013	Professor da Escola de Engenharia da Fundação Oswaldo Aranha

Dedico este trabalho especialmente a minha esposa, Isabel Cristina Bevilaqua Carvalho Reis, pelo apoio em todos os momentos, inclusive os mais difíceis.

E agradeço aos meus filhos, Hugo Bevilaqua de Carvalho Reis e Bruna Bevilaqua de Carvalho Reis, pela compreensão da minha ausência em alguns momentos de seu crescimento. Espero que minha dedicação aos estudos tenha servido de exemplo para vocês, de que para conquistar vitórias é necessário muito trabalho árduo e que isto compense a ausência citada.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por me iluminar e me dar energia para desenvolver os trabalhos

Agradeço aos meus pais por sempre terem priorizado minha educação.

Agradeço aos professores João Andrade e Marco Antônio por sua orientação, disponibilidade, sabedoria e confiança depositada em mim.

Agradeço a professora Lucilene de Oliveira Rodrigues que me orientou nos primeiros e cruciais passos na modelagem numérica de escoamento turbulento e combustão.

Agradeço aos colegas de doutorado Fagner G. Dias e André de Castro pelas trocas de idéia, e pela ajuda fornecida em vários momentos de nossa convivência.

A UNIFOA, FAPEMIG, FAPESP e CNPq pelo apoio financeiro.

Ao pessoal do Laboratório de Processos Aerodinâmicos e Desenvolvimento de Tecnologias - LAPADET, da UNIFEI, que me deu suporte no desenvolvimento das simulações.

A CSN pelo uso de suas instalações e suporte técnico operacional.

“Ciência sem consciência arruína a alma”

François Rabelais

REIS, L.C.B.S. **Análise do Escoamento Turbulento por um Queimador Industrial a Gás Utilizando Dinâmica dos Fluidos Computacional**. 2013. 173 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do *Campus* de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

RESUMO

Nesta tese realizou-se uma análise do escoamento turbulento de gás natural e combustão turbulenta subsequente, em um queimador industrial com chamas por difusão de um forno de reaquecimento de placas, através de modelagem em computação fluidodinâmica (CFD) em regime permanente para várias condições de carga térmica normais de operação. O forno é equipado com queimadores projetados para a utilização de gás natural e gás de coqueria, alternativamente, através dos mesmos orifícios. O trabalho foi focado em um dos queimadores laterais da zona de preaquecimento do forno de reaquecimento, projetado para formação de movimento rotacional do ar primário de combustão. Valores de vazão volumétrica e de pressão calculados numericamente a montante do queimador para o gás natural, ar primário e secundário de combustão foram validados por medições experimentais. Os resultados da modelagem numérica foram analisados para diferentes modelos de turbulência em termos de perda de carga e perfil de velocidade. Os modelos de turbulência “k- ϵ ”, entre eles o “standard”, o RNG e o “Realizable” foram utilizados, e também o Reynolds Stress Model (RSM). Coeficientes de descarga de orifício para o gás natural foram calculados com os valores das propriedades do fluido, resultado da simulação numérica e comparados com método empírico de determinação deste parâmetro. O modelo de combustão turbulenta utilizado foi o Eddy Dissipation Model (EDM). A análise da combustão e da aerodinâmica foi apresentada através dos perfis de temperatura, pressão e velocidade. As temperaturas calculadas pela simulação numérica em região interna do forno, do piso refratário, da parede do queimador e da superfície inferior da placa, foram comparadas com os valores da medição experimental. O principal propósito da investigação numérica foi determinar qual dos modelos de turbulência reproduz os resultados experimentais de maneira mais consistente, de um escoamento de gás natural através de orifícios de queimador industrial com chama por difusão. A comparação entre as simulações sugere que todos os modelos testados representaram satisfatoriamente as condições experimentais. Os resultados

indicam que o modelo de turbulência “Realizable $k-\epsilon$ ” é o mais indicado, pois apresentou valores muito semelhantes aos modelos RSM e “RNG $k-\epsilon$ ”, requerendo muito pouco esforço adicional de computação que o modelo “standard $k-\epsilon$ ”.

PALAVRAS-CHAVE: Combustão, simulação, análise numérica, energia, queimador industrial, orifício, bocal, gás natural.

REIS, L.C.B.S. “**Numerical modeling of turbulent flow through an industrial gas burner orifice**”, 2013. 173 f. Thesis (Doctorate in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do *Campus* de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

ABSTRACT

This work presents numerical modeling of a turbulent natural gas flow through a non-premixed industrial burner of a slab reheating furnace, in steady state condition for several burner thermal loads. The furnace is equipped with diffusion side burners capable of utilizing natural gas or coke oven gas alternatively through the same nozzles. The study is focused on one of the burners of the preheating zone, designed with swirl device in the primary air nozzle. Computational Fluid Dynamics simulation has been used to predict the burner orifice turbulent flow. Flow rate and pressure at burner upstream were validated by experimental measurements. The outcomes of the numerical modeling are analyzed for the different turbulence models in terms of pressure drop and velocity profiles. The standard, RNG, and Realizable $k-\epsilon$ models and Reynolds Stress Model (RSM) were been used. Orifice discharge coefficients for natural gas nozzle were calculated using the fluid properties from numerical simulation and compared with empirical formulation to determine this parameter. The turbulent combustion model used was the Eddy-Dissipation Model. The combustion and aerodynamic analysis was presented through the profiles of temperature, pressure and velocity. The temperatures calculated through the numerical simulation inside the furnace, at the refractory floor, at the burner wall and in the lower surface of the slab were compared to the values of experimental measurements. The main purpose of the numerical investigation is to determine the turbulence model that more consistently reproduces the experimental results of the flow through an industrial non-premixed burner orifice. The comparisons between simulations suggest that all the models tested satisfactorily represent the experimental conditions. However, the Realizable $k-\epsilon$ model seems to be the most appropriate turbulence model, since it provides results that are quite similar to the RSM and RNG $k-\epsilon$ models, requiring only slightly more computational power than the standard $k-\epsilon$ model.

KEY WORDS: Combustion, simulation, numerical analysis, energy, industrial burner, orifice, nozzle, natural gas.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Histórico e consumo mundial de energia no mundo.....	29
Figura 1.2 - Histórico e consumo mundial de energia no Brasil	30
Figura 1.3 - Representação do “jato livre” provocado pelo bocal do queimador.....	32
Figura 3.1 - Curva de capacidade típica de queimador. Capacidade térmica em função da pressão de entrada do combustível.....	49
Figura 3.2 - Desenho esquemático de um queimador de pré-mistura.....	54
Figura 3.3 - Desenho esquemático de um queimador por difusão.....	54
Figura 3.4 - Desenho esquemático de um queimador de pré-mistura parcial.....	55
Figura 3.5 – Fatores que influenciam o coeficiente de descarga.....	59
Figura 3.6 – Efeito da temperatura nos limites de inflamabilidade	62
Figura 3.7 - Princípio de funcionamento de queimadores regenerativos	64
Figura 3.8 - Características principais das chamas	65
Figura 3.9 - O princípio da combustão sem chamas	66
Figura 3.10 – Número de Wobbe em função da Velocidade de chama Weaver.....	73
Figura 3.11 - Diagrama de Dutton	74
Figura 3.12 - Curva em forma de S (“S-shaped curve”) – relacionando a temperatura máxima uniforme em um reator em função do Número de Damköhler	77
Figura 4.1 - Malha para uma solução numérica para distribuição de temperatura	79
Figura 4.2 - Sistema usado para dedução das equações de conservação	81
Figura 4.3 - Objetivo do método numérico.....	85
Figura 4.4 - Volume elementar para os balanços de conservação.....	85
Figura 4.5 - Exemplo de malha ortogonal estruturada	88
Figura 4.6 - Exemplo de malha não ortogonal estruturada.....	88
Figura 4.7 - Exemplo de malha não estruturada	89
Figura 4.8 - Exemplo de malha com células hexaédricas	90
Figura 4.9 - Exemplo de malha com células tetraédricas	90
Figura 4.10 - (a) Representação do contorno através de malha estruturada e (b) Malha não estruturada	92
Figura 4.11 - Exemplo de malha com células poliédricas	93

Figura 4.12 - Esquema de formação de fuligem em hidrocarbonetos	107
Figura 5.1 - Vista em corte da seção longitudinal do forno mostrando o domínio computacional.....	112
Figura 5.2 - Vista em perspectiva do domínio computacional e seus limites.....	112
Figura 5.3 - Vista em perspectiva do queimador – externa ao forno	114
Figura 5.4- Vista em perspectiva do queimador – interna ao forno.....	115
Figura 5.5- Vista frontal do queimador – interna ao forno.....	115
Figura 5.6- Fotografia frontal do queimador – interna ao forno	116
Figura 5.7- Fotografia da região à direita do queimador, onde uma lança de aço inox foi colocada no forno com o medidor de pressão em sua extremidade.	117
Figura 5.8 - Vista frontal do queimador – lado externo do forno.....	117
Figura 5.9 - Malha poliédrica aplicada ao domínio.....	119
Figura 5.10 - Vista detalhada da malha poliédrica aplicada aos orifícios dos queimadores. .	120
Figura 5.11- Efeito do refinamento da malha no perfil de temperatura do forno (ao longo da linha de centro do queimador).	122
Figura 5.12 - Efeito no refinamento da malha no perfil de pressão de gás natural ao longo do orifício e do queimador.....	123
Figura 5.13 - Efeito do refinamento da malha no perfil de velocidade de gás natural ao longo do orifício e queimador.....	123
Figura 6.1 - Comparação entre as medições de pressão de gás natural e resultados da simulação para diferentes modelos de turbulência em função da vazão.	128
Figura 6.2 - Comparação entre as medições de pressão de ar de combustão primário e resultados da simulação para diferentes modelos de turbulência em função da vazão.	128
Figura 6.3 - Comparação entre as medições de pressão de ar de combustão secundário e resultados da simulação para diferentes modelos de turbulência em função da vazão.	129
Figura 6.4 - Linhas de corrente provenientes dos orifícios de gás natural	129
Figura 6.5 - Linhas de corrente provenientes dos orifícios do ar primário de combustão.	130
Figura 6.6- Linhas de corrente provenientes dos orifícios do ar secundário de combustão...	130
Figura 6.7 - Distribuição de velocidade – Vista em corte do conjunto queimador/câmara de combustão.....	131
Figura 6.8 - Vetores de velocidade – Vista em corte do conjunto queimador/câmara de combustão.....	131
Figura 6.9 - (a) com alta vazão no ar primário; (b) com menor vazão de ar primário. Corte para vista frontal.....	132

Figura 6.10 - (a) com alta vazão no ar primário; (b) com menor vazão de ar primário. Corte para vista em planta.	132
Figura 6.11 - Comparação entre os resultados para escoamento incompressível e compressível.	133
Figura 6.12 - Pressão ao longo do orifício de gás natural	134
Figura 6.13 - Temperatura ao longo do orifício de gás natural	135
Figura 6.14 - Coeficiente C_d calculado pela simulação numérica comparado com a formulação de Colannino, em função do Número de Reynolds.....	136
Figura 6.15 - Perfil de temperatura na linha de centro do forno/queimador para os modelos turbulentos aplicados	138
Figura 6.16 - Distribuição de temperatura ao longo do forno - Vista em corte vertical.....	139
Figura 6.17 - Distribuição de temperatura ao longo do forno - Vista superior em corte horizontal.	139
Figura 6.18 – Fotografia da chama na região entre o queimador e o primeiro skid.....	139
Figura 6.19 - Isotermas ao longo do forno - Vista em corte vertical.....	140
Figura 6.20 - Isotermas ao longo do forno - Vista superior em corte horizontal.....	140
Figura 6.21 - Comparação entre a perda de carga do gás de coqueria no orifício calculada através do Índice de Wobbe modificado do gás natural e resultados da simulação com gás de coqueria.	144
Figura 6.22 - Comparação entre a distribuição de pressão do gás de coqueria calculada através do Índice de Wobbe modificado do gás natural e resultados da simulação com gás de coqueria.....	145
Figura 6.23 - Curva de capacidade típica de queimador para gás natural. Capacidade térmica em função da pressão de entrada do combustível	146
Figura 6.24 - Curva de capacidade típica de queimador para gás de coqueria. Capacidade térmica em função da pressão de entrada do combustível	146
Figura 6.25 - Fração mássica de oxigênio. Comparação entre gás natural típico com 50 MJ/m ³ e gás natural com WI mínimo de 46,5 MJ/m ³ . Plano central do domínio	148
Figura 6.26 - Fração mássica de oxigênio. Comparação entre gás natural típico com 50 MJ/m ³ e gás natural com WI mínimo de 46,5 MJ/m ³ . Plano a - 0,4 m do plano central do domínio.....	148
Figura 6.27 - Fração mássica de oxigênio. Comparação entre gás natural típico com 50 MJ/m ³ e gás natural com WI mínimo de 46,5 MJ/m ³ . Plano a - 0,7 m do plano central do domínio.	149

Figura 6.28 - Fração mássica de oxigênio ao longo do forno, com vista em corte vertical. WI do gás natural de 53,5 MJ/m ³	150
Figura 6.29 - Fração mássica de oxigênio ao longo do forno, com vista em corte vertical. WI do gás natural de 50,0 MJ/m ³	150
Figura 6.30 - Fração mássica de oxigênio ao longo do forno, com vista em corte vertical. WI do gás natural de 46,5 MJ/m ³	150
Figura 6.31 - Taxa de formação de fuligem. Comparação entre gás natural com 50 MJ/m ³ e gás natural com WI máximo de 53,5 MJ/m ³ . Linha de centro do queimador.	152
Figura 6.32 - Fração volumétrica de fuligem. Comparação entre gás natural com 50 MJ/m ³ e gás natural com WI máximo de 53,5 MJ/m ³ . Linha de centro do queimador	152
Figura 6.33 - Deposição de carbono devido à deposição de fuligem na saída de um queimador da zona 1 do forno de reaquecimento	153
Figura 6.34 - Fração mássica de fuligem ao longo do forno, com vista em corte vertical. WI de 46,5 MJ/m ³	153
Figura 6.35 - Fração mássica de fuligem ao longo do forno, com vista em corte vertical. WI de 50,0 MJ/m ³	154
Figura 6.36 - Fração mássica de fuligem ao longo do forno, com vista em corte vertical. WI de 53,5 MJ/m ³	154
Figura A.1 - Vista em corte do queimador da zona 1 de preaquecimento do forno	165
Figura A.2 - Coeficiente de perda de carga K para contração abrupta	166
Figura A.3 - Coeficiente de perda de carga K para expansão abrupta	167
Figura A.4 - Coeficiente “m” devido ao perfil de velocidade na expansão abrupta	168
Figura A.5 - Visualização do resultado da simulação numérica do perfil parabólico no escoamento dos bocais. (a) Visão geral dos bocais: gás natural (azul), ar primário (amarelo com saída oblíqua) e ar secundário (amarelo/cor de abóbora). (b) Ampliação da visualização com “zoom” nos bocais de gás natural (azul)	169

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Resumo dos trabalhos desenvolvidos com abordagem por modelagem numérica de orifícios.	43
Tabela 2.2 - Resumo dos trabalhos desenvolvidos com abordagem por modelagem numérica de orifícios – continuação.....	44
Tabela 2.3 - Resumo dos trabalhos desenvolvidos com abordagem por modelagem numérica de combustão turbulenta por difusão utilizando o modelo EDM.	46
Tabela 2.4 - Resumo dos trabalhos desenvolvidos com abordagem por modelagem numérica de combustão turbulenta por difusão utilizando o modelo PDF/LFM – primeira parte.	47
Tabela 2.5 - Resumo dos trabalhos desenvolvidos com abordagem por modelagem numérica de combustão turbulenta por difusão utilizando o modelo PDF/LFM – segunda parte.	47
Tabela 3.1 - Coeficiente de velocidade de Weaver	72
Tabela 3.2 - Velocidades de Chama	72
Tabela 5.1 - Principais dados técnicos do forno de reaquecimento.....	111
Tabela 5.2 - Dados técnicos de projeto do queimador BHF.M.10	114
Tabela 5.3 - Características do gás natural.	118
Tabela 5.4 - Características do gás de coqueria.....	118
Tabela 5.5 - Distância adimensional entre o centróide adjacente à parede e a parede, nos bocais de gás natural, ar primário e secundário, para a malha menos refinada.....	124
Tabela 5.6 - Distância adimensional entre o centróide adjacente à parede e a parede, nos bocais de gás natural, ar primário e secundário, para a malha mais refinada	125
Tabela 6.1 - Comparação dos dados experimentais e simulados para temperatura.	137
Tabela 6.2 (a) e (b) - Resultados dos balanços de massa e energia e dados das condições de contorno.....	141/142
Tabela 6.3 - Resultados dos cálculos de pressão a montante do orifício e perda de carga com GCO	143

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANP	Agência Nacional de Petróleo
BVM	Burning Velocity Model
BEN	Balanço Energético Nacional
CFD	Computational Fluid Dynamic
CMC	Conditional moment closure
DES	Detached Eddy Simulation
DO	Discrete Ordinate - modelo de radiação DO
DOC	Diluted Oxygen Combustion
DNS	Direct Numerical Simulation
EDC	Eddy Dissipation Concept - modelo de combustão
EDM	Eddy Dissipation Model - modelo de combustão
EIA	Energy Information Administration
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
FGR	Flue Gas Recirculation
FRCM	Finite Rate Chemistry Model - modelo de combustão
FST	Turbulência de fluxo livre
FM	Flamelet Model - modelo de combustão
GCO	Gás de Coqueria
GEA	Global Energy Associates
GLP	Gás Liquefeito do Petróleo
GN	Gás Natural
IEA	International Energy Agency
ICEM CFD	Software para elaboração de geometria e malha
LII	Limite de inflamabilidade inferior
LIS	Limite de inflamabilidade superior
MDF	Método de Diferenças Finitas
MEF	Método de Elementos Finitos
MVF	Método de Volumes Finitos
MME	Ministério de Minas e Energia
OEC	Oxygen Enhanced Combustion
OPenFOAM	Código de CFD de acesso livre
PDF/LFM	Probability Density Factor/Laminar Flamelet Model - modelo

	de combustão
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder Calorífico Superior
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RNG	Renormalization Group - modelo de Turbulência
RSM	Reynolds Stress Model - modelo de turbulência
SST	Shear Stress Model
SIMPLE	Semi Implicit Pressure Linked Equation
UV	Ultra-violeta
WI	Índice de Wobbe
WIm	Índice de Wobbe Modificado
WSGGM	Weighed Sum of Gray Gases - Modelo de Coeficiente de Absorção Produtos de Combustão

NOMENCLATURA

SIMBOLOGIA

LETRAS LATINAS

A	Área da seção transversal de orifício ou tubulação (m^2)
A	Constante empírica do modelo de combustão EDM
Ar	Ar necessário para a combustão estequiométrica
B	Coeficiente de velocidade de chama de Weaver
B	Constante empírica do modelo de combustão EDM
Br	Número Brinkman (adimensional)
b_{nuc}^*	Concentração de núcleos normalizada - Modelo de fuligem Moss-Brookes (partículas $\times 10^{-15}/kg$)
C	Velocidade do som (m/s)
C	Fluxo de calor por convecção (W/m^2)
C_α	Constante empírica do modelo de fuligem Moss-Brookes
C_β	Constante empírica do modelo de fuligem Moss-Brookes
C_γ	Constante empírica do modelo de fuligem Moss-Brookes
C_{oxid}	Constante empírica do modelo de fuligem Moss-Brookes
C_w	Constante empírica do modelo de fuligem Moss-Brookes
C_d	Coeficiente de descarga
$C_{\epsilon 1}$	Coeficiente da equação de transporte - modelo de turbulência k- ϵ ,
$C_{\epsilon 2}$	Coeficiente da equação de transporte para o modelo de turbulência k- ϵ
C_μ	Coeficiente da equação de transporte para o modelo de turbulência k- ϵ
C_p	Calor específico a pressão constante ($J/kg.K$)
C_v	Calor específico avolume constante ($J/kg.K$)
C_{pk}	Calor específico em pressão constante para espécies k ($kJ.kg^{-1}.K^{-1}$)
Da	Número de Damkhöler (adimensional)
D	Diâmetro do tubo a montante do orifício (m, mm)
d	Densidade do gás relativa ao ar
d	Diâmetro do orifício (m, mm)
d_p	Diâmetro médio de partícula de fuligem (m, mm)
dA	Elemento de área (m^2 , mm^2)

E	Energia armazenada por unidade de massa (kJ.kg^{-1})
E	Constante empírica para equação de funções de parede
e	subscrito relativo ao gás
f_{kj}	Força de volume agindo na espécie k em direção a j (N)
F	Força (N)
F_{rf}	Número de Froude
F_s	Estequiometria
f	Fator de atrito
g	Força de campo (gravitacional) no meio da equação de Navier Stokes, aceleração da gravidade (m / s^2)
$g^\emptyset$	Termo genérico para as equações de conservação
H	Poder calorífico superior (kJ/kg , kcal/kg)
H	Entalpia específica do meio (kJ/kg , kcal/kg)
h_k	Entalpia de formação para espécies k (kJ/kg , kcal/kg)
h_k	Entalpia sensível da espécie k (kJ/kg , kJ/kg)
h_p	Entalpia dos produtos (kJ/kg , kcal/kg)
h_R	Entalpia dos reagentes (kJ/kg , kcal/kg)
h	Altura (m)
I	Ponto de ignição de uma chama
J_H	Aporte de calor - índices de Weaver
J_A	Aeração primária - índices de Weaver
J_L	Descolamento de chama - índices de Weaver
J_F	Retorno de chama - índices de Weaver
J_Y	Índice de pontas amarelas - índices de Weaver
J_I	Índice de combustão incompleta - índices de Weaver
L	Comprimento (m)
K	Coeficiente de perda de carga
k_e	Condutividade efetiva ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
K_{1-2}	Fluxo de calor por radiação do gás (W/m^2)
k	Intensidade da turbulência
k	Energia cinética turbulenta ($\text{m}^2.\text{s}^{-2}$)
k	C_p / C_v - razão dos calores específicos
$\dot{m}$	Vazão mássica (kg/s)
m	Parâmetro para perfil de escoamento parabólico

m	Constante empírica para o modelo de fuligem Moss-Brookes
M_W	Massa molecular (kg/kgmol)
M	Concentração mássica de fuligem (kg/m ³)
M	Número de Mach
N	Número de átomos de carbono
N	Densidade de partículas de fuligem (partículas/m ³)
N_A	Número de Avogadro
n	Número de moles total
n	Constante empírica para o modelo de fuligem Moss-Brookes
P	Pressão (Pa)
P_1	Pressão na entrada do orifício
P_2	Pressão na saída do orifício
P_c	Relação de Pressão crítica
P_k	Produção de turbulência (kg.m ⁻¹ .s ⁻³)
$\dot{Q}$	Aporte térmico de um queimador (KW)
$\dot{Q}$	Taxa de troca de calor (W)
Q	Vazão volumétrica (m ³ /s)
Q	Fração volumétrica de oxigênio na mistura
Q	Ponto de extinção da chama
R	Constante de gás universal (8,31447 x 10 ³ J/kgmol-K)
R	Proporção entre o nº de átomos de H ₂ pelo nº de átomos de carbono
r	Subscrito relativo a um gás de referência
S_{ij}	Tensor de cisalhamento médio (s ⁻¹)
S	Fator velocidade chama de Weaver
S	Termo fonte na equação geral
s	subscrito relativo a um gás substituto
T	Temperatura (K)
t	Tempo (s)
U	Velocidade do escoamento na direção x (m/s)
U^*	Velocidade adimensional para funções de parede
u	velocidade na direção x (m/s)
u_i	Flutuação da velocidade do escoamento devido à turbulência (m/s)
V	Vetor de velocidade global (m.s ⁻¹)
V	Volume (m ³)

v	Velocidade na direção y (m/s)
X	Fração volumétrica do componente
X_{prec}	Fração molar do precursor de fuligem - modelo Moss-Brookes
X_{sgs}	Fração molar de espécie em crescimento superficial
X_{OH}	Fração molar do radical OH
Y	Fração mássica
Y_k	Fração mássica da espécie k
Y_{soot}	Fração mássica de fuligem
y	Resolução próxima à parede (mm)
$y^+; y^*$	Distância adimensional da parede
Z	Fração volumétrica de inertes
$\dot{W}$	Potência (kW)
w	Velocidade na direção z (m/s)
w	Subscrito relativo à parede
w_k	Taxa de reação para espécies k (s^{-1})
∞	Subscrito relativo ao ambiente

LETRAS GREGAS

α	Ângulo do orifício de um bocal
β	Razão entre o diâmetro do orifício e o diâmetro de entrada
β	Ângulo de saída de um bocal
β	Coeficiente de expansão térmica (K^{-1})
∇	Operador diferencial, $\left(i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y}\right)$
ΔP	Perda de carga [Pa]
ϵ	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta (m^2/s^3)
ϵ_1	Índice da primeira constante definida para o modelo de turbulência k- ϵ
ϵ_2	Índice da segunda constante definida para o modelo de turbulência k- ϵ
ϵ_{CR}	Valor crítico da energia de dissipação turbulenta [J]
ϵ_C	Emissividade da parede da carcaça
ϵ_G	Emissividade do gás
ϵ_W	Emissividade da parede do tubo de chama
$\emptyset$	Ângulo de refração nas paredes na equação de radiação emitida por uma parede
$\emptyset$	Variável genérica
κ	Constante de Von Kármán
μ	Viscosidade dinâmica ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)
μ_t	Viscosidade dinâmica devido à turbulência ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)
ν	Viscosidade cinemática [m^2/s]
$\nu' ; \nu''$	Coeficiente estequiométrico para reagentes e produtos, respectivamente
ρ	Massa específica do fluido (kg/m^3)
σ	Constante de Stefan Boltzmann ($5,6705119.10^{-8} W/m^2K^4$)
σ^*	Desvio padrão
σ_ϵ	Coeficiente da equação de transporte de energia dissipada no modelo k- ϵ
σ_k	Coeficiente de Prandtl da equação de transporte de turbulência no modelo k- ϵ
σ_{soot}	Coeficiente de Prandtl da equação de transporte de turbulência no modelo de fuligem

τ	Tensor tensão (Pa)
τ	Tempo de residência médio (s)
τ	Escala de tempo de Kolmogorov (s)
$\tau_{i,j}$	Tensor deformação devido à viscosidade e ao gradiente de velocidade
ω	Intensidade da vorticidade de Von Karman
ω	Taxa de reação no modelo de combustão EDM
ω_k	Taxa de reação de espécies k (s^{-1})
γ	Fator de expansão isentrópica (adimensional)
ψ	Coeficiente de escorregamento na equação de radiação emitida por uma parede
ψ_k	Velocidade de difusão de espécies k ($m.s^{-1}$)
Γ_i	Coeficiente de difusão molecular da espécie i
Γ_{REF}	Coeficiente de difusão molecular da mistura
δ	Símbolo tensorial Kronecker
Ω_{ij}	Tensor de vorticidade
η_{coll}	Parâmetro de eficiência colisional - modelo de fuligem Moss-Brookes

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	29
1.1	Justificativas do trabalho	34
1.2	Objetivos do trabalho	35
1.3	Contribuições.....	36
1.4	Conteúdo do trabalho	38
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	40
2.1	Métodos numéricos aplicados a orifícios.....	40
2.2	Métodos numéricos aplicados à combustão.....	44
3	COMBUSTÃO E QUEIMADORES INDUSTRIAIS	48
3.1	Aspectos gerais de Projeto e operação	48
3.1.1	Medição de vazão de combustível.....	48
3.1.2	Medição de vazão do ar de Combustão.....	50
3.1.3	Mistura combustível/ar.....	50
3.1.4	Manutenção da ignição	51
3.1.5	Moldagem da chama	52
3.2	Fatores de projeto de queimadores	52
3.2.1	Combustível	52
3.2.2	Oxidante	53
3.2.3	Classificação dos queimadores.....	53
3.3	Câmaras de combustão.....	55
3.3.1	Material a ser processado	55
3.3.2	Temperatura.....	56
3.3.3	Recuperação de calor	56
3.4	Dimensionamento de queimadores.....	57
3.4.1	Determinação da vazão do gás combustível e coeficiente de descarga (escoamento subsônico).....	58

3.5	Projeto de queimadores	61
3.5.1	Queimadores com bocais por difusão/ queimadores de alta velocidade	61
3.5.2	Queimadores regenerativos.....	63
3.5.3	Queimadores para combustão sem chamas visíveis.....	64
3.6	Intercambialidade de gases	67
3.7	Combustão turbulenta de gases	74
4	MODELAGEM NUMÉRICA EM COMPUTAÇÃO FLUIDO DINÂMICA.....	78
4.1	Métodos de previsão de processos físicos.....	78
4.2	Métodos de discretização	80
4.2.1	Equações de conservação	81
4.2.2	A transformação das equações diferenciais em equações algébricas	85
4.2.3	Malhas numéricas	87
4.3	Formulação matemática	93
4.3.1	Conservação de massa e espécies	94
4.3.2	Conservação de quantidade de movimento.....	94
4.3.3	Conservação de energia.....	95
4.3.4	Turbulência.....	95
4.3.5	Combustão.....	97
4.3.6	A Equação diferencial geral	97
4.4	Descrição dos principais modelos aplicados	98
4.4.1	Modelos de turbulência	98
4.4.2	Modelagem da região próxima à parede.....	101
4.4.3	Modelo de combustão	104
4.4.4	Modelagem da formação de fuligem	106
5	SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA OPERAÇÃO DOS QUEIMADORES E CÂMARA DE COMBUSTÃO	110
5.1	Modelagem dos queimadores e câmara de combustão.....	113
5.2	Medições Experimentais.....	116

5.3	Trabalho computacional.....	118
5.3.1	Modelagem da combustão turbulenta.....	121
5.3.2	Análise da malha	122
5.3.3	Condições de contorno.....	125
5.3.3.1	Transferência de calor nas condições de contorno de parede	126
6	ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÃO	127
6.1	Perfil de pressão	127
6.2	Efeitos de compressibilidade	132
6.3	Coeficiente de descarga C_d	133
6.4	Temperaturas	137
6.5	Balances de massa e energia e condições de contorno	140
6.6	Resultados da simulação numérica com gás de coqueria	143
6.7	Levantamento da curva de capacidade térmica do queimador	145
6.8	Análise da concentração de oxigênio ao longo do forno	146
6.9	Análise da taxa de formação de fuligem	151
7	CONCLUSÕES E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS.....	155
7.1	Propostas para trabalhos futuros.....	156
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	158
	APÊNDICE A – Cálculo do coeficiente de descarga em função da perda de carga no orifício de gás natural.....	171
	APÊNDICE B – Desenvolvimento das equações para cálculo do coeficiente de descarga.....	171

1 INTRODUÇÃO

A combustão tem sido um processo alicerce do desenvolvimento industrial mundial nos últimos dois séculos. Os processos industriais dependem fortemente das aplicações relacionadas à combustão, pois são caracterizadas por necessidade de temperatura elevada. A demanda por energia deve continuar aumentando no futuro, tanto no Brasil, como no mundo, como indicado nas figuras 1.1 e 1.2, sendo a maior parte de sua geração obtida a partir de combustíveis fósseis, situação que deve permanecer em nosso planeta ainda por muitos anos. Com o tempo os combustíveis renováveis devem substituir os combustíveis fósseis, mas o processo de combustão deverá perdurar como relevante. O aumento do conhecimento e do entendimento dos mecanismos de combustão será cada vez mais fundamental no desenvolvimento tecnológico, que busca minimizar impactos ambientais, seja pelo aumento de eficiência ou pela diminuição de emissões poluentes, sobretudo na combustão turbulenta por chamas de difusão, pela sua importância nos processos industriais. Por razões de segurança, pois não há risco de retorno de chama, e de simplicidade de projeto, a maior parte dos queimadores industriais utiliza chamas por difusão. Combustão industrial sempre ocorre junto com escoamento turbulento, pois a turbulência aumenta o processo de mistura e conseqüentemente a própria combustão, que por sua vez libera calor e provoca a expansão dos gases, aumentando a turbulência.

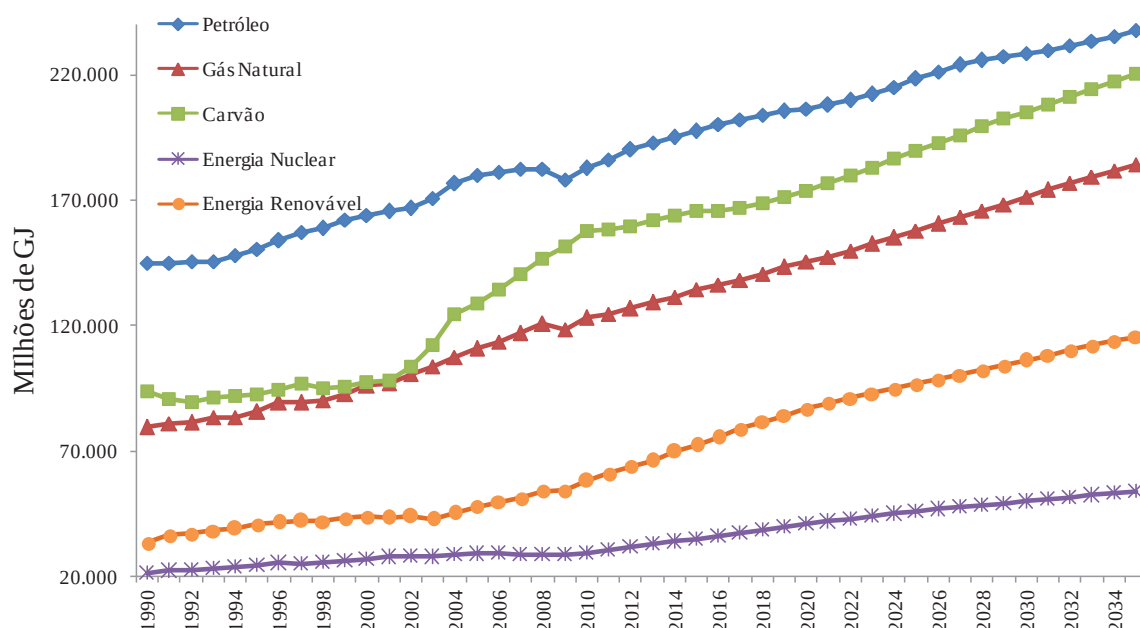


Figura 1.1 – Histórico e consumo mundial de energia no mundo. (BP, 2012 e IEA, 2013).

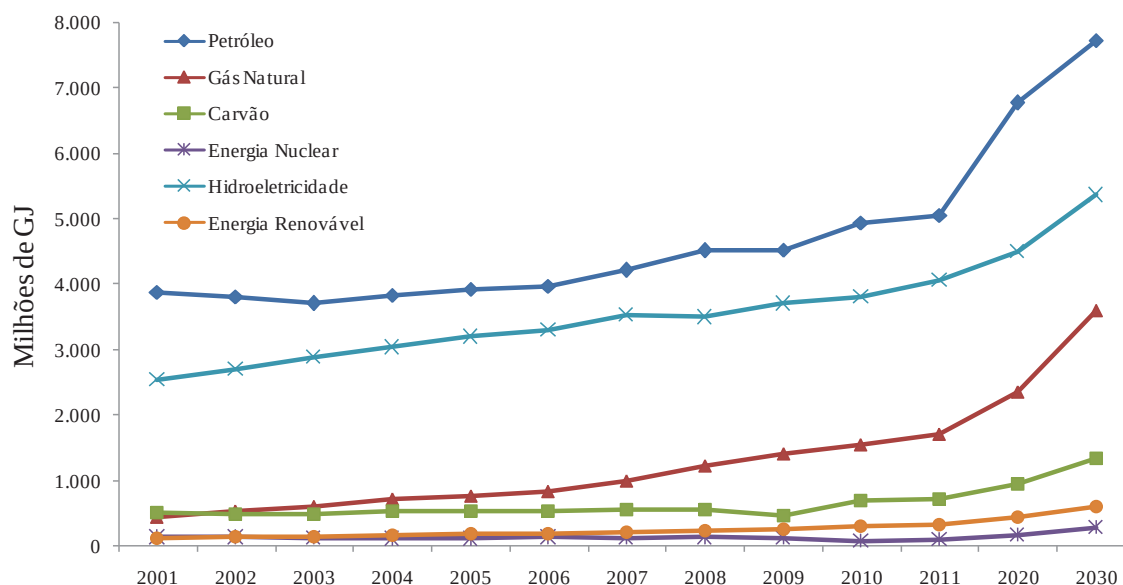


Figura 1.2 – Histórico e consumo mundial de energia no Brasil. (EPE-BEN, 2012).

Um queimador é um dispositivo que, ao queimar um combustível na presença de um oxidante, converte energia química do combustível em energia térmica. O calor da combustão promovida pelo queimador irradia em todas as direções e é absorvido por uma determinada carga, dependendo do objetivo do processo.

Existem muitos fatores que devem ser considerados no projeto de um queimador. Estes fatores afetam a transferência de calor e a emissão de poluentes, já que regulamentações ambientais cada vez mais rigorosas exigem limitações destas emissões. O projeto deve contemplar também uma eficiente combustão e transferência de energia à carga ou material que for aquecido. Portanto, queimadores modernos devem ser ambientalmente favoráveis e ao mesmo tempo eficientes na transferência de calor à carga.

A busca pelo aumento de eficiência em escala industrial de fornos e queimadores em processos de combustão, visando economia de combustíveis, tem demandado estudos experimentais que são complementados com simulações através de computação fluidodinâmica, uma das ferramentas que hoje são usadas para aperfeiçoamento do projeto de um queimador. Em um queimador de chama por difusão, combustível e oxidante entram separadamente na câmara de combustão, sendo, então, somente após saírem de seus respectivos orifícios, misturados e queimados através de difusão contínua. O gás combustível escoar através de orifícios e o ar de combustão escoar em orifícios circundantes ao gás, de maneira tal que o gás somente inicia sua combustão a certa distância do orifício. Para o

projeto adequado de queimadores, deve-se determinar a área apropriada do orifício por onde o gás escoará. Para uma determinada dimensão do orifício, existe uma pressão de combustível específica a fim de proporcionar a mistura correta do gás com o ar de combustão. Alta pressão de combustível pode resultar em fuligem ou impacto da chama em superfícies pelo aumento de seu comprimento. Baixa pressão de combustível pode resultar em excesso de ar, podendo também não permitir o atendimento da carga térmica requerida pelo forno (BAUKAL, 2004).

Estudos de simulação numérica em combustão têm sido intensamente desenvolvidos nos últimos vinte anos e o fenômeno da propagação da chama por difusão é normalmente tratado e divulgado a jusante do orifício do queimador, i.e., na câmara de combustão. Muito esforço tem sido feito para a investigação da combustão turbulenta e suas conseqüências, incluindo a análise para decisão de qual modelo de turbulência é mais apropriado, dependendo das condições específicas de cada aplicação. O orifício do queimador normalmente não é incluído integralmente na análise. Entretanto, com respeito aos queimadores industriais, é de vital importância a definição da pressão a montante dos mesmos, pois variações na composição química podem ser compensadas pela alteração na pressão do combustível, mantendo o aporte térmico requerido. Orifícios de queimadores são projetados para um determinado coeficiente de descarga, que é definido como a relação entre a vazão real e a vazão máxima teórica através do orifício, sendo normalmente obtido através de correlações empíricas baseadas em dados experimentais, derivadas de condições de laboratório controladas.

Quando um gás sai de um bocal de um queimador, haverá uma interação com o fluido circundante. Este fenômeno é denominado “jato livre” (BAUKAL, 2004), sendo comum em processos de combustão, como mostrado na figura 1.3. Moléculas na região circundante são arrastadas para o jato à medida que o gás sai do bocal, pois uma região de baixa pressão é criada a jusante da saída, aumentando a turbulência que provoca a mistura das moléculas arrastadas com o gás do “jato livre”, e na medida em que o “jato livre” captura o gás circundante, o diâmetro do jato aumenta. A taxa com que o “jato livre” sai do bocal e mistura com o gás circundante é um parâmetro crítico no projeto de queimadores. Ajustar a taxa de mistura do combustível com o ar e com os produtos de combustão que são arrastados pelo “jato livre” se consegue através da determinação correta do valor de pressão que deve ser estabelecido a montante do bocal/orifício do queimador. Para um determinado aporte térmico em uma fornalha, uma vazão mássica de combustível está definida. Se dois bocais/orifícios de diferentes dimensões são analisados, aquele de menor área deverá operar com maior pressão

para que a mesma vazão mássica possa escoar. Como mais energia é requerida para atingir uma pressão maior, mais energia terá o fluido ao sair do bocal e isto resulta em uma melhor mistura, influenciando no processo de combustão.

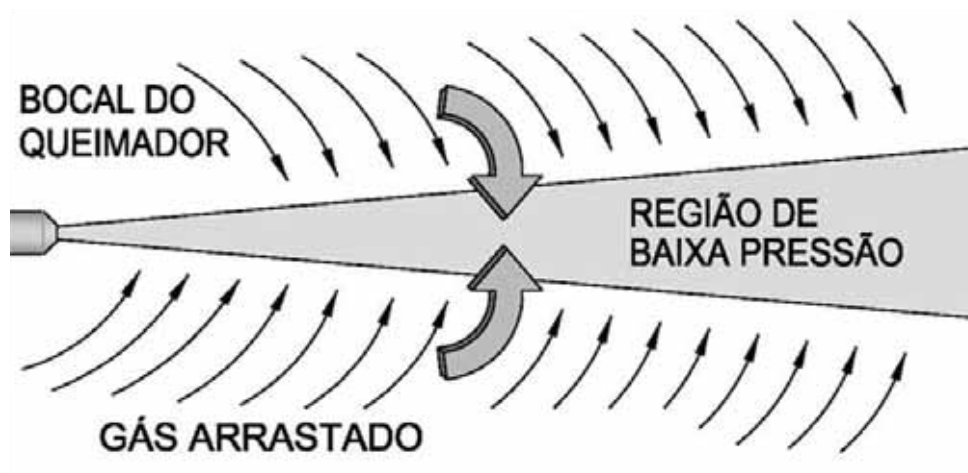


Figura 1.3 - Representação do “jato livre” provocado pelo bocal do queimador (BAUKAL, 2004).

Assim, foi feita uma análise por meio da simulação computacional de modelos de escoamento turbulento através dos bocais/orifícios que, acoplados à modelagem de combustão, representem de maneira consistente a condição real de operação em regime permanente de um queimador industrial de 4400 kW. Este queimador é parte integrante da zona de preaquecimento inferior de um forno de reaquecimento de placas da Usina Presidente Vargas, Volta Redonda, pertencente a Companhia Siderúrgica Nacional. A variável principal de análise será a pressão de gás combustível e ar a montante do queimador, que será calculada numericamente para diversas vazões normais de operação de gás e conseqüentemente ar de combustão. Estes valores determinados pela modelagem serão aferidos através de medições experimentais de pressão de gás natural (GN) e ar de combustão, simultaneamente com a medição de vazão de gás e ar.

Gás de coqueria (GCO) pode ser queimado nos mesmos orifícios de gás natural em todos os queimadores do forno. Estes gases são considerados intercambiáveis para vários parâmetros de combustão, possuem temperatura de chama adiabática próxima e poder térmico semelhante, pois para o mesmo aporte térmico requerem praticamente a mesma vazão de ar e produzem semelhante vazão de produtos de combustão. Porém, o Índice de Wobbe (parâmetro de intercambialidade de gases que, tendo o mesmo valor, assegura o mesmo aporte térmico para uma determinada pressão) do GCO é menor, de 30 MJ/m³, enquanto que o do

gás natural é de 50 MJ/m³. Na prática, para se operar com os mesmos orifícios, o que se faz é igualar o Índice de Wobbe modificado (WIm), que considera a pressão para ajustar o aporte térmico. O Índice de Wobbe modificado não é um parâmetro somente do fluido, mas sim do gás considerando um determinado orifício, sendo medido em MW/m² de área de escoamento do bocal. Durante o período do desenvolvimento deste trabalho, o gás de coqueria não pôde ser usado nos fornos devido a um problema da rede de distribuição deste gás. Assim, o estudo numérico para este gás foi aferido de maneira indireta. O WIm foi calculado através dos dados experimentais do GN e a pressão do GCO calculada a partir do WIm para o mesmo aporte térmico. Assim, levantaram-se as pressões necessárias para se operar com GCO a partir das medições de pressão de GN. Os resultados foram apresentados na seção 6.6.

As análises foram realizadas através de computação fluidodinâmica (CFD), utilizando-se o código Fluent (ANSYS, 2010). A licença do programa ANSYS® utilizada é do tipo educacional, pertencente ao Laboratório de Processos Aerotermodinâmicos e Desenvolvimento de Tecnologias - LAPADET, da UNIFEI (Universidade Federal de Itajubá).

Os modelos de turbulência utilizados foram o *Reynolds Stress Model* (RSM) e os modelos “k-ε”, entre eles o Standard, RNG e o *Realizable*. O modelo de combustão utilizado foi o *Eddy Dissipation Model* (EDM), indicado para chamas por difusão e que considera queima rápida. Os resultados experimentais foram comparados com os resultados das simulações e foi, então, verificado qual o modelo de turbulência que melhor representa o comportamento físico do caso em análise. Além disso, coeficientes de descarga do queimador estudado foram calculados empregando-se as propriedades determinadas pela simulação numérica e posteriormente comparados com os cálculos feitos por correlação empírica.

A originalidade deste trabalho está em desenvolver por meio da modelagem computacional e correspondente aferição de resultados, uma abordagem simultânea do escoamento turbulento nos orifícios de um queimador com a combustão turbulenta subsequente. O trabalho contribui para colocar em prática uma metodologia para projeto de novos queimadores a gás e modificações operacionais e/ou dimensionais de bocais/orifícios de queimadores existentes a gás, pois foi verificada e confirmada a capacidade do uso da simulação numérica nestes dispositivos.

Uma importante contribuição adicional foi permitir que se conseguisse prever, por simulação numérica, os efeitos no desempenho do queimador e combustão associada devido a variações na composição química do gás combustível. A totalidade dos queimadores

industriais tem a vazão de ar de combustão definida operacionalmente em função da vazão de combustível, sendo totalmente independente de variações na composição química do gás, que é considerada constante. Os efeitos ocasionados pela variação da composição do gás podem ser: aumento ou diminuição de oxigênio nos produtos de combustão, instabilidades na chama e aumento de emissões poluentes, tais como CO, NO_x e fuligem.

Quando há variação na composição química do gás combustível, como na prática se desconhece esta alteração, a pressão na entrada do queimador, seja de gás ou de ar, é mantida, o que provoca alteração no aporte térmico e, conseqüentemente, na relação ar/combustível. Estas condições, provocadas pelos efeitos da variação da composição química do gás, somente podem ser apropriadamente simuladas se o escoamento turbulento nos orifícios do queimador for modelado e aferido, pois a pressão de gás e ar a montante dos orifícios é a variável que influencia nas vazões dos fluidos e portanto, na liberação de carga térmica.

1.1 Justificativas do trabalho

Aplicações industriais com respeito à combustão podem ser sensíveis a alterações na qualidade dos gases combustíveis, particularmente para empresas siderúrgicas, nas quais além do gás natural, outros combustíveis são usados, como gás de coqueria, gás de alto-forno e gás de aciaria. Como tais combustíveis são subprodutos dos processos siderúrgicos, variações na composição química são inerentes a esses gases. Mesmo para o gás natural, nos dias de hoje existe uma preocupação global com respeito à qualidade do gás e, conseqüentemente, na intercambialidade de gases de diferentes fontes, devido à variação de composição, haja vista que o transporte de gás através de fronteiras internacionais tem crescido muito nos últimos anos, notadamente pelo rápido desenvolvimento do mercado mundial de gás natural liquefeito.

Em aplicações industriais, uma variação típica na composição do gás natural não resulta em uma operação que cause condições inseguras ou inoperáveis. Entretanto, estas variações podem provocar situações desfavoráveis com respeito a emissões, eficiência ou qualidade do produto. Como exemplo, fornos de reaquecimento de aços requerem atmosfera controlada para manter o oxigênio nos produtos de combustão sob controle em uma faixa restrita, visando assegurar uma formação de carepa apropriada na superfície metálica.

Portanto, o uso de uma ferramenta numérica capaz de projetar ou reprojetar bocais e orifícios de queimadores e capaz de determinar a correta pressão para operação de um queimador existente em casos de variação de composição química do combustível, pode contribuir em muito para aperfeiçoar o desempenho da combustão. Para um mesmo combustível, quando há um decréscimo no Índice de Wobbe (WI) devido à variação na composição química, a maneira mais prática de ajustar o mesmo aporte térmico no queimador é aumentar a pressão a montante do mesmo. O Índice de Wobbe é um parâmetro para análise de intercambialidade de gases e sua utilidade para processos de combustão é que para um determinado orifício de queimador, todas as misturas de gases que têm o mesmo WI transferirão a mesma quantidade de calor, na mesma pressão do queimador. É importante enfatizar que em quase todos os equipamentos que usam gases, o escoamento é controlado através da passagem do gás por um orifício.

1.2 Objetivos do trabalho

O objetivo geral deste trabalho é fazer uma análise das variáveis de operação de um queimador industrial a gás por difusão e com dispositivo promotor de turbulência, da zona de preaquecimento de um forno de reaquecimento de placas, através de simulação numérica utilizando computação fluidodinâmica, realizando aferição dos resultados por meio de medições experimentais. As análises foram realizadas considerando operação em regime permanente para várias condições de aporte térmico no queimador, i.e., com variação de vazão de gás e ar de combustão. O combustível utilizado na operação do queimador foi o gás natural.

Objetivos específicos deste trabalho foram:

- Desenvolver ferramenta que permita redimensionar queimadores ou ajustar as condições de operação de processos de combustão existentes, em função da variação da composição química de gases combustíveis;
- Realizar análise referente ao queimador para gás de coqueria, pois as medições de pressão feitas para o gás natural foram corrigidas para o GCO através do Índice de Wobbe modificado (WIm), sendo que as medições de vazão de GN foram corrigidas para o GCO levando-se em conta poder calorífico de cada

gás. Este procedimento foi adotado para o GCO pela impossibilidade de fazer as medições com este gás, no período do desenvolvimento deste trabalho, devido à rede de distribuição estar inoperante;

- Calcular os coeficientes de descarga dos orifícios, parâmetro de dimensionamento de queimadores, através da simulação numérica e comparar com os resultados de correlações empíricas;
- Analisar os principais parâmetros físicos característicos do comportamento aerodinâmico e térmico do sistema analisado;
- Fazer a modelagem do volume de controle englobando queimador e câmara de combustão utilizando o código numérico Fluent (ANSYS, 2010);
- Avaliar o comportamento da chama em função da variação da vazão de ar de combustão nos orifícios de ar primário, que promove o movimento rotacional no queimador;
- Avaliar a distribuição de temperatura no forno;
- Avaliar a distribuição de oxigênio no forno em função da variação da qualidade do gás natural;
- Avaliar a formação de fuligem ao longo do forno em função da variação da qualidade do gás natural.

1.3 Contribuições

As contribuições podem ser resumidas como:

- Desenvolvimento de uma metodologia para dar suporte a projetos ou modificações de bocais/orifícios de queimadores gás por difusão com escoamento subsônico, baseado em um queimador de referência, utilizando-se simulação numérica;

- Demonstração de que se pode utilizar a equação básica de dimensionamento de placas de orifício, que considera escoamento incompressível e adiabático, para dimensionamento de orifícios de queimadores com escoamento subsônico;

- Demonstração de que se pode utilizar o Índice de Wobbe modificado, como parâmetro de ajuste operacional para ajustar a pressão de queimadores em função da variação da composição química ou de mudança de combustível;

- Verificação de que simulações numéricas em CFD tridimensional são uma efetiva ferramenta para projetar/estudar queimadores com maior precisão, quando usada em conjunto com abordagens empíricas e experimentais, pois é capaz de fornecer resultados que mostram situações complexas de uma maneira muito clara e recomendações valiosas.

- Análise qualitativa das conseqüências de alteração da composição química do gás natural, mesmo dentro da faixa permitida pela ANP (Agência Nacional de Petróleo). Foi investigado o aumento da formação de fuligem quando a composição muda de tal maneira que o Índice de Wobbe é máximo e o aumento de oxigênio quando a composição muda de maneira que o Índice de Wobbe é mínimo.

- Uma contribuição importante decorre do fato de a estabilidade de chama e uma combustão completa serem dependentes não somente das propriedades do gás, mas também do projeto do queimador, incluindo seus bocais/orifícios. A análise qualitativa dos gases e subsequente intercambialidade dos mesmos está intimamente relacionada com as características dos bocais/orifícios. A inovação do presente trabalho é abordar a modelagem de combustão integrada com a modelagem do bocal/orifício. Em nenhum trabalho publicado anteriormente, foi identificada a preocupação em verificar se a pressão a montante dos queimadores, calculada pelo modelo, apresentava concordância com a medida experimental. Este ponto para queimadores industriais é de vital importância, pois somente com a pressão correta se terá o desempenho apropriado do queimador. A modelagem do queimador, em termos de preocupação da construção de uma malha refinada adequadamente somente foi vista em orifícios de medição, razão que grande parte das referências deste trabalho está relacionada a trabalhos com orifícios de sistemas de medição ou sistemas hidráulicos. Bocais/orifícios são projetados para um determinado coeficiente de descarga, normalmente obtidos de medições experimentais. O presente trabalho estudou orifícios de queimadores em conjunto com o processo de combustão, com a preocupação de modelar corretamente o orifício além da modelagem de combustão.

Portanto, este trabalho é uma primeira abordagem, utilizando análise de simulação numérica, das conseqüências na estabilidade da combustão devido às variações de composição química de um gás. Para gás natural esta análise tem sido feita através de

experimentos. Contudo, a modelagem numérica pode contribuir complementando as abordagens empíricas, de modo a contribuir com recomendações que podem ser relacionadas a alterações na regulamentação da qualidade do gás ou a modificações nos equipamentos/sistemas de combustão, de maneira que se possa conviver operacionalmente com variações na qualidade do gás adequadamente, tendo em vista aspectos ambientais, de eficiência e segurança.

1.4 Conteúdo do trabalho

Este trabalho apresenta uma sequência de capítulos que visa o entendimento da teoria específica envolvida, modelagem, simulações realizadas e análise dos resultados.

No capítulo 1 é apresentada a introdução, ressaltando a importância do ajuste apropriado na operação de queimadores industriais em função da variação de composição química inerente a gases combustíveis, inclusive para o gás natural, e da utilidade em se desenvolver uma ferramenta apoiada em simulação numérica por CFD para efetivamente se realizar este ajuste.

No capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica sobre queimadores industriais, em trabalhos sobre aplicação de modelagem numérica a orifícios e a câmaras de combustão com chamas por difusão. Foram levantados os estudos já realizados, quais os modelos de turbulência e combustão mais utilizados para aplicações semelhantes e os resultados das simulações comparados com os dados experimentais. Procurou-se identificar os parâmetros mais significativos para o dimensionamento e operação de queimadores, de modo a se assegurar um bom desempenho da combustão em face da variação de composição química dos gases combustíveis.

No capítulo 3 é feita abordagem sobre queimadores e fornos industriais, principais aplicações, critérios de projeto, funcionamento, características, vantagens e desvantagens. E com mais detalhe, uma abordagem sobre os parâmetros de combustão mais utilizados em estudos de intercambialidade de gases, com ênfase nos estudos mais recentes com respeito ao gás natural.

No capítulo 4 procurou-se esclarecer os principais conceitos da computação fluidodinâmica (CFD). Foram apresentados os métodos de discretização das equações de conservação, os conceitos teóricos dos modelos de turbulência, combustão e outros utilizados neste trabalho, a construção da geometria e malhas utilizadas e outros conceitos visando proporcionar uma visão geral, e entendimento dos principais fundamentos da modelagem e criar condições para um embasamento que permita uma apropriada modelagem, no sentido de se escolher os modelos e parâmetros mais indicados para o trabalho em questão.

No capítulo 5 é apresentada uma descrição das características técnicas do forno de reaquecimento de placas e especificamente do queimador da zona de preaquecimento escolhido para desenvolvimento da simulação, modelo BHF.M.10 fabricado pela Stein Hurty. De forma mais detalhada descreve-se a modelagem do queimador e da câmara de combustão, incluindo todos os modelos que foram considerados, condições de contorno e composição e parâmetros dos combustíveis utilizados.

No capítulo 6 são apresentados os resultados da modelagem, mais especificamente dos modelos de turbulência e do modelo de combustão para chama por difusão, comparando-os com os dados experimentais e correlações empíricas para dimensionamento de orifícios de queimadores. Os resultados das simulações são também discutidos e analisados, através da apresentação dos perfis de temperatura, velocidade, pressão e linhas de corrente. Também são apresentados os resultados das simulações efetuadas para cálculo da distribuição do oxigênio e da formação de fuligem ao longo do forno, em função da variação da qualidade do gás.

No capítulo 7 são descritas as conclusões, bem como propostas para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esta revisão tem como objetivo contribuir para uma melhor visualização do uso da modelagem numérica utilizada neste trabalho. Neste capítulo é apresentada a revisão bibliográfica com respeito ao estudo de queimadores e orifícios, focada na aplicação de modelagem numérica a orifícios, queimadores por difusão e câmaras de combustão. Foram levantados os estudos já realizados, os modelos mais utilizados para aplicações semelhantes, com ênfase nos modelos de turbulência e combustão, e os resultados das simulações comparados com os dados experimentais. Procurou-se também identificar problemas encontrados e as soluções adotadas, bem como os parâmetros mais significativos para o dimensionamento e operação de queimadores, visando à escolha dos modelos mais adequados para o estudo proposto por este trabalho.

2.1 Métodos numéricos aplicados a orifícios

Trabalhos com aplicação de modelagem numérica para orifícios foram feitos de modo geral para o estudo de orifícios medidores de vazão ou orifícios de sistemas hidráulicos. Os parágrafos seguintes apresentam uma lista da literatura publicada de trabalhos correlatos. A qualidade das simulações e a escolha dos modelos de turbulência serão descritas. As tabelas 2.1 e 2.2, apresentadas ao final desta seção, resumem as principais características dos trabalhos analisados.

Um estudo foi conduzido por Erdal et al. (1997) para avaliar os resultados da análise numérica do escoamento através de um orifício simples. As principais recomendações foram: que o espaçamento da malha deve ser cerca de 0,1% do diâmetro da tubulação a jusante da placa de orifício; o uso de esquema de diferenciação de alta ordem; e a aplicação de funções de parede de não equilíbrio, de tal modo que o primeiro centróide da malha fique na região de escoamento plenamente turbulento, fora da subcamada viscosa, a fim de se conseguir bons resultados no cálculo da perda de carga. O modelo de turbulência “standard k- ϵ ” foi utilizado. Os resultados numéricos, referentes a valor de pressão a montante e a jusante do orifício, tiveram resultados satisfatórios em comparação com os dados experimentais.

Eiamsa-ard et al. (2008) investigaram o escoamento em orifícios circulares utilizando CFD. Os modelos “standard k- ϵ ” e *Reynolds Stress Model* (RSM) foram empregados. Houve boa concordância dos resultados numéricos com os dados experimentais. Entretanto, o modelo RSM foi mais preciso na região a jusante do orifício quando comparado com “standard k- ϵ ”.

Oliveira et al. (2010) apresentaram um trabalho com aplicação numérica para calcular coeficientes de calibração de placas de orifício, com o objetivo de facilitar os procedimentos experimentais de calibração. A metodologia apresentou resultados satisfatórios quando comparados os resultados da CFD com dados experimentais. A malha foi gerada com células retangulares em sua maioria, porém com algumas triangulares, com um total de 105.000 células.

Arun et al. (2010) apresentaram um trabalho de simulação numérica para cálculo do coeficiente de descarga de placas de orifício com escoamento laminar e turbulento de fluido não-newtoniano (solução diluída de carboxi-metil-celulose). Os resultados foram validados por dados disponíveis na literatura. Utilizaram malha com capacidade adaptativa (refinamento da malha dependente do resultado da solução numérica) para aumentar a precisão do escoamento em região de altos gradientes, como de camadas limites.

Hollingshead et al. (2011) obtiveram coeficientes de descarga experimentais para vários tipos de medidores de vazão, entre eles placa de orifício, Venturi, V-cone e medidor em cunha, a fim de validar resultados numéricos com Números de Reynolds baixos. O modelo *Realizable* k- ϵ foi usado. O objetivo do estudo foi apresentar curvas características para melhor entendimento dos resultados com Número de Reynolds baixo. Os resultados dos coeficientes de descargas calculados numericamente tiveram boa concordância com os experimentais, para Número de Reynolds variando de 10 a 10.000.000. Uma malha não estruturada foi criada para os modelos numéricos, posteriormente convertidas de células tetraédricas para poliédricas. O número de células utilizadas para cada modelo foi da ordem de 400.000.

Rhinehart et al. (2011) propuseram o relaxamento da relação de raiz quadrada de cálculo do coeficiente de descarga, comumente usada nas normas internacionais para determinar a vazão de um orifício. Foi demonstrado que a correlação resultante apresentou uma melhor precisão. Além dos dados experimentais com fluidos como água, gás natural e nitrogênio, evidências foram também obtidas através da modelagem numérica. O modelo de

turbulência “standard k- ϵ ” foi utilizado. Recomendaram a adoção de malha mais refinada próximo às paredes do tubo e do orifício.

Pan et al. (2011) analisaram os coeficientes de descarga de um orifício de uma servo-válvula através de CFD, validados por dados experimentais. Os resultados numéricos tiveram boa concordância com os experimentais. Foi elaborada uma malha tetraédrica estruturada, justificada por facilitar o desenvolvimento de uma malha apropriada nas regiões de condição de contorno.

Shah et al. (2012) simularam os experimentos referentes a medições de vazão em orifícios feita por Nail (1991) para fluidos como água e ar. As simulações em CFD foram validadas através medições de pressão e de balanço de energia. O modelo de turbulência utilizado foi o standard k- ϵ . As comparações dos resultados numéricos e experimentais apresentaram boa concordância.

Reader-Harris et al. (2012) apresentaram um estudo sobre o efeito da contaminação em placas de orifício (aderência de materiais à superfície da placa) no coeficiente de descarga. O trabalho experimental foi feito simulando a contaminação pela colocação de discos metálicos circulares na placa de orifício. CFD foi desenvolvida para ajudar na interpretação dos resultados experimentais e tiveram boa com concordância com estes. A contaminação fez com que o coeficiente de descarga das placas testadas aumentasse do valor padrão, em torno de 0,61, para valores até 0,63.

As tabelas 2.1 e 2.2 apresentam um resumo dos principais trabalhos de modelagem numérica aplicada a escoamento através de orifícios.

Tabela 2.1 – Resumo dos trabalhos desenvolvidos com abordagem por modelagem numérica de orifícios.

Dados relevantes	Trabalhos				
Título	“Numerical aspects of flow computation through orifices”	“Numerical investigation of turbulent flow through a circular orifice”	“Numerical methodology for orifice meter calibration”	“CFD analysis on discharge coefficient during non-newtonian flows through orifice meter”	“Discharge coefficient performance of Venturi, standard orifice plate, V-cone and wedge flow meters at low Reynolds Number”
Autor/data	Erdal et al.(1997)	Eiamsa-Ard et al. (2008)	Oliveira et al. (2010)	Arun et al. (2010)	Hollingshead et al. (2011)
Código numérico	Phoenics	In-house	Fluent	Fluent	Fluent
Modelo de turbulência	“Standard k- ϵ ”	“Standard k- ϵ ” e RSM	RSM	Não informado	“Realizable k- ϵ ”
Fluido	Não informado	Gás natural	Água	Solução diluída de carboxi-metil-celulose	Água e óleo combustível
Observações	Espaçamento da malha de 0,1% do diâmetro da tubulação a jusante do orifício; uso de diferenciação de alta ordem; e de funções de parede de não-equilíbrio.	Refinamento da malha nas proximidades do orifício e análise de independência da malha	-	Uso de malha adaptativa para aumentar a precisão do escoamento em região de altos gradientes, como de camadas limites	Malha não estruturada foi convertida, de células tetraédricas para poliédricas; funções de parede foram utilizadas para o modelo turbulento

Tabela 2.2 - Resumo dos trabalhos desenvolvidos com abordagem por modelagem numérica de orifícios – continuação.

Dados relevantes	Trabalhos			
Título	“A Power Law approach to orifice flow calibration”	“Flow field simulation and a flow model of servo-valve spool valve orifice”	“Analysis of flow through an orifice plate: CFD simulation”	“The effect of contaminated orifice plates on the discharge coefficients”
Autor/data	Rhinehart et al. (2011)	Pan et al. (2011)	Shah et al. (2012)	Harris et al. (2012)
Código numérico	COMSOL	Fluent	Open-FOAM	Fluent
Modelo de turbulência	“Standard k- ϵ ”	Não informado	“Standard k- ϵ ”	Não informado
Fluido	Água, gás natural e nitrogênio	Óleo hidráulico	Água e ar	Nitrogênio
Observações	Uso de malha mais refinada próximo as paredes do tubo e do orifício, para assegurar maior precisão à simulação do escoamento	Malha estruturada para geração de malha de boa qualidade na região de condição de contorno	Análise de independência da malha, verificando se os resultados não se alteram significativamente com o refinamento	-

2.2 Métodos numéricos aplicados à combustão

Vários trabalhos utilizando dinâmica dos fluidos computacional têm sido aplicados a queimadores por difusão, alguns com promotor de movimento rotacional (“swirl”). Estes trabalhos investigaram propriedades da chama, campo de escoamento da combustão, emissões de poluentes e mecanismos de estabilidade da chama. Para a modelagem de combustão têm sido empregados vários modelos de turbulência, entre eles o “standard k- ϵ ”, *Reynolds Stress Model* (RSM), *Realizable k- ϵ* e o RNG k- ϵ . Com respeito aos modelos de combustão para chamas convencionais por difusão, os modelos mais usados recentemente são o *Probability Density Function/Laminar Flamelet Model* (PDF/LFM) e o *Eddy Dissipation Model* (EDM). Como o modelo EDM foi o adotado para este trabalho, a revisão sobre trabalhos que utilizaram EDM será mais detalhada. O modelo *Eddy Dissipation Concept* (EDC) é usado principalmente para combustão sem chamas.

German et al. (2005) estudaram a modelagem de queimador por difusão com “swirl” utilizando os modelos de turbulência “standard k- ϵ ” e o RSM. Embora o modelo de turbulência “standard k- ϵ ” tenha apresentado resultados razoáveis para a simulação das

variáveis do escoamento e combustão no combustor, o modelo RSM apresentou melhores resultados em comparação com as medições experimentais, como por exemplo, para os perfis de temperatura e concentração de oxigênio.

Gassouimi et al. (2009) apresentaram um estudo numérico do efeito rotacional (“swirl”) em uma chama por difusão. Os modelos utilizados foram o “standard k- ϵ ” para turbulência e o EDM para combustão.

Saqr et al. (2010) investigaram o efeito do aumento da intensidade turbulenta através da corrente de ar de combustão, na formação de NO_x e fuligem em chamas de difusão turbulenta de metano. A intensidade turbulenta é definida como a razão entre a raiz quadrada da média das flutuações da velocidade pela velocidade média de escoamento. A variação da intensidade turbulenta foi através da condição de contorno de k, energia cinética turbulenta, na entrada do ar de combustão. Foram utilizados o modelo de turbulência standard k- ϵ e o de combustão EDM. O modelo EDM apresentou temperaturas um pouco mais altas que as reais. O aumento da intensidade turbulenta da corrente de ar reduz a formação de NO_x e de fuligem.

Kassem et al. (2011) implementaram o modelo EDM no código livre de dinâmica dos fluidos computacional OpenFOAM. O resultado foi validado através de modelagem de uma chama por difusão de metano, através de comparações com resultados experimentais e também com simulações do Fluent. O resultado, referente ao perfil de temperatura ao longo da câmara de combustão, calculado numericamente pelo OpenFOAM, foi satisfatório em comparação com o dados experimentais, apesar de terem sempre valores mais elevados. Em comparação com resultados provenientes do código Fluent, o resultado pelo OpenFoam foi mais próximo dos dados experimentais.

Saqr et al. (2011a) examinaram o desempenho de quatro diferentes modelos de turbulência, em uma modelagem de combustão de chama por difusão de metano utilizando o modelo EDM. A conclusão é de que o modelo de turbulência *Realizable* k- ϵ é mais adequado que os outros modelos analisados, em uma comparação dos resultados com as medições.

Saqr et al. (2011b) apresentaram o resultado de investigação numérica e computacional de uma chama turbulenta com criação de vórtice de alta intensidade. Os modelos utilizados foram o de turbulência k- ϵ modificado, denominado R_c/k- ϵ e o EDM para combustão. O modelo foi validado, pois os perfis de velocidade e de temperatura calculados

tiveram boa concordância com as medições experimentais. Mecanismos de estabilidade e a interação com campo de vórtice são discutidos.

As tabelas 2.3, 2.4 e 2.5 a seguir apresentam um resumo dos trabalhos publicados que abordam a modelagem de combustão turbulenta por difusão utilizando o modelo EDM e o modelo PDF/LFM, respectivamente.

Tabela 2.3 - Resumo dos trabalhos desenvolvidos com abordagem por modelagem numérica de combustão turbulenta por difusão utilizando o modelo EDM.

Dados relevantes	Trabalhos					
Título	“Modelling of non-premixed swirl burner flows using a Reynolds-stress turbulence closure”	“Numerical study of the swirl effect on a coaxial jet combustion flame including radiative heat transfer”	“Effect of free stream turbulence on NO _x and soot formation in turbulent diffusion CH ₄ -air flames”	“Implementation of the Eddy Dissipation Model of turbulent non-premixed combustion in OpenFOAM”	“Comparison of four Eddy-Viscosity turbulence models in the Eddy Dissipation Modeling of turbulent diffusion flames”	“Computational and experimental investigations of turbulent asymmetric vortex flames”
Autor/data	German et al., 2005	Gassouimi et al., 2009	Saqr et al., 2010	Kassem et al., 2011	Saqr et al., 2011a	Saqr et al., 2011b
Código numérico	In-house	Não informado	Não informado	OpenFoam/Fluent	Fluent	Não informado
Modelo de combustão	EDM	EDM	EDM	EDM	EDM	EDM
Modelo de turbulência	Standard k- ϵ /RSM	Standard k- ϵ	Standard k- ϵ	Standard k- ϵ	Standard k- ϵ / <i>Realizable</i> k- ϵ / Standard k- ω /SST	k- ϵ modificado
Fluido	Gás de coqueria	Gás natural	CH ₄	CH ₄	CH ₄	Gás natural
Movimento rotacional	Sim	Sim	Não	Não	Não	Sim
Observações	O modelo RSM apresentou melhores resultados que o "standard k- ϵ ", nos cálculos dos perfis de temperatura e concentração de oxigênio	-	O aumento da intensidade turbulenta na corrente de ar de combustão diminui a formação de NO _x e fuligem.	EDM pelo OpenFoam foi mais preciso que pelo Fluent, porém, reconhecem que este é preciso para várias aplicações.	Para precisão do EDM é crucial o método pelo qual a escala de tempo turbulenta é calculada, definida pelo modelo de turbulência. O <i>Realizable</i> apresentou melhores resultados.	Perfis de velocidade e temperatura calculados numericamente tiveram boa concordância com as medições experimentais.

Tabela 2.4 - Resumo dos trabalhos desenvolvidos com abordagem por modelagem numérica de combustão turbulenta por difusão utilizando o modelo PDF/LFM – primeira parte.

Dados relevantes	Trabalhos				
Título	“Laminar flamelet modeling of a turbulent CH ₄ /H ₂ /N ₂ jet diffusion flame using artificial neural networks”	“An efficient PDF calculation of flame temperature and major species in turbulent non-premixed flames”	“Simulation of methane turbulent swirling flame in the TECFLAM combustor”	“Prediction of a high swirled natural gas diffusion flame using a PDF model”	“Conditional moment closure calculations of a swirl-stabilized, turbulent non-premixed methane flame”
Autor/data	Emami et al., 2012	Nobari et al., 2010	Zhang et al., 2009	Naji et al., 2009	Fairweather et al., 2007
Código numérico	In-house	Não informado	CCVC	Fluent	Não informado
Modelo de combustão	PDF/LFM	PDF/LFM	PDF/LFM	PDF/LFM	PDF/LFM/CMC
Modelo de turbulência	Standard k-ε	Standard k-ε	Standard k-ε	RSM	RSM
Fluido	CH ₄ /H ₂ /N ₂	CH ₄	Gás natural	Gás Natural	CH ₄
Swirl (movimento rotacional)	Não	Não	Sim	Sim	Sim

Tabela 2.5 - Resumo dos trabalhos desenvolvidos com abordagem por modelagem numérica de combustão turbulenta por difusão utilizando o modelo PDF/LFM – segunda parte.

Dados relevantes	Trabalhos			
Título	“First-order conditional moment closure modeling of turbulent non-premixed CH ₄ flames”	“Spectral radiative effects and turbulence/radiation interaction in a non-luminous turbulent jet diffusion flame”	“Combustion of residual steel gases: laminar flame analysis and turbulent flamelet modeling”	“Modelling of stretched natural gas diffusion flames”
Autor/data	Fairweather et al., 2004	Coelho et al., 2003	Vervisch et al., 2002	Liakos et al., 2000
Código numérico	GENMIX	In-house	Fluent	Phoenics
Modelo de combustão	PDF/LFM/CMC	PDF/LFM	PDF/LFM	PDF/LFM/CMC
Modelo de turbulência	Standard k-ε	RSM	Standard k-ε	Standard k-ε / RSM
Fluido	CH ₄	CH ₄ /H ₂	Gás de alto-forno e Gás de coqueria	Gás natural
Swirl (movimento rotacional)	Não	Não	Não	Não

3 COMBUSTÃO E QUEIMADORES INDUSTRIAIS

3.1 Aspectos gerais de projeto e operação

Existem vários fatores que afetam o projeto e a operação de um queimador. O objetivo principal é maximizar a mistura entre o combustível e o oxidante para assegurar combustão completa. Porém, nos dias de hoje o projeto de um queimador e sua operação deve além de proporcionar uma boa mistura entre combustível e oxidante, maximizar a eficiência de combustão e ao mesmo tempo minimizar a emissão de poluentes. Portanto, os queimadores devem ser projetados para proporcionar uma operação estável e um padrão de chama aceitável para várias condições de um processo específico, gerando um nível de emissões poluentes dentro de limites restritos (BAUKAL, 2001 e 2004).

Para assegurar uma operação satisfatória, além de minimizar as emissões poluentes, os queimadores devem ser projetados para:

- Medir o combustível e o ar de combustão na entrada dos queimadores;
- Misturar o combustível e o ar de combustão para utilizar eficientemente o combustível;
- Manter condições de ignição contínua para operação estável em toda sua faixa de operacional;
- Moldar a chama para criar uma forma de chama apropriada.

3.1.1 Medição de vazão de combustível

Muitos processos, como por exemplo, fornos de reaquecimento têm múltiplos queimadores instalados de modo a proporcionar uma boa distribuição de calor. O sistema de combustível deve, então, ser projetado para garantir que o combustível seja apropriadamente distribuído para todos os queimadores. Pressões uniformes para cada queimador são essenciais a uma correta operação, pois assegura que cada um dos queimadores receberá a mesma vazão de combustível do sistema.

Em relação a combustíveis gasosos, o projeto dos orifícios dos queimadores, para equipamentos que não são feitos sob medida, é comum o fabricante fornecer a curva de capacidade térmica do queimador versus a pressão para uma determinada composição e temperatura do combustível. Uma curva típica é apresentada na figura 3.1. Pode ser observado que à medida que o escoamento entra em transição para sônico, devido ao aumento de pressão, a curva se torna linear.

Para combustíveis gasosos, considerando-se escoamento compressível ou incompressível, o cálculo da vazão mássica de escoamento para um determinado orifício é dependente das seguintes variáveis:

- Pressão do combustível imediatamente a montante do orifício;
- Pressão a jusante do queimador;
- Temperatura do combustível a montante do orifício;
- Área do orifício e do coeficiente de descarga do orifício;
- Relação entre os calores específicos, ($k = C_p/C_v$)

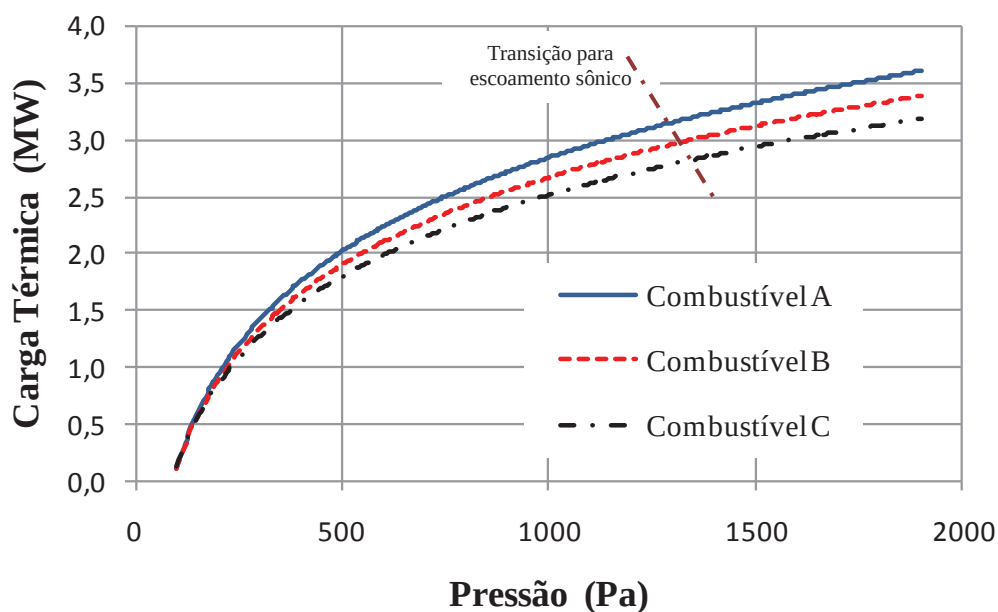


Figura 3.1 – Curva de capacidade típica de queimador. Capacidade térmica em função da pressão de entrada do combustível. (COLANNINO, 2006).

3.1.2 Medição de vazão do ar de combustão

O projeto do queimador deve ser feito para assegurar que a vazão de ar requerida para as condições operacionais sejam atendidas. Assim, o orifício do queimador deve ser projetado para proporcionar a vazão de oxigênio que atenda à demanda do combustível e controlar o padrão da chama. A maior parte da perda de carga do ar de combustão ocorre no orifício do queimador.

O cálculo da vazão mássica de ar de projeto tem como base a massa específica do ar referenciada a uma determinada pressão e combustível. Quanto maior a temperatura do ar, menor a massa de oxigênio para um volume de ar definido. Se o aumento for significativamente maior que o valor de projeto, a quantidade de oxigênio não será suficiente para uma combustão completa. Inversamente, um decréscimo significativo na temperatura do ar provocará excesso de oxigênio e, conseqüentemente, da eficiência.

3.1.3 Mistura combustível/ar

Existem basicamente quatro mecanismos para promover a mistura combustível/ar: Arrastamento (“entrainment”); mistura fluxo paralelo (“co-flow mixing”); mistura fluxo cruzado e ruptura de linhas de corrente (BAUKAL, 2001).

- Arrastamento

Uma corrente, normalmente o combustível, é utilizada para succionar a outra. À medida que a velocidade do jato de combustível é dissipada, a massa da corrente de combustível aumenta pelo arrastamento do ar de combustão, conservando a quantidade de movimento. Este mecanismo pode ser visto na figura 1.3, conceito de “jato livre”.

- Mistura Fluxo Paralelo

Quando as correntes de combustível e ar são efetivamente paralelas na direção do escoamento. Na interface destas correntes há uma alta força cisalhante, pela diferença de velocidade, que torna a região altamente turbulenta, onde os dois componentes se misturam.

Entretanto, na situação de baixo diferencial de velocidade, o efeito de mistura se torna pequeno quando comparado ao processo de mistura fluxo cruzado. Fluxo paralelo de baixo diferencial de velocidade é uma configuração de mistura lenta.

- Fluxo Cruzado

A energia cisalhante gerada entre duas correntes escoando é maior sempre que há interseção entre as mesmas, resultando em mistura turbulenta. O ângulo de interseção entre as correntes, a velocidade relativa diferencial entre as correntes e a densidade das correntes, são fatores que incrementam a mistura entre os fluidos.

Quanto mais perto de perpendicular o ângulo de interseção, maior o grau de mistura. Entretanto, uma rápida mistura não é sempre o objetivo mais importante a ser alcançado. A forma da chama, estabilidade e emissões são condições primárias que podem ser afetadas pelo nível de velocidade de mistura.

- Ruptura de Linhas de Corrente

Turbulência pode ser aumentada através da ruptura da trajetória do escoamento de um fluido. Obstruções estrategicamente colocadas e expansões abruptas promovem alterações forçadas nas linhas de corrente do escoamento gerando turbulência. Se essas rupturas forem localizadas em região onde combustível e ar estão presentes, ocorrerá a mistura.

3.1.4 Manutenção da ignição

Um queimador deve fornecer ignição contínua e confiável da mistura combustível/ar que passa através do queimador, para toda a faixa de operação. Cada queimador deve ser projetado para proporcionar que em um determinado local combustível e ar sejam continuamente introduzidos em proporção próxima da estequiométrica, na velocidade ou abaixo da velocidade de chama da mistura, assegurando uma contínua zona de ignição.

3.1.5 Moldagem da chama

A câmara de combustão de um forno e a chama de um queimador, em cada processo específico, são projetados para proporcionar uma eficiente transferência de calor para a carga do processo. Assim, as dimensões (comprimento e largura) e a forma da chama devem ser projetadas em função da carga térmica e layout dos fornos e dos queimadores, de modo a fornecer um padrão adequado de transferência de calor.

3.2 Fatores de projeto de queimadores

Existem muitos fatores que influenciam o projeto de um queimador. Será feito um resumo dos mais importantes (BAUKAL, 2004).

3.2.1 Combustível

Em geral combustíveis sólidos e líquidos produzem chamas fortemente luminosas, pois contém partículas de fuligem que irradiam como corpos negros para a carga do processo. Combustíveis gasosos, como gás natural, produzem chamas não luminosas porque queimam de maneira limpa e completamente, sem produzir muitas partículas de fuligem. Hidrogênio é completamente não luminoso, pois não tem molécula de carbono para produzir qualquer fuligem. Quando chamas radiantes são necessárias, uma chama luminosa deve ser escolhida. Quando se usa gás natural e chamas radiantes são requeridas, o controle da mistura do combustível e oxidante deve produzir chamas com zonas ricas em combustível que gerem partículas de fuligem. Portanto, o combustível tem um impacto significativo no mecanismo de transferência de calor entre a chama e a carga.

O combustível pode influenciar fortemente nas emissões poluentes. Gases combustíveis normalmente contém pouco ou nenhum SO_x . Óleos combustíveis possuem quantidade mais significativa de enxofre e, portanto, suas emissões precisam ser controladas.

3.2.2 Oxidante

O oxidante predominante é o ar atmosférico. Em vários processos, o ar de combustão é preaquecido ou misturado com produtos de combustão em recirculação (FGR – “flue gas recirculation”). O preaquecimento do ar é usado para aumento da eficiência térmica do processo, porém é usado com o FGR para evitar aumento do NO_x . O mesmo princípio existe na nova tecnologia de queimadores de combustão sem chamas visíveis, que promove uma alta recirculação dos gases internamente na câmara de combustão, que homogeneiza a distribuição de temperatura. Isto permite o preaquecimento do ar através de trocadores de calor regenerativos acima de 1000 °C sem aumento das emissões de NO_x . Como os picos de temperatura são evitados, as emissões de NO_x são reduzidas.

Existem processos que enriquecem o oxigênio do ar (“air-oxy combustion”). São denominados OEC – “Oxygen-Enhanced Combustion” ou DOC – “Diluted Oxygen Combustion” e geram vários benefícios. Podem aumentar a produtividade e a eficiência térmica, reduzindo a vazão de produtos de combustão e emissões poluentes, devido à redução do nitrogênio presente no oxidante. O uso de altos enriquecimentos ou de oxi-combustão completa (“oxy-combustion”) em alguns queimadores, além de aumentar a eficiência térmica e reduzir a emissões poluentes, pode aumentar significativamente a carga térmica e consequentemente a produção. Entretanto, devido à alteração no perfil térmico da câmara de combustão, consequências no projeto térmico têm que ser investigados, como desgaste em refratários e partes mecânicas (BAUKAL, 2004).

3.2.3 Classificação dos queimadores

A classificação descrita aqui será baseada em como o combustível e oxidante são misturados (BAUKAL, 2004).

- Queimadores de pré-mistura (“premixed burners”)

Neste tipo de queimador o combustível e o oxidante se misturam antes do início da combustão, conforme figura 3.2, que apresenta um desenho esquemático de um queimador de pré-mistura.

Estes queimadores produzem chamas intensas e mais curtas quando comparadas com os queimadores por difusão. Regiões de altas temperaturas são produzidas na chama, levando a um aquecimento não uniforme da carga e altas emissões de NO_x . Porém, existem aplicações específicas, como aquecimento por contato da chama (“flame impingement”) em que estes queimadores são úteis, porque altas temperaturas e chamas curtas podem aumentar a taxa de transferência de calor.



Figura 3.2 – Desenho esquemático de um queimador de pré-mistura. (BAUKAL, 2004).

- Queimadores por Difusão ("diffusion burners")

Em queimadores por difusão, o combustível e o oxidante permanecem separados até o início da combustão, que acontece onde a mistura oxidante/combustível esteja dentro dos limites de inflamabilidade e a temperatura no local seja alta o suficiente para a ignição. Queimadores industriais são usualmente por difusão, por razões de segurança, para evitar retorno de chama ("flashback"). Este tipo de queimador usualmente apresenta chamas de maior comprimento, temperaturas de pico menores do que os queimadores de pré-mistura, com temperaturas mais uniformes e melhor distribuição de calor (figura 3.3).



Figura 3.3 - Desenho esquemático de um queimador por difusão. (BAUKAL, 2004).

- Queimadores de pré-mistura parcial ("partially premixed burners")

Nesses queimadores, uma porção do combustível é misturada com o oxidante antes da saída dos fluidos do queimador. Isto é feito por razões de estabilidade e segurança, pois a pré-mistura parcial ajuda na ancoragem da chama e reduz a probabilidade de retorno da chama devido ao baixo nível de pré-mistura (figura 3.4).



Figura 3.4 - Desenho esquemático de um queimador de pré-mistura parcial. (BAUKAL, 2004).

Existem algumas aplicações que requerem que o queimador seja capaz de queimar mais de um combustível, tais como gás natural, óleo combustível ou outro gás, ou até mesmo dois simultaneamente. É o caso dos fornos de reaquecimento cujo queimador está sob análise, no qual se pode queimar gás e óleo, simultaneamente ou não, e o gás natural pode se alternar com gás de coqueria.

3.3 Câmaras de combustão

Será feita uma descrição dos principais fatores que influenciam o projeto de uma câmara de combustão (BAUKAL, 2004).

3.3.1 Material a ser processado

O estado físico da carga, sólido, líquido ou gasoso e suas propriedades relacionadas ao transporte influenciam como será a alimentação do combustor, se será contínua ou em bateladas. A forma do forno variará de acordo com o transporte do material ao longo dele. Por

exemplo, um forno de calcinação horizontal é alimentado continuamente por um cilindro rotativo e levemente inclinado para baixo.

3.3.2 Temperatura

As aplicações de aquecimento industrial se dividem em temperaturas altas e baixas. Aplicações de aquecimento de metais e fusão de vidro têm normalmente temperaturas de forno acima de 1440 K, e podem utilizar tecnologias como pré-aquecimento de ar e enriquecimento de oxigênio para atingir estas temperaturas. Aplicações de baixa temperatura, como secadores, aquecedores de processo e tratamento térmico tem temperaturas abaixo de 1400 K. Apesar de muitas dessas aplicações terem pré-aquecimento de ar, isto é feito para aumento de eficiência e não para viabilizar altas temperaturas. Estas aplicações não utilizam enriquecimento de oxigênio, que somente tem retorno econômico quando altas temperaturas deixam os fornos.

Câmaras de combustão e queimadores são projetados de maneira diferente para processos de alta ou baixa temperatura, pois a geração de emissões e o mecanismo de transferência de calor são diferentes. Em aplicações de alta temperatura, a radiação é preponderante, enquanto para baixas temperaturas, a convecção se torna significativa, sendo que emissões de NO_x são muito mais elevadas em processos de alta temperatura.

3.3.3 Recuperação de calor

O sistema de recuperação de calor influencia no projeto do combustor, pois determina a eficiência térmica do processo e as temperaturas de chama, e como consequência, o modo de transferência de calor, pois pode aumentar a radiação ou a convecção. Os dois métodos mais usados são o regenerativo e o recuperativo, mas a recirculação de produtos de combustão de volta para a chama juntamente com o ar também é usada.

Um recuperador é um trocador de calor contínuo que aquece o ar até cerca de 700 °C, através da transferência do calor sensível dos produtos de combustão. São trocadores que

normalmente operam em contra-fluxo, onde as temperaturas altas dos produtos de combustão e do ar estão em uma extremidade do trocador e as temperaturas baixas estão na outra extremidade.

Um regenerador é um trocador de calor para altas temperaturas, utilizado para aumentar a eficiência energética de aplicações de alta temperatura, em processos industriais de aquecimento e fusão. A energia dos produtos de combustão é temporariamente armazenada em uma unidade de material refratário, sendo então transferida para aquecer o ar de combustão a temperaturas acima de 1000 °C. Operam normalmente em pares e em operação cíclica. Na primeira parte do ciclo, os produtos de combustão escoam através de um regenerador e aquecem o material refratário, enquanto o ar de combustão escoa através do outro regenerador resfriando o material refratário. Há contato direto entre os fluidos e o material cerâmico. Após um tempo necessário para a troca de calor, o ciclo é revertido, de modo que os produtos de combustão passam a transferir o calor para outro regenerador e o ar de combustão a resfriar o outro. Uma válvula reversível tem que ser usada para efetuar a mudança de ciclo. Os queimadores usados com este equipamento devem ser capazes de operar com altas temperaturas de ar e de resistir à constante alteração de temperatura.

3.4 Dimensionamento de queimadores

Um ponto fundamental no projeto de queimadores é a determinação da área adequada do orifício do combustível. Se a área do orifício for muito grande, o queimador operará com baixa pressão de combustível. Isto pode resultar que o combustível não misture corretamente com o ar de combustão, criando chamas que produzem fuligem em excesso. Se a área do orifício é muito pequena, o queimador não será capaz de atingir a carga térmica requerida na pressão especificada.

Para dimensionar os queimadores são usadas equações baseadas na lei de gás ideal e de escoamento ideal, visando calcular a vazão através do orifício do combustível. O primeiro passo para calcular a quantidade de gás combustível que escoa através do queimador, é determinar se a relação da pressão de operação a jusante (P_2) com a montante (P_1) do orifício

do queimador está acima ou abaixo da relação de pressão crítica, o que pode ser feito pelo cálculo da seguinte equação (BAUKAL, 2004; COLANNINO, 2006):

$$P_c = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{k/(k-1)} \quad (3.1)$$

P_c é a relação de pressão crítica e k é a razão do calor específico a pressão constante e volume constante. Se $P_c > P_2/P_1$ o gás deixa o orifício em condições sônicas. Se $P_c < P_2/P_1$ o gás deixa o orifício em condições subsônicas. P_2 e P_1 representam a pressão do combustível na saída do bocal e na entrada, respectivamente.

O próximo passo é determinar a vazão do combustível através do orifício. Será considerado somente escoamento subsônico.

3.4.1 Determinação da vazão do gás combustível e coeficiente de descarga (escoamento subsônico)

O coeficiente de descarga é o principal parâmetro no projeto de um queimador. É definido como a razão da vazão mássica real de um fluido através de um orifício e a vazão mássica ideal. A dependência da vazão volumétrica em relação à perda de carga do orifício do queimador é calculada com ótima precisão para escoamentos incompressíveis e adiabáticos, pela equação (3.2) largamente utilizada para orifícios (OLIVEIRA, 2010; COLANNINO, 2006):

$$Q = C_d A \sqrt{2(P_1 - P_2)/\rho(1 - \beta^4)} \quad (3.2)$$

sendo:

C_d - coeficiente de descarga;

A - área geométrica do orifício;

β - razão entre o diâmetro do orifício e o diâmetro da entrada;

P_1 - pressão a montante do orifício;

P_2 - pressão a jusante do orifício.

O valor do coeficiente de descarga de um orifício de um queimador é usualmente determinado experimentalmente. Tipicamente, na indústria dos queimadores, o coeficiente de descarga de um orifício de queimador varia entre 0,6 e 0,9. Isto depende de vários fatores, como o Número de Reynolds do escoamento no orifício, relação comprimento/diâmetro do orifício, a razão β (diâmetro do orifício/diâmetro do tubo de entrada), ângulo do orifício α e ângulo de saída β , como apresentado na figura 3.5.

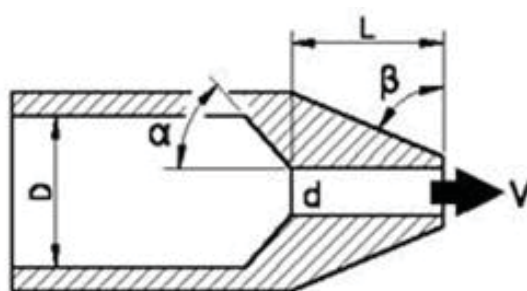


Figura 3.5 –Fatores que influenciam o coeficiente de descarga (BAUKAL, 2004).

Razão comprimento/diâmetro = L/d ; Razão Beta = d/D ; Ângulo do orifício = α ; Ângulo de saída = β

O coeficiente de descarga pode ser calculado também pela relação apresentada por Colannino (2006), na qual a perda de carga relacionada à perda por atrito foi calculada pelos dados de Idel'cik (1986):

$$C_d = \sqrt{1 / (1 + f \frac{L}{D} + \sum_1^n K)} \quad (3.3)$$

sendo f o fator de atrito e K representa a perda de carga das singularidades do escoamento (contração abrupta, expansão abrupta e outras).

A equação (3.3) é determinada utilizando as equações da continuidade e energia a montante e imediatamente a jusante do orifício do queimador, incluindo o termo das perdas por atrito.

Outra maneira de calcular o coeficiente de descarga é pelas relações termodinâmicas para bocais. A equação (3.4) calcula a vazão mássica através de um bocal ou orifício para escoamento subsônico. As equações são baseadas na equação de gás ideal e escoamento ideal (processo isoentrópico) para cálculo da vazão através de um orifício. Para compensar o uso da equação de gás ideal e escoamento ideal, o coeficiente de descarga do orifício é introduzido para levantar em conta a condição real do escoamento. As seguintes equações são usadas para determinar a vazão através de um bocal/orifício (BAUKAL, 2004):

$$\dot{m} = C_d \rho_e A M_e c_e \quad (3.4)$$

Na qual:

$$M_e = \sqrt{2 / (k - 1) \left[(P_1 / P_2)^{(k-1/k)} - 1 \right]} \quad (3.5)$$

$$T_e = \frac{T_t}{1 + \frac{k-1}{2} M_e^2} \quad (3.6)$$

$$c_e = \left[\frac{k T_e \bar{R}}{M_w} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.7)$$

$$\rho_e = P_2 / (T_e \bar{R} / M_w) \quad (3.8)$$

O uso da equação (3.4) leva aos mesmos resultados da equação (3.2) em termos de coeficiente de descarga para o caso de escoamento incompressível, adiabático e subsônico.

3.5 Projeto de queimadores

Nesta seção serão abordados aspectos dos principais queimadores aplicados na indústria e as tecnologias mais recentes. Os queimadores por difusão são os mais empregados devido à inerente segurança operacional referente à sua concepção e facilidade de projeto. Na seção 3.5.1 é explicado o conceito da operação dos queimadores por difusão.

Recentemente vem sendo utilizada em algumas aplicações uma nova tecnologia de queimadores, denominados “queimadores sem chamas visíveis” (WÜNNING, 2009), que utiliza sistemas regenerativos para recuperação do calor sensível das fumaças e pela alta recirculação dos gases promove homogeneidade da distribuição da temperatura, evitando aumento das emissões de NO_x e permitindo alta eficiência aos fornos. Estas tecnologias são descritas nas seções 3.5.2 e 3.5.3.

Outro conceito que vem sendo aplicado nos últimos anos 15 anos, não trata-se diretamente de tecnologia dos queimadores, mas em sua operação. São denominados fornos com tecnologia digital com queima sequencial (“sequential firing” ou “pulse firing”), que são aplicados a sistemas com multiqueimadores (TOMOLLILO, 1999). Cada queimador tem somente duas condições de operação, uma 100 % de carga térmica outra 0% de carga térmica, ou seja, não há regulagem de vazão nos queimadores. Com isto se evita o problema da dificuldade operacional de se ajustar permanentemente a pressão de entrada dos queimadores para várias condições de vazão. Porém, a importância de ajustar a pressão corretamente do queimador se mantém. A desvantagem ou dificuldade desta técnica é o controle de pressão do forno em função do aumento abrupto de geração ou corte de gases dentro da fornalha, que dependendo das variações do processo pode se tornar complexa.

3.5.1 Queimadores com bocais por difusão/queimadores de alta velocidade

Estes queimadores são vantajosos em relação aos queimadores de pré-mistura porque os sistemas de controle e a construção do sistema de combustão são mais simples, já que a faixa de operação é maior e podem com segurança serem usados para cargas térmicas maiores. Enquanto queimadores de pré-mistura têm que operar na faixa estreita dos limites de

inflamabilidade, os queimadores por difusão podem ter razão combustível/ar dentro dos limites de inflamabilidade somente no local aonde será feita a ignição. O calor liberado pela reação, na região dentro do limite de inflamabilidade, alarga os limites das regiões adjacentes com razão combustível/ar inicialmente fora dos limites, pelo aumento de temperatura, permitindo que haja queima nesta região. A figura 3.6 ilustra o alargamento dos limites de inflamabilidade com o aumento da temperatura. Nesta figura o ponto B tem a mesma concentração de combustível que o ponto A, mas está dentro dos limites de inflamabilidade devido ao aumento de temperatura. É esta característica que faz com que os queimadores por difusão sejam muito mais seguros operacionalmente que os de pré-mistura.

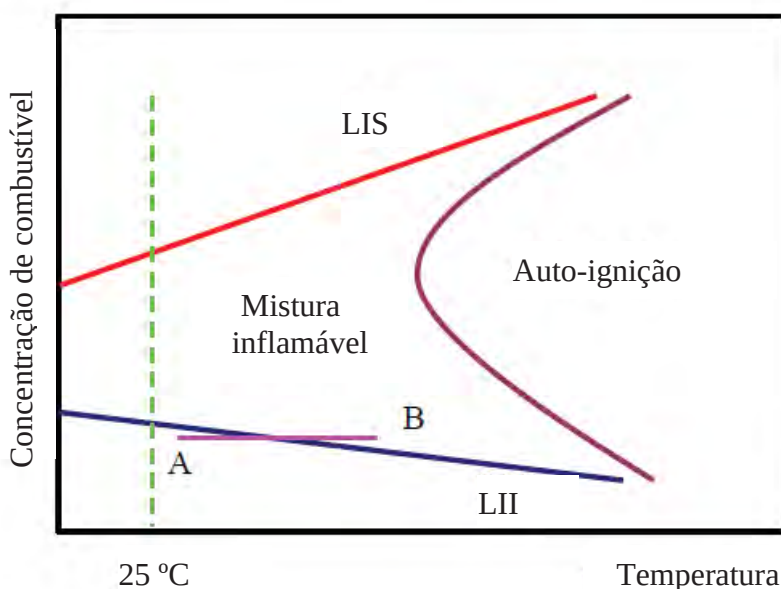


Figura 3.6 – Efeito da temperatura nos limites de inflamabilidade (ZABETAKIS, 1965).

Há cerca de 30 a 40 anos atrás, fabricantes de queimadores implementaram várias modificações nos queimadores por difusão a fim de aumentar a velocidade de saídas dos gases e com isso aumentar a recirculação interna pelo fenômeno do arraste, reduzindo o aumento de excesso de ar para atingir uma boa uniformidade de temperatura (BAUKAL, 2004). Foram adotadas soluções como redução da seção refratária de saída (“cup burner”); ar secundário com alta velocidade (“jet can burner”); queimadores com saída em tubo de material cerâmico (“tube burners”). Pode-se dizer que estes queimadores são os predecessores dos “queimadores sem chama” (“flameless combustion”) em desenvolvimento nos últimos 15 anos, a ser descrito na seção 3.5.3.

3.5.2 Queimadores regenerativos

Estes queimadores permitem a combinação de alta temperatura de ar de aquecimento e aumento de eficiência dos fornos pela recuperação de calor sensível dos produtos de combustão. O princípio de funcionamento dos regeneradores envolve o aquecimento cíclico de uma massa cerâmica armazenadora de calor pelo escoamento dos produtos de combustão e subsequente resfriamento pelo ar de combustão no seu trajeto para o queimador. São pares de unidades regenerativas para permitir um processo contínuo ao sistema de combustão, pois cada unidade reverte ciclicamente sua função de aquecer o ar de combustão. Com este processo o ar de combustão pode ser aquecido a temperaturas maiores do que 1000 °C, enquanto pelo processo recuperativo de troca de calor, mais usual, o limite de temperatura é em torno de 700 °C. A eficiência de um trocador de calor regenerativo pode chegar a 90%, que comparado aos recuperativos de 40 %, promove um aumento de eficiência significativo. A figura 3.7 apresenta o princípio de funcionamento dos queimadores regenerativos (AISI, 2007): O queimador B está em operação recebendo combustível e ar pré-aquecido que remove calor armazenado na cerâmica do regenerador B. Ao mesmo tempo o regenerador A está absorvendo a energia dos produtos de combustão que saem da câmara de combustão. Após um tempo, determinado pelo esgotamento energético do regenerador B, o processo é revertido de tal modo que o regenerador A passa a pré-aquecer o ar do queimador A e o regenerador B passa a armazenar a energia proveniente dos produtos de combustão.

As desvantagens inerentes a estes queimadores são o alto custo de implantação e de manutenção devido ao sistema de reversão necessário e alta emissão de NO_x pelo elevados picos de temperatura da chama. Várias técnicas foram desenvolvidas para reduzir o pico de temperatura, sendo o FGR – recirculação dos produtos de combustão – a mais utilizada, que tem como solução mais comum a mistura dos produtos de combustão com o ar que é suprido ao queimador. O FGR implica em mais custos de aquisição.

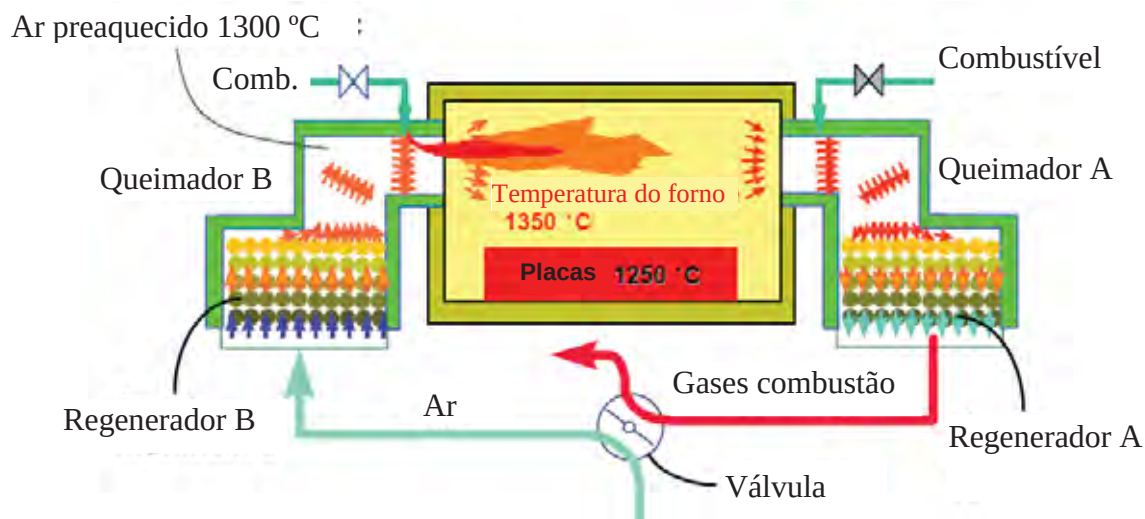


Figura 3.7 - Princípio de funcionamento de queimadores regenerativos (AISI, 2007).

3.5.3 Queimadores para combustão sem chamas visíveis

A combustão sem chamas foi inicialmente desenvolvida para reduzir a formação de NO_x em queimadores de fornos industriais de aquecimento, usando-se ar de combustão pré-aquecido. Porém, outras aplicações estão surgindo, como em fornos de tratamento térmico, turbinas a gás, queimadores de biogás, queimadores para reforma de H_2 e outras aplicações.

Se uma mistura de combustível e ar tem ignição, uma chama poderá se desenvolver. Na zona de reação, denominada frente da chama, a temperatura aumenta rapidamente para valores próximos da temperatura adiabática. A chama pode ser estabilizada dentro ou numa região próxima do queimador, de maneira que a combustão ocorra estável e controlada. Os métodos de estabilização têm um papel importante no desenvolvimento dos queimadores, tais como mecanismos tipo “swirl” ou “baffle”. Para supervisão da chama, efeitos óticos e elétricos das mesmas são utilizados, tais como os detetores UV (ultravioleta) e de ionização, respectivamente. Na ausência de um sinal de chama o queimador é fechado através do bloqueio de combustível. Portanto, a chama tem duas funções importantes: estando estabilizada assegura uma reação constante e controlada e um sinal confiável para a segurança do sistema de combustão. A questão que surgiu, então, é porque desistir dos conceitos consolidados relativos às chamas em prol da combustão sem chamas? A resposta é que a

combustão sem chamas pode reduzir a formação do NO_x térmico significativamente, mesmo se preaquecendo o ar de combustão a temperaturas elevadas (WÜNNING, 2009).

A figura 3.8 apresenta esquematicamente as principais características de uma chama de combustão convencional.

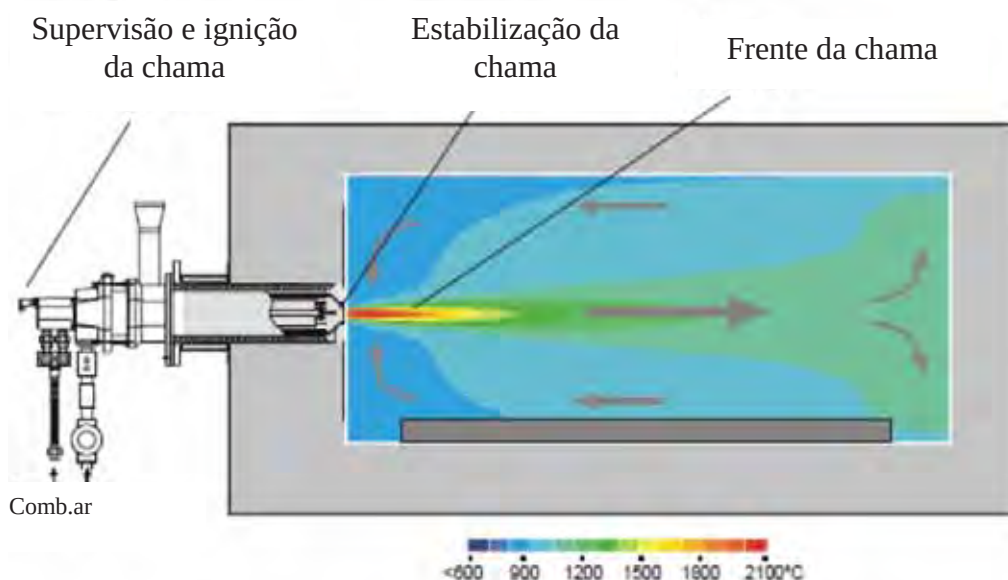


Figura 3.8 - Características principais das chamas (WÜNNING, 2009).

Após as crises de energia nas décadas de setenta e oitenta do século passado, as atividades de pesquisas foram focadas no aumento da eficiência energética. Para se aumentar a eficiência dos sistemas existentes, pode-se recuperar o calor sensível dos produtos de exaustão dos fornos ou câmaras de combustão, como por exemplo, através da produção de vapor ou água quente, ou preaquecer o ar de combustão a altas temperaturas, considerado o método mais efetivo por ser utilizado no próprio sistema. Recuperadores de calor (trocadores de superfície de troca direta de calor entre os produtos e o ar de combustão) preaquecem o ar no máximo até 700 °C nos sistemas mais modernos. Sistemas de troca de calor regenerativos podem proporcionar ao ar de combustão temperaturas acima de 1000 °C (WÜNNING, 2009).

Durante o mesmo período, o conhecimento dos efeitos negativos das emissões de NO_x na saúde das pessoas resultou em um aumento da pressão nos equipamentos que operam com combustão. As emissões de NO_x eram abatidas através de medidas secundárias, tais como conversores catalíticos e combustão estagiada. Estas técnicas de redução de NO_x atendiam somente para processos com temperaturas até 1200 °C e ar de combustão preaquecido até 700

°C. Para atender aos limites de emissão mais rígidos previstos para o futuro, não era possível usar temperaturas altas de preaquecimento do ar (WÜNNING, 2009).

Um fenômeno foi observado por Wünnig (2009) durante experimentos com um queimador recuperativo. Com temperaturas da câmara de combustão a 1000 °C e ar de combustão pré-aquecido a cerca de 650 °C, não se podia observar uma chama e nenhum sinal era gerado no detector de UV. Apesar disto, o combustível fora completamente queimado. A concentração de CO nos produtos de exaustão era menor do que 1ppm e as emissões de NO_x eram próximas de zero. A combustão era estável, regular e com baixa emissão de ruídos. Foi identificada como combustão sem chamas. Experimentos adicionais foram executados para determinar as condições essenciais da combustão sem chamas: o combustível e o ar têm que se misturar com os produtos de combustão através de uma forte vazão de recirculação antes da frente de combustão. Desta maneira, não há chamas e não ocorrem altos picos de temperatura. A figura 3.9 apresenta esta condição essencial, a recirculação.

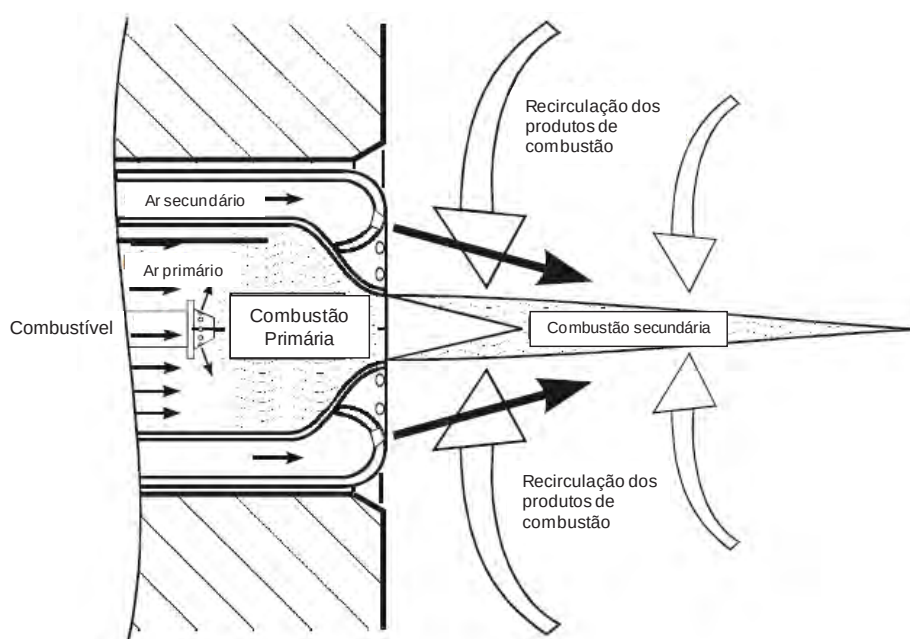


Figura 3.9 - O princípio da combustão sem chamas (WÜNNING, 2009).

A alimentação do ar de combustão e o combustível são feitas com altas velocidades de injeção, de ambos os fluidos ou somente do ar de combustão (maior vazão). A geometria do queimador e da câmara de combustão, bem como as altas velocidades de escoamento, criam a alta vazão de recirculação dos produtos de combustão. A homogeneidade de temperatura e da composição química na câmara de combustão é outra característica do processo. A alta

recirculação leva a uma significativa diluição do ar pelos produtos de combustão, antes da reação, reduzindo localmente a concentração de oxigênio, pois aumenta o conteúdo de inertes da mistura.

Para a vazão de produto de combustão recirculado deve ser considerado somente gás de exaustão que mistura com o ar e combustível a jusante do queimador e antes da reação, ou seja, antes da frente de chama. A recirculação externa de produtos de combustão a montante do queimador para melhorar a estabilidade da chama não deve ser considerada como recirculação.

Como a combustão sem chamas visíveis foi inicialmente obtida com queimadores regenerativos, o preaquecimento do ar de combustão foi inicialmente considerado como um pré-requisito para se atingi-la. Recentemente vários experimentos demonstraram que a combustão sem chamas pode ser estabelecida com ar levemente pré-aquecido (WÜNNING 2009). Desta maneira, o aumento de eficiência pode ser feito através da recuperação de calor residual e reaproveitado em alguma unidade do sistema industrial. Tem-se, assim, as vantagens da combustão sem chamas (uniformidade de temperatura e baixo NO_x) e do aumento de eficiência associadas, sem necessariamente se utilizar queimadores regenerativos, equipamentos ainda caros no mercado. Em suma, um queimador de combustão sem chamas pode ser considerado como uma configuração específica, cujas características aerodinâmicas e geometria das entradas de combustível e comburente asseguram diluição e aquecimento dos reagentes com ou sem preaquecimento do ar de combustão antes da injeção, devido à alta recirculação dos produtos de combustão a alta temperatura.

3.6 Intercambialidade de gases

Um critério para intercambialidade é que um gás substituto deve queimar satisfatoriamente com alterações pouco significativas no desempenho do queimador, sem necessitar de ajustes especiais. Os requisitos mais importantes para um desempenho satisfatório, apesar de variações na composição química, são: o calor aportado deve permanecer razoavelmente constante; a chama deve permanecer estável; não deve haver formação significativa de monóxido de carbono e fuligem; e a ignição deve permanecer adequada. Porém, é importante ser observado que estabilidade de chama e uma combustão

completa são dependentes não somente das propriedades do gás, mas também do projeto do queimador, incluindo seus bocais/orifícios (BP, 2011).

Entretanto, aplicações industriais representam diferentes situações ou objetivos, tais como a composição química que deve ser gerada para permitir uma atmosfera protetora ou pouco oxidante, dimensões da chama, perfil de temperatura requerida. Como exemplo na siderurgia, os fornos de reaquecimento devem ter atmosfera oxidante para criação de carepa, importante para o processo, porém a concentração de oxigênio deve ter um máximo para evitar perdas adicionais de materiais.

Vários critérios e métodos têm sido usados para definir a intercambialidade, porém é difícil saber qual o método é mais confiável, pois todos são empíricos. Assim, gases diferentes e projetos de queimadores diferentes têm limites diferentes.

Alguns métodos analíticos foram desenvolvidos para o cálculo da intercambiabilidade de gases, baseados em uma série de pesquisas práticas. Muitas vezes, é necessário utilizar mais de um método para a análise, pois normalmente os gases objeto de estudo podem ser bem diferentes dos gases utilizados no desenvolvimento dos métodos.

Método do Índice de Wobbe - WI

O número de Wobbe foi desenvolvido em 1926 através do estudo de gases injetados através de um orifício (GARCIA, 2002). Este número mede o fluxo de energia térmica, supondo que não há alteração de pressão de suprimento de gás e do diâmetro do orifício pelo qual o gás escoar. O número de Wobbe é proveniente da equação (3.9):

$$Q = PCI \cdot A \cdot C_d \left(\frac{\Delta P_g}{\rho} \right)^{0,5} \quad (3.9)$$

sendo:

Q = taxa de energia térmica aportada (kW)

PCI = poder calorífico inferior do gás (kJ/kg)

A = área da seção transversal do orifício de gás do queimador (m²)

C_d = coeficiente de descarga do orifício (adimensional)

ΔP_g = perda de carga no orifício ou bocal (Pa)

ρ = massa específica do gás (kg/m³)

Esta equação pode ser escrita na forma da equação (3.10).

$$Q = A \cdot C_d (\Delta P_g)^{0,5} \frac{PCI}{\rho^{0,5}} \frac{1}{\sqrt{d}} \quad (3.10)$$

Sendo,

d = densidade do gás relativa ao ar

$$WI = PCI/\sqrt{d} \quad (\text{Índice de Wobbe}) \quad (3.11)$$

$A \cdot C_d (1/\sqrt{\rho}) (\Delta P_g)^{0,5}$ é uma função da configuração do queimador, do gás e das condições de suprimento de gás.

Dois gases diferentes produzirão, para o mesmo orifício, com a mesma diferença de pressão, a mesma taxa de energia térmica se os Índices de Wobbe forem o mesmo.

Método do índice de Wobbe Modificado - WIm

Quando variações no Índice de Wobbe são altas, acima de 5%, e isto acontece não somente com combustíveis siderúrgicos, mas também com o gás natural, deve-se ajustar o aporte térmico pela perda de carga no bocal/orifício. A resolução vigente sobre gás natural (ANP, 2008) estabelece uma faixa de WI que permite uma variação de 15 % no mesmo. Para que um equipamento sensível, como turbina a gás, opere nesta faixa de 15%, foi criado o recurso, muito utilizado também em turbina a gás de alto-forno, do Índice de Wobbe Modificado – WIm (KOMORI, 2003; MACHADO, 1989).

$$WIm = PCI \sqrt{\Delta P / \rho} \quad (3.12)$$

Assim, haverá flutuação na perda de carga do bocal, mas o aporte térmico é mantido. Este recurso é usado também na siderurgia para substituir o gás natural por gás de coqueria, que são considerados gases intercambiáveis, porém é necessário um ajuste na pressão do gás, para que promova o mesmo aporte térmico (na verdade, um aumento da pressão).

Método dos múltiplos índices de Weaver (MACHADO, 1989; GARCIA, 2002)

Este método foi desenvolvido baseado em índices para aferir o grau de intercambialidade entre gases. São seis índices, sendo que o primeiro é baseado no Índice de Wobbe e os outros avaliam características da chama.

Os índices são:

1 - Aporte de calor

$$J_H = \frac{PCI_s}{PCI_r} \left(\frac{d_r}{d_s} \right)^{0,5} \quad (3.13)$$

2 - Aeração primária

$$J_A = \frac{Ar_s}{Ar_r} \left(\frac{d_r}{d_s} \right)^{0,5} \quad (3.14)$$

3- Descolamento de chama

$$J_L = J_A \left(\frac{S_s}{S_r} \right) \left(\frac{1 - Q_s}{1 - Q_r} \right) \quad (3.15)$$

4- Retorno de chama

$$J_F = \frac{S_s}{S_r} - 1,4J_A + 0,4 \quad (3.16)$$

5 - Pontas amarelas

$$J_y = J_A + \frac{N_s - N_r}{110} - 1,0 \quad (3.17)$$

6 - Combustão incompleta

$$J_I = J_A - 0,366 \frac{R_s}{R_r} - 0,634 \quad (3.18)$$

O fator de velocidade de Weaver é calculado pela equação (3.19).

$$S = \frac{\sum x_i B_i}{Ar + 1 + 5Z - 18,8Q} \quad (3.19)$$

x_i = fração volumétrica do componente i

Ar = ar necessário para a combustão estequiométrica, volume de ar pelo volume de gás

B_i = coeficiente de velocidade de chama de Weaver para o componente i

PCI = poder calorífico inferior do gás

Q = fração volumétrica de oxigênio na mistura

d = densidade relativa ao ar

Z = fração volumétrica de inertes (N_2 , CO_2) na mistura

N = número de átomos de carbono liberados na combustão de 100 moléculas de gás (Todos os átomos de carbono de hidrocarbonetos insaturados e cíclicos, bem como todos os átomos de carbono de hidrocarbonetos saturados menos um por molécula, são considerados facilmente liberados).

R = proporção de número de átomos de hidrogênio para o número de átomos de carbono, considerando somente os hidrocarbonetos

s = gás substituto

r = gás de referência

O índice J_H é a razão dos números de Wobbe para os dois gases e J_I é proporcional a emissão de monóxido de carbono. O índice J_A fornece uma medida precisa das condições de suprimento de ar primário e secundário para a queima dos dois gases.

Os limites propostos por Weaver são: J_H entre 0,95 e 1,05;

J_L maior ou igual a 0,64;

J_F menor ou igual a 0,08; J_I menor ou igual a zero; J_Y menor ou igual a 0,14.

A Tabela 3.1 apresenta os valores para o coeficiente de velocidade de Weaver.

Tabela 3.1 – Coeficiente de velocidade de Weaver (MACHADO, 1989).

Componente	Fator B_i	Componente	Fator B_i
CO	61	C ₄ H ₁₀	513
H ₂ O	0	C ₄ H ₈	500
CH ₄	148	C ₅ H ₁₂	600
C ₂ H ₄	454	C ₆ H ₁₄	600
C ₂ H ₆	301	C ₆ H ₆	500
C ₂ H ₂	500	C ₇ H ₈	500
H ₂ S	200	C ₈ H ₁₀	500
HCN	200	O ₂	0
C ₃ H ₈	398	N ₂	0
C ₃ H ₆	674	CO ₂	0
C ₃ H ₄	500	H ₂	339

A velocidade de chama de uma mistura gás-comburente, também chamada de velocidade de queima, pode ser determinada por um procedimento experimental e os valores encontrados dependem das condições do teste e dos métodos de medição.

A Tabela 3.2 permite observar que os gases combustíveis podem ser divididos em dois grupos: gases de baixa velocidade (como o GLP e o gás natural) e gases de alta velocidade (como o acetileno e o hidrogênio). Também se pode constatar que as velocidades de chama aumentam significativamente na queima com oxigênio puro.

Tabela 3.2 - Velocidades de Chama (GARCIA, 2002).

Combustível	Comburente	
	Ar	Oxigênio
	(m/s)	(m/s)
Metano	0,4	3,9
Propano	0,45/0,5	3,3/3,9
Butano	0,35	3,3
Acetileno	1,46	7,6
Hidrogênio	2,66	14,35

A velocidade de chama é uma característica muito importante para o projeto dos bocais dos queimadores. Enquanto as velocidades de saída das misturas ar-gás ou oxigênio-gás nos bocais tendem a expulsar a chama para fora do queimador, a velocidade da chama se desloca no sentido contrário, dirigindo-se ao bocal do queimador. Enquanto houver equilíbrio entre estas velocidades, a chama se manterá estável, definindo assim a faixa de potências de cada queimador.

O projeto dos bocais dos queimadores inclui dispositivos para manter a chama estável em uma ampla faixa de potências e respectivas velocidades de saída das misturas ar-gás e oxigênio-gás.

A conjugação do número de Wobbe com o fator velocidade de chama é muito utilizada para análise de estabilidade de chama, figura 3.10. Esta correlação foi desenvolvida pela "British Gas Corporation" (GEA, 2013).

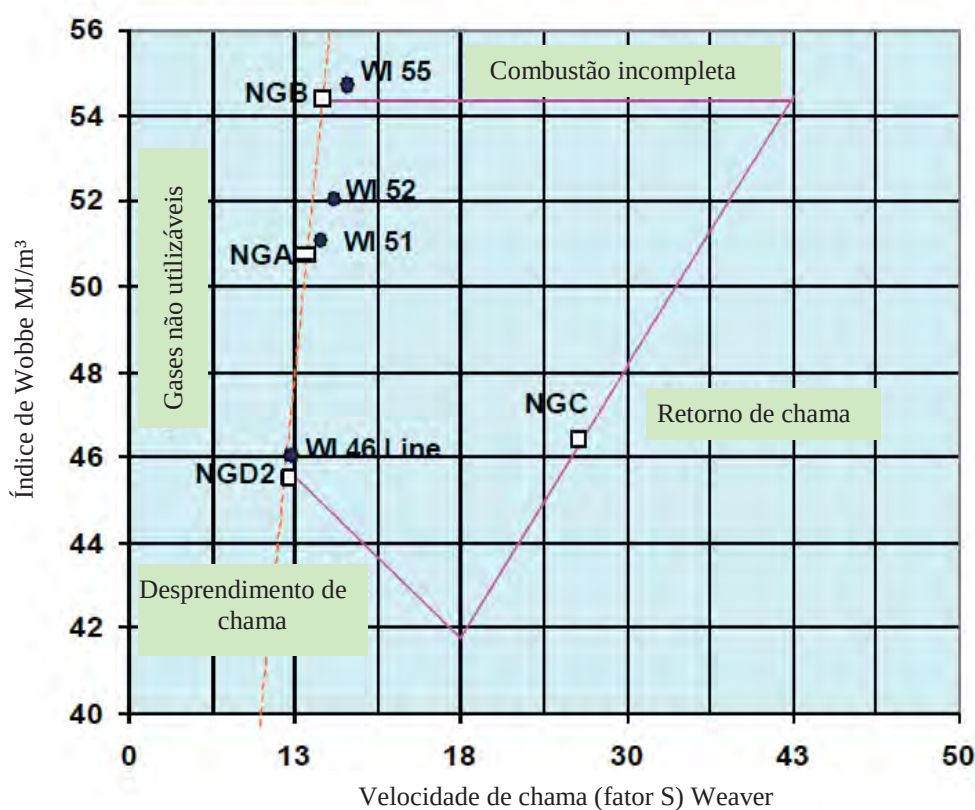


Figura 3.10 – Número de Wobbe em função da Velocidade de chama Weaver (GEA, 2013).

Qualquer gás, cujos parâmetros WI e velocidade de chama de Weaver façam com que o ponto de encontro entre os dois valores esteja no interior da área delimitada, é adequado à

intercambialidade com gás natural. Entretanto, este diagrama não indica, por exemplo, a propensão do gás em formar fuligem. Assim, hoje existem outros diagramas, como o Diagrama de Dutton (BP, 2011), figura 3.11, que procura avaliar também esta condição. Neste diagrama o WI é utilizado juntamente com o percentual de componentes que não o metano.

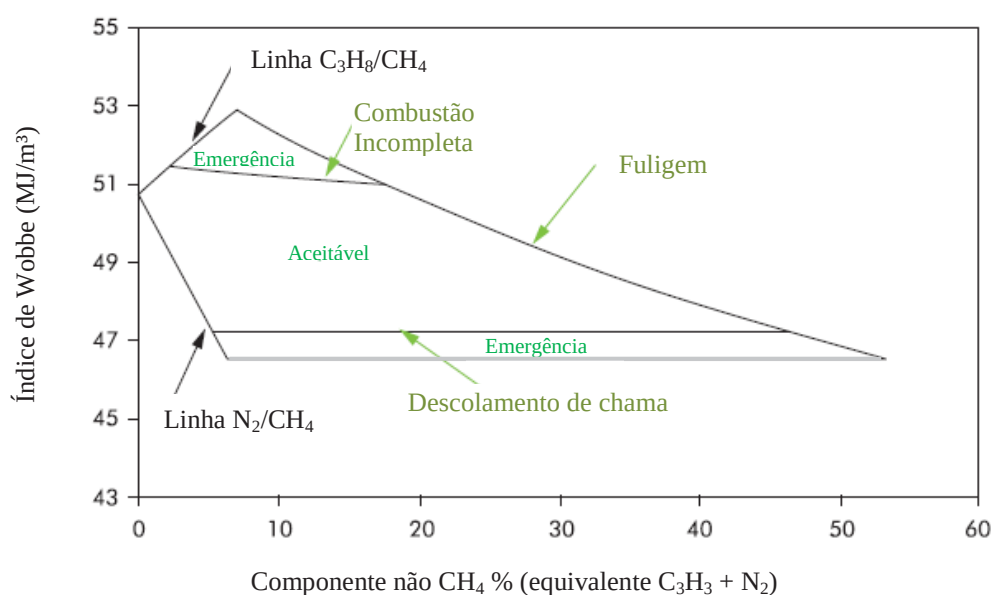


Figura 3.11 - Diagrama de Dutton (BP, 2011).

3.7 Combustão turbulenta de gases

De modo geral, a combustão nos processos industriais é turbulenta. As razões para isso são: a turbulência aumenta o processo de mistura e, portanto, aumenta a eficiência da combustão. Além disso, o processo de combustão libera calor, o que gera instabilidades pelo empuxo e pela expansão do gás, conseqüentemente proporcionando a transição para o regime turbulento.

A combustão turbulenta é encontrada na maior parte das aplicações práticas de combustão, tais como foguetes, motores de combustão interna, turbinas a gás, queimadores industriais e fornos, enquanto que as aplicações para combustão laminar são limitadas a velas e fornos domésticos. Estudar e modelar processos de combustão turbulenta é, portanto,

importante para desenvolver e aperfeiçoar sistemas práticos, a fim de aumentar a eficiência e reduzir consumo de combustível e a formação de poluentes.

Processos de combustão turbulenta podem ser classificados em termos de mistura: pré-misturado (“premixed”), difusiva (“non-premixed”), ou parcialmente pré-misturada (“partially premixed”). Na primeira, o combustível e o comburente são misturados antes de entrarem na câmara de combustão. Em fornos industriais, o combustível e o comburente são injetados separadamente na câmara de combustão. Esta é a chama difusiva, que devido às altas cargas térmicas envolvidas, são utilizadas por segurança, de modo a impedir retorno de chama. O ar pode estar preaquecido ou parcialmente diluído pelos produtos de combustão. Uma vez que a mistura é ignitada, a chama se propaga do bocal do queimador até estabilizar a uma distância a jusante do bocal. Combustão parcialmente pré-misturada ocorre na região entre o bocal e a frente da chama e determina a estabilização da chama turbulenta. Mais a jusante, a combustão ocorre novamente sob condições não misturadas (difusiva). Assim, a combustão parcialmente pré-misturada tem, no mínimo localmente, um importante papel em aplicações práticas.

As chamas difusivas turbulentas são encontradas em larga escala nas aplicações industriais, porque comparadas às chamas pré-misturadas, são mais simples de projetar e de construir, já que uma mistura perfeita de comburente não é requerida. Além disso, são mais seguras para operar, pois não tem velocidade de propagação e não podem retornar (“flashback”) ou se auto-ignitar em locais não desejados.

Um segundo critério de classificação da combustão turbulenta está relacionado ao Número de Damköhler, que é definido como a razão entre as escalas de tempo turbulentas e químicas. Devido às reações de formação de cadeias, a oxidação de hidrocarbonetos ocorre se a temperatura está acima de uma temperatura mínima (“crossover temperature”), mas cessa se cai abaixo desta temperatura mínima. Esta temperatura mínima é definida como a temperatura na qual os efeitos das reações de formação de cadeias equilibram as reações de quebra de cadeias. À temperatura ambiente o valor da temperatura mínima está entre 1300 e 1500 K para chamas de hidrocarboneto. À temperatura menor que estes valores ocorre a extinção da chama, o que deve ser evitado em aplicações práticas. Portanto, em geral a combustão deve operar em condições distantes das condições de extinção, ou seja, em temperaturas altas o suficiente e nas quais as reações químicas ocorrem rapidamente. Esta combustão é denominada como “química rápida” ou “fast chemistry”, que tem um alto Número de Damköhler (PETERS, 2004).

“Química lenta” ou “slow chemistry” não ocorre freqüentemente nos processos industriais antigos, somente recentemente com o advento da combustão sem chamas visíveis. Embora a formação de NO_x seja um processo relativamente lento, está diretamente ligado à “química rápida” das principais reações de combustão. Existem poucas aplicações de “química lenta” com temperaturas pouco acima da temperatura mínima. Estas aplicações foram denominadas de “combustão sem chamas”, que opera em temperaturas aonde a oxidação e a formação de NO_x são relativamente lentas, tendo um baixo Número de Damköhler (PETERS, 2004).

Liberação de calor combinada com temperaturas sensíveis à reação química conduz a fenômenos típicos de combustão, tais como ignição e extinção, como apresentado na figura 3.12. A temperatura máxima em condições uniformes em um combustor é traçada como função do Número de Damköhler, que neste caso específico representa a razão entre o tempo de residência no combustor e o tempo da reação química. Esta curva é denominada Curva em forma de S (“S-shaped curve”). A parte inferior da curva corresponde a um estado de reação lento no combustor antes da ignição, pois o pequeno tempo de residência impede que a combustão se sustente. Porém, se o tempo de residência é aumentado pela redução da velocidade de escoamento, o Número de Damköhler aumenta até ponto de ignição “I”. Para valores maiores que Da_I há uma rápida transição para a parte superior da curva, onde há a combustão. Se o estado no combustor estiver nesta parte superior e o Número de Damköhler começar a diminuir, haverá um movimento para a esquerda até o ponto “Q” onde a extinção ocorrerá. Isto é equivalente a uma rápida transição à parte inferior da curva. A região intermediária entre “I” e “Q” é instável.

Na região do Número de Damköhler entre Da_Q e Da_I , nas quais duas regiões estáveis existem, qualquer estado inicial com uma temperatura entre as partes superior e inferior é rapidamente direcionado a uma das partes. Estas duas partes estáveis têm forte atração para qualquer estado entre eles.

Reações químicas que ocorrem nas altas temperaturas da parte superior, figura 3.12, são rápidas comparadas com as escalas de tempo turbulentas. Porém, se houver excessiva perda de calor, a temperatura diminui de tal forma que a reação química se torna muito lenta.

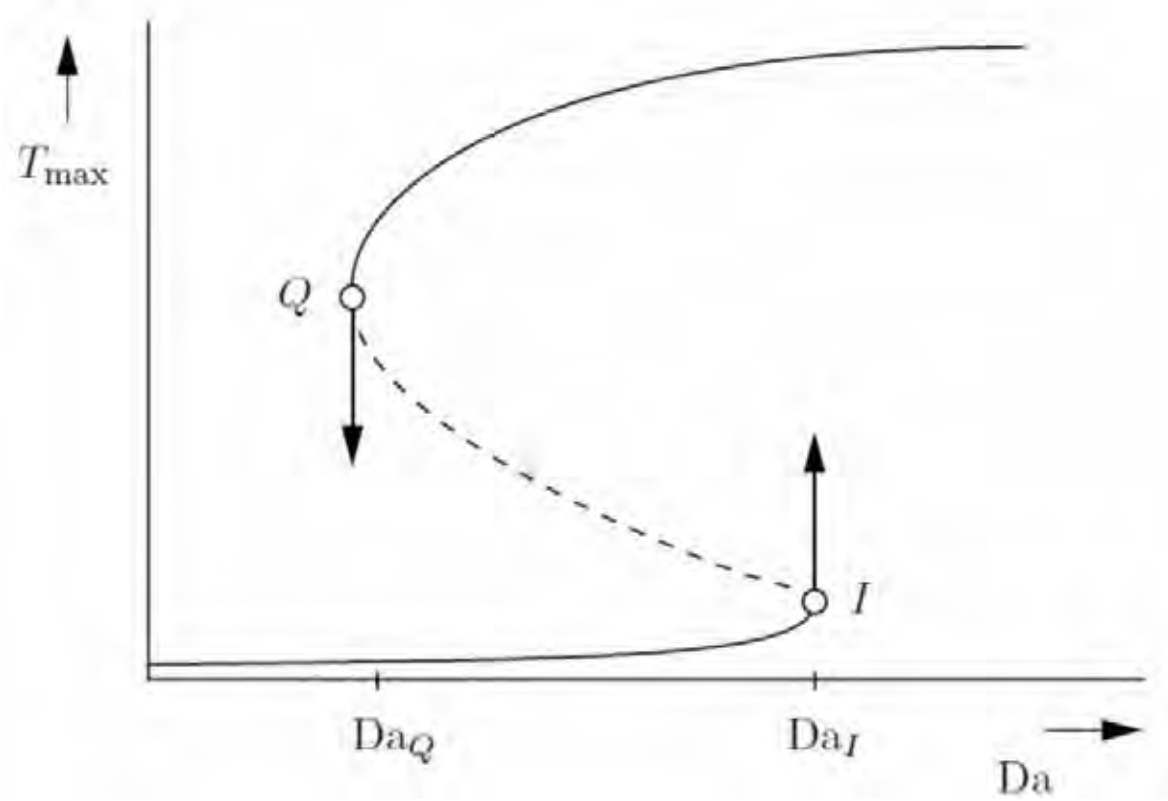


Figura 3.12 - Curva em forma de S (“S-shaped curve”) – relacionando a temperatura máxima uniforme em um reator em função do Número de Damköhler (PETERS, 2004).

4 MODELAGEM NUMÉRICA EM COMPUTAÇÃO FLUIDO DINÂMICA

Este capítulo apresenta um resumo sobre os principais aspectos do método de volumes finitos, desenvolvido por Patankar (1980), que propôs uma abordagem física no método de discretização para chegar até as equações nodais. Assuntos como métodos de discretização, equações de conservação, tipo de malhas, condições de contorno, serão abordados.

4.1 Métodos de previsão de processos físicos

Atualmente, a previsão de processos físicos na área de escoamento de fluidos e transferência de calor pode ser obtida através de dois métodos: a investigação experimental e cálculos teóricos. Os métodos analíticos e numéricos formam a classe dos métodos teóricos, pois objetivam resolver as equações diferenciais que formam o modelo matemático, sendo a capacidade de achar soluções para complexas equações a diferença entre eles.

A investigação experimental que utiliza medições reais é o método mais confiável para se conseguir informações de um processo físico. Testes em escalas de verdadeira grandeza são em muitos casos caros e em outros impossíveis de se realizar. A alternativa é desenvolver testes em modelos de escala reduzida. Porém, modelos de escala reduzida nem sempre simulam todas as características de um equipamento em suas dimensões reais. Além disso, em muitas situações, a medição é complexa de ser realizada e instrumentos de medição têm sempre um percentual de erro ou imprecisão.

O desenvolvimento de métodos numéricos computacionais e a disponibilidade de computadores digitais de alta velocidade e capacidade de armazenamento permitiram alcançar a capacidade de simulação de diversos fenômenos físicos utilizando uma técnica que envolve engenharia, matemática e computação.

A abordagem numérica se baseia em se obter os valores de uma determinada grandeza em um domínio discreto, como apresentado na figura 4.1. De modo geral, em engenharia, é suficiente conhecer os valores, por exemplo, de temperatura nos pontos discretos do domínio. Assim, um possível método de discretização é considerar que a malha preencha todo o domínio e que seja capaz de calcular os valores de temperatura nos pontos da malha. Esta simplificação leva ao uso de equações algébricas e não mais de equações diferenciais, o que

faz com que os métodos numéricos sejam hoje uma ferramenta poderosa e largamente aplicados.

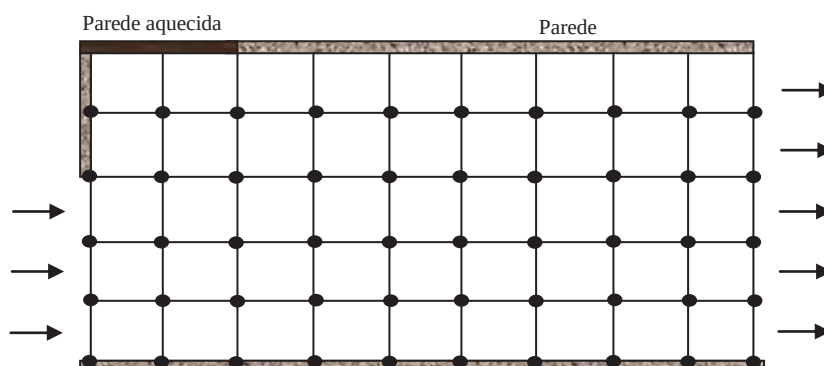


Figura 4.1 - Malha para uma solução numérica para distribuição de temperatura (PATANKAR, 1980).

As simulações numéricas podem resolver problemas complexos com condições de contorno gerais, definidos em geometrias também complexas e apresentando resultados com rapidez. Através da simulação numérica, o custo e o tempo do projeto de um novo equipamento podem ser sensivelmente reduzidos, quando comparada com testes experimentais.

Na simulação numérica existem dois tipos de erros quando os resultados são comparados com a realidade dos problemas físicos. O primeiro consiste em erros numéricos, resultado da má solução das equações diferenciais. Para identificar este tipo de erro é realizada uma validação numérica, através da comparação do resultado com outras soluções analíticas ou numéricas, verificando se a equação diferencial foi resolvida corretamente. A validação numérica confirma a qualidade do método numérico. O segundo tipo de erro é resultante do uso de equações diferenciais que não representam adequadamente o fenômeno físico. A validação física confirma a fidelidade do modelo matemático com o modelo físico. Ou seja, a simulação deve resolver corretamente as equações diferenciais e ter um modelo matemático que represente com fidelidade o modelo físico.

A comparação dos resultados numéricos com os resultados analíticos, ou com outros resultados numéricos, visa caracterizar a validação numérica e a comparação dos resultados numéricos com resultados experimentais visa caracterizar a validação física.

4.2 Métodos de discretização

Os métodos tradicionais para a solução numérica de equações diferenciais são os Métodos das Diferenças Finitas (MDF), de Volumes Finitos (MVF) e de Elementos Finitos (MEF). Os métodos de diferenças finitas e volumes finitos são semelhantes para algumas situações. O MVF realiza um balanço de conservação da propriedade para cada volume elementar para obter a equação aproximada. A equação de discretização obtida desta maneira expressa o princípio de conservação de uma determinada grandeza para o volume de controle infinitesimal (PATANKAR, 1980; MALISKA, 2004). Tanto o MDF como o MEF não trabalham com volumes de controle e sim somente com os pontos da malha e como consequência não são conservativos em nível discreto. O método de volumes finitos é a técnica de CFD mais consagrada e usada para propósitos gerais. Esta técnica parte da integração formal das equações de transporte que regem o escoamento do fluido em todos os volumes de controle obtidos pela discretização do domínio.

A característica mais atraente da formulação dos volumes de controle finitos é que a solução resultante é tal que a conservação integral de grandezas como massa, quantidade de movimento e energia, é atendida para qualquer grupo de volumes de controle do domínio de cálculo. Esta característica é válida para qualquer número de pontos da malha, e mesmo para uma malha não refinada, a solução terá balanços integrais exatos.

Assim, a integração da equação em cada volume de controle diferencia o método dos volumes finitos de todas as outras técnicas numéricas de CFD. Esta operação conduz o problema a equações integrais exatas para a conservação de grandezas físicas em cada volume.

4.2.1 Equações de conservação

(a) Conservação da massa

Observando-se a Figura 4.2, onde um escoamento com velocidade V e um volume de controle são mostrados nos instantes t e $t + \Delta t$, com velocidade V_A do elemento de área dA .

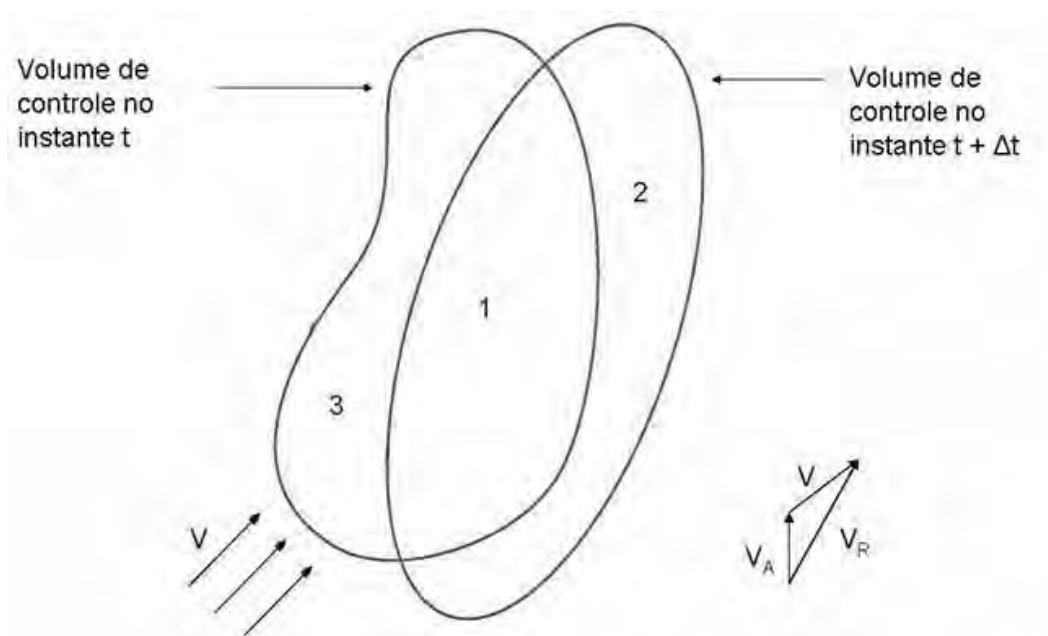


Figura 4.2 - Sistema usado para dedução das equações de conservação (MALISKA, 2004).

A variação de massa do sistema por unidade de tempo é obtida com a equação (4.1):

$$\frac{m_1(t + \Delta t) - m_1(t)}{\Delta t} - \frac{m_3(t)}{\Delta t} + \frac{m_2(t + \Delta t)}{\Delta t} = \frac{\Delta m}{\Delta t}_{sist} \quad (4.1)$$

Observa-se na figura 4.2 que as regiões 3 e 2 representam a massa que entra e que sai do volume de controle, respectivamente. Então, a equação (4.1) pode ser escrita na forma da equação (4.2):

$$m_{entra} - m_{sai} + \frac{\Delta m}{\Delta t} \Big|_{sist} = \frac{\Delta m}{\Delta t} \Big|_{vc} \quad (4.2)$$

sendo a variação de massa nula para um sistema,

$$\frac{\Delta m}{\Delta t} \Big|_{sist} = 0$$

A equação (4.2) na forma integral para um volume de controle fica na forma da equação (4.3),

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV = - \int_A \rho (V_R \cdot n) dA \quad (4.3)$$

Na qual V_R é a velocidade relativa, responsável pelo fluxo de massa através das fronteiras do volume de controle. Considerando um volume de controle de forma fixa no tempo e infinitesimal tal que a propriedade pode ser considerada constante no interior do volume de controle e utilizando o teorema da divergência, encontra-se a equação da conservação da massa na forma diferencial:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u_R) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v_R) + \frac{\partial}{\partial w} (\rho w_R) = 0 \quad (4.4)$$

Para um volume de controle fixo no espaço. A velocidade relativa coincide com a velocidade do escoamento, então a equação de conservação da massa fica:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho V) = 0 \quad (4.5)$$

(b) Conservação da quantidade de movimento

Da mesma forma que para a conservação da massa, as quantidades de movimento no instante t e $t+\Delta t$ são identificadas, sendo a diferença entre elas, a variação da quantidade de movimento no sistema e pode ser expressa por unidade de tempo da seguinte maneira:

$$\frac{m_1 V_1(t + \Delta t) - m_1 V_1(t)}{\Delta t} - \frac{m_3 V_3(t)}{\Delta t} + \frac{m_2 V_2(t + \Delta t)}{\Delta t} = \frac{\Delta}{\Delta t} (mV)_{sist} \quad (4.6)$$

Utilizando a Segunda Lei de Newton para sistemas, dada por:

$$\frac{\Delta}{\Delta t} (mV) = \sum F \quad (4.7)$$

Encontra-se a equação de conservação da quantidade de movimento para um volume de controle, dada por:

$$\dot{m}V|_{entra} - \dot{m}V|_{sai} + \sum F = \frac{\Delta}{\Delta t} (mV)_{vc} \quad (4.8)$$

Na equação (4.8), o somatório das forças é equivalente a uma geração de quantidade de movimento, a vazão mássica, que atravessa as fronteiras do volume de controle, transporta

por advecção, a quantidade de movimento por unidade de massa, para o interior do volume de controle.

Um escoamento pode transportar quantidade de movimento, energia cinética turbulenta e espécies químicas. Considerando ϕ uma variável genérica, a quantidade de movimento para o volume de controle pode ser escrita na forma:

$$\dot{m}\phi|_{entra} - \dot{m}\phi|_{sai} + g^{\phi} \Delta V = \frac{\Delta}{\Delta t} (m\phi)_{vc} \quad (4.9)$$

Na qual o termo g^{ϕ} é obtido pela lei de conservação da propriedade em consideração. Quando $\phi=1$ (equação da conservação da massa) este termo é nulo, pois a massa no interior do volume de controle não se altera com o tempo.

(c) Conservação da Energia

Na figura 4.2, a variação de energia entre os tempos t e $t+\Delta t$, é dada por:

$$E_1(t + \Delta t) + E_2(t + \Delta t) - E_3(t) = \Delta E|_{sist} \quad (4.10)$$

ou por unidade de tempo:

$$E_{entra} - E_{sai} + \frac{\Delta E}{\Delta t}|_{sist} = \frac{\Delta E}{\Delta t}|_{vc} \quad (4.11)$$

Através da Primeira Lei da Termodinâmica, tem-se:

$$\frac{\Delta E}{\Delta t}|_{sist} = \dot{Q}_{entra} - \dot{W}_{sai} = g^e \Delta V \quad (4.12)$$

Então, a equação para conservação de energia para um volume de controle, pode ser expressa por:

$$\dot{Q}_{entra} - \dot{W}_{sai} + E_{entra} - E_{sai} = \frac{\Delta E}{\Delta t}|_{vc} \quad (4.13)$$

4.2.2 A transformação das equações diferenciais em equações algébricas

O objetivo do método numérico é transformar uma equação diferencial, definido no domínio D , em um sistema de equações algébricas, conforme mostrado na Figura 4.3. Para isso, as derivadas da função existentes na equação diferencial devem ser substituídas pelos valores discretos da função.

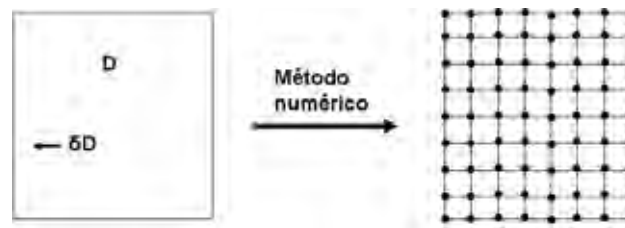


Figura 4.3 - Objetivo do método numérico (MALISKA, 2004).

Todo método que para obter as equações algébricas satisfaz a conservação das propriedades em nível de volumes elementares é um método de volumes finitos. Existem duas maneiras de obter as equações aproximadas no método de volumes finitos. A primeira é a realização de balanços da propriedade em questão nos volumes elementares, ou volumes finitos, e a segunda é integrar sobre o volume elementar, no espaço e no tempo, as equações na forma conservativa. Forma conservativa, ou divergente, é aquela em que na equação diferencial os fluxos estão dentro do sinal da derivada e, na primeira integração, aparecem os fluxos nas fronteiras do volume elementar, equivalente, portanto ao balanço. Para deduzir as equações diferenciais que representam os fenômenos físicos é necessário realizar um balanço em um volume finito, e em seguida o processo delimites para obter a equação diferencial.

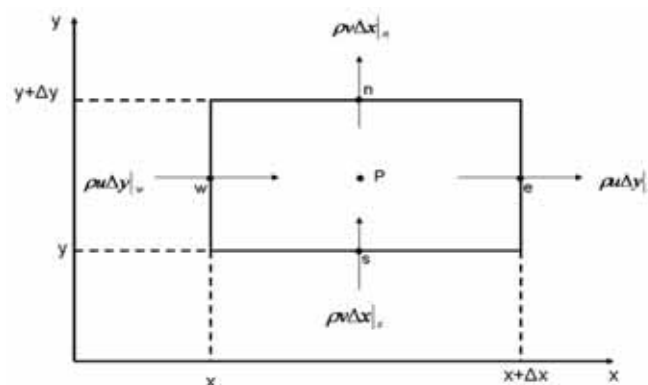


Figura 4.4 - Volume elementar para os balanços de conservação (MALISKA, 2004).

A Figura 4.4 mostra a conexão entre as equações aproximadas usadas no método dos volumes finitos e as equações diferenciais na forma conservativa, usando um volume elementar bidimensional, visando deduzir a equação diferencial que representa a conservação da massa.

A equação (4.14) mostra o balanço de massa no volume elementar da Figura 4.4, considerando o regime permanente.

$$m_e - m_w + m_n - m_s = 0 \quad (4.14)$$

Em termos de velocidades para o volume elementar no sistema de coordenadas cartesianas, a equação (4.14) pode ser escrita na forma:

$$\rho u \Delta y|_e - \rho u \Delta y|_w + \rho v \Delta x|_n - \rho v \Delta x|_s \quad (4.15)$$

Os símbolos e, w, n e s representam as faces do volume de controle na discretização numérica. Dividindo a equação 4.15 por $\Delta x \Delta y$ tem-se:

$$\frac{\rho u|_e - \rho u|_w}{\Delta x} + \frac{\rho v|_n - \rho v|_s}{\Delta y} = 0 \quad (4.16)$$

E aplicando os limites, tem-se a forma diferencial conservativa da equação de conservação da massa,

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (4.17)$$

A equação (4.17) está na forma conservativa, pois os produtos (ρu) e (ρv) estão dentro do sinal da derivada.

Na forma integral para o volume elementar obtêm-se:

$$\int_w^e \int_s^n \left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) \right] dx dy = 0 \quad (4.18)$$

$$\int_s^n [\rho u|_e - \rho u|_w] dy + \int_w^e [\rho v|_n - \rho v|_s] dx = 0 \quad (4.19)$$

Considerando que o fluxo de massa avaliado no meio da face do volume de controle representa a média da variação na face, pode-se escrever:

$$\rho u \Delta y|_e - \rho u \Delta y|_w + \rho v \Delta x|_n - \rho v \Delta x|_s = 0 \quad (4.20)$$

A equação (4.20) é exatamente a equação (4.15), obtida através do balanço.

Pode-se observar que para obter a equação aproximada para o volume P, através da integração da forma conservativa da equação diferencial ou fazer o balanço são procedimentos equivalentes. Porém, a forma integral é mais utilizada devido ao fato de que nem todos os balanços são fáceis de deduzir.

4.2.3 Malhas numéricas

As malhas numéricas são uma representação discretizada do domínio geométrico no qual se calcula a solução das variáveis do problema em estudo. O domínio contínuo da solução diferencial é dividido em um número finito de sub-domínios, os volumes de controle. As malhas podem ser classificadas em ortogonais, que são estruturadas e em não ortogonais, que podem ser estruturadas ou não estruturadas (GONÇALVES, 2007). Na figura 4.5 pode-se ver uma malha ortogonal estruturada e na figura 4.6 uma malha não ortogonal estruturada.

A malha é dita estruturada quando os volumes de controle são obtidos com uma discretização que segue um sistema de coordenadas globais, conforme as figuras 4.5 e 4.6.

Neste tipo de malha cada volume finito tem sempre o mesmo número de vizinhos, tendo, assim, a vantagem de permitir fácil ordenação e obtendo matriz dos coeficientes do tipo diagonal, resultante do processo de integração das equações governamentais, que permite “solvers” mais fáceis de ser desenvolvidos e mais eficientes (MALISKA, 2004).

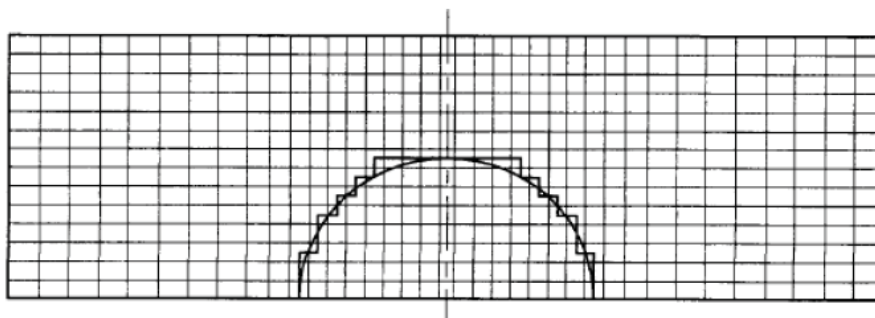


Figura 4.5 - Exemplo de malha ortogonal estruturada (GONÇALVES, 2007).

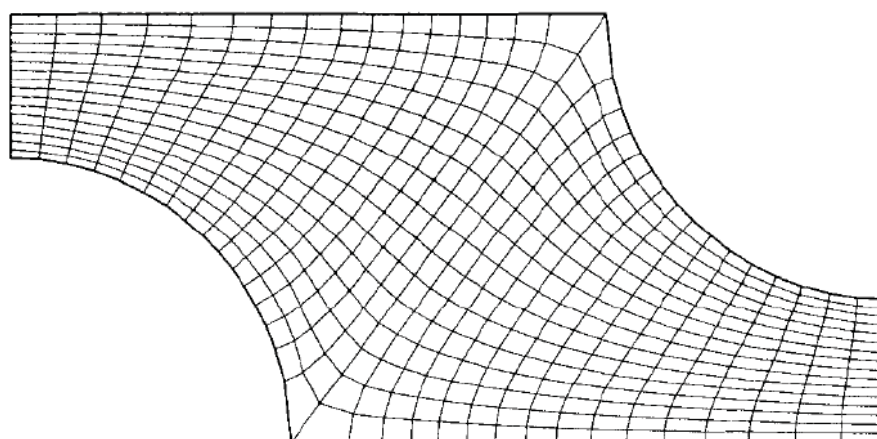


Figura 4.6 - Exemplo de malha não ortogonal estruturada (GONÇALVES, 2007).

Entretanto, problemas reais de complexidade geométrica não podem ser resolvidos através de malhas estruturadas. As malhas não estruturadas são capazes de discretizar geometrias irregulares com cantos e saliências, tendo mais facilidade para adaptatividade a estas geometrias. Porém tem mais dificuldades de ordenação e obtêm matrizes de coeficientes não diagonais (MALISKA, 2004). A figura 4.7 apresenta uma malha não estruturada.

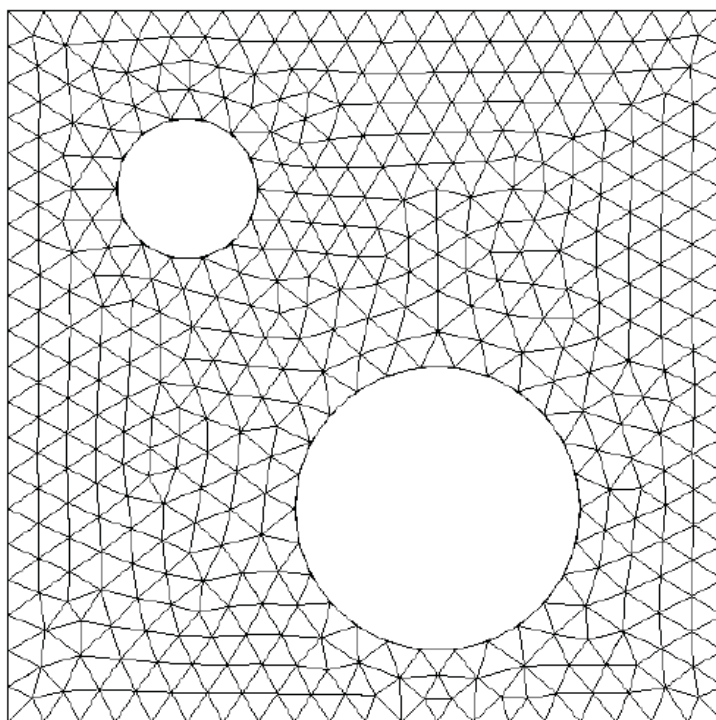


Figura 4.7 - Exemplo de malha não estruturada (GONÇALVES, 2007).

No método dos volumes finitos o que importa é a integração das equações em sua forma conservativa sobre um volume qualquer, não dependendo de como foi criado o volume elementar. A criação dos volumes de controle é feita com base nos elementos, que é definido como um ente geométrico que cobre todo o domínio computacional sem superposição, caracterizado em função da malha criada. As formulações em que o volume de controle é escolhido como sendo o próprio elemento, e as variáveis a serem determinadas ficam no centro do volume de controle são denominadas “cell center”, pois o centro do volume de controle coincide com o centro do elemento (MALISKA, 2004). Os pontos de integração estão localizados no meio da face, sendo que para o cálculo da função incógnita valores nos centros dos volumes vizinhos serão requeridos. Isto acontece tanto para a malha estruturada, como para a não estruturada. Em outra formulação, denominada “cell vertex”, o centro do volume de controle fica no vértice do elemento. Nesse caso, como a função incógnita está sempre armazenada no centro do volume de controle, ela estará também nos nós da malha, i.e., nos pontos de definição do elemento. O volume de controle é formado por partes dos elementos vizinhos, e na construção mais utilizada existem dois pontos de integração em cada face. Para malhas não estruturadas, a construção é idêntica, une-se os centróides de cada elemento ao ponto médio de cada face.

Para geometrias em três dimensões, as células mais utilizadas são as hexaédricas e tetraédricas, como apresentado nas figuras 4.8 e 4.9. Os outros tipos de células para geometrias tridimensionais são em forma de prisma, pirâmide e poliedro.

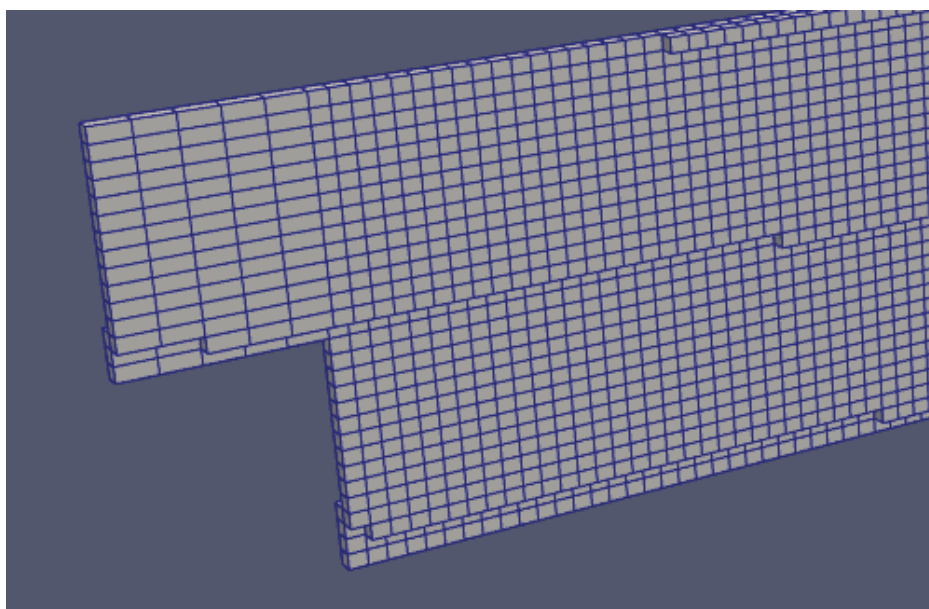


Figura 4.8 - Exemplo de malha com células hexaédricas (SYMSCAPE, 2013).

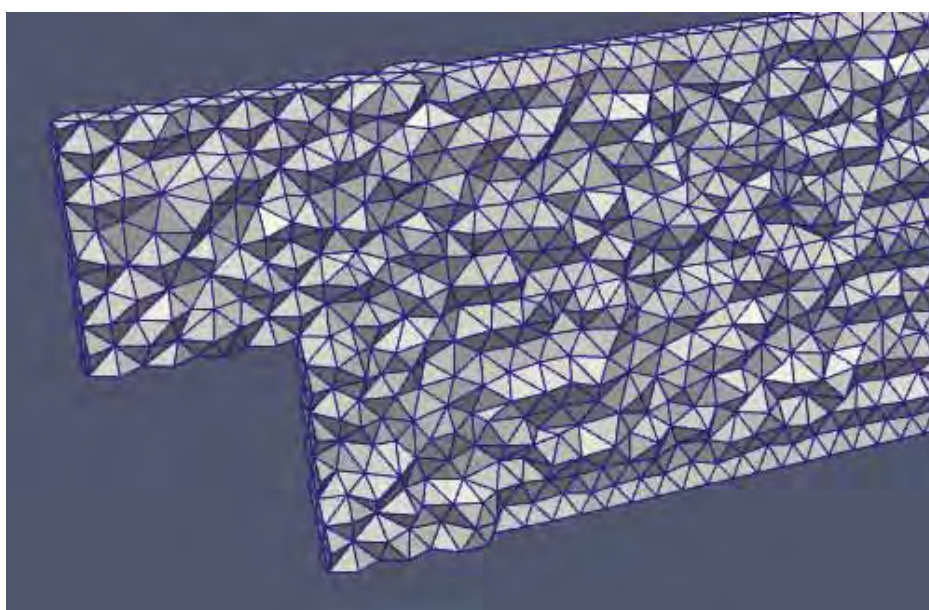


Figura 4.9 - Exemplo de malha com células tetraédricas (SYMSACPE, 2013).

A escolha apropriada do tipo de malha a ser utilizada está relacionada ao tempo necessário para configuração da malha, ao tempo computacional e à complexidade da geometria.

Como muitos problemas práticos em engenharia envolvem geometrias complexas, a criação de malhas estruturadas para esta condição, por exemplo, consistindo de elementos hexaédricos, leva a tempos extremamente altos. Assim, para geometrias complexas deve-se empregar malhas não estruturadas, por exemplo, com células tetraédricas. Quando a geometria é complexa a malha tetraédrica pode ser criada com muito menos células que uma malha similar com elementos hexaédricos, pois permite agrupamento de células em determinadas regiões do domínio do escoamento. Malhas estruturadas hexaédricas fazem com que células sejam colocadas em regiões aonde não são necessárias, como pode ser visualizado na figura 4.10. Uma vantagem para o uso de elementos hexaédricos em algumas situações, é que permitem uma razão de aspecto muito maior do que células tetraédricas. O uso de uma razão de aspecto elevada em uma célula tetraédrica afeta a simetria da célula, o que pode levar a problemas de imprecisão e convergência. Assim, a célula hexaédrica é indicada para uma geometria relativamente simples em que o escoamento se adapta bem a forma da geometria, tal como o escoamento em um duto longo.

Resumindo, a seguinte prática é recomendada para problemas tridimensionais (ANSYS, 2010):

- Para geometrias simples, malhas hexaédricas;
- Para geometrias moderadamente complexas, malhas hexaédricas não estruturadas;
- Para geometrias relativamente complexas, malhas tetraédricas com camadas de células em prisma;
- Para geometrias extremamente complexas, malhas tetraédricas puras.

As malhas tetraédricas são relativamente fáceis de serem geradas, seu uso tem sido padrão em geração de malha e são usadas pelos principais códigos numéricos, pois são formadas por um elemento simples, com localização das faces e centróides bem definidas. Tem como desvantagem que seus elementos não podem ser esticados, i.e., não devem ter uma razão de aspecto elevada. O que exige um número maior de células para se obter soluções precisas e boa convergência. Isto é parcialmente compensado com o uso de camadas de

células em prisma ao longo de paredes. É necessária uma técnica especial de discretização ou o aumento de memória e tempo de computação.

Uma alternativa é o uso de células poliédricas, figura 4.11, que tem como vantagem terem tipicamente 10 a 12 vizinhos (um elemento tetraédrico tem 3 vizinhos), que permite que cálculo de gradientes sejam mais precisos. Mesmo ao longo de paredes e em cantos, uma célula poliédrica tem no mínimo um par de vizinhos, obtendo uma predição razoável de gradientes e do perfil do escoamento. O fato de que mais vizinhos implica em mais operações de computação e mais armazenamento pode ser compensado pela maior precisão. Comparações em testes práticos concluíram que malhas poliédricas necessitam de 3 a 5 vezes menos de células para atingir a mesma precisão nos resultados, como consequência muito menos memória e tempo de computação, quando em comparação com malhas tetraédricas. Além disso, a convergência é muito mais efetiva com malhas poliédricas, e usualmente não necessitando de alterar os parâmetros "default" dos "solvers" (ANSYS, 2010; PERIC, 2004).

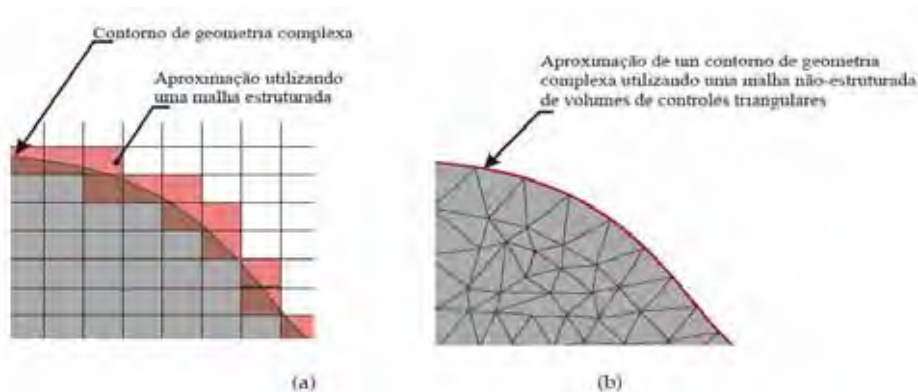


Fig. 4.10 - (a) Representação do contorno através de malha estruturada e (b) Malha não estruturada (MARQUES, 2005).

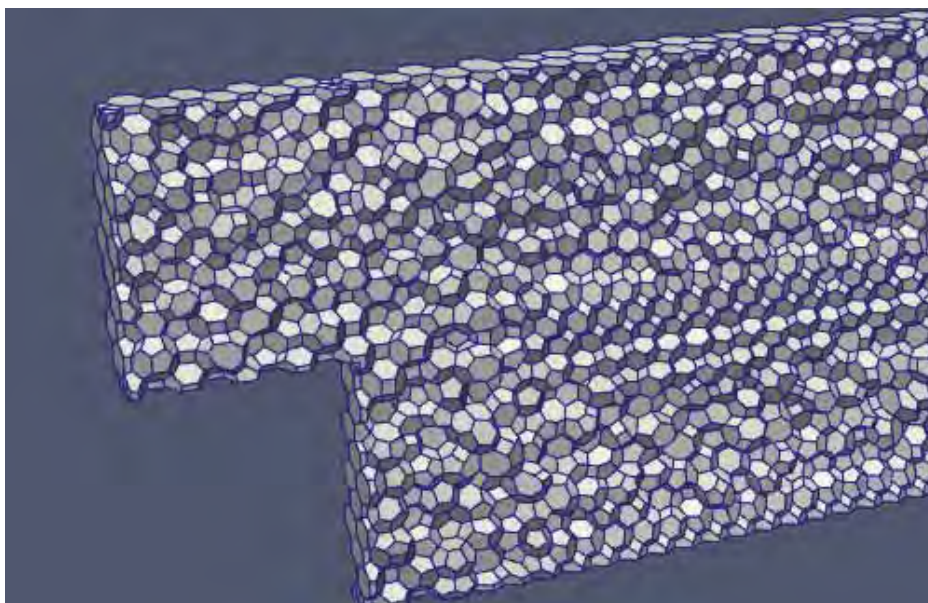


Fig. 4.11 - Exemplo de malha com células poliédricas (SYMSACPE, 2013).

4.3 Formulação matemática

Na simulação do escoamento turbulento em regime permanente através de bocais, as equações médias de Reynolds e Navier-Stokes foram resolvidas, incluindo as equações da continuidade, conservação de quantidade de movimento, energia cinética turbulenta e a de taxa de dissipação turbulenta. Além do domínio de análise nos orifícios do queimador a montante da região de reação química, o domínio completo inclui a região de combustão, de modo a assegurar que os balanços de massa e energia fossem consistentes. As equações de conservação de espécies químicas foram também utilizadas. O conjunto de equações foi, então, resolvido em regime permanente através do código FLUENT de computação fluidodinâmica.

A seguir são descritas matematicamente as equações utilizadas.

4.3.1 Conservação de massa e espécies

Conservação da massa total:

$$\nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (4.21)$$

Conservação de massa para espécies k:

$$\nabla \cdot (\rho(V + \psi_k Y_k)) = \omega_k \quad (4.22)$$

Na qual ψ_k e ω_k são velocidade de difusão de massa e taxa de reação para espécies k, respectivamente.

O termo difusivo na equação é submetido a:

$$\sum_{k=1}^N Y_k \psi_k = 0 \quad (4.23)$$

E a taxa de reação é regida por:

$$\sum_{k=1}^N \omega_k = 0 \quad (4.24)$$

4.3.2 Conservação de quantidade de movimento

Para um escoamento com reação

Direção X:

$$\nabla \cdot (\rho u V) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \rho \sum_{k=1}^N Y_k f_{kx} \quad (4.25)$$

Direção Y:

$$\nabla \cdot (\rho v V) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \rho \sum_{k=1}^N Y_k f_{ky} \quad (4.26)$$

4.3.3 Conservação de energia

A equação de energia foi derivada baseada em Poinso et al. (2005) e Peters (2004):

$$\nabla \cdot (V(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_e \nabla T - \sum_{k=1}^N h_k \psi_k + (\bar{\tau} \cdot V) \right) + \sum_{k=1}^N \frac{h_k}{M_k} \omega_k \quad (4.27)$$

sendo:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} \quad (4.28)$$

$$h = \sum_{k=1}^N Y_k \int_{T_1}^{T_2} c_{p_k} dT \quad (4.29)$$

$$\bar{\tau} = \mu \left[2S - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot V \right] \quad (4.30)$$

$$S = \frac{1}{2} (\nabla \cdot V + \nabla \cdot V^T) \quad (4.31)$$

4.3.4 Turbulência

- “Standard k-ε”

Equação da energia cinética turbulenta (k):

$$\nabla \cdot (\rho V k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + \mu_T S^2 - \rho \epsilon \quad (4.32)$$

Equação de taxa de dissipação (ε):

$$\nabla \cdot (\rho V \epsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \mu_T S^2 - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4.33)$$

Viscosidade ("Eddy viscosity"):

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4.34)$$

sendo:

$$C_{\epsilon 1} = 1,44, C_{\epsilon 2} = 1,92, C_\mu = 0,09, \sigma_k = 1,0, \sigma_\epsilon = 1.3$$

• **"Realizable k-ε"**

A equação de energia cinética de turbulência (k) é a mesma equação (4.25), enquanto que a equação de taxa de dissipação específica é:

$$\nabla \cdot (\rho \nu \epsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + C_1 \rho S_\epsilon - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} \quad (4.35)$$

sendo:

$$C_1 = \max \left(0,43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right); \quad C_2 = 1,9$$

O valor de C_μ não é uma constante, como no padrão k-ε, e é computado de:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S U^* \frac{k}{\epsilon}} \quad (4.36)$$

sendo:

$$A_0 = 4.0; \quad U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \Omega_{ij}\Omega_{ij}}, \quad A_S = \sqrt{6} \cos \left(\frac{1}{3} \arccos(\sqrt{6}W) \right), \quad W = \frac{\sqrt{8}S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{S^3}$$

e, o tensor de vorticidade

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$$

.

4.3.5 Combustão

O modelo considerado neste trabalho é o EDM, "Eddy Dissipation Model", que calcula o efeito da taxa de reação química turbulenta. Este modelo utiliza o mínimo das seguintes taxas, como a taxa de reação média local na equação (PETERS, 2004):

$$\omega_{fuel} = \rho A Y_{fuel} \frac{\epsilon}{k} \quad (4.37)$$

$$\omega_{oxygen} = \rho A \frac{Y_{oxygen}}{\lambda} \frac{\epsilon}{k} \quad (4.38)$$

$$\omega_{products} = \rho \frac{A \cdot B}{1 + \nu} Y_{product} \frac{\epsilon}{k} \quad (4.39)$$

4.3.6 A Equação diferencial geral

Como as equações diferenciais relevantes têm variáveis que obedecem a um princípio generalizado de conservação, se for considerado que a variável dependente é ϕ , pode-se criar uma equação generalizada do tipo (PATANKAR, 1980):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho u\phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) + S \quad (4.40)$$

na qual Γ é o coeficiente de difusão e S é o termo fonte, sendo específicas para significado particular de ϕ .

Os termos na equação são, em sequência, o termo transiente, convectivo, difusivo e o termo fonte. A variável ϕ pode representar diferentes grandezas, tais como fração mássica de espécies químicas, entalpia ou temperatura, a velocidade em uma determinada direção ou a energia cinética turbulenta. De acordo com a grandeza que ϕ representa, Γ e S devem ter um significado físico coerente.

A percepção de que as equações diferenciais relevantes para transferência de calor e massa, escoamento de fluido, turbulência e outros fenômenos correlatos podem ser casos particulares da equação geral é uma grande economia de tempo. Ao se elaborar uma

sequência de instruções para se resolver a equação (4.39), é suficiente fazê-la de uma forma geral que pode ser repetidamente utilizada para diferentes significados de $\emptyset$, com apropriadas expressões para Γ e S e para condições iniciais e de contorno. Este é o conceito, um método numérico geral para soluções das equações, “solvers”, aplicado para os códigos numéricos existentes.

4.4 Descrição dos principais modelos aplicados

4.4.1 Modelos de turbulência

O modelo “standard k- ϵ ” é o modelo mais utilizado para aplicações de engenharia, desde que foi proposto por Launder (1972). Para as aplicações do presente estudo, escoamento turbulento em orifícios e combustão turbulenta, também tem sido o mais utilizado, como pode ser visto no levantamento bibliográfico resumido nas tabelas de 2.1 a 2.5, apresentadas na seção 2. É um modelo semi-empírico, pois para a derivação das equações foi levado em conta considerações empíricas e fenomenológicas. Tem como premissa que o escoamento deve se plenamente turbulento e que os efeitos da viscosidade molecular são desprezíveis. Portanto, é válido somente para escoamentos plenamente turbulentos.

O modelo *realizable* k- ϵ tem duas diferenças importantes para o standard k- ϵ (SHIH, 1995). Primeiramente contém uma nova formulação para a viscosidade turbulenta. Segundo, tem uma nova derivação da taxa de dissipação turbulenta, que foi derivada de uma equação de transporte para a flutuação da vorticidade média. O termo “*realizable*” significa que o modelo satisfaz certas restrições matemáticas da tensão de Reynolds, coerente com as condições de escoamentos turbulentos. Os benefícios são desempenho superior, em relação ao k- ϵ , para escoamentos envolvendo jatos circulares, movimento rotacional, camadas limites com fortes gradientes de pressão e recirculação.

O modelo RNG k- ϵ foi derivado através do uso de uma rigorosa técnica estatística, denominada “renormalization group theory” (ORSZAG, 1993). É similar ao standard k- ϵ , porém tem modificações para inclusão de um termo adicional na equação da taxa de dissipação turbulenta, tratamento do efeito de movimento rotacional e fórmula diferencial para a viscosidade efetiva para considerar efeitos de baixo Número de Reynolds. Estas modificações fazem com que este modelo seja apropriado para escoamento com recirculação,

separação, movimento rotacional, baixo Número de Reynolds e proporcionam um tratamento apropriado para a região próxima à parede.

O modelo das tensões de Reynolds - RSM (*Reynolds Stress Model*) não utiliza o conceito da “eddy-viscosity” isotrópica e resolve as Equações de Navier-Stokes pelas equações de transporte das tensões de Reynolds em conjunto com uma equação para a taxa de dissipação (LAUNDER, 1975; GIBSON, 1978; LAUNDER, 1989). Este modelo considera efeitos de curvatura nas linhas de corrente, movimento rotacional, recirculação, de um modo mais rigoroso que os modelos k- ϵ , podendo proporcionar maior precisão para escoamentos complexos. Por exigir maior recurso computacional, este modelo deve ser utilizado para escoamento com características anisotrópicas nas tensões de Reynolds, como por exemplo escoamento em ciclones, escoamento com fortes movimentos rotacionais (“swirl”) em câmaras de combustão, escoamentos secundários em dutos(ANSYS, 2010).

Escoamentos turbulentos são caracterizados por flutuações na velocidade, que promovem mistura e flutuações em grandezas como energia, quantidade de movimento e concentrações de espécies. Nos modelos de turbulência é aplicado o conceito de Reynolds de análise média das variáveis (“Reynolds Averaging”), no qual as variáveis da solução exata ou instantânea das equações de Navier-Stokes são decompostas em valores médios ao longo do tempo e em componentes flutuantes (ANSYS, 2010). Para velocidade tem-se:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (4.41)$$

Onde $\bar{u}_i$ é o componente de valor médio e u'_i o flutuante, para ($i = 1, 2, 3$).

Para variáveis escalares tem-se:

$$\phi_i = \bar{\phi}_i + \phi'_i \quad (4.42)$$

onde ϕ é uma variável escalar como pressão, temperatura, concentração de espécie.

Substituindo estas expressões para as variáveis de escoamento nas equações instantâneas da continuidade e de quantidade de movimento, e considerando-se um tempo médio de análise das equações (não representando mais a variável média com a barra), tem-se na representação tensorial cartesiana:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\rho}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (4.43)$$

$$\begin{aligned} \frac{\rho}{\partial x_i} (\rho u_i) + \frac{\rho}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) \\ = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\rho}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u'_i u'_j}) \end{aligned} \quad (4.44)$$

As equações acima são denominadas Equações Médias de Reynolds para Navier-Stokes (“Reynolds-averaged Navier-Stokes” – RANS). Têm a mesma forma que as equações instantâneas de Naviers-Stokes, porém as variáveis agora têm seus valores médios ao longo do tempo. Os termos adicionais que aparecem representam os efeitos da turbulência, sendo que o termo das tensões de Reynolds, $-\overline{\rho u'_i u'_j}$ (“Reynolds stresses”), deve ser desenvolvido.

Como descrito por Hinze (1975), Boussinesq relacionou o termo $-\overline{\rho u'_i u'_j}$ com os gradientes de velocidade média da seguinte maneira, assumindo isotropia:

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (4.45)$$

Este termo é usado nos modelos de turbulência Spalart-Allmaras, modelos k- ϵ e modelos k- ω . No caso dos modelos k- ϵ , é necessária a resolução de duas equações adicionais de transporte, uma para a energia cinética turbulenta (k) e outra para a taxa de dissipação turbulenta (ϵ). E μ_t é computada como uma função de k e ϵ .

Já no modelo RSM utiliza-se das equações de transportes exatas para o transporte das tensões de Reynolds, $\overline{\rho u'_i u'_j}$:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} (\overline{\rho u'_i u'_j})}_{\text{Termo transiente}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \overline{u'_i u'_j})}_{\text{Termo convectivo}} = - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} [\overline{\rho u'_i u'_j u'_k} + p(\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j)]}_{\text{Termo difusão turbulenta}}$$

$$\begin{aligned}
& + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right]}_{\text{Termo difusão molecular}} - \underbrace{\rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right)}_{\text{Termo produção de tensão}} - \underbrace{\rho \beta (g_i \overline{u'_j \theta}) + (g_j \overline{u'_i \theta})}_{\text{Termo produção de empuxo}} \\
& + \underbrace{p \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)}_{\text{Termo esforço de pressão}} - \underbrace{2\mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}}_{\text{Termo dissipação}} - \underbrace{2\rho \Omega_k (\overline{u'_j u'_m} \epsilon_{ikm} + \overline{u'_i u'_m} \epsilon_{jkm})}_{\text{Termo produção pela rotação do sistema}} + \underbrace{S}_{\text{Termo fonte}}
\end{aligned} \tag{4.46}$$

4.4.2 Modelagem da região próxima à parede

Escoamentos turbulentos são afetados significativamente pela presença de paredes, pois a velocidade média de escoamento é afetada pela condição de não escorregamento que tem que ser satisfeita na parede. Muito próximo à parede há um amortecimento viscoso que reduz as flutuações de velocidade. Entretanto, à medida que se distancia da parede a turbulência é rapidamente aumentada pela geração de energia cinética turbulenta devido aos elevados gradientes na velocidade (ANSYS, 2010).

A modelagem próxima à parede pode impactar significativamente na precisão das soluções numéricas, já que as paredes são fonte de criação de vorticidade e turbulência, sendo que perto das mesmas as variáveis têm elevados gradientes. Portanto, uma modelagem adequada da situação física próxima às paredes determina o sucesso da simulação de um escoamento turbulento. Os modelos de turbulência k- ϵ e o RSM são, por sua concepção, válidos para escoamento nas regiões que não tenham influência das paredes. Assim, é necessário fazer com que esses modelos sejam adequados para o escoamento próximo às paredes.

Experimentos anteriores demonstraram que a região próxima à parede pode ser subdividida em três camadas (ANSYS, 2010). A subcamada mais interna, viscosa, onde o escoamento é praticamente laminar e a viscosidade molecular tem uma função predominante na quantidade de movimento e na transferência de calor ou massa. A camada mais externa, denominada de camada plenamente turbulenta, aonde a turbulência é predominante. E a

camada intermediária ou de mistura, onde os efeitos da viscosidade molecular e turbulenta são igualmente importantes.

Existem duas abordagens para a modelagem da região próxima à parede. Na primeira, a região de influência da viscosidade molecular, subcamada viscosa e camada de mistura, não são resolvidas. São usadas fórmulas semi-empíricas, denominadas "funções de parede", para conectar diretamente a parede com a região plenamente turbulenta, tornando desnecessária a modificação dos modelos turbulentos para levar em conta a presença da parede. Na segunda, os modelos de turbulência são modificados, de modo a que a região afetada pela viscosidade molecular seja resolvida através da geração de uma malha apropriada, normalmente mais refinada que nas áreas distantes da parede. Esta segunda abordagem é denominada "modelagem próxima à parede".

Para a maioria dos escoamentos com elevados Números de Reynolds, as "funções de parede" tem boa precisão e economizam tempo computacional porque a região próxima às paredes não precisam ser resolvidas. É considerada uma opção prática para simulações de escoamentos industriais (ANSYS, 2010). Contudo, são inadequadas para condições nas quais baixo número de Reynolds ocorre, pois as hipóteses assumidas para as "funções de parede" deixam de existir. Para este caso deve se aplicar a modelagem próxima à parede.

As "funções de parede padrão" ("standard wall functions") são baseadas no trabalho de Launder e Spalding (1974) e têm sido largamente utilizadas para escoamento industriais. São representadas pela "lei da parede" ("law-of-the-wall"):

$$U^* = \frac{1}{\kappa} \ln(E y^*) \quad (4.47)$$

na qual,

$$U^* \equiv \frac{U_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\tau_w / \rho} \quad (4.48)$$

É a velocidade adimensional.

$$y^* \equiv \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\mu} \quad (4.49)$$

$\hat{E}$ é a distância adimensional da parede. E,

κ = constante de Von Kármán (= 0,4187)

E = constante empírica (= 9,793)

U_p = velocidade média do fluido no centróide P próximo à parede

k_p = energia cinética turbulenta no centróide P próximo à parede

y_p = distância do ponto P à parede

μ = viscosidade dinâmica do fluido

As "funções de parede de não-equilíbrio" têm como característica principal sensibilizar a lei do logaritmo da velocidade média para considerar efeitos de gradiente de pressão. Para grandezas como a temperatura e fração mássica de espécies, a lei do logaritmo permanece a mesma que é utilizada para "funções de parede padrão". A lei do logaritmo sensibilizada é:

$$\frac{\tilde{U} C_\mu^{1/4} k^{1/2}}{\tau_w / \rho} = \frac{1}{\kappa} \ln \left(E \frac{\rho C_\mu^{1/4} k^{1/2} y}{\mu} \right) \quad (4.50)$$

na qual,

$$\tilde{U} = U - \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} \left[\frac{y_v}{\rho \kappa \sqrt{k}} \ln \left(\frac{y}{y_v} \right) + \frac{y - y_v}{\rho \kappa \sqrt{k}} + \frac{y_v^2}{\mu} \right] \quad (4.51)$$

onde y_v é a espessura da subcamada laminar, computada a partir de

$$y_v \equiv \frac{\mu y_v^*}{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}} \quad (4.52)$$

Para $y_v^* = 11,225$

Por causa de sua capacidade de levar em conta os efeitos de gradientes de pressão, as "funções de parede de não-equilíbrio" são recomendadas para uso em escoamentos complexos que estejam sujeitos a alterações súbitas que provoquem gradientes de pressão significativos.

A "lei da parede", equação (4.47), que é válida para escoamentos turbulentos plenamente desenvolvidos, tem limites superiores e inferiores para a distância aceitável entre o centróide mais próximo à parede e a parede. Esta distância é medida por y^* ou y^+ ($y^+ \equiv \rho u_\tau y / \mu$), os quais tem valores comparáveis nas camadas limites turbulentas. Para as "funções de parede padrão" e "funções de não-equilíbrio", cada centróide adjacente à parede deve estar localizada dentro da camada da "lei da parede" de tal modo que $30 < y^+ < 300$. Um valor de y^+ mais próximo do valor inferior ($y^+ \approx 30$) é recomendável (LAUNDER, 1974; ALBETS-CHICO, 2008).

As "funções de parede padrão" e "funções de não-equilíbrio" podem ser usadas para malhas refinadas próximo à parede com $y^+ < 11,225$, porém deve se evitar seu uso porque não têm precisão nesta região, pois modelos turbulentos usados na subcamada laminar não são capazes de levar em conta efeitos do baixo Número de Reynolds. O "tratamento aprimorado" ("enhanced wall treatment") deve ser usado nestes casos. Deve-se procurar também dimensionar a malha, de modo a se evitar que as células adjacentes à parede sejam localizadas na camada de mistura (intermediária). Não deve ser nem tanto refinada, nem tanto grosseira, para que seja evitado $5 < y^+ < 30$ (ANSYS, 2010).

4.4.3 Modelo de combustão

O modelo de combustão EDM tem sido utilizado para modelar chamas por difusão há muitos anos e existem numerosas evidências da sua precisão em prever o comportamento das variáveis de combustão. O modelo baseia-se no princípio de que a reação é controlada pela mistura de combustível e oxidante. No caso de chamas por difusão, a combustão ocorre na interface entre o combustível e o oxidante. Por esta razão, a taxa de mistura, que depende fortemente da turbulência, controla a reação química. É um modelo importante para o uso na indústria, onde recursos de supercomputadores e software de cinética química detalhada não estão disponíveis, pois em alguns problemas de engenharia não são requeridos. O EDM é também uma grande ferramenta para investigar os efeitos da turbulência diretamente na

reação química. Por isto este modelo de combustão é largamente utilizado e está disponível nos principais códigos comerciais de CFD, como Fluent, CFX e agora também no OpenFOAM, código de acesso livre.

Modelar aplicações de engenharia, que têm como característica um escoamento altamente turbulento e onde o efeito da cinética química pode ser desprezado, sem afetar os resultados da simulação numérica é altamente interessante. O efeito da intensidade da turbulência em chamas e a formação de NO_x e fuligem pode ser estimada pelo EDM, condição limitada em outros modelos (KASSEM, 2011). Modelagem de efeitos rotacionais, o “swirl”, tem utilizado o EDM para investigar o efeito do de injeção de ar com movimento rotacional no jato de combustível, como apresentado na tabela 2.3 da seção 2.

O modelo EDM é recomendado para combustão turbulenta com aplicações relacionadas a alto Número de Damköhler (razão entre a escala de tempo turbulento e a escala de tempo química). Assim, a influência da cinética química é desconsiderada ao se substituir a escala de tempo química de uma determinada reação de primeira ordem, por uma escala de tempo turbulenta, proporcional a ϵ/k . Assim, o fator mais importante que influencia a precisão do EDM em simular chamas por difusão turbulenta é o método pelo qual a escala de tempo turbulenta é calculada. Quando modelos de turbulência baseados no conceito “eddy-viscosity” são considerados, o que afetará significativamente o resultado é a equação ϵ do modelo de turbulência, já que todos os modelos “eddy-viscosity” têm equações similares para k , que é derivada da Equação de Tensões de Reynolds (“Reynolds Stress Equation”). Outro importante fator que implicitamente afeta o cálculo da escala de tempo da reação turbulenta é o método de cálculo da viscosidade turbulenta. Portanto, passa a ser importante comparar os modelos de turbulência com relação à precisão do EDM em simular as chamas por difusão. Neste sentido foi demonstrado por Saqret al. (2011a) que o modelo Realizable k - ϵ apresenta resultados superiores que os outro modelos para simular distribuições de temperatura, pois tem melhor predição da taxa de dissipação turbulenta da energia cinética turbulenta.

No EDM, a taxa líquida de produção de espécies i devido a uma reação r , denominada $w_{i,r}$ é calculada pelo valor menor das seguintes expressões (ANSYS, 2010), conforme trabalho de Magnussen et al. (1976):

$$w_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A \rho \frac{\epsilon}{k} \min \left(\frac{Y_R}{v'_{R,r} M_{w,R}} \right) \quad (4.53)$$

$$w_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A B \rho \frac{\epsilon}{k} \left(\frac{\sum_p y_p}{\sum_j^N v''_{j,r} M_{w,R}} \right) \quad (4.54)$$

nas quais,

y_p é a fração mássica de qualquer espécie dos produtos;

y_R é a fração mássica de um dos reagentes;

A – constante empírica igual a 4;

B – constante empírica igual a 0,5;

Nas equações (4.53) e (4.54) a taxa de reação química é governada pela escala de tempo de mistura, ϵ/k .

Deve ser observado que as equações (4.53) e (4.54) são derivadas das equações (4.37) a (4.39) desenvolvidas por Magnussen et al. (1976). As equações (4.37) a (4.39) são equações gerais para chama com pré-mistura ou por difusão (PETERS, 2004). Além disso, as equações (4.37) e (4.38) são representadas pela equação (4.53), pois representa a taxa líquida de produção de espécies associada aos reagentes, enquanto a equação (4.54) é associada aos produtos.

4.4.4 Modelagem da formação de fuligem

A fuligem consiste de partículas de carbono menores que 500 Å (10^{-10} m) formadas durante a combustão de hidrocarbonetos, e responsável pela luminescência amarela na queima de hidrocarbonetos. Em alguns casos é desejada devido ao aumento da transferência de calor pela alta emissividade, porém pelos efeitos nocivos a saúde hoje conhecidos, os limites de emissão estão cada vez mais restritos. Condições para formação da fuligem – pirólise:

- Temperatura > 1400 a 1700 K;
- Mistura rica (pouco oxigênio);
- Para chamas por difusão: pequenas quantidades de oxigênio na corrente de combustível.

Se em um processo houver intensa formação de fuligem, boa parte dela pode ser consumida em regiões posteriores da combustão se houver maior penetração de oxidante e temperatura elevada. Deve haver uma intensa mistura entre os reagentes durante a combustão de modo a evitar a formação ou assegurar o consumo da fuligem. A figura 4.14 ilustra o esquema de formação de fuligem em hidrocarbonetos (GLASSMAN, 1988), (CHEN, 2013b).

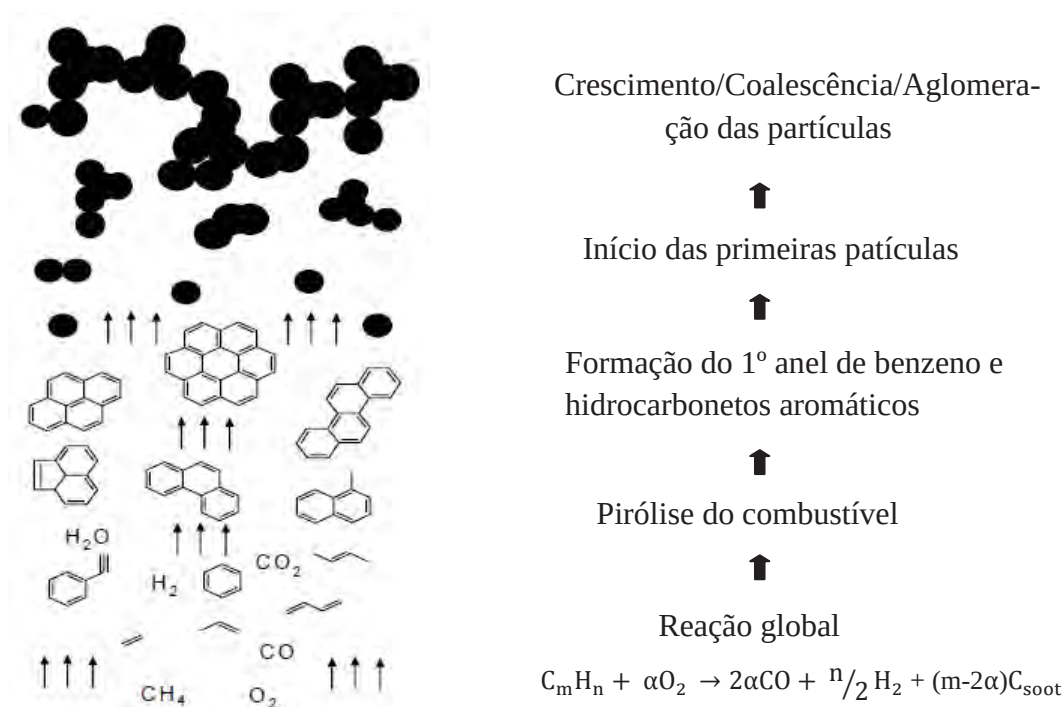


Figura 4.12 - Esquema de formação de fuligem em hidrocarbonetos (CHEN, 2013b).

O modelo de Moss-Brookes (BROOKES, 1999) resolve as equações de transporte para a fração mássica de fuligem, Y_{soot} , e para a concentração de núcleos radical normalizada ("normalized radical nuclei concentration"), b_{nuc}^* , através das seguintes equações:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_{soot}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_{soot}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_{soot}} \nabla Y_{soot} \right) + \frac{dM}{dt} \quad (4.55)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho b_{nuc}^*) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} b_{nuc}^*) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_{nuc}} \nabla b_{nuc}^* \right) + \frac{1}{N_{norm}} \frac{dN}{dt} \quad (4.56)$$

sendo:

Y_{soot} = fração mássica de fuligem

M = concentração mássica da fuligem (kg/m³)

b_{nuc}^* = concentração de núcleos radical normalizada = $\frac{N}{\rho N_{norm}}$

N = densidade de partículas de fuligem (partículas/m³)

$N_{norm} = 10^{15}$ partículas

Pode-se observar que as duas equações tem a forma da equação geral diferencial, com os termos transiente, convectivo, difusivo e fonte, respectivamente.

A taxa de produção de partículas de fuligem, sujeita à nucleação proveniente dos produtos de combustão (primeiro termo) e à coagulação no regime molecular (segundo termo), é dada por:

$$\frac{dN}{dt} = C_\alpha N_A \left(\frac{X_{prec} P}{RT} \right)^l \exp \left\{ -\frac{T_\alpha}{T} \right\} - C_\beta \left(\frac{24RT}{\rho_{soot} N_A} \right)^{1/2} d_p^{1/2} N^2 \quad (4.57)$$

Os termos C_α , C_β e l são constantes empíricas do modelo. N_A é o número de Avogadro e X_{prec} é a fração molar do precursor da fuligem (para metano o precursor é considerado o acetileno). A densidade mássica da fuligem, ρ_{soot} , é assumida como 1800 kg/m³ e d_p é o diâmetro médio da partícula de fuligem.

O termo fonte para concentração mássica de fuligem é dado pela expressão:

$$\begin{aligned} \frac{dM}{dt} = & M_p C_\alpha \left(\frac{X_{prec} P}{RT} \right)^l \exp \left\{ -\frac{T_\alpha}{T} \right\} + C_\gamma \left(\frac{X_{sgs} P}{RT} \right)^m \exp \left\{ -\frac{T_\gamma}{T} \right\} \left[(\pi N)^{1/3} \left(\frac{6M}{\rho_{soot}} \right)^{2/3} \right]^n \\ & - C_{oxid} C_w \eta_{coll} \left(\frac{X_{OH} P}{RT} \right) \sqrt{T} (\pi N)^{1/3} \left(\frac{6M}{\rho_{soot}} \right)^{2/3} \end{aligned} \quad (4.58)$$

O primeiro termo representa a nucleação, o segundo o crescimento superficial e o terceiro a oxidação.

C_γ , C_{oxid} , C_w , m e n são constantes empíricas adicionais. A constante M_p (=144 kg/kgmol) é a massa de uma partícula de fuligem incipiente, assumida como consistindo de

12 átomos de carbono. X_{sgs} é a fração molar das espécies em crescimento superficial ("surface growth species"). Foi identificado que partículas de fuligem crescem primeiramente pela adição de acetileno em sua superfície, pois este combustível foi achado em abundância nas regiões de formação de fuligem de chamas difusivas de metano.

O conjunto de constantes proposto por Brookes e Moss (1999) para chamas de metano têm os seguintes valores:

$$C_{\alpha} = 54 \text{ s}^{-1} \text{ (constante para taxa de início de fuligem)}$$

$$T_{\alpha} = 21000 \text{ K (temperatura de ativação para início de fuligem)}$$

$$C_{\beta} = 1,0 \text{ (constante para taxa de coagulação)}$$

$$C_{\gamma} = 11700 \text{ kg.m.kmol}^{-1}.\text{s}^{-1} \text{ (taxa de crescimento superficial)}$$

$$T_{\gamma} = 12100 \text{ K (temperatura de ativação para taxa de crescimento superficial)}$$

$$C_w = 105,8125 \text{ kg.m.kmol}^{-1}.\text{K}^{-1/2}.\text{s}^{-1} \text{ (constante de oxidação)}$$

$$\eta_{coll} = 0,04 \text{ (parâmetro de eficiência colisional)}$$

$$C_{oxid} = 0,015 \text{ (parâmetro de taxa de oxidação)}$$

5 SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA OPERAÇÃO DOS QUEIMADORES E CÂMARA DE COMBUSTÃO

Neste capítulo é apresentada uma descrição das características técnicas e parâmetros de projeto do forno de reaquecimento de placas e especificamente do queimador da zona de preaquecimento escolhido para desenvolvimento da simulação, modelo BHF.M.10 fabricado pela Stein Heurty. Descreveram-se também os modelos utilizados, com ênfase nos modelos de turbulência e de combustão; a construção da malha; condições de contorno adotadas; composição e parâmetros dos combustíveis utilizados.

O objetivo principal dos fornos de reaquecimento é reaquecer produtos de aço semi-acabados a cerca 1250 °C, para posterior processamento em laminadores, nos quais serão transformados em produtos acabados. No caso de siderúrgica de aços planos, placas de aço são reaquecidas para serem transformadas em bobinas de aço pelo laminador.

A parte interior dos fornos de reaquecimento, cujo queimador será analisado, é dividida em sete zonas para controle de temperatura: preaquecimento superior e inferior; aquecimento superior e inferior; e zona de encharque, com duas zonas superiores e uma inferior. Todas as zonas podem queimar gás natural, gás de coqueria e óleo pelos mesmos queimadores, porém o sistema de óleo combustível está desativado. O ar de combustão é preaquecido por meio de trocadores de calor recuperativos. O queimador sob análise pertence à zona de preaquecimento inferior, que é equipada com um total de seis queimadores laterais com promotores de rotação, três em cada lado do forno. Cada queimador tem capacidade térmica nominal de projeto de 4360 kW. O forno de reaquecimento é do tipo “vigas caminhantes” (“walking beam”), que permite o deslocamento das placas dentro do forno por um sistema de vigas tubulares isoladas termicamente e resfriadas com água industrial, denominadas “skids”. A tabela 5.1 apresenta os principais dados técnicos do forno.

Tabela 5.1 - Principais dados técnicos do forno de reaquecimento.

Tipo	Vigas caminhantes(“walking beam”)
Capacidade nominal de produção	250 t/h de placas reaquecidas
Comprimento interno do forno	34.800 mm
Largura interna do forno	11.580 mm
Altura média do forno	3.800 mm
Número de vigas fixas (“skids” fixos)	6
Número de vigas móveis (“skids” móveis)	4
Produto de referência (placas reaquecidas):	
Espessura típica das placas	254 mm
Largura típica das placas	1600 mm
Comprimento típico das placas	10.668 mm
Temperatura de carregamento das placas	30 °C
Temperatura de descarregamento das placas	1250 °C
Uniformidade de temperatura na saída	30 °C
Carga térmica de cada zona	
Zona de preaquecimento inferior – Zona 1	27 MW
Zona de preaquecimento superior – Zona 2	26 MW
Zona de aquecimento inferior – Zona 3	20 MW
Zona de aquecimento superior – Zona 4	19 MW
Zona de encharque inferior – Zona 5	7 MW
Zonas de encharque superior – Zonas 6 e 7	4 MW
Total	103 MW

A figura 5.1 ilustra uma vista do corte da seção longitudinal do forno com uma indicação da posição do queimador em estudo. Os “skids” não foram representados nesta vista. O domínio computacional adotado está hachurado e mostrado na figura 5.1. Uma vista em perspectiva do domínio computacional é mostrada em mais detalhes na figura 5.2, englobando: a região que circunda a chama até o limite do queimador à direita, que define uma superfície condição de contorno de saída dos produtos de combustão, na direção da tiragem natural provocada pela chaminé; uma superfície condição de contorno de entrada, na qual os produtos de combustão provenientes das zonas inferiores de aquecimento e encharque chegam; a superfície inferior que representa o piso refratário; a superfície superior que representa a parte inferior das placas; a superfície oposta ao queimador, na linha de centro do

forno, que representa uma superfície de simetria, pois há um queimador idêntico do lado oposto; e a superfície carcaça/refratário onde o queimador está localizado.

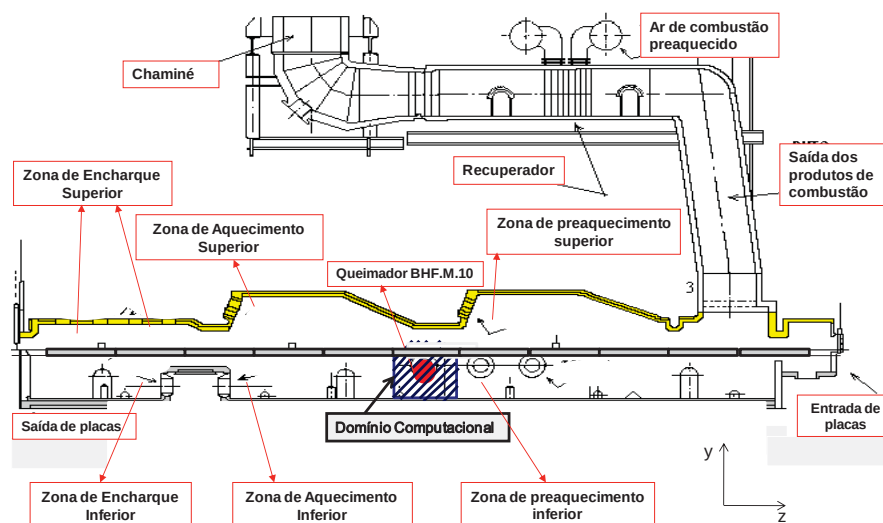


Figura 5.1 – Vista em corte da seção longitudinal do forno mostrando o domínio computacional.

Figura 5.1 – Vista em corte da seção longitudinal do forno mostrando o domínio computacional.

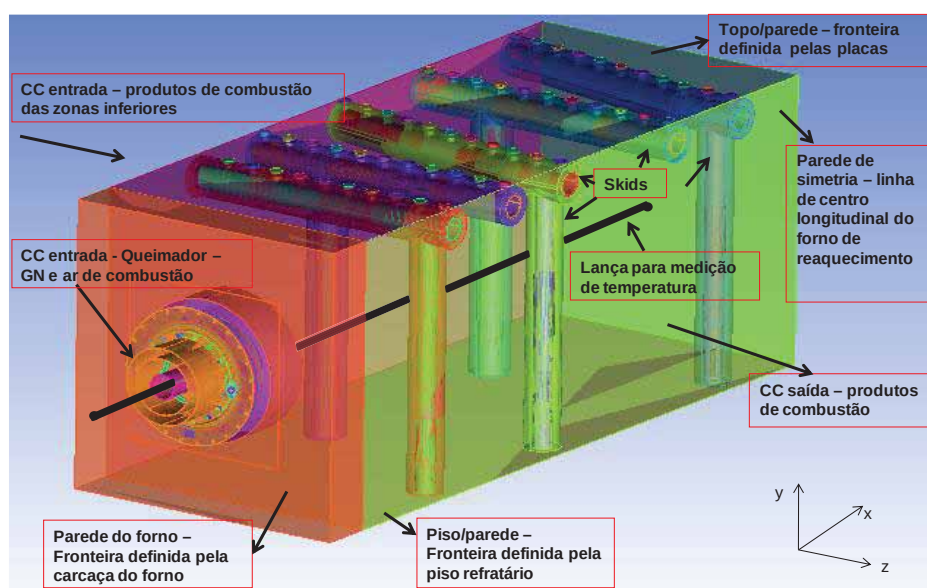


Figura 5.2 – Vista em perspectiva do domínio computacional e seus limites.

Para minimizar pontos frios ou marcas de “skids” nas placas, o espaçamento dos mesmos se altera duas vezes ao longo do forno. Esta é a razão para a variação de direção das vigas tubulares (“skids”) que aparece no domínio computacional. Como pode ser visto na figura 5.2 os “skids” não são paralelos, pois é justamente nesta posição que há mudança de

direção para alterar o espaçamento entre “skids”. Existem dois conjuntos de “skids”, um fixo e outro móvel, que se alteram suportando as placas à medida que são transportadas ao longo do forno pela estrutura móvel, acionada por cilindros hidráulicos de grande capacidade. Os “skids” foram também representados no modelo, como mostrado na figura 5.2. Portanto, existem duas condições de contorno associadas à absorção de calor: uma são os “skids” resfriados a água; e outra as placas na parte superior do domínio.

5.1 Modelagem dos queimadores e câmara de combustão

Os queimadores da zona de preaquecimento inferior, modelo BHF.M.10 com promotor de movimento rotacional, foram fabricados pela empresa Stein Heurty. A tabela 5.2 resume os dados técnicos do queimador. Cada queimador é composto de: oito orifícios de 33 mm para queima de gás, sendo que nestes orifícios podem ser queimados alternadamente gás natural ou gás de coqueria; doze orifícios de ar de combustão primário, com 59 mm, que promovem o movimento rotacional; dezesseis orifícios de ar de combustão secundário; e um orifício para entrada da lança de óleo combustível, que não está mais em operação. As figuras 5.3, 5.4 e 5.5 ilustram a geometria do queimador criada no software ANSYS ICEM CFD. A figura 5.6 corresponde a uma fotografia da parte frontal do queimador, vista pelo interior do forno. Como pode ser observado por esta foto, o modelo apresentado na figura 5.5 representa adequadamente o queimador real.

Tabela 5.2 – Dados técnicos de projeto do queimador BHF.M.10.

Tipo	Por difusão, multicomcombustível, com promotor de movimento rotacional
Vazão de GN - m ³ /h (0°C, 1atm)	403
Pressão máxima de projeto GN - daPa	50
Temperatura do GN - °C	30
Vazão de GCO - m ³ /h (0°C, 1atm)	872
Pressão máxima de projeto GCO - daPa	100
Temperatura do GCO - °C	30
Vazão máxima de ar - m ³ /h (0°C, 1atm)	4854
Pressão máxima de projeto ar - daPa	450
Temperatura do ar - °C	420
Vazão de óleo combustível – kg/h	411
Pressão de óleo - daPa	40.000
Poder calorífico de referência GN – kJ/m ³	39.937 (m ³ a 0°C e 1 atm)
Poder calorífico de referência GCO – kJ/m ³	18.003 (m ³ a 0°C e 1 atm)
Carga térmica do queimador - kW	4360

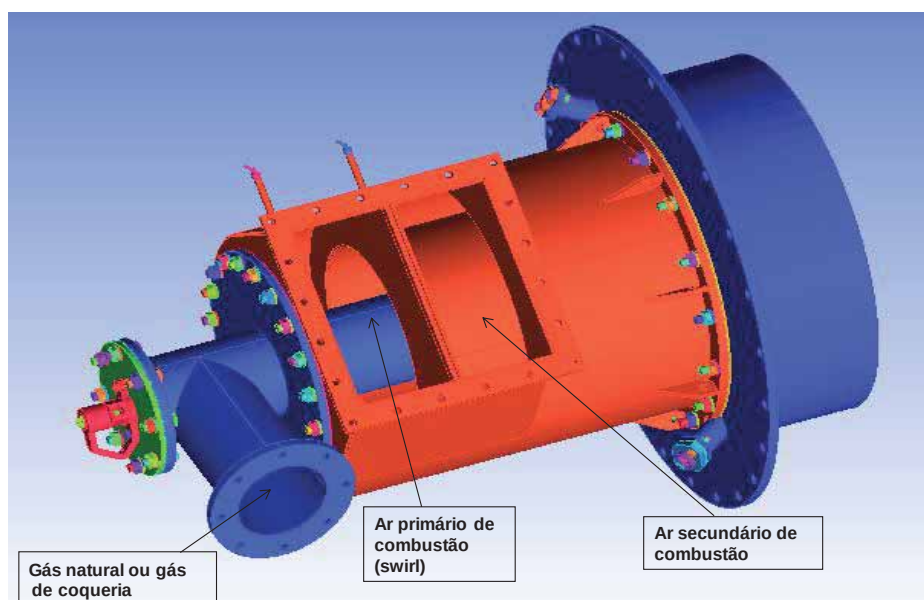


Figura 5.3 - Vista em perspectiva do queimador – externa ao forno.

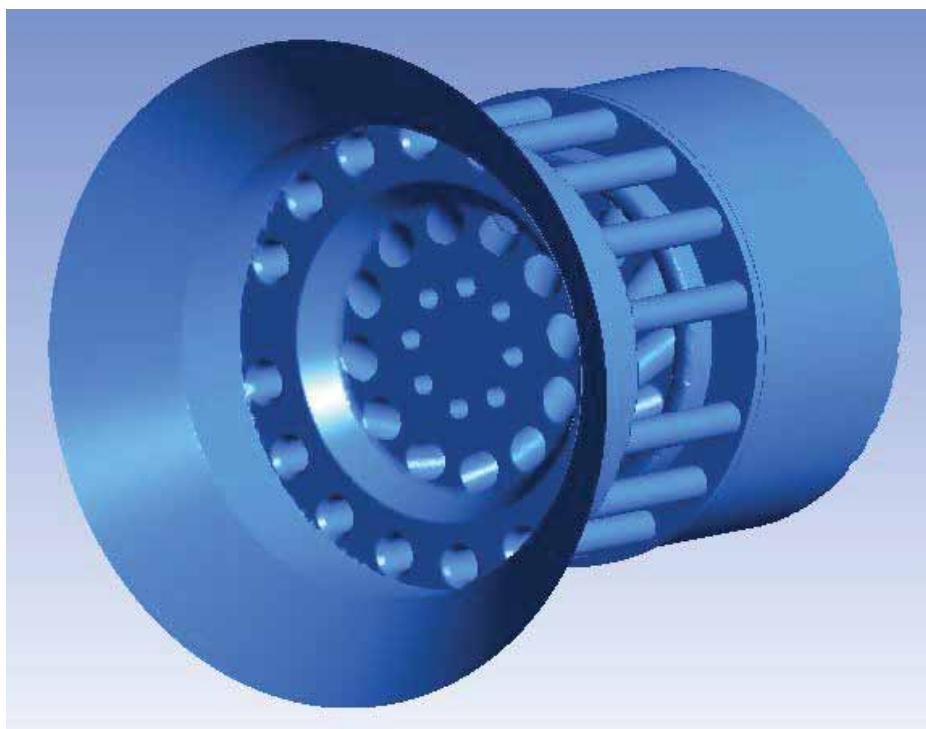


Figura 5.4 – Vista em perspectiva do queimador – interna ao forno.

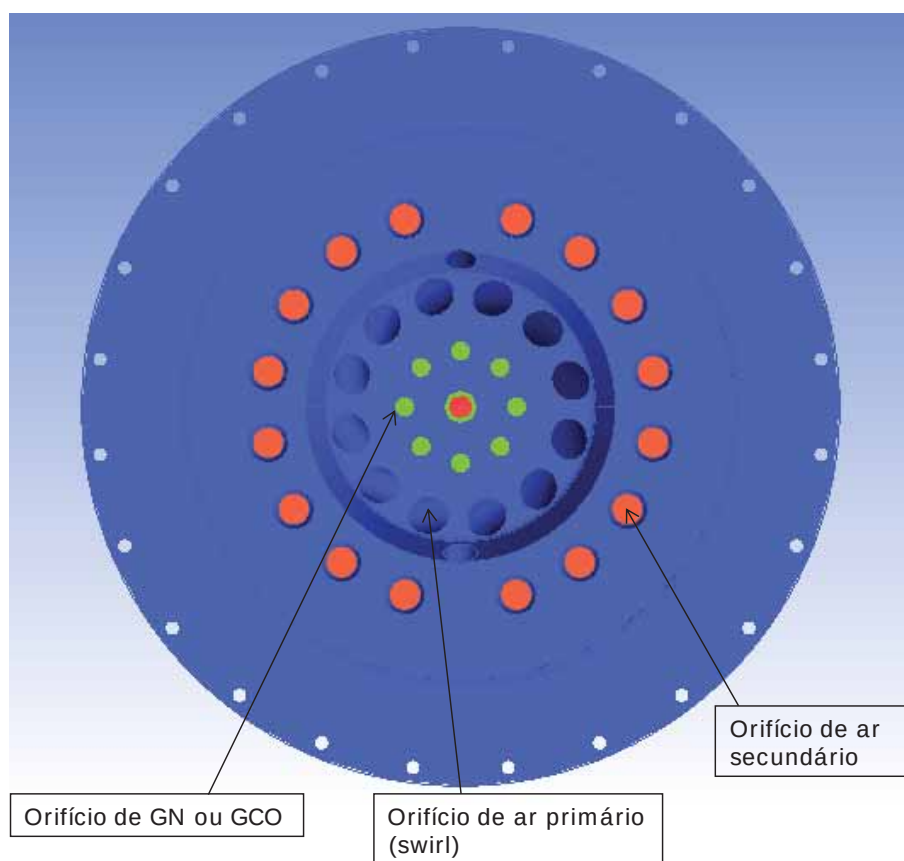


Figura 5.5 – Vista frontal do queimador – interna ao forno.



Figura 5.6 – Fotografia frontal do queimador – interna ao forno.

5.2 Medições experimentais

A seguir são descritos os equipamentos que foram utilizados para as diversas medições feitas. O forno de reaquecimento opera com pressão atmosférica, sendo que a pressão do forno foi medida na região da condição de contorno de saída dos gases, à direita do queimador, como mostrado na figura 5.7. O instrumento utilizado foi um medidor de pressão do tipo “LD 3000 M pressure gauge”, de precisão de $\pm 0,04 \%$, fabricado pela Beta Calibrator-Martel Electronics.



Figura 5.7 – Fotografia da região à direita do queimador, onde uma lança de aço inox foi colocada no forno com o medidor de pressão em sua extremidade.

Temperaturas no forno foram medidas através de termopares do tipo R, com precisão de $\pm 1,8$ °C, fabricado pela Ecil. As temperaturas do piso e da parede foram medidas por termopares que são parte integrante do sistema de controle do forno. A temperatura no interior do forno foi medida através da colocação de uma lança de aço inox de 6 m de comprimento, que foi introduzida através do orifício existente para passagem da lança de óleo combustível e posicionada para medição a partir de 3,5 m de distância da parede do queimador. O centro deste orifício situa-se na linha de centro do queimador. Através da figura 5.2 pode-se visualizar esquematicamente como a lança foi introduzida e posicionada no forno. A figura 5.8 corresponde a uma fotografia de como a lança foi colocada no queimador. A temperatura da superfície inferior da placa é calculada pelo sistema supervisor de otimização de combustão do forno, software fornecido pelo fabricante do forno Stein Heurty.



Figura 5.8 – Vista frontal do queimador – lado externo do forno.

Pressão de ar e gás natural foram medidas pelos seguintes instrumentos: “beta gauge 320 pressure calibrator” (precisão $\pm 0,075$ %; fabricante Martel Electronics) and Testo 521-1 (precisão $\pm 0,2$ %; fabricante Testo). Medidores de vazão de ar e gás natural são parte integrante do sistema de controle do forno e foram medidos respectivamente pelos instrumentos LD 301-D1 (precisão $\pm 0,04$ %; fabricante Smar) e LD 301-D3 (precisão $\pm 0,04$ %; fabricante Smar).

Os dados experimentais medidos para validações das simulações foram levantados em regime de operação o mais próximo possível do regime permanente.

A tabela 5.3 apresenta as características do gás natural utilizado no forno durante as medições. O WI referenciado ao PCS é de cerca de 50 MJ/m³.

Tabela 5.3 – Características do gás natural.

CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	nC ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	nC ₆ H ₁₄	N ₂	CO ₂	PCS(*)	PCI(*)	WI (*)
Percentual volumétrico (%)								kJ/m ³	kJ/m ³	MJ/m ³
89,23	5,73	1,87	0,68	0,2	0,09	0,68	1,52	39.656	35.837	45

Nota: (*) m³ referenciado a 20 °C e 1atm; WI referenciado ao PCI.

A tabela 5.4 apresenta as características do gás de coqueria típico.

Tabela 5.4 – Características do gás de coqueria.

H ₂	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₄ H ₁₀	C ₆ H ₆	C ₃ H ₆	CO	N ₂	CO ₂	H ₂ O	O ₂	PCI(*)	WI (*)
Percentual volumétrico (%)											kJ/m ³	MJ/m ³
56,78	24,07	3,44	0,04	0,11	5,20	4,23	2,50	0,18	3,20	0,25	16.744	28

Nota: (*) m³ referenciado a 20 °C e 1atm; WI referenciado ao PCI.

5.3 Trabalho computacional

A modelagem foi desenvolvida em três dimensões. Várias condições operacionais foram consideradas, variando-se a vazão de gás natural e consequentemente a de ar de

combustão. A composição química do gás natural foi considerada como constante para análise do coeficiente de descarga dos bocais dos queimadores. Porém, posteriormente, a fim de análise das consequências na combustão da variação do Índice de Wobbe do gás natural dentro da faixa especificada pela Agência Nacional de Petróleo (ANP), foram feitas simulações com diferentes composições químicas. Foram feitas simulações também com o gás de coqueria, composição apresentada na tabela 5.4, com o objetivo de comparar os resultados dos cálculos numéricos com as pressões de entrada dos queimadores, que não foram medidas para o gás de coqueria, mas foram calculadas utilizando-se as pressões medidas do gás natural, sendo convertidas para pressões requeridas para gás de coqueria através do Índice de Wobbe modificado.

Na figura 5.9 é apresentada uma perspectiva de todo o domínio computacional com a malha poliédrica que foi desenvolvida. A figura 5.10 apresenta em maiores detalhes a malha poliédrica nos orifícios do queimador, em uma vista frontal do mesmo. Pode-se observar que o nível de refinamento nos orifícios é bem maior do que na câmara de combustão e que os tubos de resfriamento dos “skids” foram incorporados nas simulações.

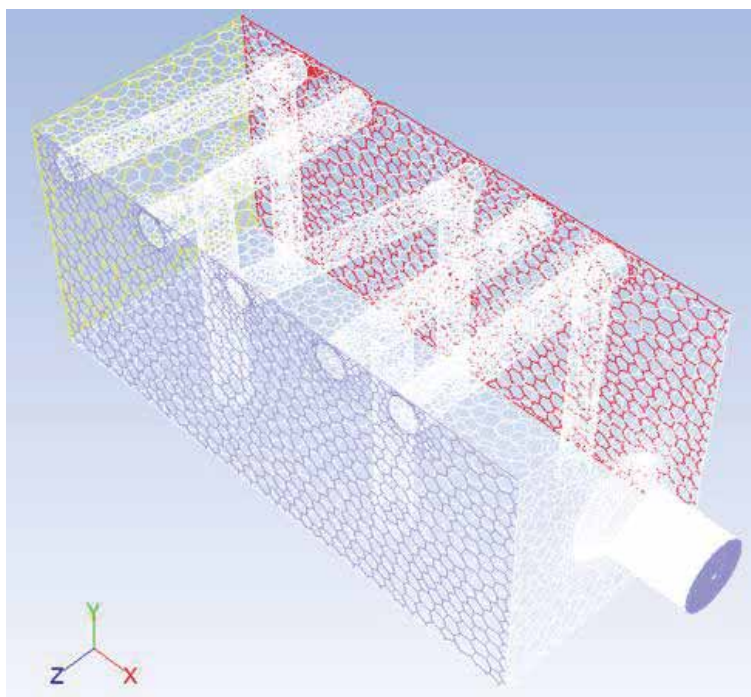


Figura 5.9 – Malha poliédrica aplicada ao domínio.

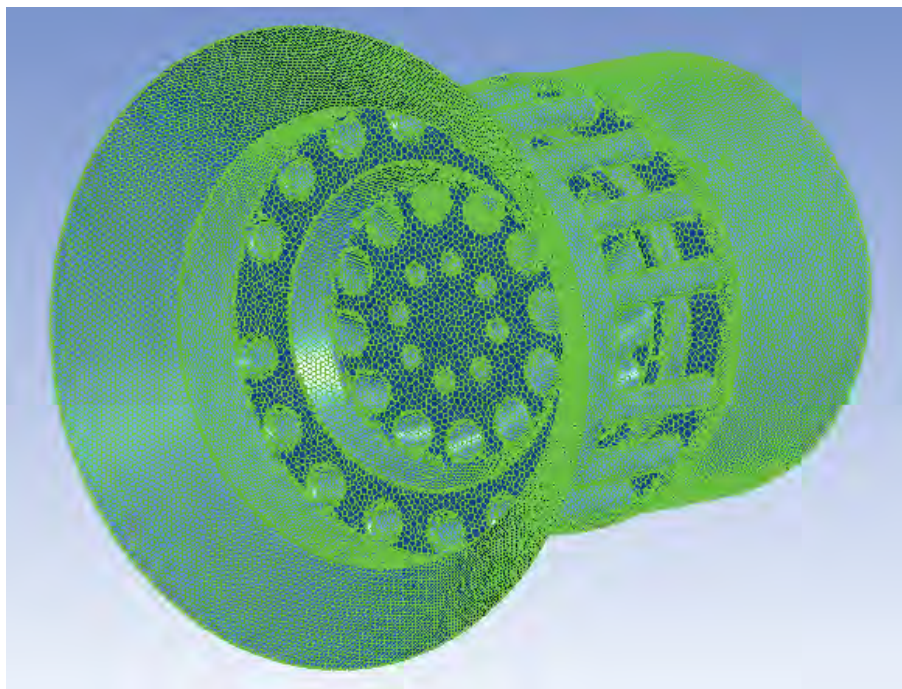


Figura 5.10 – Vista detalhada da malha poliédrica aplicada aos orifícios dos queimadores.

Na simulação numérica o acoplamento pressão-velocidade foi realizado pelo algoritmo SIMPLE (“Semi Implicit Pressure Linked equation”), desenvolvido por Patankar (1980). O “solver” utilizado foi o “pressure-based segregated”, onde as equações governantes são resolvidas em sequência. A interpolação de variáveis nas faces das células foi feita utilizando-se um esquema de segunda ordem “up-winding”, exceto para pressão, na qual foi utilizado o esquema “standard”. Os parâmetros de sub-relaxação foram ajustados da seguinte maneira: pressão 0,3; massa específica 0,6; forças de corpo 0,7; equação de quantidade de movimento 0,7; quantidades turbulentas 0,5; energia 0,2 e para espécies químicas 0,3. Estes parâmetros foram baseados inicialmente nas recomendações dos manuais do código “Fluent” (ANSYS, 2010) e ajustados posteriormente para se conseguir convergência da simulação.

A malha tridimensional computacional foi criada originalmente não-estruturada em tetraedros. Foi desenvolvida utilizando-se o código ICEM CFD e posteriormente convertida para células poliédricas no software FLUENT 12.0.16, código comercial mais utilizado para simulações em CFD. A malha poliédrica contém 501.853 células. Os cálculos foram processados em um cluster de 40 núcleos, distribuídos em cinco computadores, cada um com oito processadores Intel Xeon Quad-core 5420 (2.5 GHz/12MB), com 16 GB RAM. A licença do programa ANSYS® utilizada é do tipo educacional, pertencente ao Laboratório de Processos Aerodinâmicos e Desenvolvimento de Tecnologias - LAPADET, da UNIFEI (Universidade Federal de Itajubá).

5.3.1 Modelagem da combustão turbulenta

O modelo de turbulência "standard k- ϵ " de Launder et al. (1972) foi usado na simulação. Já tendo sido largamente validado e com excelente desempenho para muitos escoamentos industriais relevantes. Entretanto, como o queimador sob análise tem movimento rotacional ("swirl"), e que os modelos de turbulência mais recomendados para escoamentos com rotação são o RNG k- ϵ , o *Realizable* k- ϵ e o *Reynold stress model*, estes também foram utilizados na simulação.

O modelo de combustão usado foi o EDM (*Eddy Dissipation Model*), que considera combustão rápida, com a taxa global de reação controlada pela mistura turbulenta. Para condições de chamas por difusão, a turbulência promove a mistura do combustível e oxidante nas áreas de reação, onde a queima acontece rapidamente. Cada reação tem a mesma taxa de turbulência. As reações globais são de primeira ou segunda ordem. A limitação do modelo é que espécies cineticamente controladas, como radicais, não podem ser calculados numericamente, sendo que espécies intermediárias são desprezadas. Como este trabalho não tem como objetivo analisar tais radicais e o problema a ser modelado é claramente um caso de combustão rápida de alta temperatura de chama, o modelo EDM é apropriado, evitando o uso de mecanismos de reações químicas em cadeia baseados na taxa de Arrhenius, que pode ser diferente para cada reação.

Para a modelagem da transferência de calor por radiação foi usado o método "Discrete Ordinates" (DO). O coeficiente de absorção dos produtos de combustão foi modelado pelo "domain-based weighted sum of gray gases" (WSGGM). Estes são os modelos mais usados para as simulações de combustão.

As propriedades da mistura de gás foram calculadas da seguinte maneira: massa específica constante e comparada com massa específica pela lei de gás ideal (ver resultado na seção 6); calor específico pela lei de mistura, determinada para cada espécie através de uma equação polinomial (piecewise-polinomial), possibilitando dependência da composição e temperatura. Esta condição é importante para aplicações de combustão de maneira a simular a temperatura da chama com maior precisão, pois reduz o pico de temperatura; viscosidade molecular e condutividade térmica pela lei de mistura de gás ideal; e difusividade mássica determinada pela constante de diluição de $2,88 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$.

5.3.2 Análise da malha

Foi feito um estudo da malha de modo a assegurar que a mesma foi suficientemente refinada. Os resultados de importantes parâmetros, tais como temperatura ao longo do forno (linha de centro do queimador), pressão e velocidade através do orifício de gás natural do queimador, foram analisados para dois tamanhos diferentes de malha. A malha menos refinada tem 501.853 células e a malha mais refinada 650.000 células. Os valores das variáveis analisadas não alteraram significativamente, como apresentado nas figuras 5.11, 5.12 e 5.13, apesar de uma leve redução para a pressão a montante do orifício de gás natural (figura 5.12). Este resultado foi muito similar ao perfil de pressão na linha de centro de um escoamento em placa de orifício apresentado por Shah et al. (2012). A diferença com respeito à forma da curva é devido ao maior comprimento do orifício do queimador, 125 mm, o que causa uma menos abrupta perda de pressão ao longo do orifício. Pode ser observado na figura 5.11 que o queimador está posicionado entre 0 e 1 m, sendo a entrada do queimador na posição 1 m e a saída na posição 0 m.

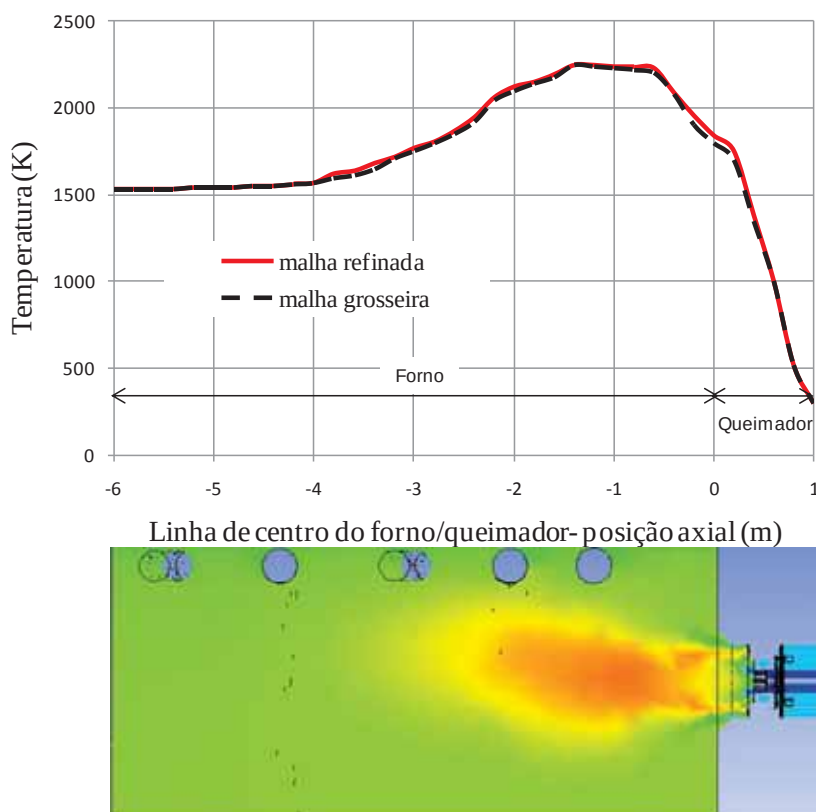


Figura 5.11 – Efeito do refinamento da malha no perfil de temperatura do forno (ao longo da linha de centro do queimador).

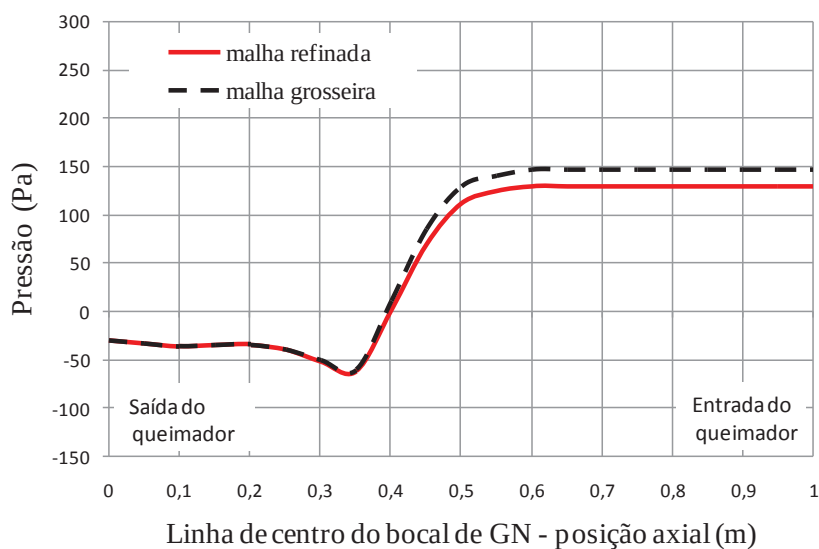


Figura 5.12 – Efeito no refinamento da malha no perfil de pressão de gás natural ao longo do orifício e do queimador.

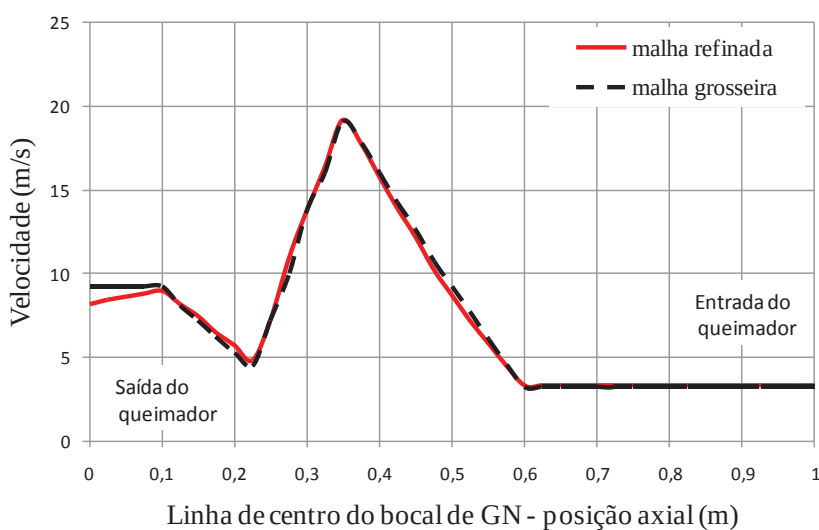


Figura 5.13 – Efeito do refinamento da malha no perfil de velocidade de gás natural ao longo do orifício e queimador.

O método função de parede (“wall function approach”) foi o modelo utilizado para a simulação do escoamento na região próxima à parede, já que ele fornece bons resultados para simulações de altos números de Reynolds, que é o caso deste estudo. Foram utilizados os métodos das “funções de parede padrão” e das “funções de parede de não-equilíbrio”, com o

objetivo de comparar os resultados, tendo em vista que este último método é mais apropriado para escoamentos que se caracterizam por gradientes de pressão significativos, que ocorrem na região dos orifícios no presente trabalho. Entretanto, os resultados foram os mesmos para os dois métodos.

Como para as "funções de parede padrão" e "funções de parede de não-equilíbrio", cada centróide deve estar localizado dentro da camada da "lei do logaritmo da parede", de tal modo que $30 < y^+ < 300$, os valores de y^+ foram verificados para várias condições de carga térmica nas regiões dos bocais de gás natural/gás de coqueria, ar primário e ar secundário. As tabelas 5.5 e 5.6 apresentam os resultados de y^+ para as malhas menos e mais refinadas, respectivamente. Pode-se observar que os resultados de y^+ para os dois tipos de malha, para todos os bocais e para todas as vazões (carga térmica) estão dentro da faixa recomendada, porém, a malha mais refinada tem valores de y^+ mais próximos de 30, o que aumenta a precisão dos resultados da simulação.

Tabela 5.5 - Distância adimensional entre o centróide adjacente à parede e a parede, nos bocais de gás natural, ar primário e secundário, para a malha menos refinada.

Bocal	Unidade	Condições de carga térmica					
Vazão de gás natural	kg/s	0,057	0,068	0,080	0,085	0,093	0,101
y^+ Gás natural	-	108	110	116	119	125	128
Vazão de ar primário	kg/s	0,452	0,542	0,634	0,679	0,739	0,804
y^+ Ar primário	-	115	141	171	181	211	238
Vazão de ar secundário	kg/s	0,507	0,608	0,699	0,761	0,828	0,902
y^+ Ar secundário	-	140	148	196	214	227	245

Tabela 5.6 - Distância adimensional entre o centróide adjacente à parede e a parede, nos bocais de gás natural, ar primário e secundário, para a malha mais refinada.

Bocal	Unidade	Condições de carga térmica					
Vazão de gás natural	kg/s	0,057	0,068	0,080	0,085	0,093	0,101
y⁺ Gás natural	-	57	68	80	87	99	110
Vazão de gás de coqueria	kg/s	0,072	0,079	0,084	0,098	0,105	0,115
y⁺ Gás coqueria	-	67	71	77	90	95	116
Vazão de ar primário	kg/s	0,448	0,489	0,520	0,610	0,653	0,717
y⁺ Ar primário	-	65	69	72	87	92	103
Vazão de ar secundário	kg/s	0,503	0,549	0,584	0,684	0,732	0,804
y⁺ Ar secundário	-	56	60	63	76	80	98

5.3.3 Condições de contorno

O domínio compreende as regiões apresentadas nas figuras 5.1 e 5.2. Os orifícios dos queimadores correspondem a condições de contorno de vazão entrante, incluindo o combustível, e o ar de combustão primário e secundário. As condições de contorno dentro da câmara de combustão são: o piso refratário modelado como parede adiabática; o topo que representa a superfície inferior da placa, outra parede, porém é uma condição de contorno que absorve calor; uma parede de simetria, que representa um plano simétrico no forno de reaquecimento, já que na parede oposta ao queimador em estudo existe outro queimador igual; outra condição de contorno de vazão entrante que representa os produtos de combustão provenientes das zonas inferiores de aquecimento e encharque que entram no domínio; condição de contorno de vazão de saída que representa a saída dos produtos de combustão provenientes do queimador e das zonas inferiores de aquecimento e encharque; outra parede adiabática na qual o queimador é parte integrante; e a condição de contorno que representa os “skids”, que também absorvem calor.

5.3.3.1 Transferência de calor nas condições de contorno de parede

A superfície inferior das placas que estão sendo reaquecidas são condições de contorno de parede no topo do domínio. Os cálculos foram feitos usando um fluxo de calor constante. Um fluxo de calor médio foi considerado baseado nos valores fornecidos pelo software do forno de reaquecimento, que fornece temperaturas da superfície e do núcleo das placas para cada posição axial dentro do forno, permitindo que o fluxo de calor seja determinado por condução. A temperatura calculada na superfície inferior da placa foi comparada ao valor fornecido pelo software. O software do forno de reaquecimento é um sistema supervisor para otimização da combustão, fornecido pelo fabricante Stein Heurty para operação do forno.

Os tubos de resfriamento dos “skids” são também uma condição de contorno de parede com fluxo de calor constante. O fluxo de calor médio absorvido pelos “skids” foi baseado no calor total absorvido pelo sistema de resfriamento de todo o forno, que é calculado pela medição da vazão de água e temperaturas de entrada e saída.

6 ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÃO

6.1 Perfil de pressão

Os resultados são apresentados para a pressão manométrica a montante dos orifícios dos queimadores em função da vazão. Primeiramente para gás natural, a pressão a montante dos bocais dos queimadores foram medidas e comparadas com os resultados das simulações numéricas, como apresentado na figura 6.1. Os resultados da simulação numérica dos valores do perfil de pressão, para todos os modelos de turbulência, tiveram boa concordância com as medições de pressão. Entretanto, os resultados com o modelo de turbulência standard k- ϵ indicaram que as pressões são ligeiramente maiores do que as dos outros modelos. Da mesma maneira, para o ar de combustão primário, os cálculos numéricos tiveram resultados muito próximos das medições, como indicado na figura 6.2, e igualmente para o ar de combustão secundário, como mostrado na figura 6.3, com a diferença que para esta condição todos os modelos tiveram resultados idênticos. Isto poderia ser atribuído à influência do movimento rotacional no escoamento do gás natural e no ar de combustão primário. A simulação indica que o ar de combustão secundário tem menos influência do movimento rotacional, como apresentado nas figuras 6.4, 6.5 e 6.6, onde as linhas de corrente a montante dos bocais dos queimadores podem ser vistas, respectivamente para gás natural, ar primário e ar secundário. Pode-se supor que como os modelos RSM, RNG k- ϵ e *Realizable* k- ϵ levam em conta efeitos de rotação, os mesmos têm maior potencial para simular com maior precisão escoamentos com movimentos rotacionais.

Considerando o tempo de computação, memória requerida e número de iterações para convergência, pode-se dizer que o modelo *Realizable* k- ϵ seria o mais indicado para a presente aplicação, já que fornece resultados similares aos modelos RSM e RNG k- ϵ , requerendo somente um esforço computacional levemente acima do que para o modelo "standard k- ϵ ".

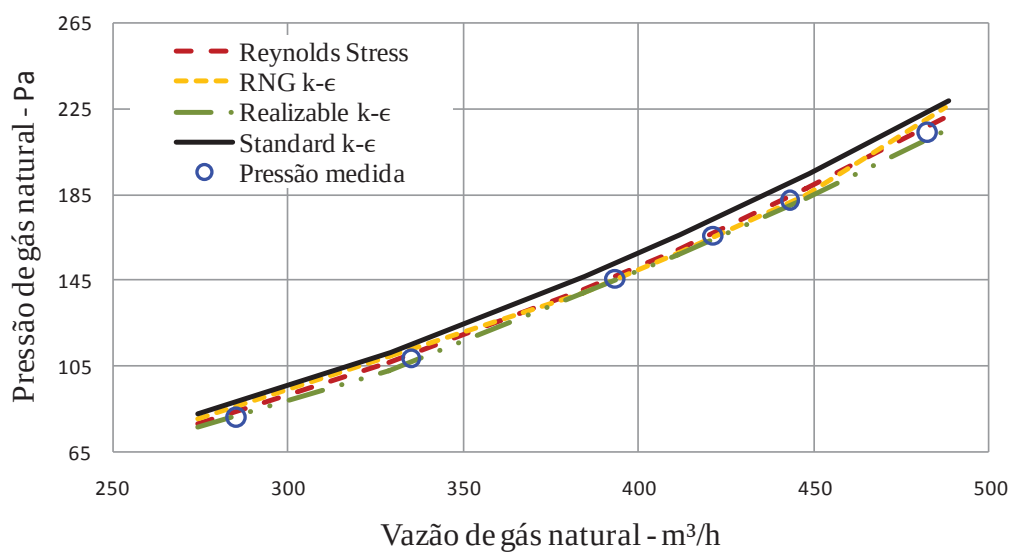


Figura 6.1 – Comparação entre as medições de pressão manométrica de gás natural e resultados da simulação para diferentes modelos de turbulência em função da vazão.

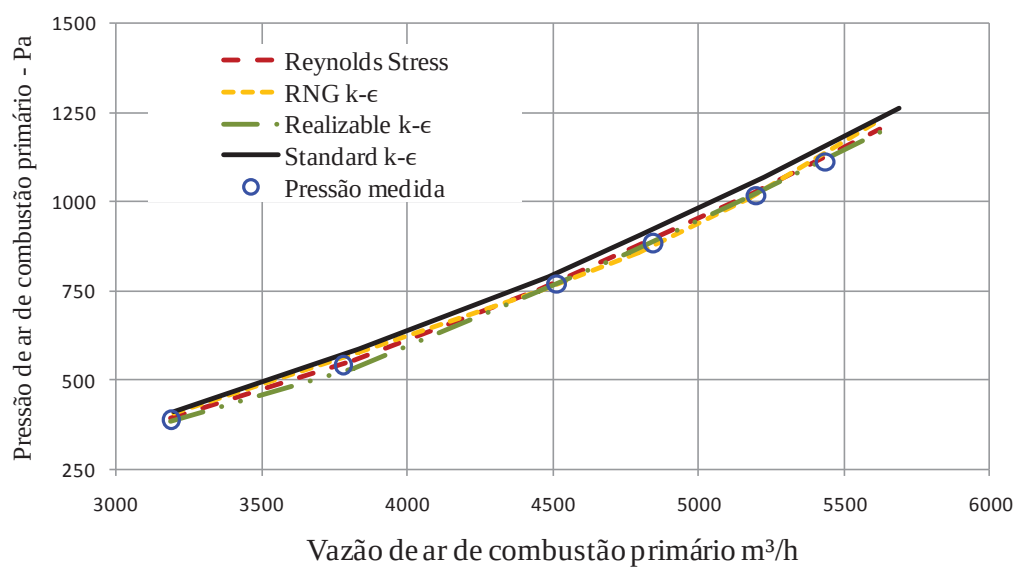


Figura 6.2 - Comparação entre as medições de pressão manométrica de ar de combustão primário e resultados da simulação para diferentes modelos de turbulência em função da vazão.

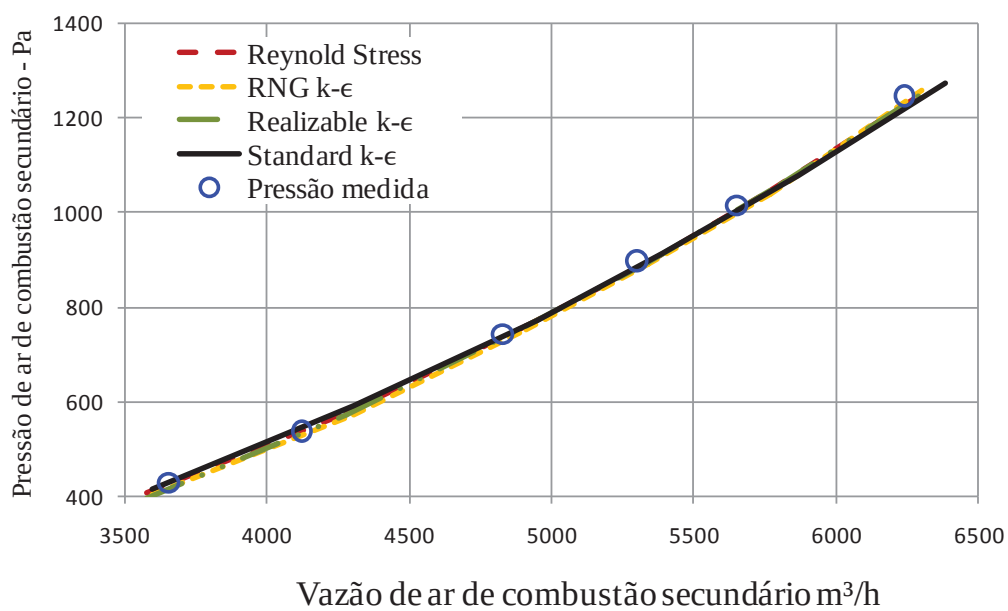


Figura 6.3 - Comparação entre as medições de pressão manométrica de ar de combustão secundário e resultados da simulação para diferentes modelos de turbulência em função da vazão.

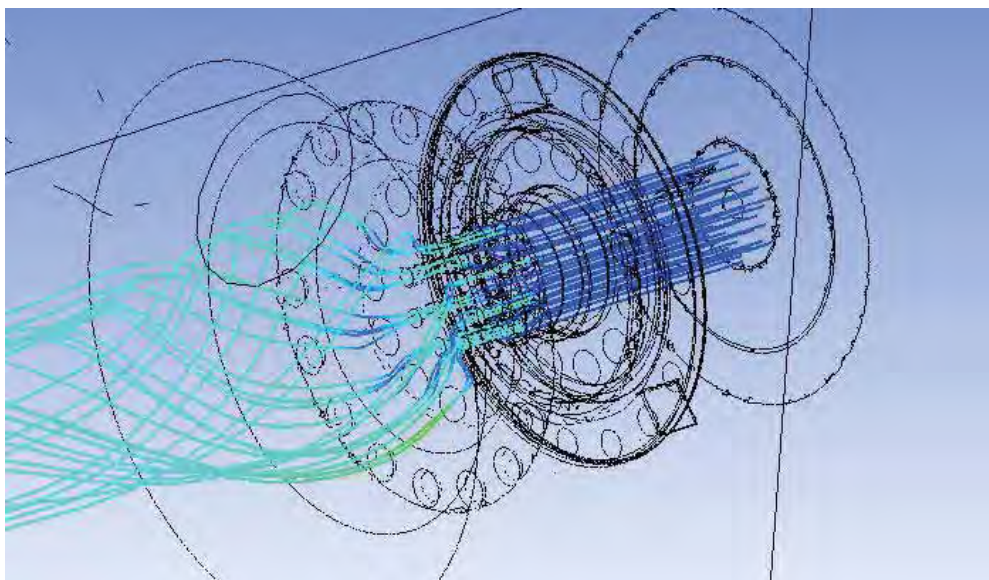


Figura 6.4 – Linhas de corrente provenientes dos orifícios de gás natural.

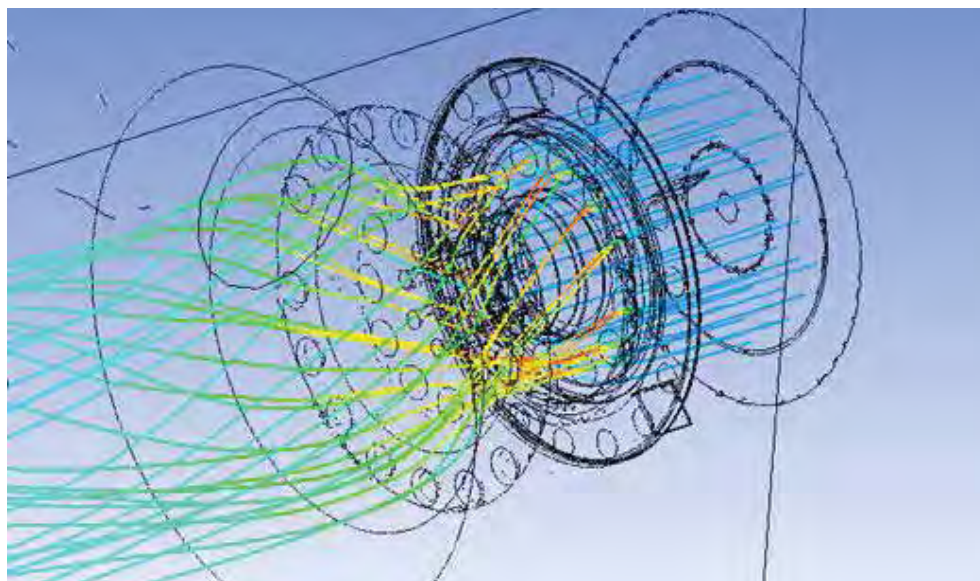


Figura 6.5 – Linhas de corrente provenientes dos orifícios do ar primário de combustão.

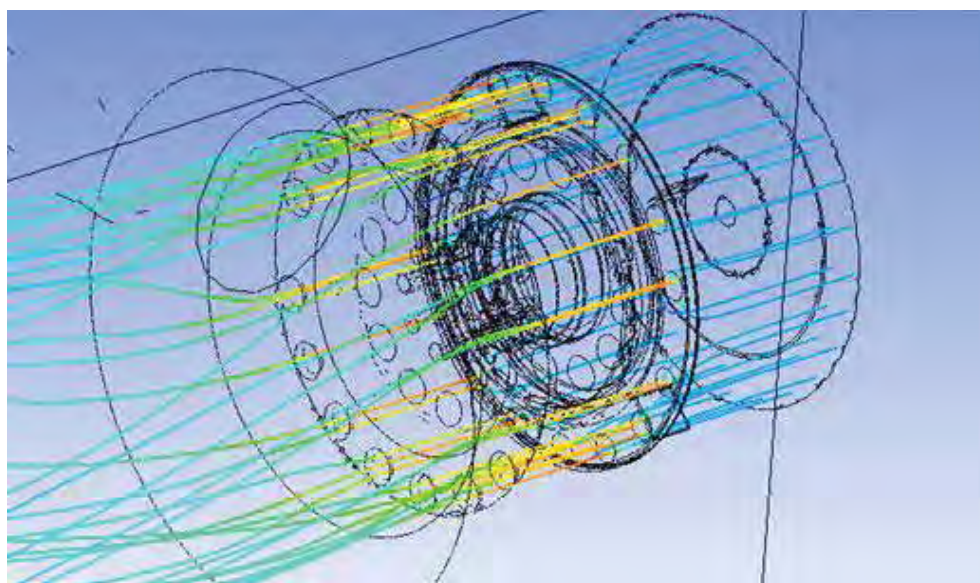


Figura 6.6 - Linhas de corrente provenientes dos orifícios do ar secundário de combustão.

As figuras 6.7 e 6.8 ilustram a distribuição de velocidade e vetores de velocidade, respectivamente, através dos bocais dos queimadores e ao longo da câmara de combustão, calculado pela simulação. Pode-se observar o efeito rotacional na figura 6.8 causado pelo ar primário que tende a encurtar o comprimento da chama.



Figura 6.7 – Distribuição de velocidade – Vista em corte do conjunto queimador/câmara de combustão.

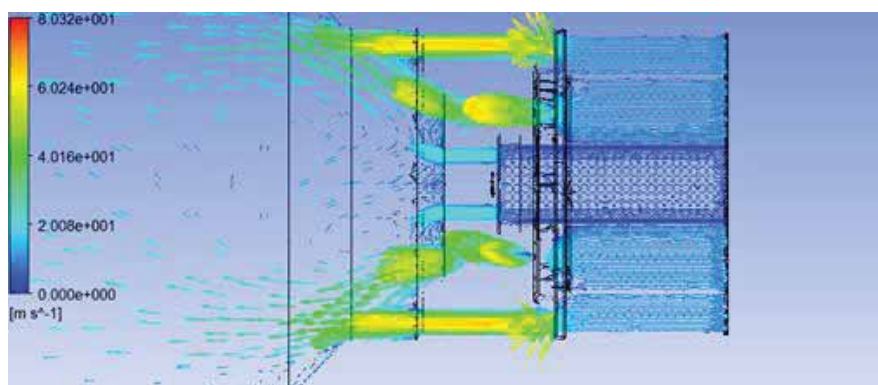
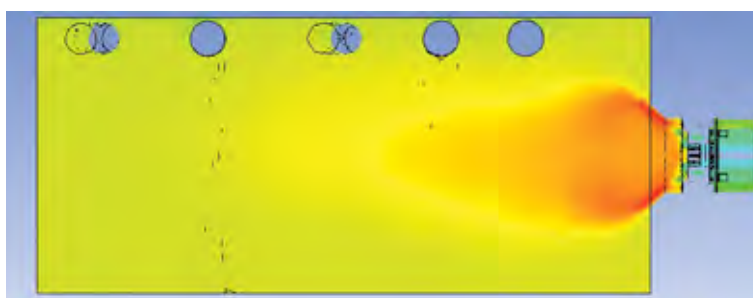
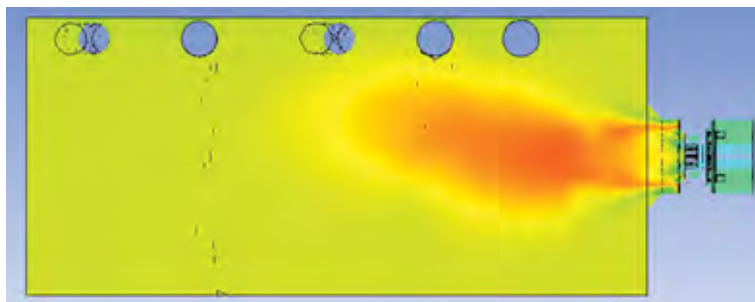


Figura 6.8 – Vetores de velocidade – Vista em corte do conjunto queimador/câmara de combustão.

Como efeito qualitativo, foram feitas simulações mostrando alta vazão de ar primário, que promove o movimento rotacional e, posteriormente reduzindo esta vazão. As figuras 6.9 e 6.10 ilustram o aumento do comprimento da chama quando se diminui o movimento rotacional, de (a) para (b).

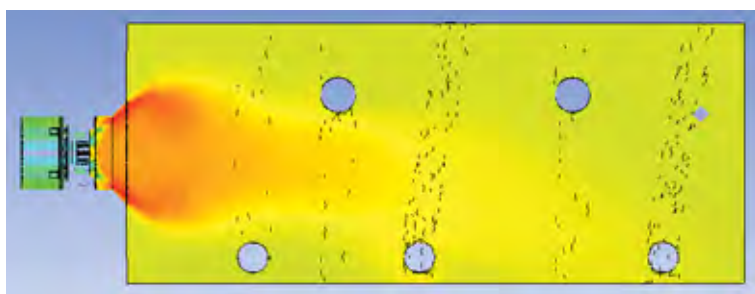


(a) Vazão de ar primário: 1,5669 m³/s; Vazão de ar secundário: 0 m³/s.

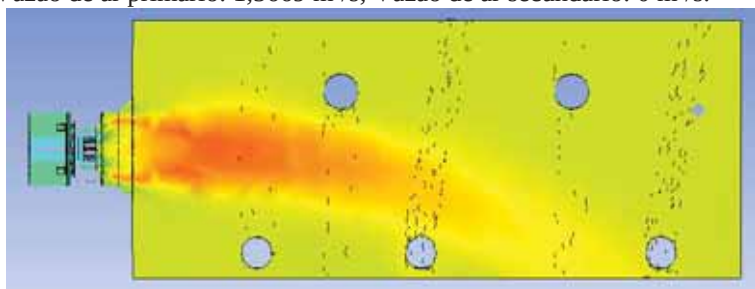


(b) Vazão de ar primário: $0,7249 \text{ m}^3/\text{s}$; Vazão de ar secundário: $0,842 \text{ m}^3/\text{s}$.

Figura 6.9 – (a) com alta vazão no ar primário; (b) com menor vazão de ar primário. Corte para vista frontal.



(a) Vazão de ar primário: $1,5669 \text{ m}^3/\text{s}$; Vazão de ar secundário: $0 \text{ m}^3/\text{s}$.



(b) Vazão de ar primário: $0,7249 \text{ m}^3/\text{s}$; Vazão de ar secundário: $0,842 \text{ m}^3/\text{s}$.

Figura 6.10 – (a) com alta vazão no ar primário; (b) com menor vazão de ar primário. Corte para vista em planta.

6.2 Efeitos de compressibilidade

Embora o número de Mach seja menor do que 0,3 quando efeitos de compressibilidade são considerados desprezíveis (o número de Mach nos orifícios do queimador está variando entre 0,06 para o gás natural e 0,21 para o ar secundário), foi feita uma simulação para explorar o escoamento com massa específica variável. Como a pressão a montante é de vital importância em queimadores industriais, o objetivo foi de verificar se massa específica constante poderia realmente ser assumida. A figura 6.11 apresenta os resultados, que foram

muito próximos, como esperado. No caso em questão não há diferença prática para a pressão manométrica a montante do orifício de gás natural para escoamento compressível e incompressível.

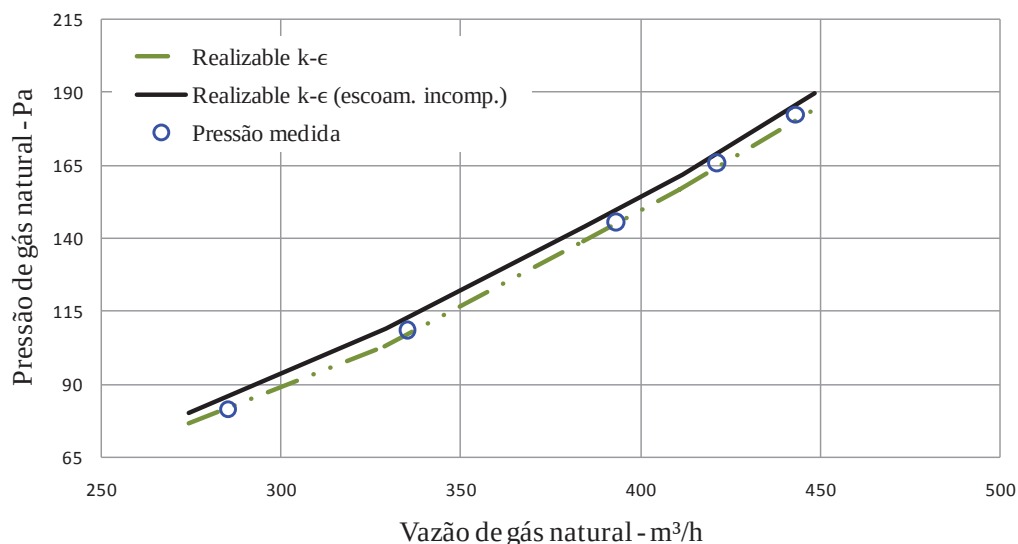


Figura 6.11 – Comparação entre os resultados para escoamento incompressível e compressível.

6.3 Coeficiente de descarga C_d

Como apresentado na seção 3, a equação tradicional usada para cálculo de vazão em orifícios considera escoamento incompressível, processo adiabático e reversível. Porém o coeficiente de descarga é um fator que considera as perdas, pois relaciona a vazão ideal ou máxima com a vazão real.

Assim, a equação (3.2) foi utilizada com os valores resultantes da simulação numérica e comparada com a relação apresentada por Colannino, equação (3.3), desenvolvida a partir da mesma equação de Bernoulli, porém considerando as perdas internas através das resistências do escoamento.

Para cálculo do fator de atrito (f) e dos coeficientes de perda de carga das singularidades foram utilizados os dados empíricos/experimentais de Idel'cik (1986). Este livro é referência internacional para utilização dos coeficientes de perda de carga.

Foi mostrado na seção 6.2 acima que o escoamento pode ser considerado incompressível. Para utilizar Bernoulli falta a comprovação de que não há transferência de calor para o volume de controle considerado, que considera P_1 a montante do orifício e P_2 imediatamente a jusante do orifício. Esta parte foi uma contribuição importante da simulação numérica por CFD, pois pelas figuras 6.12 e 6.13 ficou evidenciado que a temperatura somente começa a aumentar após a saída do gás natural do orifício, ou seja, não há transferência de calor ao gás natural enquanto este combustível não sair do orifício. Assim, as equações (3.2) e (3.3) podem ser utilizadas.

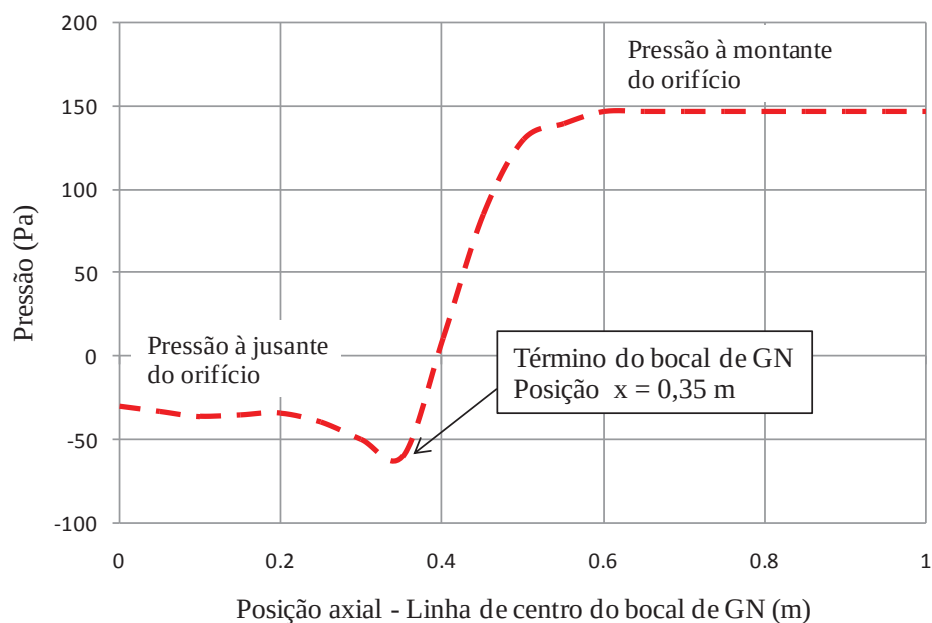


Figura 6.12 - Pressão ao longo do orifício de gás natural.

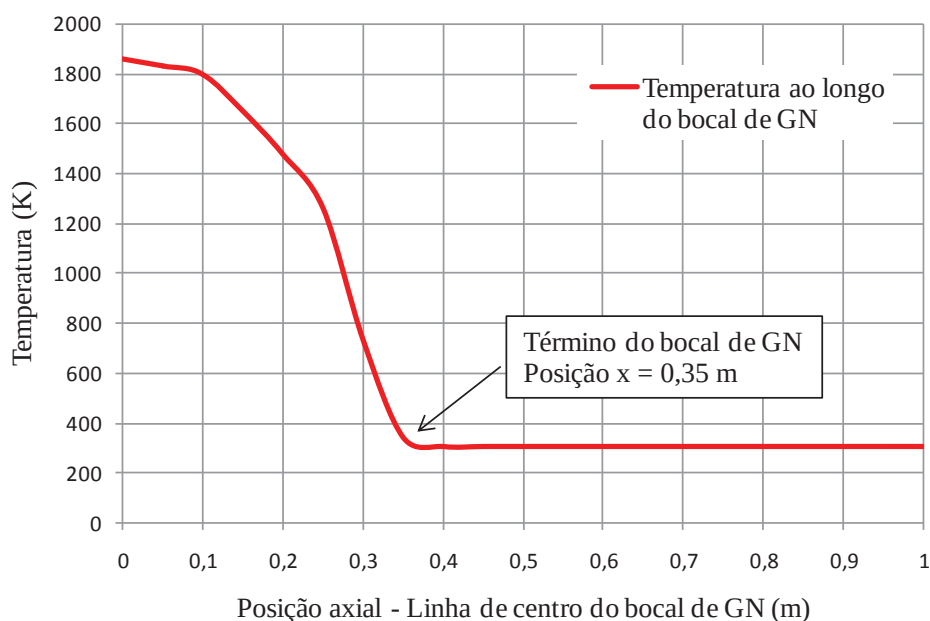


Figura 6.13 - Temperatura ao longo do orifício de gás natural.

A comparação entre as duas maneiras de calcular o C_d teve boa concordância como pode ser observado na figura 6.14. A primeira maneira calcula o coeficiente de descarga usando-se a equação (3.2) com os valores das variáveis obtidos pela simulação numérica. Os coeficientes de descarga são constantes com valores em torno de 0,66 para Número de Reynolds na faixa de 25.000 a 45.000. Números de Reynolds baixos não são aplicáveis em queimadores industriais. Na segunda maneira os coeficientes de descarga foram calculados utilizando-se a fórmula (3.3) de Colannino (2006), com fator de atrito e coeficientes de perda de carga avaliados pelos dados de Idel'cik (1986).

Em comparação com os valores de coeficiente de descarga de placas de orifício que têm valores constantes de 0,61 para Números de Reynolds maiores que 10.000, ratificados por diversos trabalhos (HOLLINGSHEAD, 2011; AMAN, 2008), o resultado de 0,66 para os orifícios de gás natural é coerente, na medida em que estes orifícios tem maior L/d , o que reduz as perdas, aumentando o coeficiente de descarga. No caso em estudo neste trabalho, o ângulo do orifício α é 90° , o ângulo de saída é de 0° , e a razão d/D é 0,2 para os orifícios de gás natural. Devido a estas condições geométricas, é esperado que os orifícios de gás tenham um comportamento muito similar às placas de orifícios. Entretanto, placas de orifício têm um valor de L/d (comprimento/ diâmetro do orifício) muito curto, quando comparados com os orifícios de gás natural do queimador sob análise neste trabalho, que têm L/d igual a 3,8.

Quanto maior o L/d , menor a perda de carga, aumentando o valor do coeficiente de descarga. A explicação é que quanto menor o L/d , mais rápida é a passagem de contração abrupta para expansão abrupta, aumentando a perda de carga. Isto foi demonstrado empiricamente por Idel'cik (1986). No caso do trabalho desenvolvido por Harris et al. (2012) são indicados também valores pouco maiores que 0,61, porque este estudo simula placas de orifícios contaminadas, que funcionam como um aumento do comprimento do orifício ou da espessura da placa, pois a simulação foi realizada com a colocação de discos justapostos a placa de orifício.

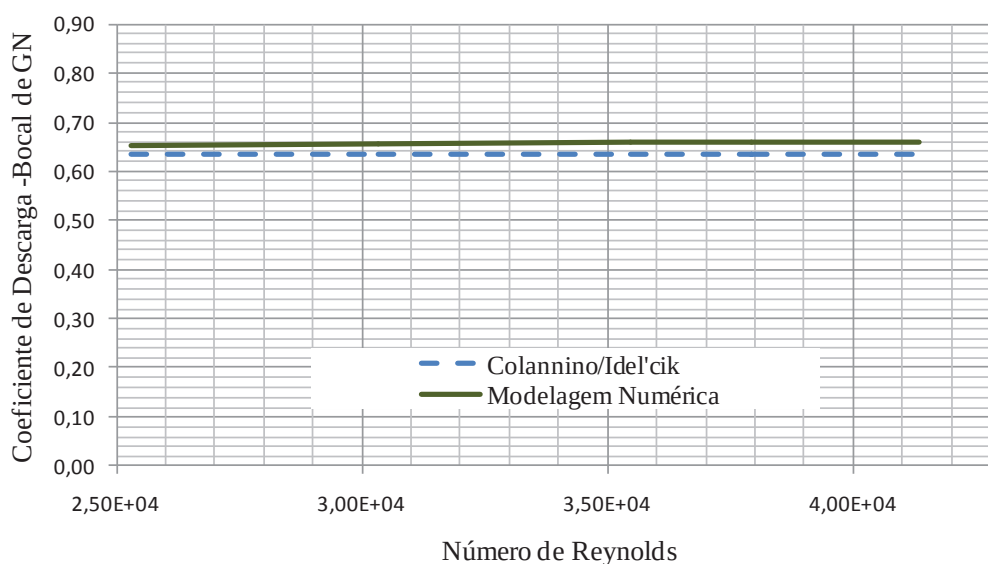


Figura 6.14 - Coeficiente C_d calculado pela simulação numérica comparado com a formulação de Colannino (2006), em função do Número de Reynolds.

Ressalta-se que uma discussão pode ser feita com relação ao K , coeficiente de perda de carga para a singularidade da expansão abrupta após o orifício, considerado no cálculo do C_d através da equação (3.3), pois devido à influência da reação química poderia ser alterado, uma vez que a expansão seria maior pelo aumento de temperatura na saída do orifício. Porém, como mostrado pela comparação dos resultados, a indicação é de que o K foi bem avaliado considerando os dados de Idel'cik (1986). Presume-se que a influência do aumento de temperatura na saída do queimador não é significativa para aumento das perdas no orifício.

6.4 Temperaturas

A tabela 6.1 abaixo apresenta uma comparação entre os principais resultados de valores de temperatura calculados pela simulação numérica (modelo de turbulência *Realizable k-ε*) e valores experimentais. Três diferentes condições de carga térmica foram analisadas. A primeira condição com a carga térmica máxima do queimador, a segunda e a terceira com cerca de 85 % e 60 %, respectivamente, da carga máxima. Os resultados simulados apresentaram valores mais altos que as temperaturas medidas, o que de certa forma era esperado pelo uso do modelo de combustão EDM. Entretanto, há uma boa concordância entre os resultados e as temperaturas medidas, considerando o propósito deste trabalho. A temperatura na linha de centro do queimador é a indicada por T_{forno} , tendo sido medida a 3,5 m de distância do queimador devido à limitação de temperatura máxima do termopar.

Tabela 6.1 - Comparação dos dados experimentais e simulados para temperatura.

		Carga Térmica: 4372 kW		Carga Térmica: 3754 kW		Carga Térmica: 2643 kW	
		Experimental	Simulação	Experimental	Simulação	Experimental	Simulação
T_{forno} (*)	°C	1305	1343	1290	1331	1230	1297
T_{piso}	°C	1270	1275	1260	1274	1180	1267
$T_{\text{placa-face inferior}}$	°C	985	1058	974	1058	926	1015
$T_{\text{parede queimador}}$	°C	1270	1287	1260	1281	1180	1261

(*) - fora da chama

Foi elaborada uma comparação entre os modelos turbulentos aplicados, do perfil de temperatura na linha de centro do forno/queimador, conforme apresentado na figura 6.15. A comparação foi feita com o queimador a 100% da carga térmica. Como no modelo EDM a turbulência assume papel preponderante, pois a reação é controlada pela taxa de mistura do combustível com o oxidante, o modelo de turbulência influencia nos cálculos finais de temperatura. Dentre os modelos “k-ε”, o “*Realizable k-ε*” foi o que apresentou resultado com temperaturas mais baixas, da mesma maneira que Saqr et. al (2011) apresentou em seu trabalho. Com o Modelo RSM se obteve um perfil de temperatura mais baixo ainda.

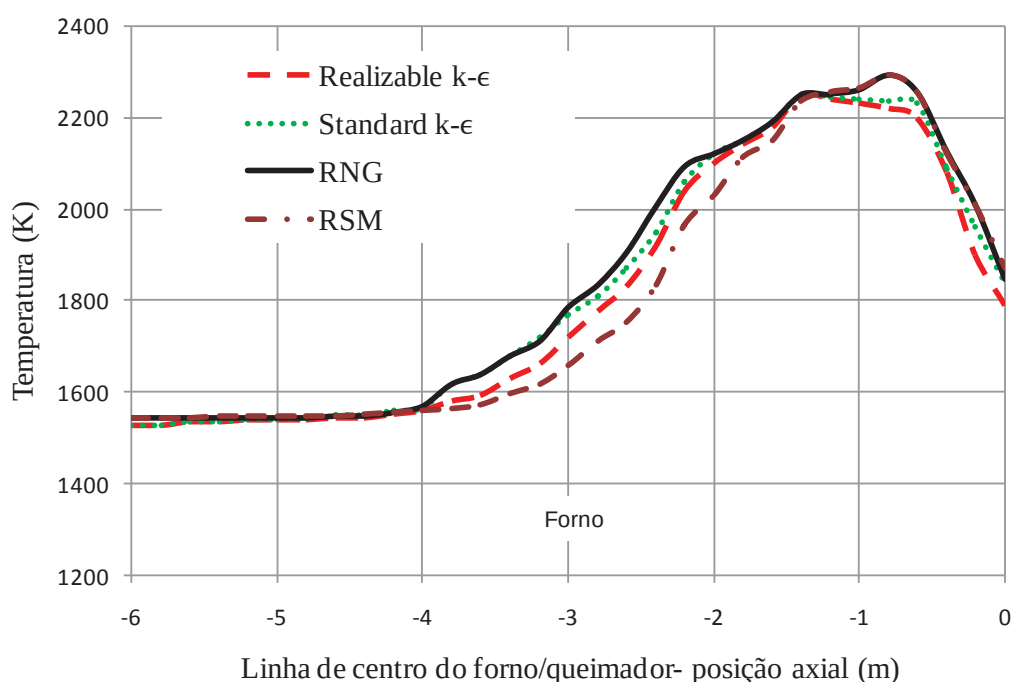


Figura 6.15- Perfil de temperatura na linha de centro do forno/queimador para os modelos turbulentos aplicados.

A figura 6.16 apresenta um corte vertical da distribuição de temperatura ao longo do forno e a figura 6.17 um corte horizontal com vista superior da distribuição de temperatura. A figura 6.18 corresponde a uma fotografia da chama na mesma região indicada na figura 6.16 por uma linha tracejada. Esta fotografia foi tirada do lado de entrada das placas no forno de reaquecimento. Pode-se observar que a forma da chama simulada é similar a chama verdadeira. Não é possível mostrar uma foto da chama por inteiro porque as placas e a parte estrutural dos “skids” interferem na visão direta da chama. Entretanto, a forma e o comprimento da chama, como mostrado nas figuras 6.16 e 6.17 se assemelham a chama real para operação normal do queimador. A figura 6.17 mostra que a chama tem uma tendência a seguir uma linha de corrente na direção da chaminé devido à tiragem natural, lembrando que existe um queimador igual e oposto na mesma direção.

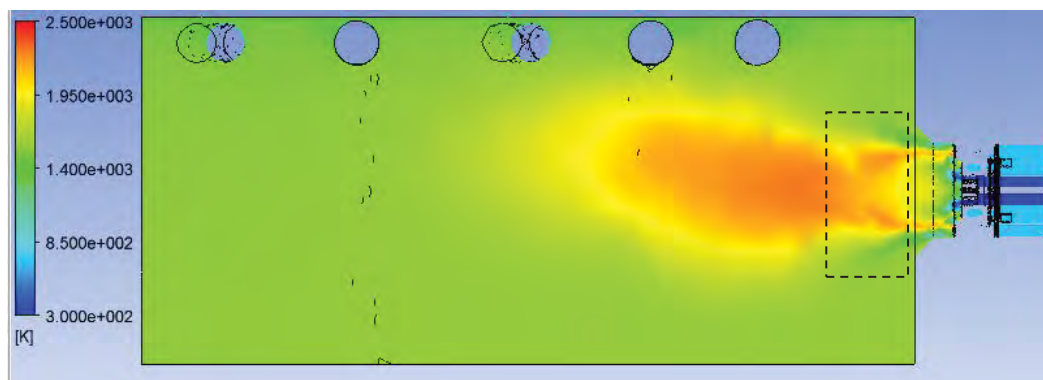


Figura 6.16 - Distribuição de temperatura ao longo do forno - Vista em corte vertical.

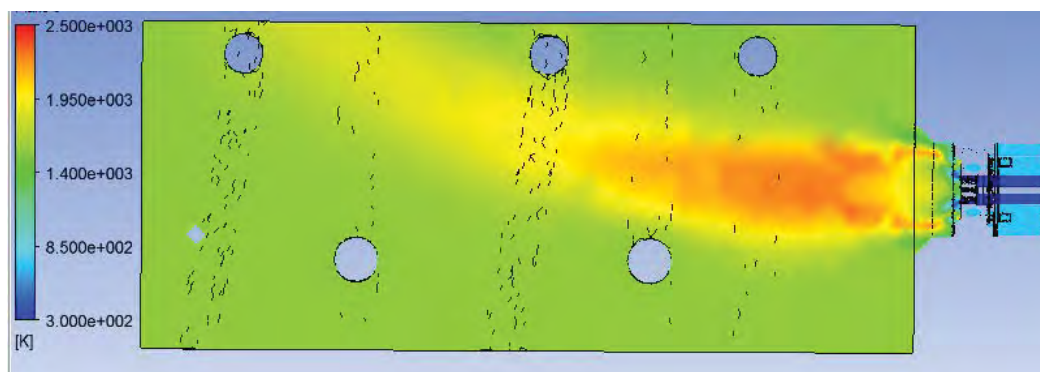


Figura 6.17 - Distribuição de temperatura ao longo do forno - Vista superior em corte horizontal.

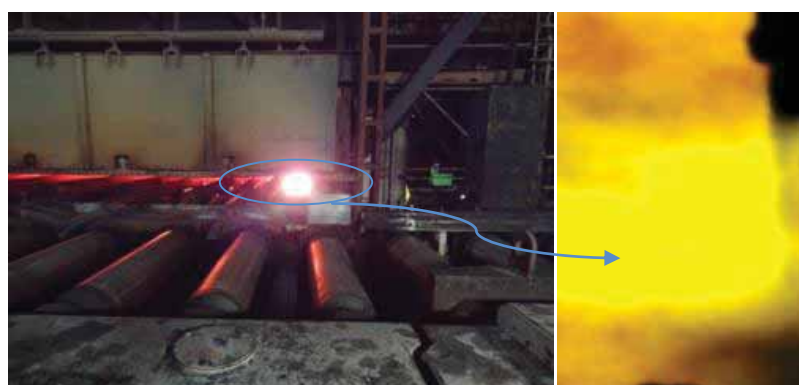


Figura 6.18- Fotografia da chama na região entre o queimador e o primeiro skid.

As figuras 6.19 e 6.20 apresentam isotermas entre 1500 e 2300 K ao longo do forno, respectivamente para uma vista em corte vertical e para uma vista superior em corte horizontal.

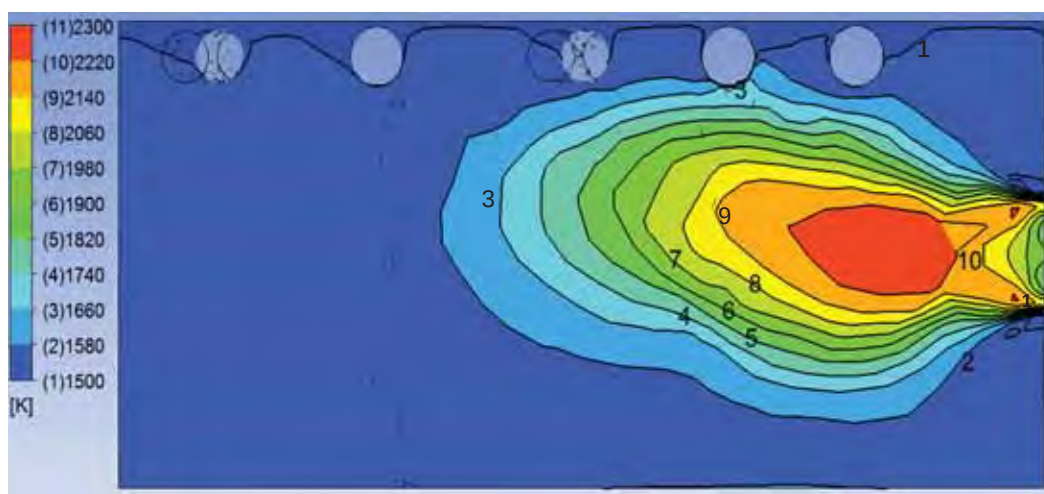


Figura 6.19 - Isotermas ao longo do forno - Vista em corte vertical.

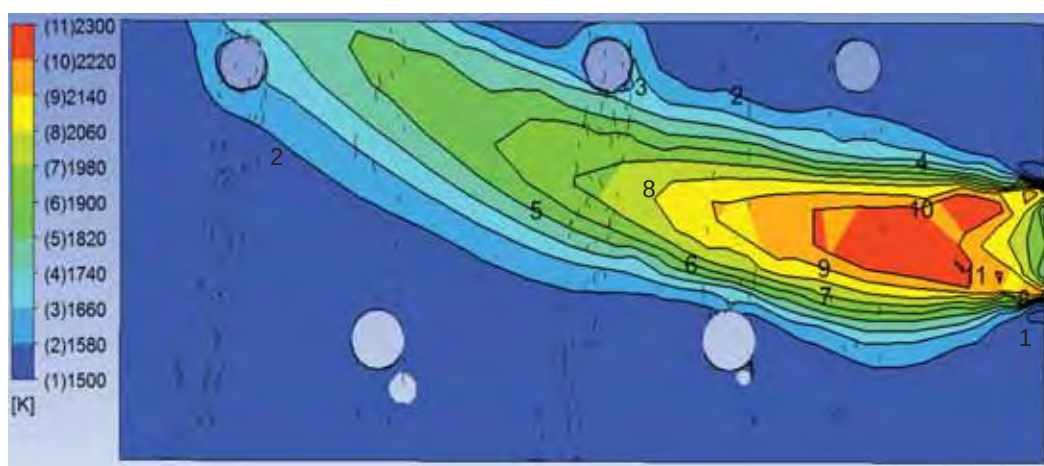


Figura 6.20 - Isotermas ao longo do forno - Vista superior em corte horizontal

6.5 Balanços de massa e energia e condições de contorno

A tabela 6.2 sumariza as condições de contorno e os resultados dos balanços de massa e energia para seis cargas térmicas diferentes do queimador sob análise, referente às simulações numéricas. Pode-se observar na tabela 6.2(b) que os balanços de massa e energia apresentaram erros muito pequenos, fundamental para a consistência do modelo numérico. A fração mássica das espécies dos produtos de combustão, oxigênio, dióxido de carbono, água e nitrogênio têm valores consistentes com uma combustão de 5% de excesso de ar, valor de projeto e meta operacional dos fornos de rea aquecimento.

Tabela 6.2 - Resultados dos balanços de massa e energia e dados das condições de contorno.

(a) Dados referentes a fluxos de entrada.

Caso Nº 1	Entrada de fumaças				Queimador - Gás natural				Queimador - Ar primário				Queimador - Ar secundário			
	Vazão mássica	Transf. calor total	Transf. calor sensível	kW	Vazão mássica	Transf. calor total	Transf. calor sensível	kW	Vazão mássica	Transf. calor total	Transf. calor sensível	kW	Vazão mássica	Transf. calor total	Transf. calor sensível	kW
1	7,02	-9080	11141	11141	0,101	-446	0	0	0,804	328	328	328	0,902	368	368	368
2	7,02	-9044	11177	11177	0,093	-409	0	0	0,739	301	301	301	0,828	338	338	338
3	7,02	-9020	11202	11202	0,085	-376	0	0	0,679	277	277	277	0,761	311	311	311
4	7,02	-8998	11224	11224	0,080	-351	0	0	0,634	259	259	259	0,700	285	285	285
5	7,02	-8861	11361	11361	0,068	-300	0	0	0,542	221	221	221	0,608	248	248	248
6	7,02	-8860	11361	11361	0,057	-250	0	0	0,452	185	185	185	0,507	207	207	207
Temperatura: 1550 K				Temperatura: 300 K				Temperatura: 691 K				Temperatura: 691 K				
				Diâmetro bocal: 33 mm				Diâmetro bocal: 59 mm				Diâmetro bocal: 51 mm				

6.6 Resultados da simulação numérica com gás de coqueria

O gás de coqueria (GCO) pode ser queimado nos mesmos orifícios de gás natural em todos os queimadores do forno. Estes gases são considerados intercambiáveis para vários parâmetros de combustão, possuem temperatura de chama adiabática próxima, poder térmico semelhante, pois para o mesmo aporte térmico requerem praticamente a mesma vazão de ar e produzem semelhante vazão de produtos de combustão. Porém, o Índice de Wobbe do GCO é inferior, de 30 MJ/m³, enquanto que o do gás natural é de 50 MJ/m³. A composição do GCO foi apresentada na tabela 5.4. Na prática, para se operar com os mesmos orifícios, o que se faz é igualar o Índice de Wobbe modificado (WIm), que considera a pressão para ajustar o aporte térmico. O Índice de Wobbe modificado não é um parâmetro somente do fluido, mas sim do gás considerando um determinado orifício, sendo medido em MW/m² de área de escoamento do bocal. Durante o desenvolvimento deste trabalho, o gás de coqueria não pode ser usado nos fornos devido a um problema da rede de distribuição deste gás.

O estudo numérico para GCO foi aferido de maneira indireta. O WIm foi calculado através dos dados experimentais do GN e a pressão do GCO calculada a partir do WIm para o mesmo aporte térmico. Assim, as pressões necessárias para se operar com GCO foram determinadas a partir das medições de pressão de GN. A tabela 6.3 apresenta os resultados do cálculo através do WIm.

Tabela 6.3 – Resultados dos cálculos de pressão manométrica a montante do orifício e perda de carga com GCO.

Vazão de GN	Pressão a montante do orifício com GN	Perda de carga no orifício com GN	WIm (usando perda de carga com GN)	WIm (usando pressão a montante de GN)	Pressão a montante do orifício com GCO	Perda de carga no orifício com GCO
m ³ /h	Pa	Pa	MW/m ²	MW/m ²	Pa	Pa
274	82	108	432	377	218	285
329	112	153	514	439	295	404
385	147	207	598	504	389	547
412	166	236	638	536	440	624
448	195	281	696	580	516	743

As figuras 6.21 e 6.22 apresentam os resultados para perda de carga e pressão do GCO (indicados na tabela 6.3), respectivamente em função da vazão, em comparação com

resultados da simulação numérica com GCO. Pode se observar a boa concordância para a curva perda de carga x vazão (figura 6.21), validando o cálculo numérico para GCO. Entretanto, para a curva pressão x vazão (figura 6.22) em vazões altas passou a existir uma diferença entre os resultados experimentais e os calculados numericamente. Esta diferença se deve ao erro existente quando se calcula o WIm através da pressão, já que o correto é através da perda de carga. A diferença nos resultados não ultrapassa a 10%, podendo-se considerar um resultado razoável. Considerando a prática industrial, na qual é muito difícil determinar a pressão a jusante do orifício do queimador e se usa somente a pressão do gás a montante do queimador na equação do Wobbe modificado, pode-se concluir que esta prática é razoável e tem sua utilidade, na medida que permite um cálculo rápido da pressão de um gás a ser utilizada em um queimador, quando da variação da alteração da composição química do combustível.

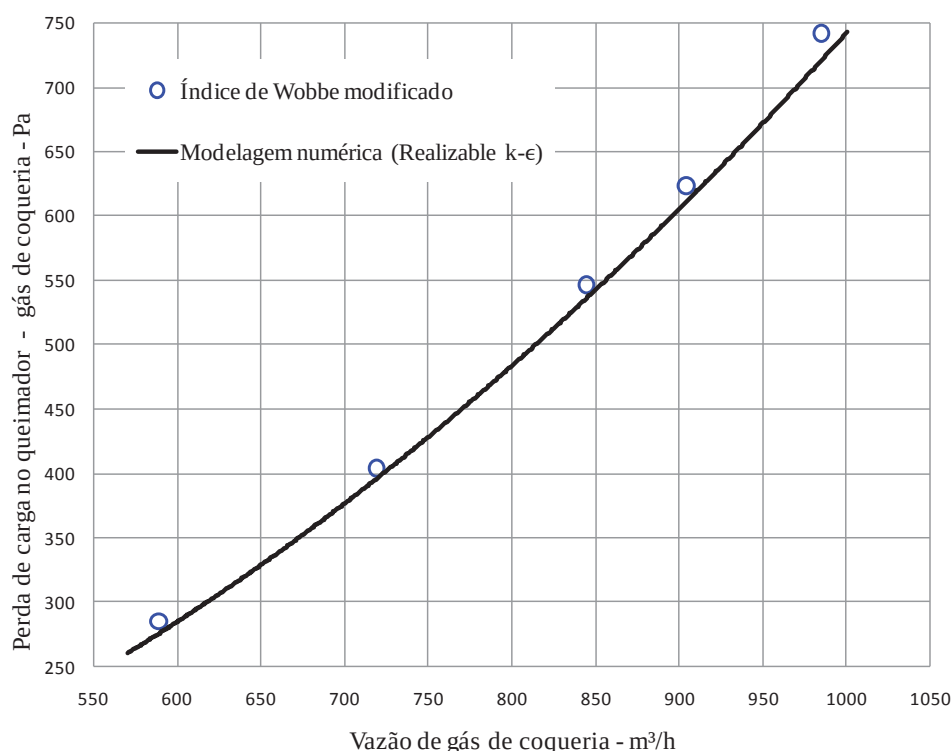


Figura 6.21 - Comparação entre a perda de carga do gás de coqueria no orifício, calculada através do Índice de Wobbe modificado do gás natural, e resultados da simulação com gás de coqueria.

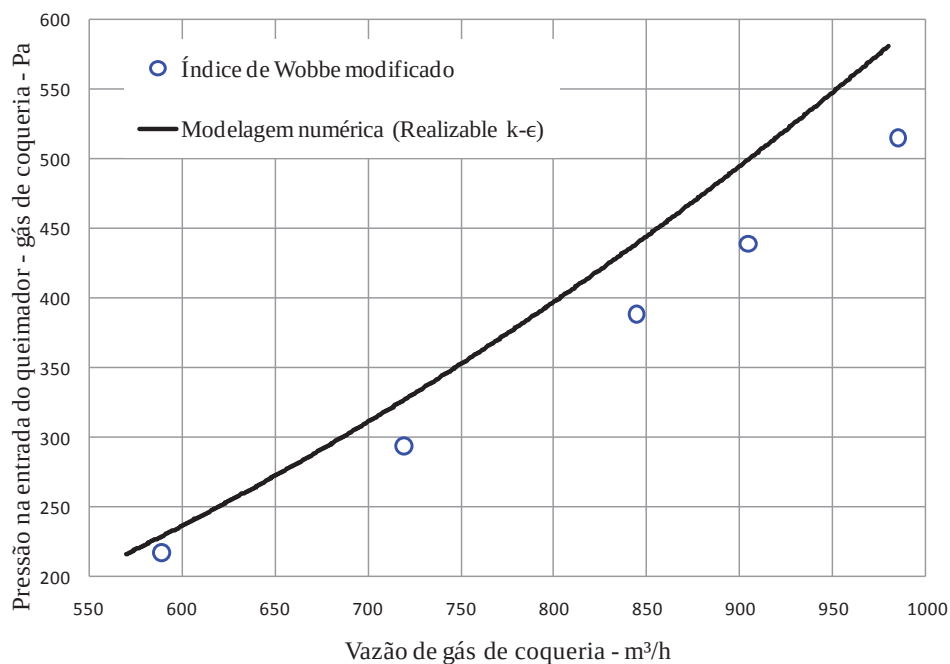


Figura 6.22 - Comparação entre a pressão do gás de coqueria, calculada através do Índice de Wobbe modificado do gás natural, e resultados da simulação com gás de coqueria.

6.7 Levantamento da curva de capacidade térmica do queimador

Em função dos resultados dos cálculos para GN e GCO foram levantadas as curvas de capacidade do queimador para cada combustível. Podem ser vistas nas figuras 6.23 e 6.24 a seguir. Como mostrado na seção 3.1, estas curvas são importantes para ajuste das pressões em função da carga térmica solicitada ao queimador.

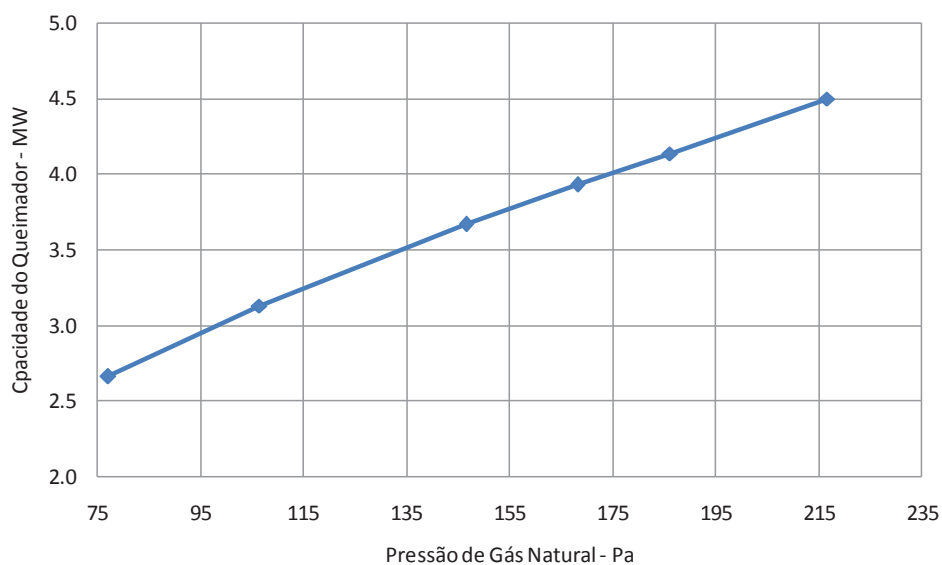


Figura 6.23 - Curva de capacidade típica de queimador para gás natural. Capacidade térmica em função da pressão manométrica de entrada do combustível.

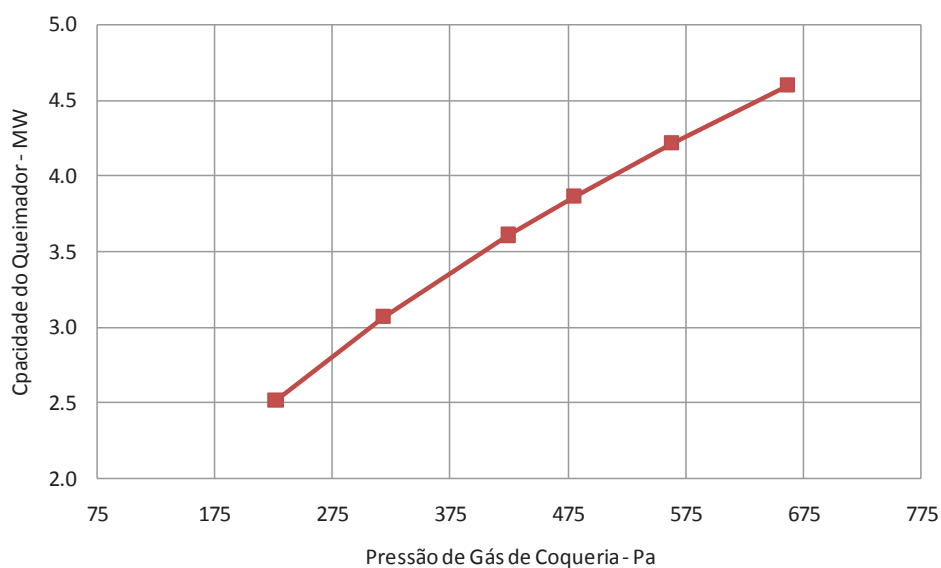


Figura 6.24 - Curva de capacidade típica de queimador para gás de coqueria. Capacidade térmica em função da pressão manométrica de entrada do combustível.

6.8 Análise da concentração de oxigênio ao longo do forno

Um forno de reaquecimento deve ter sua atmosfera controlada objetivando manter na zona de preaquecimento, região do queimador estudado, uma concentração mássica máxima

de oxigênio de cerca de 1,05%, correspondente a cerca de 5% de excesso de ar. Isto se deve a necessidade de se ter sob controle a formação de carepa. A formação de carepa tem como vantagens: (1) eliminar defeitos superficiais de impurezas provenientes do processo de lingotamento contínuo, óxidos e trincas superficiais, resultando em uma superfície mais limpa e lisa; (2) o processo de oxidação por ser uma reação exotérmica libera energia, que representa cerca de 2% da carga térmica total do forno; (3) a carepa reduz o fluxo de calor da placa para o ambiente devido à sua menor condutibilidade térmica quando a placa está sendo transportada para o laminador. As desvantagens são: (1) perda de material que pode representar de 1 a 3% do peso da placa dependendo das condições operacionais e da espessura da placa; (2) a carepa que cai dentro do forno requer periodicamente paradas dos fornos para limpeza; (3) Dificulta a transferência de calor do ambiente do forno para o aço, aumentando o tempo dos ciclos de aquecimento. Por estes motivos a atmosfera tem que ser controlada para assegurar uma formação de carepa que minimize as desvantagens, mantendo as vantagens citadas acima.

Foram feitas simulações para avaliar as consequências quando se altera a qualidade do GN, dentro das faixas definidas pela Resolução Nº 16 da ANP, que estabelece WI entre 46,5 e 53,5 MJ/m³ referenciado ao PCS (poder calorífico superior). O valor para o GN típico considerado neste trabalho do WI é de 50 MJ/m³ também referenciado ao PCS. Assim, simulou-se a utilização de um GN com WI de 46,5 MJ/m³. Se for mantida a mesma carga térmica será necessária uma pressão maior na entrada do queimador, pois devido ao menor WI a vazão de gás terá que aumentar. A simulação consiste em se encontrar a condição de operação em que a pressão de entrada no queimador é a mesma do GN típico com WI de 50 MJ/m³, pois na verdade o sistema de combustão não sabe que houve mudança na qualidade do gás e, portanto, o forno tenderá a operar com excesso de ar, pois a vazão de ar de combustão não foi alterada e o combustível será reduzido, já que não há a pressão necessária para aumentar sua vazão, pois a pressão também não foi alterada. Os resultados desta simulação estão nas figuras 6.25 a 6.27.

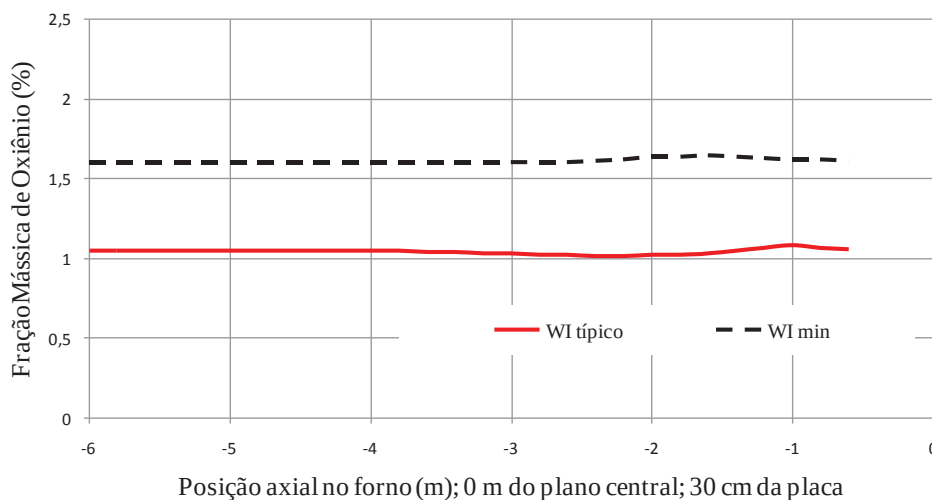


Figura 6.25 - Fração mássica de oxigênio. Comparação entre gás natural típico com 50 MJ/m^3 e gás natural com WI mínimo de $46,5 \text{ MJ/m}^3$. Plano central do domínio.

Pode ser observado na figura 6.25 que para um plano central ao domínio, relacionado à linha central do queimador, mas a 30 cm de distância da placa, o resultado para WI típico é como esperado, de no máximo 1,05 % de oxigênio. Contudo, se houver uma queda do WI para um valor mínimo, a concentração de oxigênio passará para 1,6%, bem acima do que se objetiva operacionalmente.

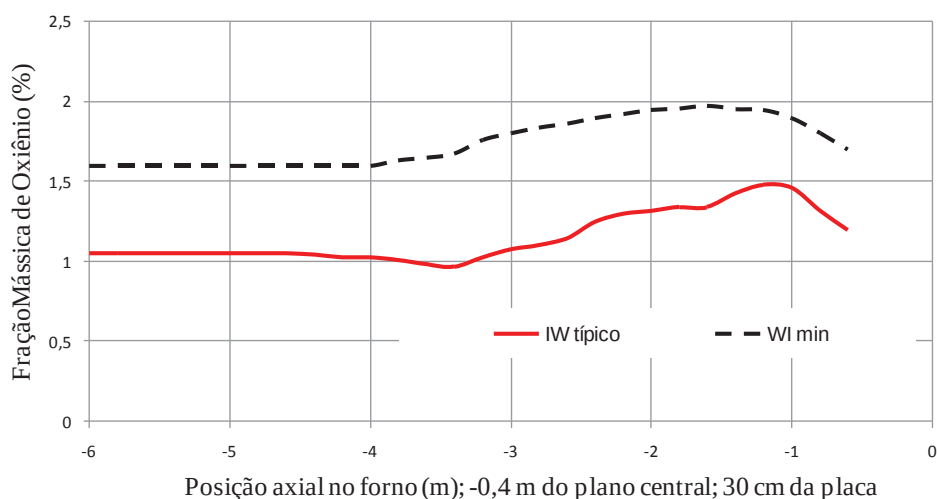


Figura 6.26 - Fração mássica de oxigênio. Comparação entre gás natural típico com 50 MJ/m^3 e gás natural com WI mínimo de $46,5 \text{ MJ/m}^3$. Plano a -0,4 m do plano central do domínio.

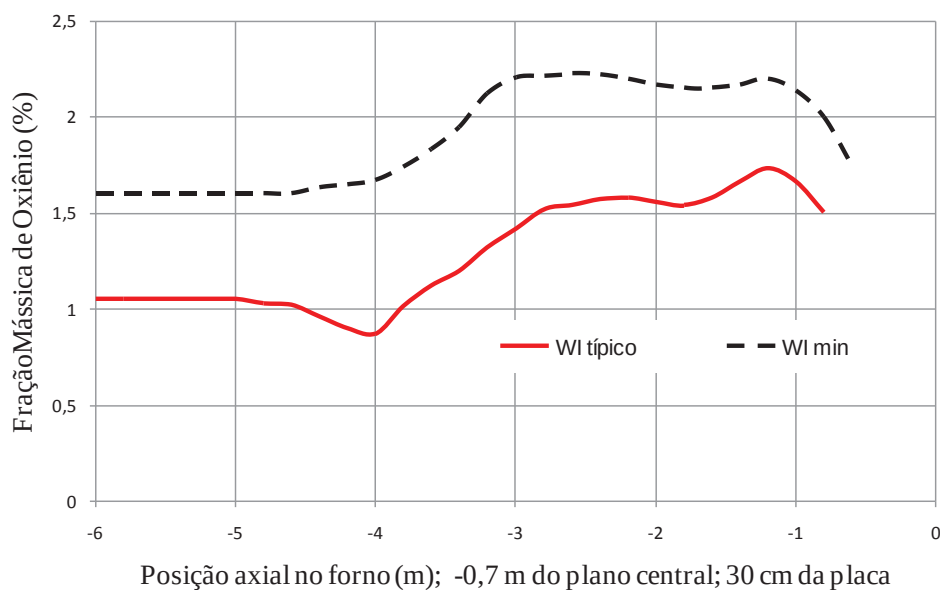


Figura 6.27 - Fração mássica de oxigênio. Comparação entre gás natural típico com 50 MJ/m³ e gás natural com WI mínimo de 46,5 MJ/m³. Plano a -0,7 m do plano central do domínio.

Interessantes, são os resultados mostrados nas figuras 6.26 e 6.27, que para planos fora do plano central o limite de 1,05 % não é atendido nem para o WI típico. Quando o WI é mínimo, a concentração de oxigênio sobe para valores elevados, chegando até acima de 2 %.

Os resultados mostram que se houver variações frequentes de qualidade do gás, devido à participação de GNL (gás natural liquefeito) ou de outras fontes de GN, poderá haver consequências operacionais que resultam em prejuízo operacional, não somente relacionadas à maior formação de carepa, mas também pela menor eficiência térmica do forno.

As figuras 6.28 a 6.30 ilustram o aumento da fração mássica de oxigênio no forno, com a diminuição do Índice de Wobbe do gás natural progressivamente.

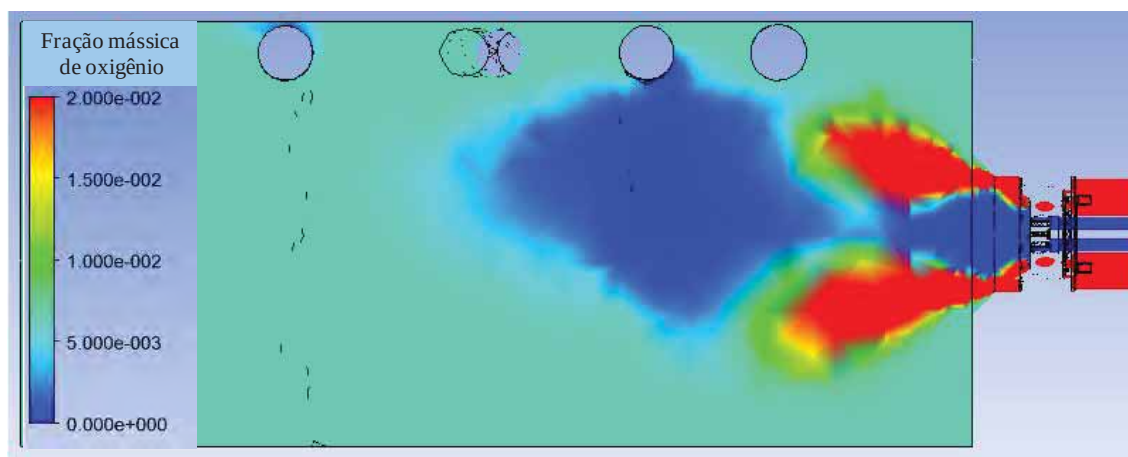


Figura 6.28 - Fração mássica de oxigênio ao longo do forno, com vista em corte vertical. WI do gás natural de 53,5 MJ/m³.

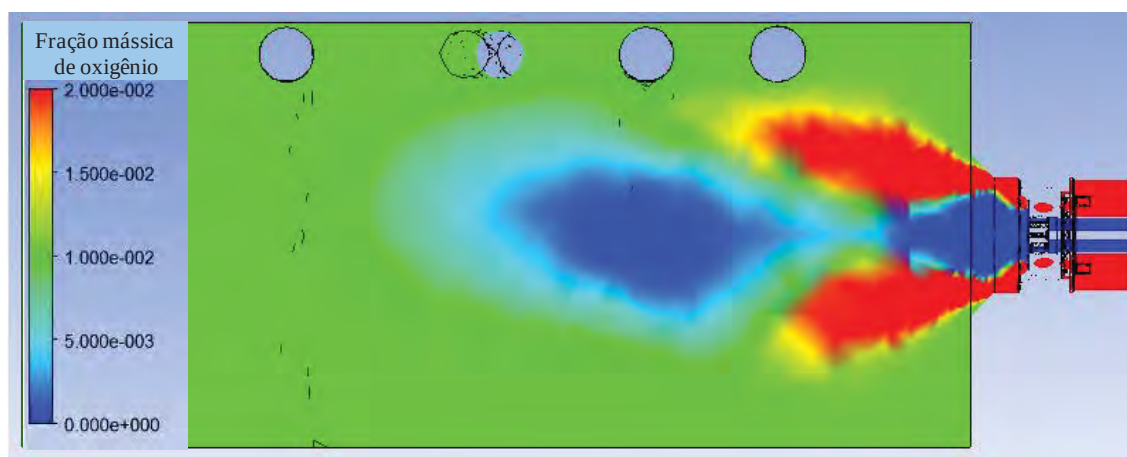


Figura 6.29 - Fração mássica de oxigênio ao longo do forno, com vista em corte vertical. WI do gás natural de 50,0 MJ/m³.

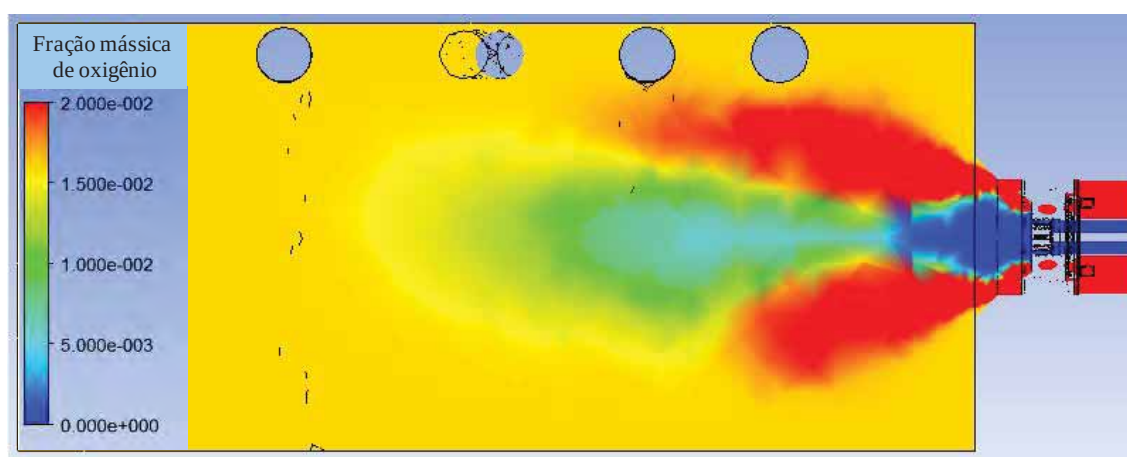


Figura 6.30 - Fração mássica de oxigênio ao longo do forno, com vista em corte vertical. WI do gás natural de 46,5 MJ/m³.

6.9 Análise da taxa de formação de fuligem

A fuligem é um dos efeitos indesejáveis da combustão e da variação da composição química dos combustíveis. E para o gás natural, este efeito proveniente da instabilidade da combustão, como indicado na figura 3.11, tem sido estudado com mais profundidade mais recentemente devido às emissões hoje elevadas de fuligem e de suas consequências ambientais e na saúde. Organizações (BP, 2011) responsáveis por regulamentar as condições de fornecimento do gás natural, hoje impõem limites na variação da composição química, do Índice de Wobbe e também de formação de fuligem (“Soot Index” – SI), embora a Agência Nacional de Petróleo no Brasil ainda não tenha regulamentado com respeito ao índice de formação de fuligem para o gás natural em nosso país.

A taxa de formação de fuligem foi analisada em vários pontos do domínio. Na região de influência da chama, seja na linha de centro do queimador, ou na linha de centro dos bocais de GN ou ar, a taxa de formação é semelhante. Fora da região da chama, como era de se esperar, a taxa de formação de fuligem não é significativa. A figura 6.31 apresenta a taxa de formação de fuligem e a figura 6.32 a fração volumétrica de fuligem, ambas ao longo forno na direção da linha de centro do queimador. O resultado mostra que se houver uma variação na qualidade do GN para uma condição de WI máximo, como o sistema de combustão desconhece esta alteração, haverá excesso de aporte de combustível, pois o ar de combustão não foi alterado e a pressão do gás foi mantida quando na verdade deveria ser reduzida. Neste caso haverá um aumento significativo na geração de fuligem. Como apresentado no trabalho de Saqr et al (2010), a taxa de formação de fuligem para um queimador com gás metano em operação normal é em torno de 0,05 a 0,06 kg/m³s. Exceto por uma formação alta de fuligem logo na saída do queimador sob análise, na condição de WI típico com 5 % de excesso de ar, os valores estão limitados a 0,06 kg/m³s. Porém, quando o WI é máximo estes valores são superados e mantidos por uma região de quase dois metros ao longo da chama. Da mesma maneira se conclui, observando-se a figura 6.32, que a fração volumétrica ao longo da linha de centro do queimador para WI máximo é maior que para o WI típico. A ordem de grandeza do resultado está compatível com outros trabalhos apresentados, em torno de 3×10^{-6} , como o de Chen et al. (2013a) e de Brooks et al. (1999).

O modelo utilizado para simulação da formação de fuligem foi o Moss-Brookes (BROOKES, 1999), apropriado para chamas de metano e também para chamas por difusão.

Analisando-se os resultados apresentados na figura 6.31, pode-se supor que a alta formação de fuligem logo após o queimador seja devido ao projeto do queimador e de seus orifícios. Certa quantidade de fuligem é inerente ao projeto para aumentar a transferência de calor por radiação, mas parece ser muito elevada a taxa de formação na região inicial da chama, de $0,14 \text{ kg/m}^3\text{s}$. A figura 6.33 corresponde a uma fotografia de um queimador do mesmo modelo sob análise neste trabalho, e a deposição de fuligem (região enegrecida) é típica destes queimadores. Portanto, pode-se presumir que a simulação indica corretamente uma elevada taxa de formação na região interna aos orifícios de gás natural, em região próxima a linha de centro do queimador.

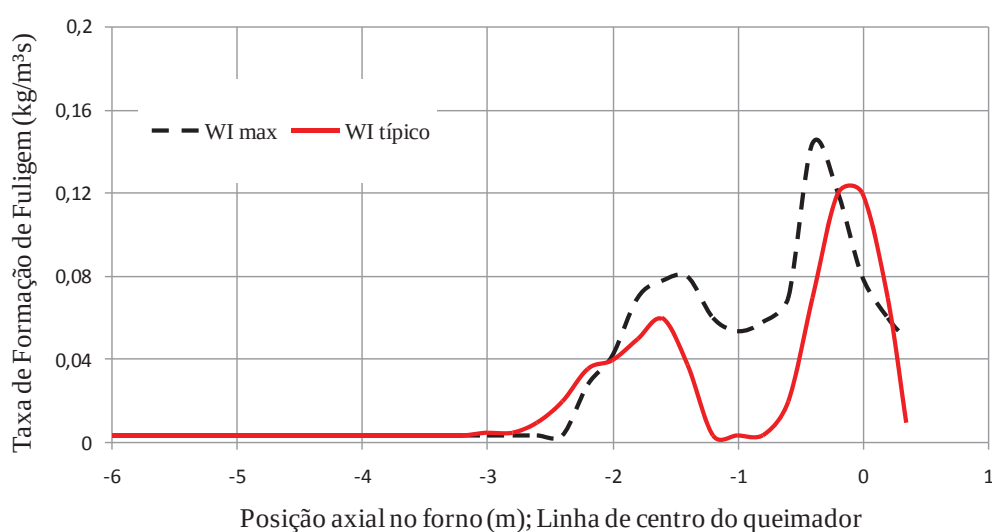


Figura 6.31 - Taxa de formação de fuligem. Comparação entre gás natural com 50 MJ/m^3 e gás natural com WI máximo de $53,5 \text{ MJ/m}^3$. Linha de centro do queimador.

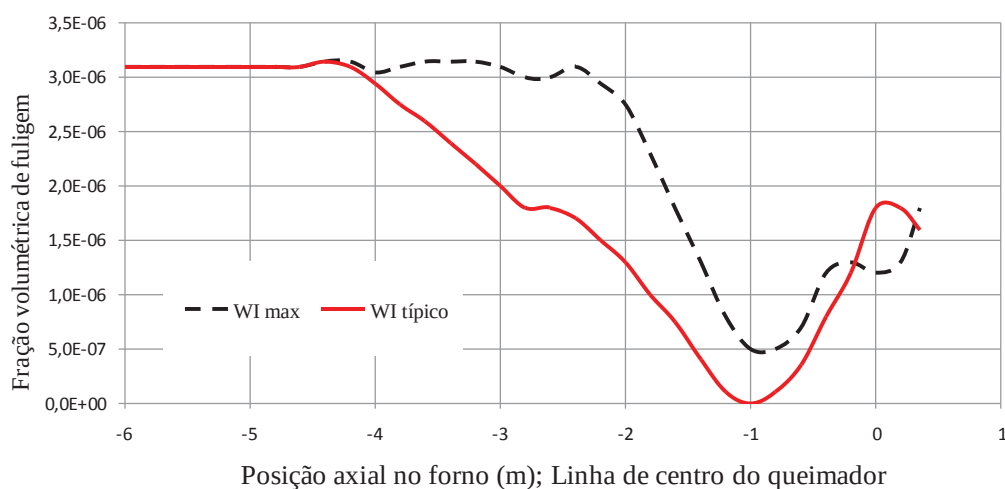


Figura 6.32 - Fração volumétrica de fuligem. Comparação entre gás natural com 50 MJ/m^3 e gás natural com WI máximo de $53,5 \text{ MJ/m}^3$. Linha de centro do queimador.



Figura 6.33 – Deposição de carbono devido à fuligem na saída de um queimador da zona 1 do forno de reaquecimento.

As figuras 6.34 a 6.36 ilustram o aumento da fração mássica de fuligem no forno, com o aumento do Índice de Wobbe do gás natural progressivamente.

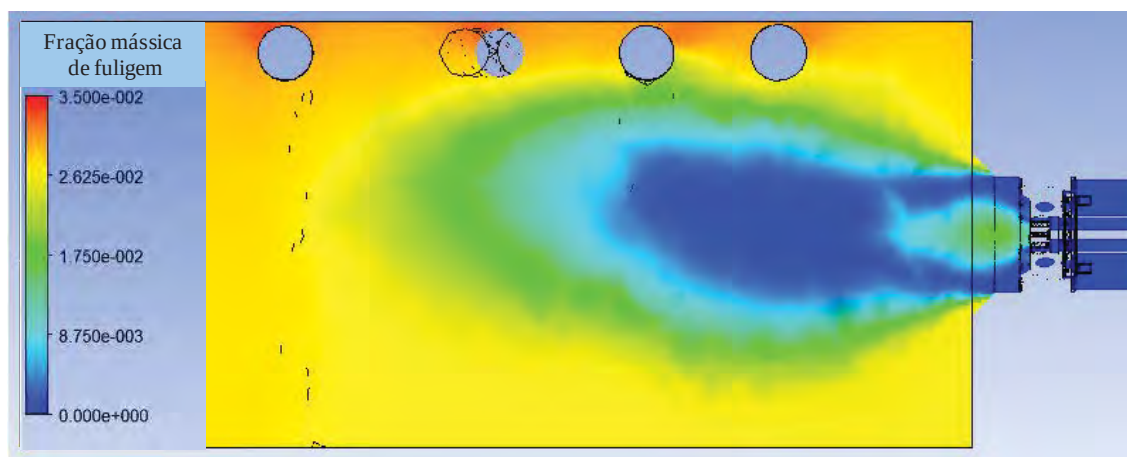


Figura 6.34 - Fração mássica de fuligem ao longo do forno, com vista em corte vertical. WI de 46,5 MJ/m³.

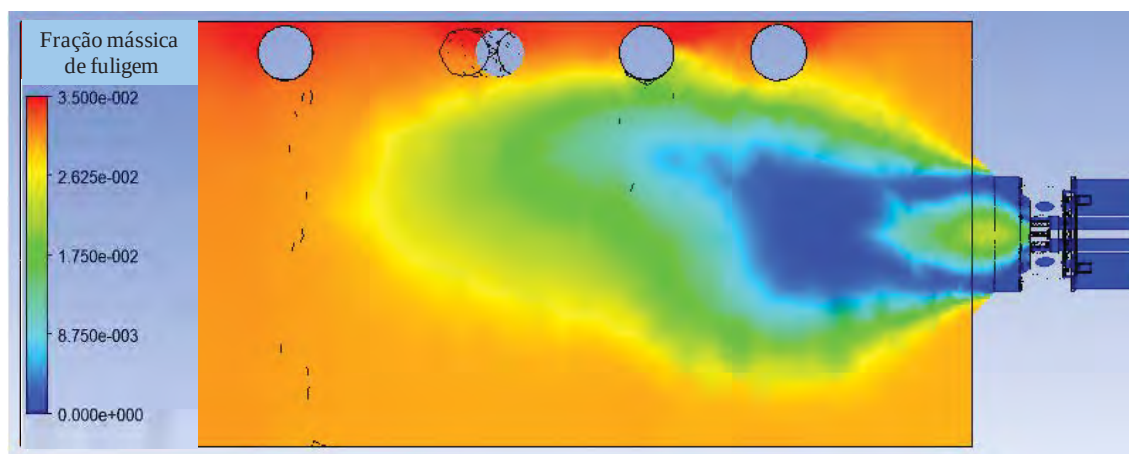


Figura 6.35 - Fração mássica de fuligem ao longo do forno, com vista em corte vertical. WI de 50,0 MJ/m³.

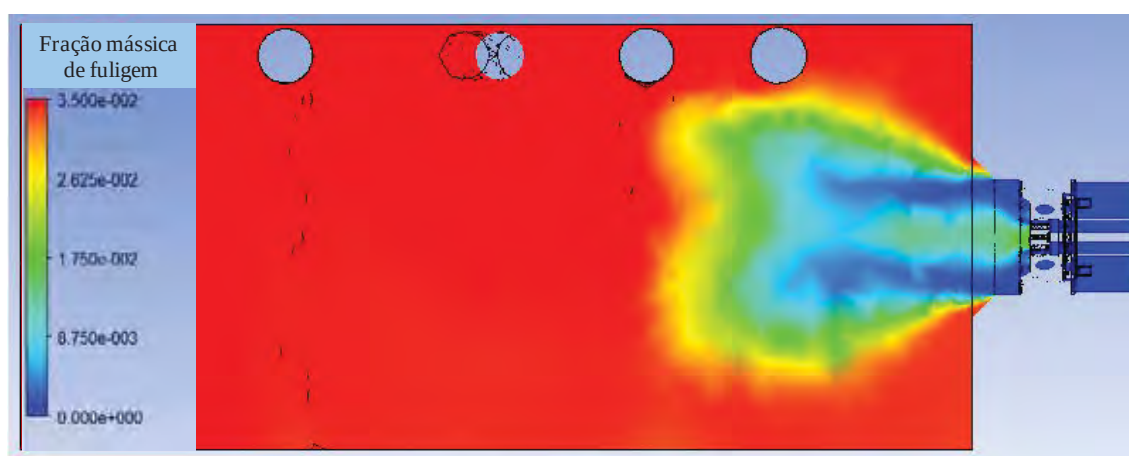


Figura 6.36 - Fração mássica de fuligem ao longo do forno, com vista em corte vertical. WI de 53,5 MJ/m³.

7 CONCLUSÕES E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Como o projeto de um bocal/orifício de um queimador industrial é essencial para uma mistura apropriada de combustível e ar de combustão, a contribuição deste trabalho foi desenvolver uma abordagem que considerasse também a situação física antes do início da interação combustível e oxidante, de modo a que o modelo desenvolvido compreende-se a modelagem do escoamento no orifício do queimador e a modelagem da combustão subsequente, visando uma maior precisão nos resultados da simulação quando da análise de variações de pressão na entrada do queimador.

O escoamento turbulento através do orifício do queimador acoplado à combustão turbulenta foi simulado com sucesso através do código Fluent, pois houve concordância satisfatória entre os resultados da simulação numérica e os dados experimentais e empíricos de abordagem prática para projeto de queimadores. Isto validou mais uma vez também a aplicabilidade dos modelos de turbulência empregados. Os modelos $k-\epsilon$ (standard, RNG and Realizable) e RSM (Reynolds Stress Model) forneceram resultados muito próximos. A escolha do modelo tornou-se somente uma questão de esforço computacional. Neste ponto o modelo Realizable $k-\epsilon$ é o recomendado, pois teve resultados um pouco mais próximos dos experimentais, em relação ao Standard $k-\epsilon$, e requer muito pouco a mais de demanda computacional.

Em relação ao modelo de combustão, os resultados simulados de temperatura apresentaram valores mais altos que as temperaturas medidas, o que de certa forma era esperado pelo uso do modelo de combustão EDM, pois neste modelo o efeito da cinética química é desprezado. Entretanto, as diferenças são aceitáveis considerando o propósito deste trabalho. O modelo EDM é largamente utilizado, como foi mostrado na seção 2, sendo uma ferramenta de pesquisa muito forte para investigar os efeitos de reações químicas diretas (sem necessidade de análise de espécies intermediárias) e cálculos de formação de fuligem. Os estudos apresentados na seção 2 demonstram os bons resultados do EDM com propósitos semelhantes a este trabalho.

Pode-se considerar que os resultados apresentados com relação à concentração de oxigênio no forno e formação de fuligem devido à variação de composição química do gás natural, apesar de serem qualitativos, são uma valiosa contribuição para se entender o que acontece nas condições reais de operação de fornos, mesmo porque levantamentos

experimentais ao longo do forno, das grandezas citadas, seriam muito difíceis de serem realizados. Como exemplo de contribuição, relata-se a explicação para a ocorrência de deposição de carbono, na região de saída dos queimadores delimitada pelos orifícios de gás natural, pela elevada taxa de formação de fuligem na região inicial da chama, indicada na simulação numérica para a linha de centro do queimador.

O cálculo do coeficiente de descarga do queimador, com os valores das variáveis obtidas pela simulação numérica, teve boa concordância com a fórmula empírica apresentada por Colannino (2006), o que ressalta a importância do uso da dinâmica dos fluidos computacional como ferramenta suporte para as atividades de dimensionamento de queimadores industriais.

Foi demonstrado o grande valor do uso, na prática industrial, do WIm – Índice de Wobbe modificado. Os resultados de perda de carga e pressão calculados para o gás de coqueria, pelo WIm a partir dos valores medidos de gás natural, tiveram boa concordância com os valores obtidos destas grandezas pela simulação numérica com gás de coqueria.

Para análise das conseqüências na operação de queimadores industriais através de computação fluidodinâmica, devido a variações na composição química do gás combustível, é necessário desenvolver uma modelagem que simule adequadamente o escoamento turbulento nos orifícios do queimador, além da modelagem da combustão turbulenta que ocorre a jusante do queimador.

7.1 Propostas para trabalhos futuros

- Estudo experimental e numérico para desenvolvimento de bocais capazes de promover a combustão sem chamas. O gás combustível ou no mínimo o ar de combustão devem ter altas velocidades e direção tal que em conjunto com uma câmara de combustão de dimensões apropriadas, criem um nível de recirculação que permita o desenvolvimento da combustão sem chamas. A combustão sem chama pode se estabelecer mesmo sem um elevado preaquecimento do ar de combustão, i.e., sem o uso de trocadores de calor regenerativos. Assim, o benefício da homogeneização de temperatura pode ser atingido em sistemas existentes sem grandes modificações.

- Incluir instrumentação detalhada no queimador regenerativo REGEMAT 250, de combustão sem chamas, e na câmara de combustão que permita medir as pressões imediatamente a montante dos bocais, no Laboratório de Combustão do INPE/UNESP Guaratinguetá, para que seja possível estudar os orifícios deste queimador.

- Criação de um protótipo de câmara de combustão com chama por difusão, visando obter resultados experimentais, para a validação de modelos de bocais/orifícios associados a modelos de combustão adequados para este tipo de chama.

- Realizar a análise da variação de qualidade do gás natural, estudando em função da variação da composição química permitida pela ANP, os parâmetros de combustão e intercambialidade de gases, tais como Índice de Wobbe, Índice de Combustão Incompleta, índice de Fuligem, e outros, e as consequências em queimadores industriais e turbinas a gás em termos de eficiência, segurança, danos ao equipamento, efeito na qualidade do produto envolvido e em espécies poluentes. Esta análise está diretamente relacionada às condições de operação dos queimadores e seus bocais/orifícios. Nos últimos anos institutos internacionais ligados à produção, distribuição e uso do gás natural têm estudado esta questão devido à preocupação com respeito à qualidade do gás, pois o transporte de gás através fronteiras internacionais tem crescido muito nos últimos anos, notadamente pelo rápido desenvolvimento do mercado mundial de gás natural liquefeito. Porém, muito poucos estudos têm sido publicados sobre esta questão e estudos de CFD podem dar uma grande contribuição a esta área, pois podem simular várias condições operacionais difíceis de realizar na prática.

- Estudo experimental e numérico para enriquecimento com oxigênio (OEC - Oxygen-Enhanced Combustion) injetado através de lança no queimador. Esta alternativa vem sendo analisada e aplicada na siderurgia, também em fornos de reaquecimento, não para aumento de produção, mas como possibilidade de redução de consumo de combustível devido ao alto preço do GN nos últimos anos. A simulação numérica poderia prever as alterações no perfil térmico do forno e, portanto, verificar se haveria necessidade de modificações no forno, como também determinar a melhor posição para se instalar a lança.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABDULHUSSAIN, U. S.; GHADIR, M. A. A. Characteristics of discharge coefficient in industrial burner applications. **Journal of Science and Technology**, v. 9(1), não paginado, 2008.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO – ANP. **Especificação do gás natural**, Resolução ANP 016, 2008.

AISI - AMERICAN IRON AND STEEL INSTITUTE. **The state of art clean technologies for steelmaking handbook**. Asia Pacific Partnership for Clean Development and Climate, Washington, DC, 2007.

ALBETS-CHICO, X.; PÉREZ-SEGARRA, C.D.; OLIVA, A.; BREDBERG, J. Analysis of wall-function approaches using two-equation turbulence models. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.51, p. 4940-4957, 2008.

AMAN, R.; HANDROOS, H.; ESKOLA, T. Computationally efficient two-regime flow orifice model for real-time simulation. **Simulation Modelling Practice and Theory**, v. 16, p. 945-961, 2008.

ANSYS, INC., “**Fluent 13.0 Theory Guide**”, Ansys, Inc. 2010.

ARUN, N.; MALAVARAYAN, S.; KAUSHIK, M., CFD analysis on discharge coefficient during non-newtonian flows through orifice meter. **International Journal of Engineering Science and Technology**, v. 2(7), p. 3151-3164, 2010.

BAUKAL, C. E. **Industrial Burner Handbook**. CRC Press LLC, 2004.

BAUKAL, C. E; SCHWARTZ, R. E. **The John Zink Combustion Handbook**. CRC Press LLC, 2001.

BP, **Statistical Review of World Energy**, June 2012. Disponível em:
<http://bp.com/statisticalreview>.

BP, **Guidebook to gas interchangeability and gas quality**, International Gas Union, 2011.

BROOKES, S. J.; MOSS, J. B. Prediction of Soot and Thermal Radiation in Confined Turbulent Jet Diffusion Flames. **Combustion and Flame**, v. 116, p.486-503, 1999.

COLANNINO, J. **Modeling combustion systems. A practical approach**. CRC Press LLC, Taylor & Francis Group, 2006.

CHEN Y.; ZHANG, J, Analysis of the influences of gas temperature fluctuation on the soot formation and oxidation. **Fuel**, April 2013a.

CHEN Y.; ZHANG, J. Effects of gas temperature fluctuations on the soot formation reactions. **Fluid Dynamics and Transport Phenomena, Chinese Journal of Chemical Engineering**, v. 21(1), p. 25-30, 2013b.

DANON, B.; CHO, E.S.; JONG, W., ROEKAERTS, D.J.E.M. Numerical investigation of burner positioning effects in a multi-burner flameless combustion furnace. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, p. 3885-3896, 2011.

EMAMI, M.D.; FARD, A. E. Laminar flamelet modeling of a turbulent CH₄/H₂/N₂ jet diffusion flame using artificial neural networks. **Applied Mathematical Modelling**, v. 36, p. 2082-2093, 2012.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA - EPE, **Balanço Energético Nacional**, Rio de Janeiro, 2012. Disponível em: http://ben.epe.gov.br/Resultados_Pre_BEN_2012.

ERDAL, A.; ANDERSSON, H.I. Numerical Aspects of flow computation through orifices. **Flow Measurement and Instrumentation**, v. 8(1), p. 27-37, 1997.

EIAMSA-ARD, S.; RIDLUAN, A.; SOMRAVYSIN, P.; PROMVONGE, P. Numerical investigation of turbulent flow through a circular orifice. **KMITL Science Journal**, v. 8(1), não paginado, January 2008.

GARCIA, R. **Combustíveis e Combustão Industrial**, Editora Interciência, 2002.

GASSOUIMI, T.; GUEDRI, K.; SAID, R. Numerical study of the swirl effect on a coaxial jet combustion flame including radiative heat transfer. **Numerical Heat Transfer, Part A**, v. 56, p. 897-913, 2009.

GEA (Global energy Associates). **Interchangeability of gases**, Standards & Reference, 2013. Disponível em: <http://www.globalenergy.co.uk>.

GERMAN, A.E.; MAHMUD, T. Modelling of non-premixed swirl burner flows using a Reynolds-stress turbulence closure. **Fuel**, v. 84, p. 583-594, 2005.

GIBSON, M.M.; LAUNDER, B.E. Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer. **J. Fluid Mech.**, v. 86, p.491-511, 1978.

GLASSMAN, I. Soot formation in combustion process. **Twenty-second Symposium on Combustion/The Combustion Institute**, p. 295-311, 1988.

GONÇALVES, N.D.F. **Método dos volumes finitos em malhas não estruturadas**, tese submetida à Faculdade de Ciências da Universidade do Porto para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Matemática, 2007.

HARRIS, M. R.;BARTON, N.;HODGES, D. The effect of contaminated orifice plates on the discharge coefficient. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.25, p. 2-7, 2012.

HINZE, J.O. **Turbulence**. Mc Graw-Hill Publishing Co., New York, 1975.

HOLLINGSHEAD, C.L.; JOHNSON, M.C.; BARFUSS, S.L.; SPALL, R.E. Discharge coefficient performance of Venturi, standard concentric orifice plate, V-cone and wedge flow meters at low Reynolds numbers. **Journal of Petroleum Science and Engineering**, v. 78, p. 559-566, 2011.

IDEL'CIK, I.E. **Mémento de pertes de charges**. Collection de La Direction des Etudes et Recherches d'Electricité de France. Eyrolles, 1986.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, **World Energy Outlook 2013**. Disponível em worldenergyoutlook.org/.

KASSEM, H. I.; SAQR, K. M.; ALY, H. S., SIES M. M., WAHID, M. A. Implementation of the Eddy Dissipation model of turbulent non-premixed combustion in OpenFOAM. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 38, p. 363-367, 2011.

KHANAFAER, K.; AITHAL, S.M. Fluid-dynamic and NO_x computation in swirl burners. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, p. 5030-5038, 2011.

KHELIL, A.; NAJI, H.; LOUKARFI, L.; MOMPEAN, G. Prediction of a high swirled natural gas diffusion flame using a PDF model. **Fuel**, v.88, p. 374-381, 2009.

KOMORI, T.; HARA, H.; ARIMURA, H., KITAUCHI, Y. Design for F blast furnace gas firing 300 MW gas turbine combined cycle plant. **Proceedings of the International Gas Turbine Congress**, Tokyo, 2003.

KONTOGEORGOS, D.A.; KERAMIDA, E.P.; FOUNTI, M.A. Assessment of simplified thermal radiation models for engineering calculations in natural gas-fired furnace. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.50, p. 5260-5268, 2007.

LAUNDER, B.E. Second-Moment Closure: Present... and Future? **Inter. J. Heat Fluid Flow**, v. 10(4), p. 282-300, 1989.

LAUNDER, B.E.; REECE, G.J.; RODI, W. Progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulence Closure. **J. Fluid. Mech.**, v. 68(3), p. 537-566, 1975.

LAUNDER, B.E.; SPALDING, D.B. The Numerical Computation of Turbulent Flows. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, v. 3, p. 269-289, 1974. Academic Press, London, 1974.

LAUNDER, B.E.; SPALDING, D.B. **Mathematical Models of Turbulence**. Academic Press, London, 1972.

MACHADO, A.C.; OLIVEIRA, G.F. **Sistema de energia na siderurgia**. Associação Brasileira de Metais, 1989.

MALISKA, C.R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. Livros Técnicos e Científicos Editora, 2004.

MARQUES, A.C. **Desenvolvimento de modelo numérico utilizando o método dos volumes finitos em malhas não estruturadas**. Tese submetida à Universidade Federal do Espírito Santo para obtenção do grau de Mestre em Ciências em Engenharia Ambiental, 2005.

MORRISON, G.L.; DeOtte Jr.R.E.; Nail, G.H.; Panak, D.L. Mean velocity and turbulence fields inside a $\beta=0.50$ orifice flowmeter. **AIChE Journal**, v.39, p., 745-756, 1993.

NAIL, G.H. **A study of 3-Dimensional flow through orifice meters**. Ph.D. Dissertation, Texas A&M University, 1991, USA.

OLIVEIRA, N.M.B.; VIEIRA, L.G.M.; DAMASCENO, J.J.R. Numerical methodology for orifice meter calibration. **Material Science Forum**, v. 660-661, p. 531-536, 2010.

ORSZAG, S.A.; YAKHOT, V.; FLANNERY, W.S.; BOYSAN, F.; CHOUDHURY, D.; PATEL, B. Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations. **International Conference on Near-Wall Turbulent Flows**, Tempe, Arizona, 1993.

PAN, X.; WANG, G.; ZESHENG L. Flow field simulation and a flow model of servo-valve spool valve orifice. **Energy Conversion and Management**, v.52,p. 3249-3256, 2011.

PATANKAR, S. V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. Hemisphere Series on Computational Methods in Mechanics, Hemisphere Publishing Corporation – Mc-Graw Hill Book Company, 1980.

PERIC, M. Flow simulation using control volumes of arbitrary polyhedral shape. **ERCOFTAC Bulletin**, No. 62, 2004.

PETERS, N. **Turbulent Combustion**. Cambridge University Press, 2004.

POINSOT, T.; VEYNANTE, D. **Theoretical and numerical combustion**. R.T. Edwards, Inc., 2005.

RHINEHART, R.R.; GEBREYOHANNES, S.; SRIDHAR U. M.; PATRACHARI, A.;RAHAMAN, Md.S. A power law approach to orifice flow rate calibration. **ISA Transactions**, v.50, p. 329-341, 2011.

SAQR, K. M.; ALY, H. S., SIES M. M., WAHID, M. A. Computational and experimental investigations of turbulent asymmetric vortex flames. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v.38, p. 352-362, 2011b.

SAQR, K. M.; ALY, H. S., SIES M. M., WAHID, M. A. Effect of free stream turbulence on NO_x and soot formation in turbulent diffusion CH₄ air flames. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v.37, p. 611-617, 2010.

SAQR, K. M.; WAHID, M. A. Comparison of four Eddy-Viscosity turbulence models in the Eddy Dissipation modeling of turbulent diffusion flames. **Int. J. of Appl. Math and Mech.**, v. 7 (19), p. 1-18, 2011a.

SHAH, M. S.; JOSHI, J. B., KALSI, A. S., PRASAD, C.S.R., SHUKLA S. Analysis of flow through an orifice meter: CFD simulation. **Chemical Engineering Science**, v. 71, p. 300-309, 2012.

SHIH, T.H.; LIOU, W.W.; SHABBIR, A.; YANG, Z.; ZHU, J.A New k- ϵ Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows – Model Development and Validation. **Computer Fluids**, v. 24(3), p.227-238, 1995.

SYMSCAPE, **Polyhedral, tetrahedral and hexahedral mesh comparison**. Symscape - computational fluid dynamics for all. Disponível em: <http://www.symscape.com>, 2013.

THOMPSON, J. F.; SONI, B.K. **Handbook of Grid Generation**. CRC Press, 1998.

TOMOLILLO, M.; DEPLANO, S.; FANTUZZI, M.; FERRANDO, R. Development of new on off sequential firing combustion techniques. **AISE Fall Convention**, Cleveland, 1999.

WÜNNING, J. G.; MILANI, A. **Handbook of burner technology for industrial furnaces**. Fundamental burner applications, Vulkan-Verlag, 2009.

ZABETAKIS, M.G. **Flammability characteristics of combustible gases and vapors**. Bulletin 627, Bureau of Mines, Pittsburgh, 1965.

APÊNDICES

$K = 0,35$ para contração abrupta; coeficiente de perda de carga para singularidade

$K = 0,9$ para expansão abrupta; coeficiente de perda de carga para singularidade

Utilizando-se estes dados e a equação (3.3) o resultado para o coeficiente de descarga é $C_d = 0,64$.

O coeficiente de perda de carga da singularidade contração abrupta foi determinado utilizando-se as informações conforme figura A.2. Na qual A_0 é a área do orifício e A_1 a área do duto de entrada, calculada através do diâmetro equivalente, pois é um escoamento anular. Observando-se a equação A.1 se verifica que o K desta singularidade depende somente das áreas de entrada e saída.

$$K = \zeta = 0,5 (1 - A_0/A_1) \quad A.1$$

Sendo: $A_0 = 8 * 0,000855 \text{ m}^2$ (área dos orifícios – cada orifício com $D_0 = 33 \text{ mm}$);

$A_1 = 0,0229 \text{ m}^2$ (área do duto de entrada, calculada com diâmetro equivalente,

$D_1 = 219,1 - 48,3 = 170,8 \text{ mm}$);

Resultando em $K = 0,35$

TRONÇONS D'ENTRÉE DES CONDUITES ET CANAUX

95

Entrées avec rétrécissement brusque
 $Re = w_0 D_H / \nu > 10^4$

Chapitre III

Diagramme 3.9

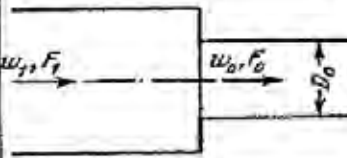
Conditions à l'entrée	Schéma	Coefficient de perte de charge $\xi = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma w_n^2}{2g}}$
A. Section d'entrée dans une paroi frontale ($b/D_H = 0$) $D_H = 4F_0/\Pi_0$; Π_0 : périmètre		
Bord d'entrée, à angle droit		$\xi = 0,5 (1 - F_0/F_1)$

Figura A.2 - Coeficiente de perda de carga K para contração abrupta (IDEL'CIK, 1986).

O coeficiente de perda de carga da singularidade expansão abrupta foi determinado utilizando-se as informações conforme figura A.3.

Sendo: $A_0 = 8 * 0,000855 \text{ m}^2$ (área dos orifícios – cada orifício com $D_0 = 33 \text{ mm}$);

$A_2 = 0,1256 \text{ m}^2$ (área do duto de saída, calculada com diâmetro de 400 mm);

$A_0/A_2 = 0,05$;

$m = 8$, que foi determinado pela figura A.4 em função do perfil parabólico do escoamento, que por sua vez foi determinado em função do próprio resultado da simulação numérica apresentado na figura A.5. Pode ser observado que o perfil parabólico, resultante para os bocais de gás natural pela simulação numérica, tem forma semelhante à curva indicada por $m = 8$ na figura A.4. Esta forma foi mantida semelhante na faixa de número de Reynolds entre 25.000 e 40.000.

Resultando em $K = 0,9$

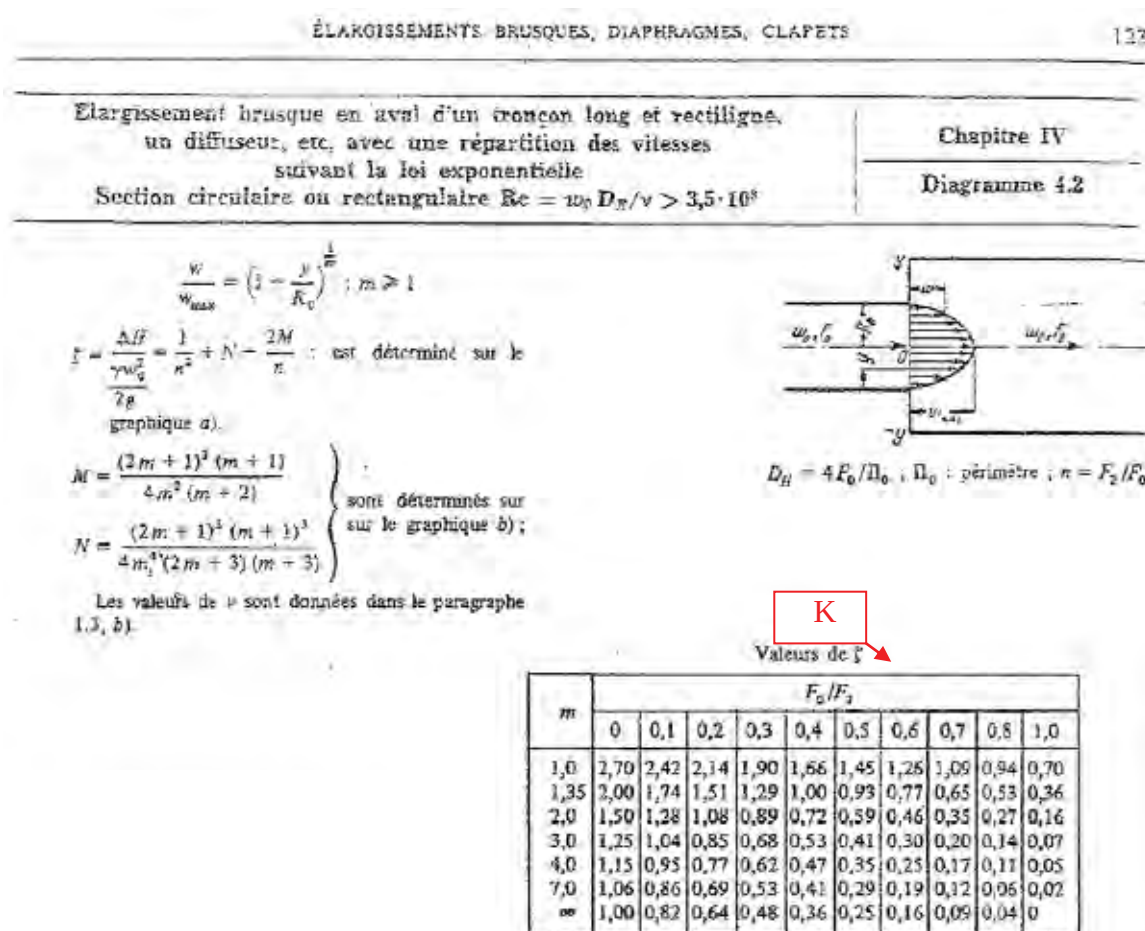


Figura A.3 - Coeficiente de perda de carga K para expansão abrupta (IDEL'CIK, 1986).

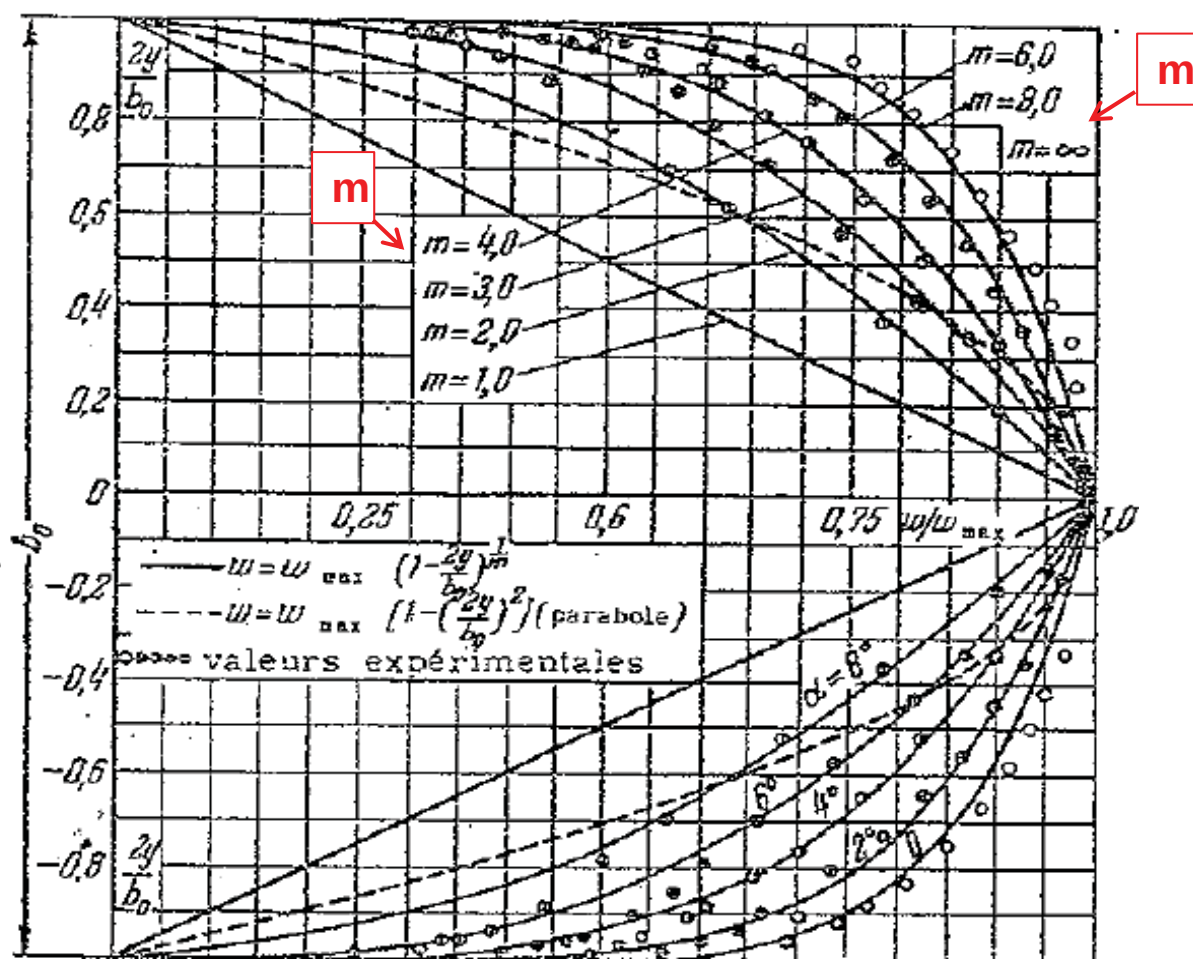
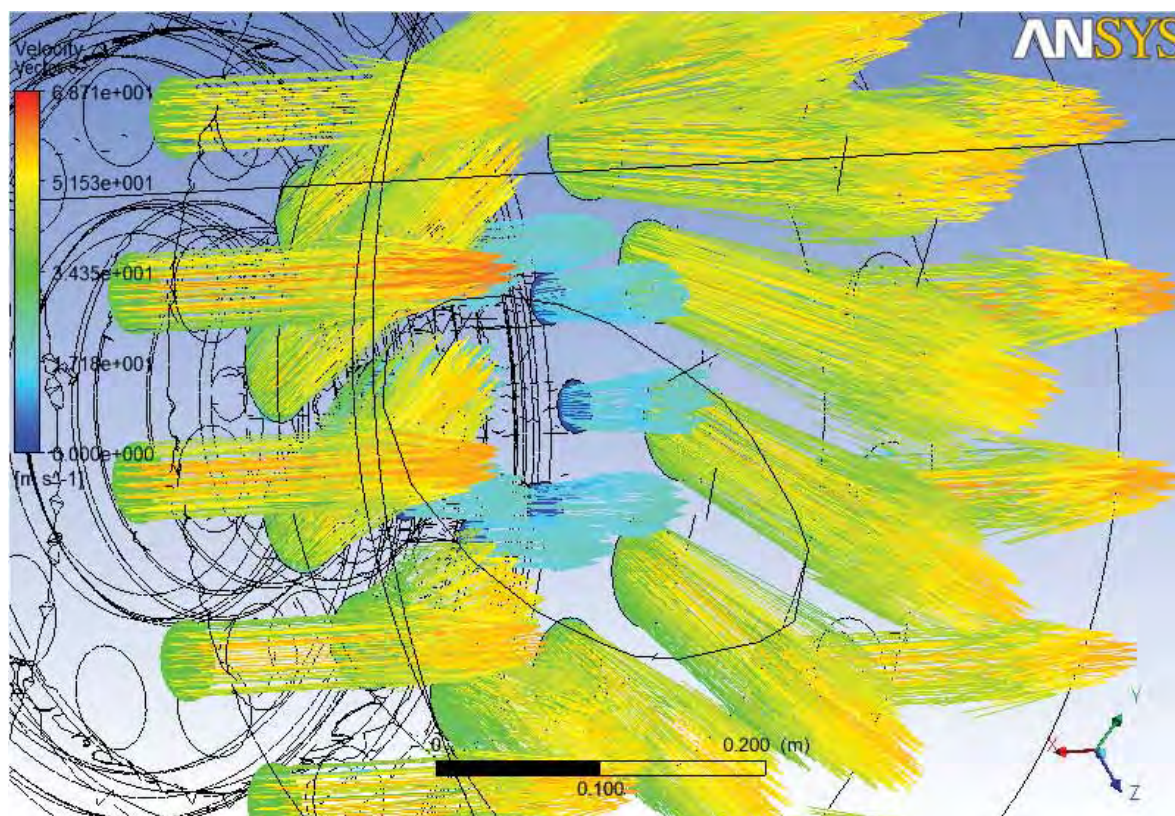
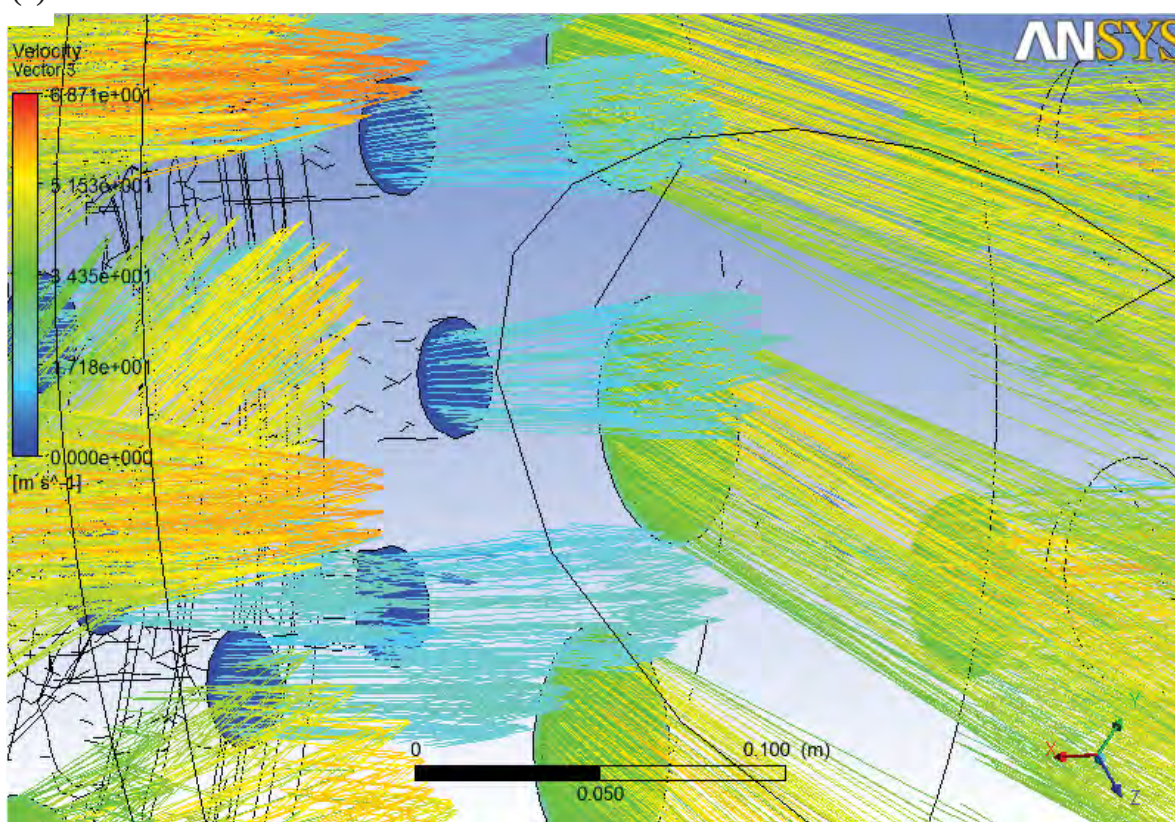


FIG. 4.4. — Répartition des vitesses dans des diffuseurs plans, pour des valeurs de l'angle au sommet α allant de 0 à 8°, et comparaison avec la loi exponentielle

Figura A.4 - Coeficiente "m" devido ao perfil de velocidade na expansão abrupta (IDEL'CIK, 1986).



(a)



(b)

Figura A.5 – Visualização do resultado da simulação numérica do perfil parabólico no escoamento dos bocais.

(a) Visão geral dos bocais: gás natural (azul), ar primário (amarelo com saída oblíqua) e ar secundário (amarelo/cor de abóbora). (b) Ampliação da visualização com “zoom” nos bocais de gás natural (azul) .

APÊNDICE B

DESENVOLVIMENTO DAS EQUAÇÕES PARA CÁLCULO DO COEFICIENTE DE DESCARGA

B.1 Desenvolvimento da relação para Cálculo da Vazão

Equação de Bernoulli:

$$\frac{v_1^2}{2} + gh_1 + \frac{P_1}{\rho} = \frac{v_2^2}{2} + gh_2 + \frac{P_2}{\rho} \quad (\text{B. 1})$$

- Condições:
- Conservação da Massa;
 - Conservação da Energia;
 - Escoamento incompressível, adiabático e reversível.

1- Ponto a montante do orifício

2- Ponto imediatamente a jusante do orifício

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} = \frac{(Q/A_2)^2 - (Q/A_1)^2}{2}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = Q^2 \left(\frac{1}{(\pi d^2/4)^2} - \frac{1}{(\pi D^2/4)^2} \right) \cdot \frac{(\pi d^2/4)^2}{A^2}$$

$$\frac{A^2 2 \Delta P}{\rho} = Q^2 \left(1 - \frac{(\pi d^2/4)^2}{(\pi D^2/4)^2} \right)$$

$$\frac{A^2 \Delta P}{\rho} = Q^2 \left(1 - \frac{d^4}{D^4} \right)$$

onde, d = diâmetro do orifício

D = diâmetro da tubulação

$$\beta = d/D$$

$$Q = A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho(1 - \beta^4)}}$$

A- área do orifício

Para considerar as perdas é introduzido o coeficiente de descarga:

Resultando em:

$$Q = C_D A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho(1 - \beta^4)}} \quad (\text{B. 2})$$

e,

$$C_D = \frac{Q}{A} \sqrt{\frac{\rho(1 - \beta^4)}{2\Delta P}} \quad (\text{B. 3})$$

B.2 Desenvolvimento da Formulação de Colannino

Equação de Bernoulli incluindo termo para as perdas:

$$\frac{v_1^2}{2} + gh_1 + \frac{P_1}{\rho} = \frac{v_2^2}{2} + gh_2 + \frac{P_2}{\rho} + \Delta P_{Loss} \quad (\text{B. 4})$$

1- Ponto a montante do orifício

2-Ponto imediatamente a jusante do orifício

Considerando a equação de Darcy-Weisbach:

$$\frac{\Delta P_{Loss}}{\rho} = \left(\frac{fL}{D} + \Sigma k \right) \frac{v_2^2}{2} \quad (\text{B. 5})$$

sendo:

$\frac{fL}{D}$ perdas devido a trecho reto;

Σk perdas devido a singularidades;

Assim,

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \left(f \frac{L}{D} + k\right) \frac{v_2^2}{2}$$

$$\frac{2\Delta P}{\rho} = v_2^2 \left(1 + \frac{fL}{D} + k\right) - v_1^2$$

$$\frac{2\Delta P}{\rho} = \left(\frac{Q}{A_2}\right)^2 \left(1 + \frac{fL}{D} + k\right) - \left(\frac{Q}{A_1}\right)^2$$

Resulta em,

$$Q = A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho \left(1 + \frac{fL}{D} + \Sigma k - \beta^4\right)}}$$

Desprezando β^4 por ser muito pequeno,

$$Q = A \sqrt{1/(1 + fL/D + \Sigma k)} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$$

Comparando com a equação (B.2),

$$Q = C_D A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$$

Chegando-se a:

$$C_D = \sqrt{\frac{1}{(1 + fL/D + \Sigma k)}} \tag{B.6}$$