

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

CARLOS ALBERTO MAHL SPOHR

**ANÁLISE NUMÉRICA DE CALHAS DE TRANSFERÊNCIA DE
METAL LÍQUIDO AQUECIDAS A GÁS NATURAL**

Florianópolis, Abril de 2018

Carlos Alberto Mahl Spohr

**ANÁLISE NUMÉRICA DE CALHAS DE TRANSFERÊNCIA DE
METAL LÍQUIDO AQUECIDAS A GÁS NATURAL**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Santa Catarina para a obtenção do
Grau de Mestre em Engenharia
Mecânica.

Orientador: Prof. Vicente de Paulo
Nicolau, Dr.

Coorientador: Prof. Renato Oba, Dr.

Florianópolis, SC
2018

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária
da UFSC.

Spohr, Carlos Alberto Mahl

Análise numérica de calhas de transferência de metal líquido aquecidas a gás natural / Carlos Alberto Mahl Spohr ; orientador, Vicente de Paulo Nicolau, coorientador, Renato Oba, 2018.

154 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2018.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Calhas de transferência. 3. Alumínio líquido. 4. Combustão. 5. Simulação numérica. I. Nicolau, Vicente de Paulo. II. Oba, Renato. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Carlos Alberto Mahl Spohr

**ANÁLISE NUMÉRICA DE CALHAS DE TRANSFERÊNCIA DE
METAL LÍQUIDO AQUECIDAS A GÁS NATURAL**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica” e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC.

Florianópolis, 27 de Abril de 2018.

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr. - Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Renato Oba, Dr. - Coorientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Amir Antônio Martins de Oliveira Jr., Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Saulo Güths, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Luciano Amaury dos Santos, Dr.
Instituto Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, à minha mãe, Tania, por ter me dado todo o apoio e incentivo necessários durante a minha vida, graduação e mestrado, me proporcionando sempre tudo do melhor ao seu alcance. Também ao meu irmão João Walter, pelos anos de amizade e incentivo.

Ao professor e orientador Vicente de Paulo Nicolau, por ter me proporcionado a oportunidade de integrar a equipe de Eficiência Energética do Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos, pela paciência, orientação e pelos conselhos e disposição em ajudar, minha sincera gratidão.

Ao professor coorientador Renato Oba e à professora Talita Sauter Possamai, pelos conhecimentos transmitidos ao longo do desenvolvimento deste trabalho e ao longo dos anos de graduação.

Aos professores da banca, pela disponibilidade em participar da avaliação do trabalho e contribuições na construção do mesmo.

Aos colegas do LabCET, em especial ao time de Eficiência Energética: Daniel, Edemar, Flávia e Raul, por toda a ajuda durante a execução deste trabalho.

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

À UFSC, em especial ao PosMEC, pela infraestrutura e oportunidades oferecidas.

À Perfil Térmico, pela oportunidade e disponibilização de seus conhecimentos e experiência para a realização desse trabalho.

E agradeço à minha namorada, Anna Paola, pelo carinho e o apoio de sempre.

“O conhecimento torna a alma jovem e diminui a
amargura da velhice. Colhe, pois, a sabedoria.
Armazena suavidade para o amanhã.”

Leonardo da Vinci

RESUMO

Este trabalho apresenta uma análise térmica numérica em CFD de uma calha de transferência de metal líquido, aquecida através de gases provenientes da combustão de gás natural. Calhas de transferência são equipamentos utilizados na movimentação de metal no estado líquido dentro de plantas de fundição ou outras indústrias. O funcionamento de uma calha e as diferentes configurações geométricas existentes, também são discutidos. Um apanhado de trabalhos previamente publicados acerca deste tipo de equipamento é apresentado e sumarizado. A calha avaliada é simulada no software comercial Ansys CFX com vazões mássicas de 1,0 t/h de alumínio líquido e 2,7 m³/h de gás natural. Na simulação são incluídos os fenômenos da combustão do gás natural, da troca térmica radiativa, convectiva e condutiva, do escoamento turbulento dos gases em canais internos à calha e do escoamento do alumínio líquido. A análise da combustão e a simulação do escoamento dos gases dentro da calha é realizada para vários modelos diferentes, com foco na interação dos gases quentes com os diferentes materiais da calha. Na simulação são incorporadas diversas simplificações derivadas dos atuais modelos apresentados por empresas fabricantes destes equipamentos. Os resultados das simulações são apresentados na forma de balanços de energia e análises da distribuição do calor ao longo da calha. Uma análise exergética da troca de calor dentro da calha é realizada juntamente com uma avaliação dos custos de operação. Comparações de fluxos de calor e temperaturas são realizadas para os diversos modelos avaliados. Ao final, uma configuração de maior eficiência é obtida e atesta-se a viabilidade da construção deste tipo de calha.

Palavras-chave: calha de transferência, alumínio líquido, análise térmica, balanço energético, simulação numérica, CFD, combustão, gás natural.

ABSTRACT

This work presents a CFD numerical thermal analysis of a liquid metal transfer trough heated by flue gases from natural gas combustion. Transfer troughs are equipment used within foundry plants or other industries for the movement of metal in liquid state. The operation of a trough and different existing geometric configurations are also discussed. A collection of previously published works on this type of equipment is presented and summarized. The evaluated trough is simulated in the commercial software Ansys CFX with mass flow rates of 1.0 t/h for the liquid aluminum and 2.7 m³/h for the natural gas. In the simulation, are included the phenomena of the combustion of the natural gas, the radiative, convective and conductive thermal exchange, the turbulent flow of the gases inside channels and the liquid aluminum flow. Combustion analysis and simulation of gas flow within the trough is performed for several different models, focusing on the interaction of the hot flue gases with the different trough materials. Several simplifications derived from the current models presented by manufacturers of these equipments are incorporated in the simulation. The results of the simulations are presented in the form of energy balances and analyzes of the heat distribution along the trough. An exergy analysis of the heat exchange within the trough is performed together with an evaluation of the operating costs. Comparisons of heat flows and temperatures are performed for the various models evaluated. At the end, a more efficient configuration is obtained and the viability of the construction of this type of trough is attested.

Keywords: transfer trough, molten aluminum, thermal analysis, energy balance, numerical simulation, CFD, combustion, natural gas.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Consumo brasileiro de alumínio em produtos transformados no ano de 2015.	2
Figura 2 - Processo de obtenção do alumínio.	3
Figura 3 - Solubilidade do hidrogênio em alumínio em função da temperatura.	4
Figura 4 - Calha de transferência de alumínio líquido sem tampa ou sistema de aquecimento.	7
Figura 5 - Seção transversal típica de uma calha de transferência de alumínio líquido.	8
Figura 6 - Transferência de alumínio líquido entre equipamentos.	9
Figura 7 - Exemplo de calha com aquecimento radiativo com queimadores porosos (acima) e com resistências (abaixo).	11
Figura 8 - Exemplo de calha com aquecimento condutivo por resistências elétricas embutidas no refratário.	12
Figura 9 - Comparação da queda de temperatura no alumínio líquido para duas calhas diferentes, com e sem tampa.	17
Figura 10 - Comparação da oscilação na temperatura do alumínio líquido na saída do forno e na saída da calha de transferência.	20
Figura 11 - Análise de exergia no forno de espera.	21
Figura 12 - Temperatura média do alumínio em escoamento na calha avaliada. Vazões de 1,0 kg/s de alumínio líquido e de 0,5 m ³ /s de gases de combustão.	22
Figura 13 - Variação de temperatura de um termopar inserido na calha para duas configurações diferentes.	23
Figura 14 - Sistema de combustão típico.	27
Figura 15 - Diferentes configurações de chamas: a) pré-misturada, b) não pré-misturada e c) parcialmente pré-misturada.	28
Figura 16 - Seção transversal de uma calha de aquecimento de terceira geração. Dimensões em polegadas.	33
Figura 17 - Seção transversal de um modelo de calha avaliado durante as simulações.	34
Figura 18 - Perspectiva isométrica de um modelo de calha avaliado durante as simulações, com algumas das principais dimensões.	35
Figura 19 - Esquema apresentando o balanço global de energia da calha.	40
Figura 20 - Diagrama ilustrando a distribuição de energia na calha.	40

Figura 21 - Esquema de resistências térmicas na seção transversal da calha.	41
Figura 22 - Detalhes construtivos das malhas utilizadas na simulação: a) O-grid na entrada do queimador; b) Carbetto de silício; c) Alumínio líquido; d) Concreto isolante.....	51
Figura 23 - Vista em perspectiva da configuração simulada no Caso Sem Aquecimento.	73
Figura 24 - Vista em perspectiva da configuração simulada no Caso Dutos Elípticos Com Retorno.	74
Figura 25 - Vista em perspectiva da configuração simulada no Caso Dutos Elípticos Sem Retorno.....	75
Figura 26 - Vista em perspectiva da configuração simulada no Caso Dutos Retangulares.	76
Figura 27 - Vista em perspectiva da configuração simulada no Caso Sem Aquecimento e Sem Tampa, com o destaque da cavidade onde ocorrem as trocas por radiação.....	77
Figura 28 - Distribuição de temperatura na seção transversal na metade do comprimento da calha para o caso Sem Aquecimento.	83
Figura 29 - Distribuição de temperatura na seção transversal na metade do comprimento da calha a) Elíptico CR; b) Elíptico SR; c) Retangular.	83
Figura 30 - Distribuição de temperatura no refratário na metade do comprimento da calha para o caso Sem Aquecimento.....	84
Figura 31 - Distribuição de temperatura no refratário na metade do comprimento da calha: a) Elíptico CR; b) Elíptico SR; c) Retangular.	85
Figura 32 - Linha horizontal localizada na seção transversal na metade do comprimento da calha utilizada para plotar a distribuição de temperatura da Figura 33.	86
Figura 33 - Temperatura ao longo de uma linha que corta horizontalmente a seção transversal do plano médio da calha.	86
Figura 34 – Temperatura média dos gases de exaustão ao longo do comprimento da calha.	87
Figura 35 - Interface cujos fluxos de calor foram avaliados na Figura 37 e na Tabela 19.....	88
Figura 36 - Interface avaliada na Tabela 20.	89
Figura 37 - Fluxo de calor médio entre os gases de exaustão e o refratário ao longo do comprimento da calha.	89
Figura 38 - Fluxos de calor radiativos para o interior de um dos dutos do caso Elíptico SR: a) lado externo e b) lado interno.	91
Figura 39 - Fluxos de calor convectivos para o interior de um dos dutos do caso Elíptico SR: a) lado externo e b) lado interno.	91

Figura 40 - Distribuição de temperatura na seção transversal do alumínio no plano médio: a) Sem Aquecimento; b) Elíptico CR; c) Elíptico SR; d) Retangular.	93
Figura 41 - Temperatura média do alumínio líquido ao longo do comprimento da calha.	94
Figura 42 - Distribuição de temperatura na seção transversal da calha no plano médio para o Sem Tampa.....	95
Figura 43 - Temperatura média do alumínio em escoamento no Sem Tampa.....	96
Figura 44 - Região do alumínio líquido com temperatura inferior a 660 °C.	96
Figura 45 - Diagrama de Sankey para o caso Elíptico SR.....	100
Figura 46 - Razão de equivalência e superfície da chama no duto.	105
Figura 47 - Plano contendo a chama e a distribuição de temperatura no duto.....	106
Figura 48 - Distribuição das frações molares dentro do duto... ..	106
Figura 49 - Distribuição das frações molares dos componentes em uma linha na injeção de combustível ao longo do primeiro módulo do duto.....	107
Figura 50 - Estimativa do custo e do consumo para o pré-aquecimento do ar.	110

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Entrada e perdas de energia para uma planta de produção de alumínio no ano de 2011.	21
Tabela 2 - Sumário dos trabalhos encontrados na literatura e as conclusões importantes obtidas para a execução deste trabalho.	24
Tabela 3 - Composição do gás natural em Santa Catarina.	25
Tabela 4 - Equivalência energética do gás natural com outros combustíveis.....	25
Tabela 5 - Componentes da calha com os respectivos materiais e dimensões.....	35
Tabela 6 - Propriedades dos materiais que compõem a calha. ...	38
Tabela 7 - Propriedades do alumínio líquido.....	38
Tabela 8 - Condições de contorno gerais utilizadas na simulação.	39
Tabela 9 - Propriedades radiativas dos gases de combustão.	46
Tabela 10 - Emissividades dos materiais.....	47
Tabela 11 - Características principais das malhas utilizadas na simulação.....	52
Tabela 12 - Teste de independência de malha.	53
Tabela 13 - Valores das constantes do modelo $k - \varepsilon$	60
Tabela 14 - Características dos dutos nos casos simulados.	77
Tabela 15 – Caso Sem Aquecimento comparado com simulações realizadas por outros autores.	79
Tabela 16 - Comparação entre o caso simulado e o analítico.....	80
Tabela 17 - Composição dos gases de exaustão na saída da calha.	81
Tabela 18 - Valores globais obtidos nas simulações dos casos. .	82
Tabela 19 - Fluxo de calor médio na interface entre o carbetto de silício e os gases de combustão para os diferentes módulos dos casos avaliados. Valores positivos indicam o calor entrando no refratário.....	90
Tabela 20 - Fluxo de calor médio na interface entre o carbetto de silício e o alumínio líquido para os diferentes módulos dos casos avaliados. Valores positivos indicam o calor entrando no alumínio.	90
Tabela 21 - Trocas médias de calor radiativas e convectivas para os casos avaliados.....	92
Tabela 22 - Temperaturas de saída do alumínio líquido para os quatro casos avaliados.....	94
Tabela 23 - Balanço de energia para o caso Sem Aquecimento.	97
Tabela 24 - Balanço de energia para os casos Elíptico CR, Elíptico SR e Retangular.....	98

Tabela 25 - Balanço de energia comparado com a variação da energia dos gases de combustão para os casos Elíptico CR, Elíptico SR e Retangular.	100
Tabela 26 - Comparação entre os valores de energia trocada nas diferentes regiões para os modelos simulados.	101
Tabela 27 - Comparação dos parâmetros de eficiência da calha, Equações (4.54), (4.55) e (4.56), para as diferentes configurações simuladas.	102
Tabela 28 - Valores de temperatura na interface entre o carbetto de silício e o leito de escoamento do alumínio líquido para os quatro casos simulados.	103
Tabela 29 - Comparação entre os fluxos de calor nas diferentes interfaces para os quatro casos simulados.	104
Tabela 30 - Valores de exergia da calha.	108
Tabela 31 - Estimativas de custo de operação.	111

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABAL – Associação Brasileira do Alumínio
ABEGÁS – Associação Brasileira de Empresas Distribuidoras de Gás Canalizado
ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANP – Agência Nacional do Petróleo
CFD – Computational Fluid Dynamic
CFX – Software da Ansys Corp.
DTRM – Discrete Transfer Radiation Model
EDM – Eddy Dissipation Model
EES – Engineering Equation Solver
HPMDS – High-Performance Metal Delivery System
LABCET – Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos
LABTERMO – Laboratório de Ciências Térmicas
RANS – Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RMS – Root Mean Square
RTE – Radiative Transfer Equation
SCGás – Companhia de Gás de Santa Catarina
WSGG – Weighted Sum of Grey Gases

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Coefficiente de absorção [–]
A_a	Coefficiente empírico de combustão [–]
A_t	Área da seção transversal [m ²]
A_{sup}	Área da superfície [m ²]
$(A/F)_{est}$	Razão ar-combustível estequiométrica [kg _{ar} ·kg _{comb} ⁻¹]
A/F	Razão ar-combustível real [kg _{ar} ·kg _{comb} ⁻¹]
B	Força de corpo [kg·m·s ⁻²]
b	Coefficiente de peso [–]
B_b	Coefficiente empírico de combustão [–]
$C_{1,\varepsilon}$	Constante empírica de turbulência [–]
$C_{2,\varepsilon}$	Constante empírica de turbulência [–]
C_μ	Constante empírica de turbulência [–]
c_p	Calor específico a pressão constante [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
D	Diâmetro [m]
D_k	Difusividade molar de k [m ² ·s ⁻¹]
\dot{E}	Energia [W]
e	Excesso de ar [–]
F_{ij}	Fator de forma entre i e j [–]
G_{ij}	Fator de Gebhart entre i e j [–]
g	Aceleração da gravidade [m·s ⁻²]
H_{reag}	Entalpia do reagente [J]
H_{prod}	Entalpia do produto [J]
H	Entalpia [J·kg ⁻¹]
h	Coefficiente de troca de calor [W·m ⁻² ·K ⁻¹]
h_f^0	Entalpia de formação [J]
i	Intensidade de radiação [W·m ⁻²]
J_η	Poder emissivo [W·m ⁻²]
k	Energia cinética turbulenta [m ² ·s ⁻² ou J·kg ⁻¹]
k_i	Condutividade térmica de i [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
K_{av}	Coefficiente de perdas de radiação por absorção [–]
K_{sv}	Coefficiente de perdas de radiação por difusão [–]
k_λ	Espessura ótica [–]
K_λ	Coefficiente de extinção [m ⁻¹]
l_m	Distância média de penetração da radiação [m]
L	Comprimento [m]

M	Massa molar [kg. kmol ⁻¹]
m	Massa [kg]
\dot{m}	Vazão mássica [kg. s ⁻¹]
N	Número de elementos [-]
Nu	Número de Nusselt [-]
P	Pressão [kPa]
P_k	Taxa de produção de turbulência [kg. m ⁻¹ . s ⁻³]
Pr	Número de Prandtl [-]
PCI	Poder calorífico inferior [kJ. kg ⁻¹]
q	Taxa de transferência de calor [W]
q''	Fluxo de calor [W. m ⁻²]
\dot{Q}	Taxa de calor transportado [W]
R	Constante universal dos gases [J. kmol ⁻¹ . K ⁻¹]
Ra	Número de Rayleigh [-]
Re	Número de Reynolds [-]
R_k	Taxa de reação [-]
S	Vetor direção de propagação de radiação [m]
S_{rad}	Termo fonte de radiação [W. m ⁻³]
Sc	Número de Schmidt [-]
T	Temperatura [°C, K]
t	Tempo [s]
u	Velocidade em x [m. s ⁻¹]
U_i	Velocidade da direção i [m. s ⁻¹]
v	Velocidade em y [m. s ⁻¹]
V	Velocidade [m. s ⁻¹]
w	Velocidade em z [m. s ⁻¹]
x_i	Direção i [m]
X	Taxa de exergia [W]
Y	Fração mássica [-]
y^+	Distância adimensional de parede [-]
z	Posição [m]

Letras gregas

α	Difusividade térmica [m ² . s ⁻¹]
α_λ	Coefficiente de absorção [m ⁻¹]
β	Coefficiente de expansão térmica [K ⁻¹]
Γ	Termo difusivo [-]
Γ_{eff}	Termo difusivo efetivo [-]
δ	Delta de Kronecker [-]

ε	Dissipação da energia cinética turbulenta [W]
ε_i	Emissividade de i [-]
ζ	Fluxo de massa por difusão molecular [kg. s ⁻¹ . m ⁻²]
η	Eficiência [-]
Θ	Ângulo polar [rad]
λ	Comprimento de onda [m]
μ	Viscosidade dinâmica [Pa. s]
μ_t	Viscosidade turbulenta [Pa. s]
μ_{eff}	Viscosidade efetiva [Pa. s]
Π	Parâmetro de avaliação do alumínio líquido [-]
ρ	Massa específica [kg. m ⁻³]
ρ_i	Refletividade de i [-]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann [kg. m ⁻³]
σ_k	Constante empírica de turbulência [-]
σ_ε	Constante empírica de turbulência [-]
ζ	Ângulo de azimute [rad]
τ_{ij}	Tensor tensão [Pa]
ν	Viscosidade cinemática [m ² . s ⁻¹]
ν'	Coefficiente estequiométrico de reagentes [-]
ν''	Coefficiente estequiométrico de produtos [-]
Υ	Ângulo sólido [sr]
ϕ	Variável em análise [-]
φ	Razão entre trocas de calor [-]
ψ	Exergia de uma corrente de fluido [W]
ω	Geração de massa volumétrica [kg. s ⁻¹ . m ⁻³]
Ω'	Ângulo sólido de propagação [sr]

Subscritos

<i>Al</i>	Alumínio
<i>amb</i>	Ambiente
<i>ar</i>	Ar
<i>atm</i>	Atmosférica
<i>comb</i>	Combustível
<i>conc</i>	Concreto
<i>cond</i>	Condução
<i>conv</i>	Convecção
<i>est</i>	Estequiométrico
<i>fibra</i>	Fibra
<i>gases</i>	Gases de exaustão
<i>GN</i>	Gás natural

<i>i</i>	Componente i
<i>in</i>	Entrada
<i>isol</i>	Isolante
<i>out</i>	Saída
<i>proma</i>	Promalight
<i>rad</i>	Radiação
<i>ref</i>	Referência
<i>refrat</i>	Refratário
<i>tampa</i>	Tampa
<i>total</i>	Total
<i>vc</i>	Volume de controle
<i>walls</i>	Paredes

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	vii
RESUMO	xi
ABSTRACT	xiii
LISTA DE FIGURAS	xv
LISTA DE TABELAS	xix
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	xxi
LISTA DE SÍMBOLOS	xxiii
SUMÁRIO	xxvii
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 O ALUMÍNIO.....	1
1.1.1 O problema do superaquecimento.....	3
1.1.2 Uso de energia na indústria de alumínio	5
1.2 CALHAS DE TRANSFERÊNCIA	7
1.3 MOTIVAÇÃO	12
1.4 OBJETIVOS	13
1.4.1 Objetivo geral	13
1.4.2 Objetivos específicos	13
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1 PROJETO DE CALHAS DE TRANSPORTE	15
2.2 ESTUDOS EM CALHAS DE TRANSPORTE E FORNOS DE ALUMÍNIO.....	18
2.3 COMBUSTÃO DO GÁS NATURAL.....	24
2.3.1 O gás natural	24
2.3.2 A combustão	26
2.3.3 Trabalhos de simulação da combustão.....	29
2.4 SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	30
2.4.1 Guias gerais para a modelagem numérica	31
3 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	33
3.1 GEOMETRIA E FUNCIONAMENTO DA CALHA DE TRANSPORTE	33
3.2 SIMPLIFICAÇÕES ADOTADAS	37

3.3	PROPRIEDADES DOS MATERIAIS	38
3.4	CONDIÇÕES DE CONTORNO	39
3.5	TROCAS TÉRMICAS E FENÔMENOS FÍSICOS	39
3.5.1	Combustão do gás natural	42
3.5.2	Radiação	44
3.5.3	Convecção	47
3.5.4	Condução nos sólidos.....	48
4	METODOLOGIA	49
4.1	MODELAGEM NUMÉRICA	49
4.1.1	Emprego de CFD	49
4.1.2	Construção das malhas.....	50
4.1.3	Teste de independência de malha	53
4.1.4	Equações de conservação	54
4.1.4.1	Continuidade	54
4.1.4.2	Conservação da quantidade de movimento linear	54
4.1.4.3	Conservação das espécies	55
4.1.4.4	Conservação da energia	55
4.1.4.5	Equação de estado de gás ideal	56
4.1.5	Modelos de turbulência	57
4.1.5.1	Modelo $k - \varepsilon$	59
4.1.6	Modelo de combustão	62
4.1.6.1	Formação de NO_x	64
4.1.7	Modelo de radiação.....	64
4.1.7.1	Modelo de Transferência Discreta	66
4.1.7.2	Modelo WSGG	67
4.1.7.3	Método de Gebhart	68
4.2	ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DA CALHA	70
4.3	ANÁLISE EXERGÉTICA DA CALHA	71
4.4	CASOS AVALIADOS	72

4.4.1	Caso Sem Aquecimento	73
4.4.2	Caso Dutos Elípticos Com Retorno	74
4.4.3	Caso Dutos Elípticos Sem Retorno	75
4.4.4	Caso Dutos Retangulares.....	75
4.4.5	Caso Sem Aquecimento e Sem Tampa	76
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	79
5.1	AVALIAÇÃO DO MODELO	79
5.1.1	Comparação com outros trabalhos.....	79
5.1.2	Comparação da combustão	80
5.2	RESULTADOS NUMÉRICOS	81
5.2.1	Valores globais.....	81
5.2.2	Temperaturas e fluxos de calor	82
5.2.3	Alumínio líquido.....	92
5.2.4	Análise do caso Sem Aquecimento e Sem Tampa	95
5.3	BALANÇOS DE ENERGIA	97
5.3.1	Caso Sem Aquecimento	97
5.3.2	Casos Elíptico CR, Elíptico SR e Retangular	98
5.4	COMPARAÇÃO ENTRE OS CASOS AVALIADOS.....	101
5.5	AVALIAÇÃO DA COMBUSTÃO	105
5.6	ANÁLISE EXERGÉTICA DA CALHA	108
5.7	ANÁLISE DOS CUSTOS DE OPERAÇÃO.....	109
6	CONCLUSÕES	113
6.1	CONCLUSÕES GERAIS	113
6.2	CONCLUSÕES ESPECÍFICAS	113
6.3	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS..	116
	REFERÊNCIAS	117

1 INTRODUÇÃO

A utilização de aços revestidos tem ganhado espaço na indústria automobilística, de máquinas e da construção civil nos últimos anos. Isto se deve às boas propriedades que os revestimentos conferem às chapas metálicas, como o aumento na resistência à corrosão e a melhora no aspecto superficial.

Destes revestimentos, um dos principais é o Galvalume, o qual é composto por 55% de alumínio, 43,5% de zinco e 1,5% de silício (ABNT, 2008). Este material apresenta resistência à corrosão pelo menos duas vezes superior ao zinco puro, caracterizando-se ainda por uma alta refletividade à radiação, garantindo maior eficiência térmica. O Galvalume também garante proteção ao aço mesmo quando este é exposto ao meio corrosivo (CBCA, 2014).

A produção dos revestimentos aplicados aos aços se dá, basicamente, através da imersão a quente das chapas desbobinadas nas ligas fundidas em um processo contínuo. Estas, por outro lado, são obtidas a partir da fundição dos metais em fornos de fusão e a posterior transferência do líquido para os banhos onde as chapas serão submersas. O meio de transferência do metal líquido do forno de fusão até os banhos é o objeto estudado neste trabalho: as calhas de transferência de metal líquido (em inglês *launder* ou *trough*).

A partir da solução computacional em CFD, as análises da eficiência energética e dos principais parâmetros envolvidos no projeto e modelagem de uma calha de transferência foram realizadas, juntamente com um modelo da utilização da combustão de gás natural para aquecimento da mesma. Ao final deste capítulo, são abordadas as motivações, justificativas e os objetivos principais deste trabalho.

1.1 O ALUMÍNIO

Segundo a Associação Brasileira do Alumínio (2017), o Brasil é o décimo primeiro maior produtor de alumínio primário no mundo, precedido por países como a China, Rússia, Canadá, Índia, e outros. O país é, também, o terceiro maior produtor de bauxita e de alumina, ficando atrás da China e da Austrália. Ainda segundo a ABAL (2017), este mercado faturou ao todo 56,4 bilhões de reais em 2015. Os principais usos do alumínio transformado no país estão apresentados na Figura 1.

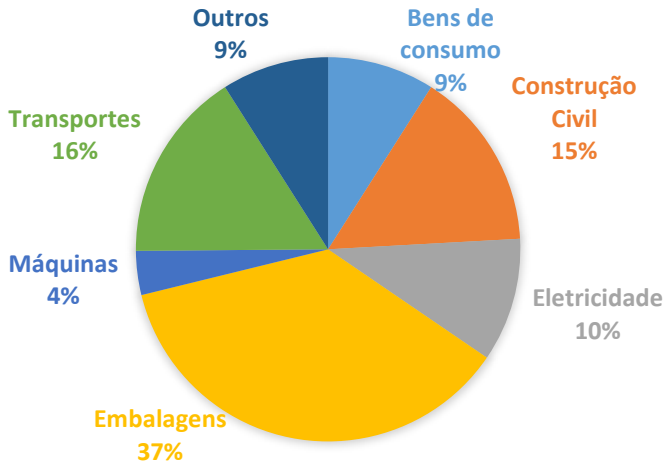


Figura 1 - Consumo brasileiro de alumínio em produtos transformados no ano de 2015.

Fonte: adaptado de ABAL (2017).

O processo de obtenção do alumínio ocorre basicamente em duas etapas: a obtenção da alumina a partir da bauxita e a posterior eletrólise do óxido para obter o alumínio. Este esquema está ilustrado de forma simplificada na Figura 2.

A produção primária de alumínio requer cerca de 5,9 kg de terra para produzir 5,1 kg de bauxita, que é um dos minerais mais abundantes na crosta terrestre, a qual é, então, refinada em 1,93 kg de alumina e depois processada com 0,45 kg de carbono para produzir 1,00 kg de alumínio. A energia total utilizada para a produção de metal primário foi de aproximadamente 23,78 kWh/kg de alumínio no ano de 2000 (Choate e Green, 2003).

Devido a sua elevada reatividade, não é possível que o alumínio seja extraído diretamente da alumina através da redução, sendo necessária a obtenção através da eletrólise do óxido, o que exige grandes quantidades de energia. Outro processo de obtenção é a partir da reciclagem do alumínio já utilizado em outros processos, o qual é chamado de alumínio secundário. A recuperação de alumínio a partir de sucata consome somente cerca de 6% da energia necessária para produzir alumínio primário (Hydro, 2016).

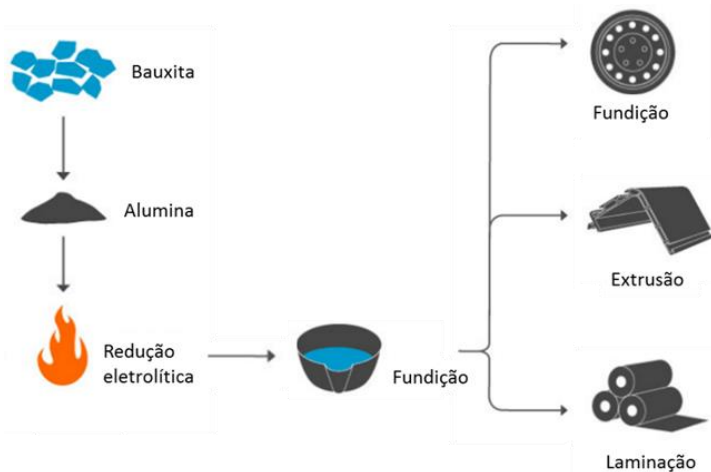


Figura 2 - Processo de obtenção do alumínio.

Fonte: adaptado de Hydro (2016).

O grande mercado que o alumínio possui se deve, principalmente, à sua enorme versatilidade e maleabilidade, existindo grandes variações nos volumes e nos métodos de manuseio. Seu baixo ponto de fusão e boa fluidez permitem a transferência do metal no estado líquido até mesmo através de bombeamento e sifonagem.

1.1.1 O problema do superaquecimento

O alumínio líquido produzido na fundição é manipulado por uma variedade de equipamentos, antes de finalmente ser solidificado nas formas finais. Os métodos envolvem guias para carregar cadinhos, sifões, calhas de transporte, uma variedade de bombas e até mesmo o transporte rodoviário (Anglin e Mccaffrey, 1990).

No entanto, toda essa movimentação de material tem um custo. Para ser transportado entre equipamentos sem que o material se solidifique, a prática comum nas empresas que usam o alumínio no estado líquido é superaquecer o metal a fim de compensar as perdas de calor ao longo do transporte e garantir que essa solidificação não ocorra. Este superaquecimento normalmente traz problemas para a liga fundida.

O problema mais impactante é o da formação de borra sobre a superfície livre do alumínio líquido em escoamento. Esta borra ocorre devido a formação de óxidos quando o metal fundido, em alta temperatura, entra em contato com o ar. Taylor et al. (2010) estima que a

formação de borra representa metade do 1% de perda total de metal em uma fundição de alumínio primário, isto é, cerca de 2500 toneladas por ano seriam perdidas em uma produção de 500 mil toneladas anuais. Esta perda de metal tem um impacto econômico significativo, uma vez que o metal oxidado deve ser substituído na cadeia produtiva por mais alumínio primário, o que acarreta um desperdício de energia e matéria-prima.

Para exemplificar, segundo Eckert et al. (2005), as temperaturas máximas na superfície livre em um forno reverberante podem exceder os 1100 °C. Isso resulta na multiplicação da taxa de oxidação por um fator de 64, quando comparado com uma temperatura mais baixa de 730 °C. Além disso, o ponto de condensação dos produtos típicos da combustão é equivalente ao do ar saturado a 24 °C, aumentando ainda mais a oxidação e estabelecendo uma alta pressão parcial de hidrogênio monatômico.

Outro problema causado pelo superaquecimento do alumínio líquido é o aumento da solubilidade do hidrogênio no metal, a qual causa fragilidade e porosidade, e exige a etapa da degaseificação antes da solidificação. A curva de solubilidade do hidrogênio é apresentada na Figura 3 e mostra a grande diferença na absorção de hidrogênio entre a fase sólida e a líquida, representada pelo salto no gráfico. Isto resulta em grandes aumentos na quantidade de gás dissolvida com pequenos aumentos de temperatura após a fusão. Portanto, para evitar a perda de material fundido e o aumento da dissolução de gases, a temperatura do banho deve ser limitada a valores próximos da temperatura de fusão, em torno de 660 °C (Otsuka, 2003).

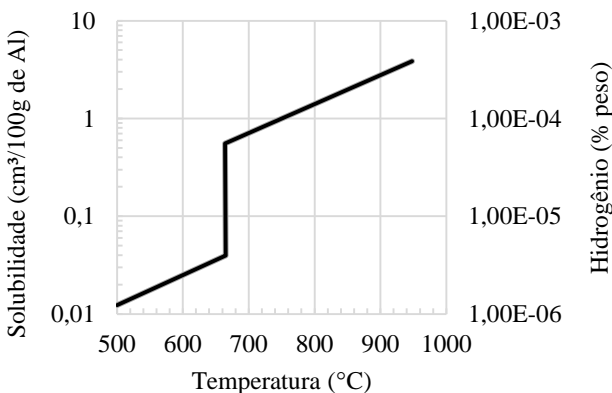


Figura 3 - Solubilidade do hidrogênio em alumínio em função da temperatura.
Fonte: adaptado de Otsuka (2003).

Além dos dois problemas citados anteriormente, algumas ligas de alumínio, como o Galvalume, liberam o zinco em forma de vapor, a partir de certos valores de temperatura. Este metal na forma de vapor contribui significativamente para a degradação do refratário e do queimador, diminuindo consideravelmente a vida útil das calhas e outros equipamentos adjacentes, sendo também prejudicial à saúde. Segundo Vora (1971), o zinco dessas ligas começa a vaporizar em temperaturas a partir de 700 °C.

Somado às dificuldades relatadas, a baixa massa específica do alumínio, torna a separação das impurezas não metálicas mais difícil, tornando o controle de temperatura ainda mais essencial.

A produção do alumínio requer enormes quantidades de energia, o valor gasto com esse recurso é um componente importante no custo total de produção, podendo chegar a 60% (ABAL, 2017), assim, ele será discutido na próxima seção.

1.1.2 Uso de energia na indústria de alumínio

Além dos problemas citados na seção anterior, outro problema resultante da prática do superaquecimento do alumínio líquido é o desperdício de energia causado ao se aquecer o metal à temperaturas muito elevadas e deixando que ele perca calor para o ambiente sem qualquer forma de contenção. Esta situação se agrava ainda mais com a formação dos óxidos presentes na borra, também discutida na seção anterior, pois, segundo Eckert et al. (2005), o óxido de alumínio em todas as formas polimórficas aumenta substancialmente a emissividade aparente da superfície do metal, em alguns casos em mais de uma ordem de grandeza.

Ainda neste tópico, de acordo com o US Department of Energy (2007), a fusão de alumínio é um processo com consumo intensivo de energia: levar um quilograma de alumínio para o estado fundido a 700 °C requer quase a mesma quantidade de energia que levar um quilograma de ferro a 1500 °C. Isto ocorre devido ao alto valor do calor específico do alumínio. No entanto, devido a diferenças de densidade, cerca de três vezes o volume de alumínio é produzido em comparação com o ferro.

Embora as peças de alumínio representem apenas uma pequena parcela das peças fundidas produzidas nos EUA (15% em peso em 2011), as fundições de alumínio são grandes consumidores de energia. Segundo Kermeli et al. (2016), em 2010, as fundições de alumínio dos EUA consumiram cerca de 28% da energia total utilizada pelas fundições do país, sendo a maior parte consumida na forma de gás natural.

Desta grande demanda, o calor de processo é responsável por 27% da energia total consumida na fabricação de peças de alumínio nos EUA. Este calor de processo é necessário para a retenção, fundição, purificação, formação de ligas e tratamento térmico. Já o aquecimento é a operação com o segundo maior consumo de energia (US Department of Energy, 2007).

No Brasil, o custo da energia elétrica cresceu, em média, 11% ao ano entre os anos de 2002 e 2015. Neste mesmo período, o preço do alumínio, que segue a movimentação da bolsa de Londres, permaneceu praticamente estável. Isso fez com que o Brasil, pela primeira vez na história, diminuísse a produção de alumínio primário em 40% e passasse a importar este metal (ABRALATAS, 2015).

Com isso, o preço da energia tem um peso crescente na produção do alumínio e é apontado como o principal custo da indústria. Em 2008, a energia elétrica respondia por 43% dos gastos operacionais para produzir o alumínio primário. Este valor teve um crescimento significativo até 2015, quando de cada R\$ 100,00 injetados na produção de alumínio, pelos menos R\$ 60,00 eram destinados à conta de energia (Borges, 2015).

Voltando a mencionar os EUA, os avanços tecnológicos da indústria, juntamente com o aumento da reciclagem do alumínio, foram responsáveis por 22% e 39%, respectivamente, de redução no consumo de energia nos últimos quarenta anos. Mesmo assim, o alumínio continua a ser um dos materiais com maior demanda de energia para ser produzido. Apenas a fabricação de papel, gasolina, aço e etileno consome mais energia total nos Estados Unidos do que o alumínio. A indústria deste metal no país consome diretamente $45,7 \times 10^9$ kWh de energia elétrica anualmente, o que representa 1,2% de toda a eletricidade consumida pelos setores residencial, comercial e industrial da economia dos EUA. Este valor é equivalente ainda à eletricidade consumida por 5,2 milhões de residências americanas por ano (US Department of Energy, 2007).

Dessa forma, avaliações das oportunidades que existem para reduzir o consumo de energia na indústria devem ser feitas através da comparação de processos, estudos de otimização e avaliações da eficiência energética de equipamentos. Além de uma boa avaliação do desempenho energético, outros fatores, particularmente a dinâmica do mercado, a engenharia econômica e a previsão da demanda futura, são muito significativos na identificação de oportunidades reais.

1.2 CALHAS DE TRANSFERÊNCIA

Para amenizar o surgimento dos problemas que aparecem durante o transporte de metal líquido citados nas seções anteriores e contribuir significativamente para diminuir o desperdício de energia, o uso de calhas de transferência com maior tecnologia agregada tem se tornado frequente. Com o uso destas, busca-se evitar a prática do superaquecimento do metal, diminuir seu contato do hidrogênio presente no ar atmosférico e atenuar a formação de borra. Um exemplo de uma calha de transferência de metal líquido de baixa tecnologia é apresentado por Wahl (2017) na Figura 4.



Figura 4 - Calha de transferência de alumínio líquido sem tampa ou sistema de aquecimento.

Fonte: Wahl Refractory Solutions (2017).

De maneira simplificada, uma calha de transporte é usada para transportar metal fundido entre equipamentos dentro da fundição, sendo uma parte essencial deste tipo de planta. A construção básica contém os seguintes componentes, os quais podem também ser visualizados na Figura 5, apresentada por Perfil Térmico (2015):

- a) Refratário: material cerâmico que suporta altas temperaturas, não sendo necessariamente um isolante, onde o alumínio líquido vai escoar;

- b) Isolamento: normalmente cerâmicas ou óxidos (por exemplo lâ de rocha), tem a função de diminuir a perda de calor para o ambiente;
- c) Carcaça metálica: possui função estrutural;
- d) Elemento de aquecimento: normalmente queimadores ou resistências elétricas;
- e) Tampa: evita o contato do alumínio líquido com o ar ambiente e a perda de calor por radiação.

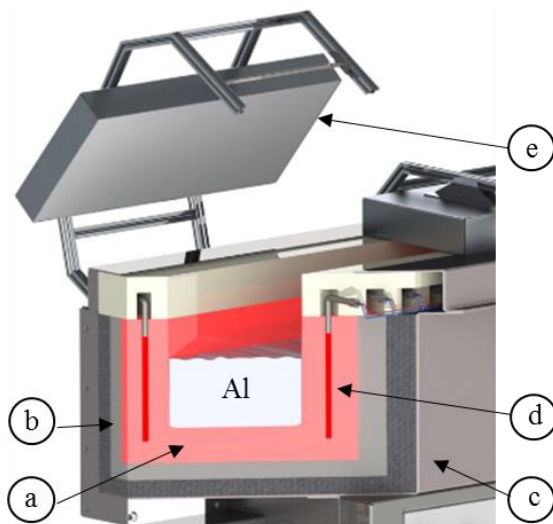


Figura 5 - Seção transversal típica de uma calha de transferência de alumínio líquido.

Fonte: adaptado de Perfil Térmico (2015).

Dentro da calha o metal líquido perde calor à medida que escoar pelo equipamento, havendo uma série de fatores que influenciam a taxa de perda de calor do equipamento para o ambiente, incluindo, mas não ficando limitada a:

- a) Área da seção transversal do leito e velocidade de escoamento do metal;
- b) Formato do perfil da seção transversal do leito;
- c) Condutividade térmica do refratário e do isolamento;
- d) Condições do ar ambiente que circunda a calha.

Normalmente, os requisitos para o volume total e a taxa de transferência da calha são definidos pela aplicação onde ela vai ser instalada. Desta forma, o equipamento deve ser projetado para atender a

estas necessidades, retendo o máximo de calor possível, pois, como visto anteriormente, o aumento das temperaturas do metal líquido para compensar as perdas térmicas não é uma boa prática.

O uso de calhas de transporte ainda é responsável por eliminar alguns custos de equipamento e de mão-de-obra, bem como reduzir os perigos inerentes, associados à transferência de alumínio fundido do forno de fusão para outros equipamentos da fundição. A calha também pode ter a capacidade de manter o alumínio fundido em uma temperatura fixa durante a transferência.

No geral, o uso de calhas ainda economiza energia e previne problemas eliminando vazamentos de metal líquido entre equipamentos. Por exemplo, do forno de fusão para a panela de transferência ou da panela de transferência para o forno de espera. A utilização das calhas reduz, também, o surgimento de óxidos que se formam cada vez que o alumínio fundido é perturbado. A Figura 6, apresentada por Grupo Refraco (2017), ilustra a transferência de metal fundido entre equipamentos, mostrando a agitação gerada, possivelmente aumentando a dissolução de hidrogênio e a geração de borra.



Figura 6 - Transferência de alumínio líquido entre equipamentos.
Fonte: Grupo Refraco (2017).

Uma calha de transporte aberta, do estilo das apresentadas na Figura 4 e na Figura 6, perde calor por meio de condução, radiação e convecção. A maioria da perda de calor é através da radiação, de modo

que a minimização da área superficial em contato com o ar ambiente é importante. Para reduzir as perdas de convecção e radiação, a calha de transferência pode ser coberta e para reduzir as perdas por condução, melhores isolantes podem ser utilizados.

De acordo com Oba et al. (2017), as taxas de perdas de calor nas calhas convencionais sem qualquer tipo de tampa são estimadas em cerca de 500 W por metro nas paredes e de 20 kW por metro na superfície livre do alumínio líquido. Cerca de 90% das perdas se dá devido à radiação emitida pelo alumínio a alta temperatura. Ao se construir calhas com tampas, a taxa de perda de calor por radiação do alumínio cai para cerca de 1 kW por metro de calha, uma redução de 95%.

Tentativas de soluções incluem superaquecer o banho fundido no início do trajeto para que ele chegue com o valor de temperatura ideal no fim da calha, aumentando a geração de borra e as perdas de calor, como já comentado anteriormente.

Outra tentativa de solução comumente aplicada é a adição de um queimador a gás acima do leito de escoamento da calha para aquecer o metal ao longo do caminho. Esta solução gera gases de combustão internamente à calha, os quais contém vapor d'água, que faz o alumínio absorver o hidrogênio. Além disto, o aquecimento provocado na superfície do alumínio líquido gera mais borra. Esta borra é composta de alumina (Al_2O_3), e como é isolante, quanto mais se aumenta a temperatura da chama, mais se cria borra e mais se isola o banho, tornando o desperdício de energia ainda maior.

Com o uso de fontes de calor baseadas na combustão em contato com o alumínio líquido em escoamento, os produtos de combustão gerados criam um ambiente com alto ponto de orvalho. Esta situação dá origem à produção de hidrogênio monatômico, através da redução da água pelo alumínio. A alta temperatura também aumenta exponencialmente a taxa de oxidação do metal líquido, trazendo os problemas comentados na Seção 1.1.1 (Eckert et al., 2005).

As calhas de transporte podem ser classificadas em quatro tipos, de acordo com a forma de aquecimento do metal fundido e do nível de tecnologia que contém. Estes tipos estão separados em geração 1, 2, 3 e 4, descritos a seguir.

Geração 1: calhas convectivas. Os gases de combustão provenientes de um queimador de tocha aquecem o alumínio por convecção. Embora simples, tem como desvantagem o fato da câmara de combustão ser muito pequena, tendo uma eficiência de combustão baixa, com a emissão de gases de escape a alta temperatura.

Geração 2: calhas radiativas. Uma tampa contendo uma tela metálica é aquecida e transfere o calor por radiação, da forma mostrada na Figura 7, apresentada por GDS Engineering (2017). Esta calha é aquecida por um queimador metálico poroso ou por resistências elétricas. Nesta segunda geração, o contato com gases da combustão ainda está presente, resultando na absorção de hidrogênio, porém a eficiência de aquecimento do metal líquido foi aumentada devido a predominância da troca de energia através da radiação, não dependente do tempo de residência dos gases da combustão na calha. Oba et al. (2017) estima que cerca de 80% do calor é transferido para o alumínio por radiação e cerca de 20% por convecção. Utilizando-se esta tela a 850 °C a 900 °C, a degradação do seu material acontece de forma muito rápida.



Figura 7 - Exemplo de calha com aquecimento radiativo com queimadores porosos (acima) e com resistências (abaixo).

Fonte: GDS Engineering (2017).

Geração 3: calha condutiva (transferência de calor por condução). Neste modelo, resistências elétricas são embutidas dentro do refratário, como ilustrado na Figura 8, apresentada por Apogee (2017). Os elementos resistivos têm cerca de uma polegada de diâmetro e a calha também conta com uma tampa. Tem as vantagens de não possuir produtos de

combustão, nem precisar de superaquecimento do metal. Também gera menos borra pois a calha pode ser mais profunda e menos aberta, mantendo menos área em contato com o ar. Como a transmissão é pelas paredes, a troca de calor com o alumínio acontece de forma otimizada. Como desvantagens, a necessidade de várias resistências elétricas por metro de comprimento gera um custo de produção muito alto e o custo da energia elétrica envolvida no processo é elevado.

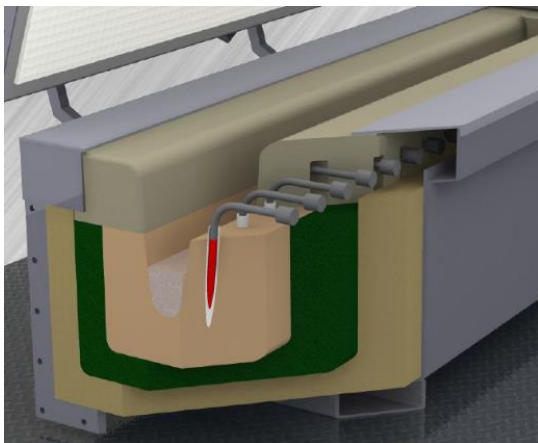


Figura 8 - Exemplo de calha com aquecimento condutivo por resistências elétricas embutidas no refratário.

Fonte: adaptado de Apogee (2017).

Geração 4: são calhas condutivas a gás, ou seja, estuda-se a possibilidade de utilizar a passagem de gases de combustão por dentro de canais no refratário de forma a aquecer o metal líquido por condução, como no caso que as resistências elétricas. Assim, o leito da calha pode ser profundo e estreito, contendo refratário de carbetto de silício e isolante microporoso. Para o presente trabalho o estudo da viabilidade do uso de calhas da geração 4 foi realizado.

1.3 MOTIVAÇÃO

Um dos indicadores mais importantes para a avaliação de um sistema produtivo é a sua eficiência energética. Para o caso de um sistema que funciona basicamente a partir da utilização de gases de combustão, uma maior eficiência no uso destes significa um melhor funcionamento.

Como a matriz energética global ainda depende muito da queima de combustíveis fósseis e biomassa, um aprofundamento dos conhecimentos nos sistemas térmicos (mais especificamente na avaliação da eficiência dos mesmos), traz uma maior competitividade no mercado e um grande ganho em termos ambientais, com a redução das emissões de gases poluentes e a degradação da natureza.

Além disso, a simulação numérica é uma alternativa importante e fundamental no projeto de componentes industriais. Lidar apenas experimentalmente com processos em equipamentos operando a altas temperaturas e com grandes dimensões é, muitas vezes, impraticável. Juntamente com a possibilidade da avaliação de diversos fenômenos físicos de maneira completa, a simulação numérica é um bom caminho a ser seguido.

Dessa forma, a modelagem numérica de sistemas térmicos permite aperfeiçoar os equipamentos para uma utilização mais econômica da energia. Somado a isto, o uso racional de energia pela indústria está se tornando abrangente, requisitando novos profissionais capazes de atuar na concepção de produtos e de processos mais sustentáveis.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho é a avaliação do uso da combustão de gás natural para o aquecimento de uma calha de transferência de alumínio líquido, através de uma simulação numérica utilizando CFD, por meio do software Ansys CFX.

A partir desta simulação, objetiva-se chegar à forma de um equipamento que mantenha a qualidade do metal nas operações de transferência, combinando este atributo com um alto fluxo de calor para maximizar o rendimento e a eficiência do processo de queima.

1.4.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são os seguintes:

- a) Simular o comportamento térmico de uma calha de transporte de alumínio líquido, considerando as trocas de energia e outros parâmetros envolvidos no processo;
- b) Simular a combustão do gás natural em um queimador anexo à calha;

- c) Avaliar a viabilidade do uso dos gases de combustão para o aquecimento da calha;
- d) Definir uma configuração de geometria ótima para o projeto da calha;
- e) Avaliar os custos de operação da calha operando com a combustão do gás natural.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 PROJETO DE CALHAS DE TRANSPORTE

Esta seção apresenta o resumo de dois estudos sobre guias gerais de projeto de calhas. Ambos indicam boas práticas a respeito de detalhes construtivos e parâmetros de operação para que calhas funcionem em boas condições de funcionamento. Com estes trabalhos, dados diretos de fabricantes de calhas sobre o atual estado da arte são obtidos, bem como sobre qual direção se deve tomar quando desenvolvendo um novo projeto deste tipo de equipamento.

As fundições de alumínio e outros metais estão mostrando crescente atenção a fatores como o custo da energia, a perda de calor e a vida útil dos equipamentos. Isso faz com que as calhas de transporte entrem em foco, tendendo para uma direção de maior eficiência térmica, combinando investimentos em projeto e tecnologia de materiais.

Neste contexto, Rex Materials (2015) define, em inglês, o *High-Performance Metal Delivery System* (HPMDS, ou, sistema de transporte de metal de alto desempenho), o qual consiste em um refratário, isolamento de *backup* e estrutura de suporte, todos projetados para transportar o alumínio fundido do forno para outros equipamentos com qualidade superior, de maneira previsível e consistente. Para tal, o HPMDS deve possuir os seguintes atributos:

- a) Baixos fatores de perda de calor: o alumínio não deve ter sua temperatura média diminuída de mais de 0,5 °C por metro de calha;
- b) Baixa temperatura na parede exterior: não deve ultrapassar os 75 °C;
- c) Velocidade de escoamento do metal otimizada: metal deve escoar com velocidade compatível, mas sem a geração de turbulência;
- d) Construção modular: torna mais simplificada a manutenção.

Alguns fatores devem receber atenção especial durante o projeto destes equipamentos. Dentre eles, estão os materiais de construção, a geometria da calha, a estrutura de aço, a tampa e o sistema de pré-aquecimento.

Quanto ao material de construção, este deve ter boas propriedades: condutividade térmica, densidade, capacidade térmica, durabilidade, resistência à abrasão e facilidade de manutenção. A queda de temperatura média do alumínio em escoamento usando refratários mais eficientes

pode variar de 17,5 °C no aquecimento inicial para menos de 5 °C em regime permanente, quando avaliando uma seção de 6 metros de comprimento. Otimizando as condições do material de isolamento, a queda de temperatura média do metal pode, ainda, ser tão baixa quanto 0,5 °C por metro de calha.

A avaliação da geometria tem alguns objetivos essenciais: maximizar a velocidade de escoamento do metal sem criar turbulência ou desgaste excessivo no refratário; minimizar a área onde o alumínio fundido é exposto ao ar; maximizar a área onde o alumínio está em contato com os elementos refratários e de aquecimento; e facilitar a limpeza e remoção do material solidificado. Em resumo: quanto mais rápido o metal escoar pela calha, menor a área exposta ao ar e menos perda de calor ocorre.

Já quanto a estrutura de aço, esta possui a resistência mecânica e geometria como fatores principais. A calha não deve ser muito inclinada devido à geração de fluxo turbulento no escoamento do metal líquido. Para tal, o ângulo de inclinação máximo da estrutura deve ser de até 0,5°.

Quanto às tampas, estas podem reduzir até 60% da perda de calor para o ambiente, tornando-o, inclusive, mais seguro. Ainda, o pré-aquecimento do refratário reduz a perda de calor no período de arranque; os métodos tradicionais utilizam uma chama de gás através de tochas para aquecer o refratário.

Ao final, juntando todos os fatores acima citados, a queda de temperatura do metal fundido por metro do comprimento da calha é o que vai realmente medir a eficiência térmica deste equipamento. Rex Materials (2015), avaliou uma vazão mássica de alumínio variando entre 0,8 e 20,0 kg/s e concluiu que a temperatura do forno de espera pode ser reduzida em até 50 °C ao se usar as calhas.

A Figura 9 ilustra a diferença entre dois tipos de configurações de calha, nos quais variou-se o material do refratário e as dimensões do equipamento. As calhas do Tipo 1 apresentam dimensões compatíveis com menores fluxos e refratário com menos tecnologia, já as do Tipo 2 possuem maiores dimensões e um refratário de maior qualidade. No gráfico, percebe-se as reduções das perdas de calor ao se optar por equipamentos com tampa, apresentando variações de queda de temperatura de até 1,4 °C/m. O gráfico ilustra, ainda, que quanto maiores os fluxos mássicos de alumínio líquido, menores as quedas de temperatura média.

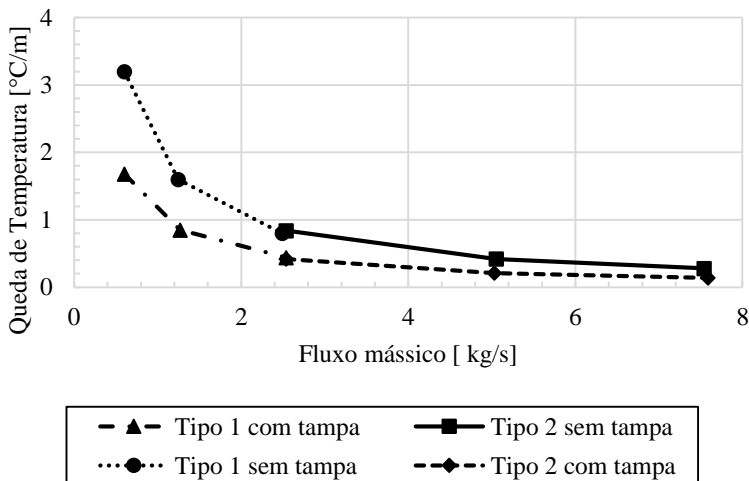


Figura 9 - Comparação da queda de temperatura no alumínio líquido para duas calhas diferentes, com e sem tampa.

Fonte: adaptado de Rex Materials (2015).

Lee et al. (2003) avaliaram o rápido *payback* proporcionado por sistemas de transferência de metal bem projetados. Segundo os autores, a maioria dos sistemas de transferência de metal atualmente em operação é superdimensionada em um fator de 2 a 3 vezes. Isso muitas vezes é feito para compensar controles de fluxo de metal e de nível deficientes, ou simplesmente para dar aos operadores mais margem de erro. Infelizmente, este superdimensionamento pode aumentar drasticamente as perdas de calor, além do fato de um refratário de grandes dimensões significar mais massa para aquecer.

Ainda segundo Lee et al. (2003), a chave para dimensionar corretamente a seção transversal da calha é começar com as taxas de vazão mássica de metal planejadas e projetar a seção transversal para o tamanho mínimo possível, evitando o fluxo turbulento. Dessa forma, a velocidade de escoamento do metal deve ser a máxima possível, sem se aproximar do limite de velocidade de turbulência, minimizando assim a perda de calor.

Além disso, Lee et al. (2003) concluíram que as economias de energia devido às reduções de temperatura do forno de espera podem proporcionar um *payback* rápido. Este retorno também é obtido a partir da extensão da vida útil do refratário, pelas menores temperaturas praticadas. O design adequado do sistema e a seleção de materiais são

fundamentais para reduzir a perda de calor e prolongar a vida útil do equipamento.

2.2 ESTUDOS EM CALHAS DE TRANSPORTE E FORNOS DE ALUMÍNIO

Esta seção apresenta uma sumarização de alguns dos diversos trabalhos encontrados na literatura sobre o estudo da eficiência e do projeto de calhas de transporte. Devido aos avanços computacionais atingidos nos últimos anos, estudos de simulação numérica estão se tornando mais difundidos a cada dia e alguns deles são apresentados a seguir.

Nota-se, no entanto, a falta de trabalhos especificamente relacionados à forma de aquecimento das calhas, visto que este tema normalmente envolve a criação de patentes e de produtos de alto valor comercial. Não há, também, estudos sobre o uso de gases de combustão em dutos no interior do refratário como forma de aquecimento.

Os trabalhos aqui apresentados, desta forma, tratam de condições de operação, materiais de construção e avaliações de perda de calor. O conhecimento obtido deles também acrescenta à discussão e guia o projeto do trabalho realizado para uma direção já comprovada de maiores eficiências.

Segundo Migchielsen e Groot (2004), o pré-aquecimento das calhas é um passo essencial nos processos de fundição. O escoamento de alumínio líquido através de uma calha que não é pré-aquecida não é viável, pode ser até mesmo perigoso e causar danos ao revestimento do refratário, contaminando o metal com material desgastado. Para um melhor controle de processo, especialmente em calhas de maior comprimento, sistemas de pré-aquecimento automáticos devem ser utilizados. Os autores ainda fazem uma comparação entre vários métodos de pré-aquecimento de calhas, concluindo que uma calha equipada com um sistema de aquecimento elétrico contínuo oferece controle total para a temperatura do metal entre o forno de fundição e os demais equipamentos.

Kastebo e Carlberg (2004) fizeram medições de temperatura e modelagem de perdas de calor em sistemas de distribuição de alumínio fundido. Para manter condições confiáveis e produzir produtos de alta qualidade, eles avaliaram que é importante controlar a temperatura do metal, os fluxos de calor no sistema da calha e o gradiente de temperatura. Os autores desenvolveram um modelo para avaliar as perdas de calor e a distribuição de temperatura em uma série de seções transversais e

comprimentos de calha. Os resultados obtidos indicaram que a queda de temperatura para o alumínio escoando a uma velocidade de 0,2 m/s é de cerca de 1,0 °C por metro de comprimento de calha. Os resultados experimentais ainda foram comparados com uma expressão analítica para perdas de calor por convecção e radiação. A partir disso, os autores concluíram que, no momento inicial, as perdas de calor por condução são mais significativas do que as por radiação, mas após o estabelecimento do regime permanente, as perdas de calor por radiação são maiores.

Eckert et al. (2005) avaliaram o tratamento preventivo de metais através de tecnologia de fundição avançada, estudando sobre processos avançados de fundição de alumínio. Eles concluíram que a alta temperatura da superfície do banho fundido dentro de um forno de fusão diminui o fluxo de calor radiativo e cria problemas relacionados com a qualidade do metal. Em fornos estáticos, a transferência de calor secundária que ocorre dentro do banho se dá principalmente através da condução, já nos fornos com circulação, ela ocorre através da condução somada com a convecção forçada. Os autores concluem, ainda, que a fusão diferencial de baixa temperatura, característica da fusão isotérmica, tem um impacto substancial na eficiência térmica, na perda e na qualidade do metal. Ao final, adicionam que formas de aquecimento que transferem calor por baixo do banho fundido tem tendências de ter uma maior eficiência, devido à geração de convecção natural no metal líquido.

Solovjov e Webb (2005) modelaram a troca de calor por radiação em um forno industrial a gás natural e enriquecido com oxigênio. Em tais fornos, a presença de espécies oxidantes em contato com o alumínio fundido forma uma camada de borra na superfície. O impacto da formação desta borra na troca térmica entre os produtos de combustão e o alumínio fundido foi avaliada a partir da modelagem das trocas radiativas nos gases usando o método *Weighted Sum of Grey Gas* (WSGG, ou, Soma Ponderada de Gases Cinzentos). Os autores chegaram ao resultado que a transferência de calor aumenta imediatamente após a formação de uma fina camada de borra no alumínio, devido à maior absorção radiativa desta camada de borra. No entanto, o crescimento adicional desta camada resulta em uma diminuição subsequente na transferência de calor para a massa fundida.

Canullo et al. (2010) também chegaram a valores de queda de temperatura média do metal de 1,0 °C por metro de calha. Quando comparado com Kastebo e Carlberg (2004), a calha avaliada, no entanto, possui tampa e sistema de pré-aquecimento com resistências. Os autores destacam que as calhas devem ser projetadas com a função de ligar os demais equipamentos da fundição com o forno, de modo a prevenir o

escoamento turbulento do metal e a minimizar a formação de borra. A calha simulada pelos autores atinge temperaturas externas menores do que 60 °C. Por fim, mostram que o sistema da calha homogeneiza o alumínio líquido, reduzindo a variação de temperatura no metal ao longo do tempo, garantindo uma menor oscilação e valor médio mais constante. A Figura 10 mostra que a variação de temperatura na saída da calha tem valores muito menores que na saída do forno.

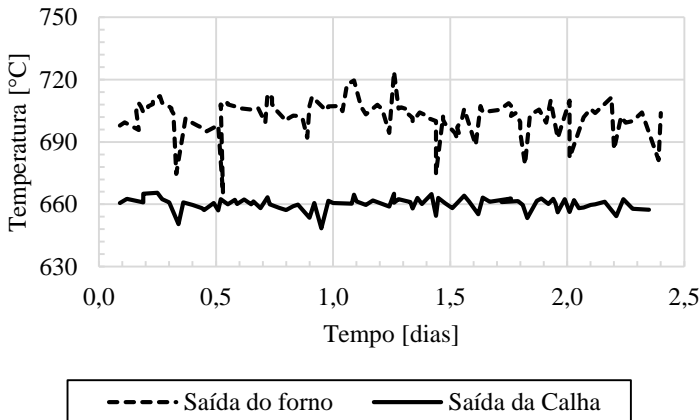


Figura 10 - Comparação da oscilação na temperatura do alumínio líquido na saída do forno e na saída da calha de transferência.

Fonte: adaptado de Canullo et al. (2010).

Wei (2012), avaliou o consumo de energia e a pegada de carbono de uma fundição de alumínio secundário. Chegou a resultados em que a temperatura do alumínio líquido que sai do forno de fusão a 757 °C e cai para valores de até 732 °C durante o transporte para o forno de espera. Além disso, a massa fundida perde mais energia durante a transferência do forno de espera para a mesa de fundição, variando a temperatura de 723 °C a 693 °C. O autor também avaliou a perda de calor pela formação de borra, de óxidos e de sucata. A Tabela 1 ilustra a quantidade de energia perdida em uma planta de produção de alumínio secundário para o trabalho realizado por Wei (2012). Percebe-se que o gerenciamento deficiente dos sistemas de transporte pode gerar um enorme prejuízo para a empresa, chegando a valores de perda de energia de 3,3% do total de entrada.

Tabela 1 - Entrada e perdas de energia para uma planta de produção de alumínio no ano de 2011.

	Energia [10⁶ MJ]	Porcentagem
Energia total de entrada	256,1	100,0%
Perdas na transferência do metal líquido	6,9	2,7%
Perdas por formação de borra	1,0	0,4%
Perda de material	0,6	0,2%

Fonte: adaptado de Wei (2012).

Acevedo et al. (2015) realizaram a análise da transferência instável de exergia em um forno de espera de alumínio líquido com um sistema de aquecimento por resistência. O sistema do forno era composto por quatro paredes refratárias multicamadas e por um sistema de aquecimento por resistência, o qual era responsável por manter a temperatura e composição do alumínio adequadas para uso posterior. Os autores identificaram perdas de calor e irreversibilidades do processo do forno de espera por meio da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica. Como resultados, os autores apresentam os campos de distribuição de temperatura e de exergia, obtidos durante os processos de transferência de calor e exergia. O balanço de exergia do sistema também foi completamente calculado, sendo obtidos: transferência de exergia, taxa de variação de exergia e taxa de exergia destruída. A Figura 11 apresenta os resultados de destruição de exergia obtidos pelos autores.

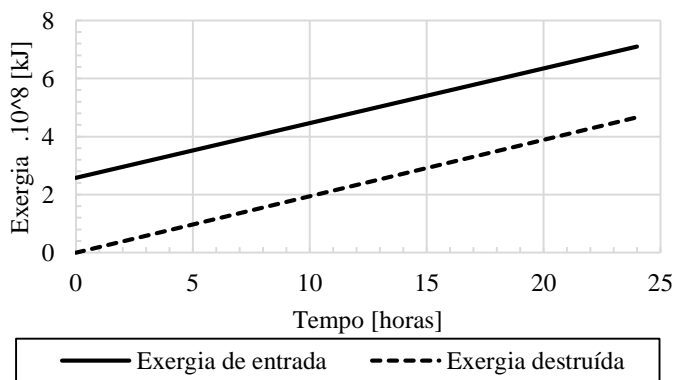


Figura 11 - Análise de exergia no forno de espera.

Fonte: adaptado de Acevedo et al. (2015).

Brimmo e Hassan (2016) realizaram uma análise da exergia em um forno de fundição de alumínio. A análise de exergia, baseada na Primeira e Segundas Leis da Termodinâmica, supera as deficiências da abordagem apenas através dos balanços de energia. Seu uso especifica os locais onde há degradação de energia, o que pode levar ao desenvolvimento de estratégias para um processo melhorado. Os autores apresentam que para minimizar a irreversibilidade das trocas de calor por radiação é preciso minimizar as resistências térmicas no espaço entre a chama e o metal. Ainda, o aumento do coeficiente de transferência de calor convectivo pode ser alcançado aumentando a velocidade de turbulência dos gases de combustão que correm sobre a superfície livre do metal dentro do forno. Outra estratégia apresentada pelos autores para melhorar a transferência de calor por radiação entre a chama e o metal é aumentar o espalhamento da chama, maximizando a área de superfície da fonte de calor. Por fim, os autores sugerem que a exergia disponível nos gases de exaustão que saem pela chaminé do forno pode ser utilizada de várias maneiras, como por exemplo o pré-aquecimento do ar de combustão e de sucata.

Spohr (2016) simulou o funcionamento de uma calha de transferência de alumínio líquido, aquecida a partir de gases quentes, sem combustão. Para tal, utilizou-se de simulação numérica por programação em MATLAB e de métodos numéricos. O trabalho avaliou a viabilidade da construção de um modelo mais complexo, e obteve resultados positivos. A Figura 12 ilustra a temperatura média do alumínio em escoamento na calha avaliada. O autor utilizou vazões de 1,0 kg/s de alumínio líquido e de 0,5 m³/s de gases quentes com temperatura de entrada nos dutos de 1150 °C.

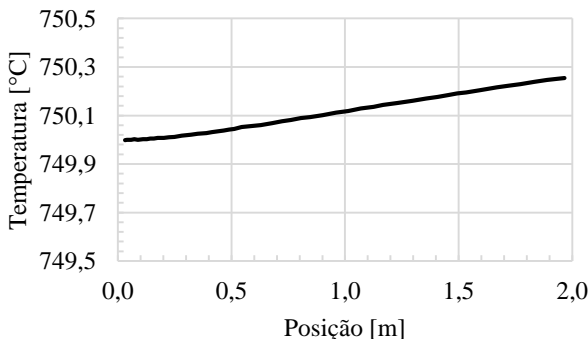


Figura 12 - Temperatura média do alumínio em escoamento na calha avaliada. Vazões de 1,0 kg/s de alumínio líquido e de 0,5 m³/s de gases de combustão. Fonte: adaptado de Spohr (2016).

Zhang (2017) avaliou valores de condições de contorno e velocidades máximas do alumínio em escoamento em uma calha de transferência. Para tal, o autor fez um programa em CFD para avaliar a transferência de calor em diversas geometrias e materiais. Chegou ao resultado de que a seção em formato de V perde menos calor que a seção em formato de U, pois as velocidades de escoamento do metal líquido são maiores e a área de contato com o refratário é menor. O autor simulou a calha usando temperaturas de alumínio líquido entre 700 °C e 727 °C e fluxos mássicos entre 2,3 kg/s e 0,9 kg/s. Avaliou, ainda, que a velocidade máxima aceitável para o escoamento das ligas de alumínio líquidas é de até 0,5 m/s, para que não ocorra turbulência na superfície e aumente a formação de óxidos e a dissolução de hidrogênio. A Figura 13 mostra o comportamento transiente de aquecimento de dois refratários diferentes, avaliados por Zhang (2017).

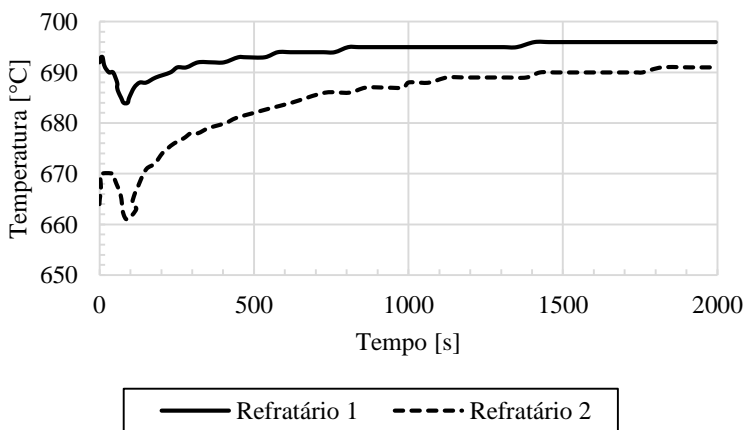


Figura 13 - Variação de temperatura de um termopar inserido na calha para duas configurações diferentes.

Fonte: adaptado de Zhang (2017).

Por fim, a Tabela 2 sumariza os trabalhos levantados, destacando os resultados obtidos e mostrando as diferenças entre eles, bem como os objetivos propostos pela atual dissertação.

Tabela 2 - Sumário dos trabalhos encontrados na literatura e as conclusões importantes obtidas para a execução deste trabalho.

Autores	Principais conclusões
Migchielsen e Groot (2004)	Concluíram que o pré-aquecimento das calhas é essencial.
Kastebo e Carlberg (2004)	Avaliaram que no regime permanente as perdas de calor por radiação são mais significativas.
Eckert et al. (2005)	Concluíram que transferir calor por debaixo do banho é mais eficiente.
Solovjov e Webb (2005)	Avaliaram que a camada de borra superficial diminui as trocas radiativas.
Canullo et al. (2010)	Simularam que pode-se atingir temperaturas menores que 60 °C na superfície externa da calha a partir do isolamento.
Wei (2012)	Calculou valores de perda de energia nos processos de transferência.
Acevedo et al. (2015)	Obtiveram as taxas de transferência de exergia, taxa de variação de exergia e taxa de exergia destruída para um forno de espera.
Brimmo e Hassan (2016)	Apresentaram considerações sobre o formato de troca de calor entre a chama e o alumínio para diminuir a destruição de exergia.
Spohr (2016)	Avaliou de maneira inicial que é possível utilizar gases de exaustão para aquecer uma calha de transferência.
Zhang (2017)	Definiu a velocidade máxima de escoamento e o melhor formato para o leito.
Proposta deste trabalho	Avaliar de maneira mais aprofundada a combustão do gás natural dentro da calha e a troca de calor com o alumínio líquido.

Fonte: do autor.

2.3 COMBUSTÃO DO GÁS NATURAL

2.3.1 O gás natural

Na indústria, o gás natural é utilizado como combustível para fornecimento de calor e geração de eletricidade. Também é utilizado

como matéria-prima nos setores químicos e petroquímicos. É usado ainda como redutor siderúrgico na fabricação de aço.

O gás natural, assim como o petróleo, é um combustível fóssil, sendo composto por uma mistura de hidrocarbonetos leves que permanecem em estado gasoso nas condições atmosféricas normais. A composição do gás natural fornecido pela SCGás para o estado de Santa Catarina é apresentada na Tabela 3.

Tabela 3 - Composição do gás natural em Santa Catarina.

Componente	Fração volumétrica (%)
Metano	88,97
Etano	5,92
Propano	1,91
Butano	1,09
Oxigênio	0,01
N ₂	0,89
CO ₂	1,21

Fonte: SCGás (2016).

De modo a ilustrar a capacidade energética do gás natural, a Tabela 4 compara a equivalência energética deste com vários outros combustíveis.

Tabela 4 - Equivalência energética do gás natural com outros combustíveis.

Combustível	GN*
1 kg de GLP	1,25 m ³ de GN
1 kg de óleo combustível	1,00 m ³ de GN
1 l de óleo diesel	0,92 m ³ de GN
1 l de gasolina	0,84 m ³ de GN
1 l de álcool hidratado	0,54 m ³ de GN
1 st de lenha	93,00 m ³ de GN

*m³ de GN medido a 20 °C e 1 atm (condições de referência).

Fonte: COMPAGÁS (2017).

O gás natural possui algumas vantagens quando comparado com outros combustíveis, dentre elas, pode-se citar:

- a) Possui uma combustão completa e “limpa” e não produz cinzas;
- b) Não deteriora os refratários, nem entope os maçaricos, aumentando a vida útil dos equipamentos que o utilizam;

- c) Tem uma composição química mais constante, o que possibilita melhor regulação da chama;
- d) Nos fornos abertos, a distribuição do calor é melhor e a temperatura é mais constante, o que elimina as variações nos processos de industrialização;
- e) Não está sujeito à faltas de eletricidade, que podem causar danos aos equipamentos;
- f) Possibilita a cogeração, aproveitando o calor gerado pela queima do combustível (COMPAGÁS, 2017).

2.3.2 A combustão

A combustão e os combustíveis são um dos mais importantes campos de estudo no conjunto das ciências, da tecnologia e da engenharia. A combustão pode ser definida como uma reação química de oxidação de algum combustível, acompanhada pela liberação de calor e emissão de luz, sendo auto sustentável e normalmente limitada pela quantidade de combustível (Colannino, 2006). Como se percebe no dia a dia, a combustão ocorre nas máquinas térmicas usadas nas mais diversas aplicações, como nos motores a combustão interna, nos queimadores de equipamentos como caldeiras, fornos e aquecedores.

Para que um combustível forme uma frente de chama é necessária a presença de um comburente. Estas substâncias são oxidantes que alimentam a reação de oxido-redução do combustível, conhecida como reação de combustão. O oxigênio é o principal oxidante aplicado a um sistema de combustão industrial, onde a fonte natural é o ar atmosférico (Baukal, 2000).

Uma chama é a zona de reação entre combustível e oxidante; ela tipicamente inclui gradientes térmicos e químicos acentuados, pois geralmente possui apenas um milímetro ou mais de espessura (Colannino, 2006). De um lado da chama há combustível e oxidante a baixa temperatura, do outro lado são produtos de combustão a alta temperatura.

Colannino (2006) define o queimador como sendo o equipamento que realiza a reação de combustão de forma segura e controlada. Na mesma linha, Baukal (2000) define os componentes principais de um sistema de combustão:

- a) Queimador: queima o combustível com um oxidante para liberar calor;
- b) Carga de material: pode afetar grandemente a forma como o calor é transferido da chama;

- c) Combustor: pode ser um forno, aquecedor ou secador, é onde estão inseridos a carga e o queimador;
- d) Dispositivo de recuperação de calor: aumenta a eficiência térmica do sistema de combustão geral;
- e) Sistema de controle de fluxo: usado para medir o combustível e o oxidante para os queimadores;
- f) Controle de poluição do ar: usado para minimizar os poluentes emitidos pela combustão para a atmosfera.

Um sistema de combustão típico está ilustrado na Figura 14.

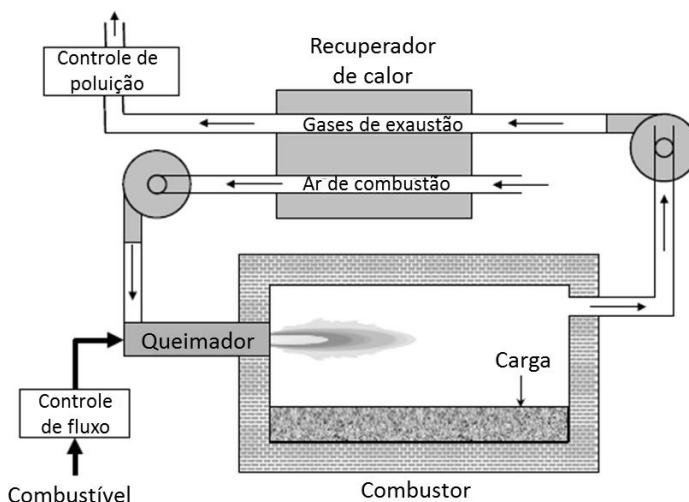


Figura 14 - Sistema de combustão típico.

Fonte: adaptado de Baukal (2000).

Dentre as várias maneiras de classificar os queimadores, uma delas é de acordo com a forma como o combustível e o oxidante são misturados. Segundo Baukal (2000), basicamente, existem três tipos de chamas: pré-misturada, não pré-misturada e parcialmente pré-misturadas. As chamas pré-misturadas são formadas quando o combustível e o comburente são misturados em nível molecular antes da ocorrência de qualquer reação química de combustão. Os queimadores pré-misturados geralmente produzem chamas mais curtas e mais intensas, produzindo regiões de alta temperatura. Em situações específicas, queimadores pré-misturados são úteis porque as temperaturas mais altas e chamas mais curtas podem aumentar as taxas de aquecimento.

Em chamas não pré-misturadas, os reagentes estão inicialmente separados e a reação de combustão acontece apenas quando o combustível e o oxidante se misturam. As chamas não pré-misturadas podem exibir características laminares ou turbulentas, dependendo da velocidade de combustão. Os queimadores de difusão (não pré-misturados), tipicamente têm chamas mais longas e geralmente têm uma temperatura e distribuição de fluxo de calor mais uniforme. A chama não pré-misturada é geralmente empregada em fornos industriais devido ao suprimento separado de combustível e oxidante, o que previne o fenômeno do retorno de chama (Baukal, 2000; Oliveira, 2009).

Em chamas parcialmente pré-misturadas, uma quantidade do comburente é pré-misturada com o combustível antes da ocorrência de qualquer reação de combustão. Esta mistura parcial ajuda a ancorar a chama, oferecendo mais estabilidade frente a perturbações turbulentas, além de reduzir a probabilidade de ocorrência do fenômeno do retorno de chama (Baukal, 2000; Oliveira, 2009). A Figura 15 ilustra a diferença entre os três tipos de chamas.

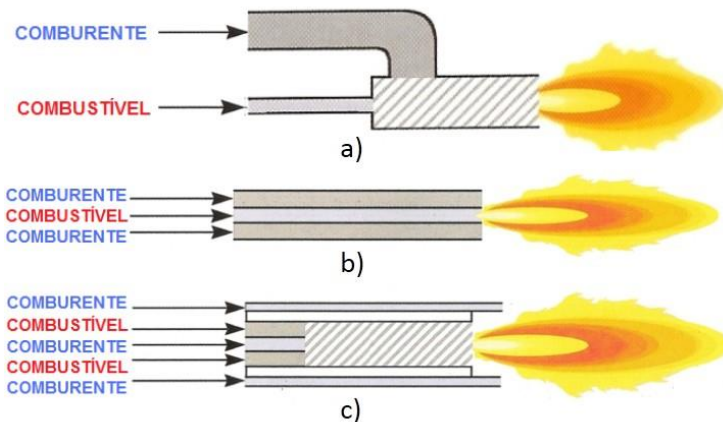


Figura 15 - Diferentes configurações de chamas: a) pré-misturada, b) não pré-misturada e c) parcialmente pré-misturada.

Fonte: adaptado de Baukal (2000).

Outras maneiras de classificar os queimadores envolvem o tipo de combustível, o tipo de comburente e o fornecimento do mesmo, o tipo de aquecimento realizado e, ainda, a geometria do equipamento.

No passado, o projeto de queimadores tinha como objetivo principal a obtenção de uma combustão eficiente e de uma adequada transferência de energia para uma carga. Regulamentações ambientais cada vez mais rigorosas adicionaram a necessidade de considerar as emissões de poluentes produzidas pelo queimador. Para diminuir a emissão de poluentes e obter melhores taxas de trocas de calor, uma boa avaliação de fatores tais como o tipo de combustível, a fonte de comburente, a recirculação de gases, o tipo de carga e as temperaturas desejadas deve ser realizada (Baukal, 2000).

2.3.3 Trabalhos de simulação da combustão

Trabalhos a respeito da simulação da combustão do gás natural dentro de fornos industriais, adotando as práticas comuns das empresas brasileiras e utilizando os parâmetros adequados para essa fonte de combustível também foram analisados. Visto que a obtenção de bons resultados para a simulação da combustão a partir de métodos numéricos depende muito dos parâmetros e do modelo utilizados, estes trabalhos são boas referências que indicam boas práticas para a solução dos problemas.

Nunes (2013) simulou a combustão de gás natural e ar dentro de um forno usado na produção de cristais (copos e taças). A autora simulou a injeção de combustível e ar em orifícios concêntricos (queimador não pré-misturado) com velocidades de entrada de 109 m/s e 9,6 m/s, respectivamente. Os resultados obtidos mostraram que a temperatura máxima da chama chega a 2145 K e que também que o pré-aquecimento do ar traz bons resultados para a economia de combustível.

Possamai (2014) simulou a combustão do gás natural em um forno de fritas cerâmicas, chegando a valores de vazão, velocidades e temperatura de combustível e comburente condizentes com o encontrado no caso real. A autora simulou um queimador não pré-misturado, com a mistura combustível e comburente ocorrendo apenas dentro da câmara de combustão, com velocidades de injeção respectivas de 90 m/s e 25 m/s.

Morsch Filho (2017) realizou a simulação de um forno de fritas queimando gás natural e utilizando oxigênio puro como comburente. Na simulação, o metano e o oxigênio puro foram inseridos a partir de dois orifícios coaxiais localizados em frente ao forno. O autor obteve uma relação de equivalência com o forno real utilizando fluxos de mássicos de entrada de combustível e comburente proporcionais aos valores experimentais. Posteriormente extrapolou a simulação e substituiu o oxigênio por ar atmosférico, comparando os custos e avaliando a

possibilidade de uso deste último. Os resultados obtidos indicam a viabilidade econômica, sobretudo com o uso do pré-aquecimento do ar.

Além destes trabalhos do grupo de pesquisas local (UFSC), outros autores realizaram a avaliação da combustão de gás natural com ar em fornos e equipamentos industriais. Menezes (2006) realizou simulações numéricas usando o pacote comercial FLUENT, para determinar a distribuição do campo de fluxos, de espécies e de distribuição da temperatura dentro de um forno industrial de alumínio, empregando o ar e o oxigênio puro para a combustão do gás natural. O autor ainda apresentou as vantagens e as desvantagens de cada tipo de oxidante, comparando-os.

Nieckele et al. (2011) realizaram simulações numéricas, utilizando o método dos volumes finitos, com o objetivo de analisar e comparar o processo de combustão dentro de um forno de alumínio quando operado com dois tipos de combustível: um spray de óleo líquido e um jato de gás natural, ambos reagindo com o ar. Os resultados mostraram os possíveis danos que podem ser causados pelo processo de combustão se existirem chamas longas ou muito intensas e concentradas, aumentando a temperatura da parede e comprometendo o fluxo de calor na superfície de alumínio.

Cellek e Pinarbasi (2018) investigaram sobre o desempenho e características de emissão de um queimador industrial de baixa rotação queimando gás natural, metano, gás natural enriquecido com hidrogênio ou hidrogênio puro como combustíveis. Os resultados obtidos pelos autores mostram que, utilizando o método *Eddy Dissipation*, o gás natural pode ser modelado como gás metano, com mecanismo de reação de dois passos, já bem difundido no meio acadêmico.

Os trabalhos acima descritos, como citado anteriormente, servirão de base para a obtenção de parâmetros de simulação da combustão e como forma de avaliar os resultados obtidos.

2.4 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

A utilização de métodos computacionais para a resolução de problemas de engenharia já é muito difundida nos meios acadêmico e industrial e tornou-se rotina básica para a resolução de problemas complexos ou que envolvam muitas variáveis.

Patankar (1980) define as principais vantagens da simulação numérica frente a uma abordagem experimental. Destacam-se a capacidade de visualizar informações sobre fenômenos físicos de difícil

execução experimental, o baixo custo e a alta velocidade de obtenção dos resultados e a capacidade de simular diversas condições dos problemas.

Como foi apresentado por Patankar e Spalding (1974), alguns dos importantes aspectos do problema de modelagem de processos de combustão são:

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

Segundo Maliska (2004), a criação de modelos matemáticos correspondentes aos problemas físicos reais exige certa habilidade de quem está fazendo determinada avaliação. Estes modelos matemáticos devem ser resolvidos em tempos computacionais plausíveis e devem ter soluções numéricas que estabeleçam uma conexão adequada às situações físicas estudadas.

Por sua vez, Baukal (2000), indica que para cada processo que se tem interesse em analisar em uma simulação numérica, é necessário que um modelo seja montado. Desta forma, a demanda computacional cresce de acordo com o número de modelos acoplados em um mesmo programa e de acordo com a complexidade do mesmo. Simplificações adotadas para os modelos físicos trazem uma diminuição na demanda computacional nos modelos matemáticos. Porém, o uso de qualquer simplificação deve ser analisado juntamente com as imprecisões que elas trazem para a solução final.

2.4.1 Guias gerais para a modelagem numérica

ASME (2017) apresenta algumas diretrizes gerais a respeito do uso de métodos computacionais para se obter resultados de engenharia consistentes e que resultem em publicações coerentes. As exigências que seguem são necessárias para a publicação de artigos no *Journal of Fluids Engineering*, mas podem ser utilizadas para a obtenção de melhores resultados. Vale ressaltar que estas exigências estão aqui listadas apenas como guia geral, mas elas não serão seguidas rigorosamente e discutidas neste trabalho. As exigências são:

- a) As características básicas do método, incluindo o erro formal de truncamento de termos individuais nas equações numéricas de governo, devem ser descritas com precisão;
- b) Os métodos numéricos utilizados devem ser pelo menos de segunda ordem de precisão espacial, pois, como foi demonstrado em outros trabalhos anteriores, o efeito da difusão numérica sobre a precisão da solução nos métodos de primeira ordem é importante;
- c) A independência de malha ou a convergência devem ser estabelecidas: uma gama de resoluções com malhas significativamente diferentes uma da outra deve ser apresentada para demonstrar resultados independentes da malha de volumes;
- d) Os critérios de parada para cálculos iterativos precisam ser explicitados com precisão e devem ser dadas estimativas para o erro de convergência correspondente;
- e) Em cálculos transientes, o erro temporal deve ser avaliado e minimizado;
- f) A implementação das condições de contorno, bem como das condições iniciais devem ser explicadas de maneira completa;
- g) A comparação dos resultados numéricos obtidos com soluções de *benchmark* numéricas, analíticas ou bem estabelecidas, pode ser usada para demonstrar a exatidão na solução;
- h) Resultados experimentais confiáveis podem ser usados para validar uma solução numérica.

3 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Neste capítulo são apresentados os principais fundamentos do problema avaliado. São discutidos em maiores detalhes a geometria, o funcionamento e os componentes da calha. Juntamente a isto, as hipóteses e simplificações adotadas, as condições de contorno, as propriedades dos materiais e os fenômenos físicos que estão presentes no problema são apresentados e discutidos.

3.1 GEOMETRIA E FUNCIONAMENTO DA CALHA DE TRANSPORTE

O modelo da calha analisado neste trabalho foi descrito anteriormente na seção 1.2 como sendo uma calha de quarta geração, ou seja, um sistema que utiliza gases de combustão para aquecimento do alumínio líquido transportado. A Figura 16 mostra a seção transversal com dimensões aproximadas de uma calha de terceira geração. Para este trabalho, como descrito, os elementos resistivos de aquecimento foram substituídos por dutos, onde ocorre a combustão do gás natural e são transportados os gases resultantes.

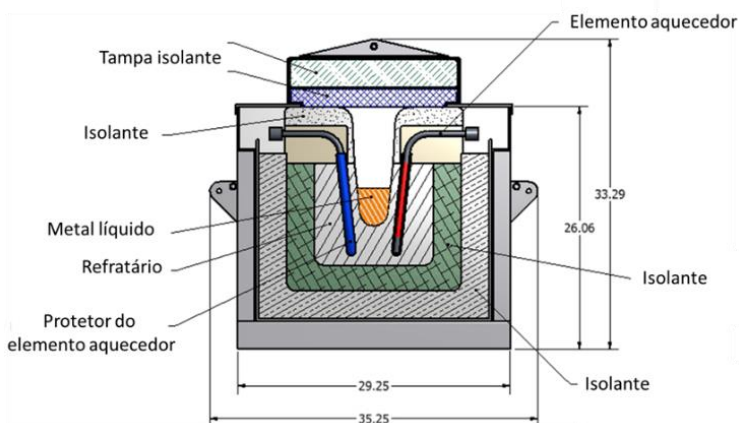


Figura 16 - Seção transversal de uma calha de aquecimento de terceira geração.

Dimensões em polegadas.

Fonte: Perfil Térmico (2015).

Para a análise numérica deste trabalho, diferentes configurações de calha foram testadas. Para a apresentação geral, o modelo que contém dutos em formato elíptico é ilustrado na Figura 17 e a perspectiva isométrica de um módulo deste modelo é apresentada na Figura 18. Nesta figura são mostradas as diferentes camadas que compõe a estrutura da calha e também algumas das simplificações feitas. Os componentes básicos desta calha foram numerados da seguinte forma:

- 1) Tampa de fibra cerâmica;
- 2) Ar em escoamento no canal e estagnado nos bolsões laterais;
- 3) Isolante de fibra cerâmica;
- 4) Isolante de concreto refratário;
- 5) Isolante microporoso Promalight 320®;
- 6) Refratário de carbetto de silício (SiC);
- 7) Dutos para a passagem dos gases de combustão;
- 8) Alumínio líquido;
- 9) Aço estrutural.

Algumas das principais características gerais dos modelos avaliados na simulação estão descritas nos parágrafos que seguem; a Tabela 5 apresenta os componentes da calha, com seus respectivos materiais e dimensões principais.

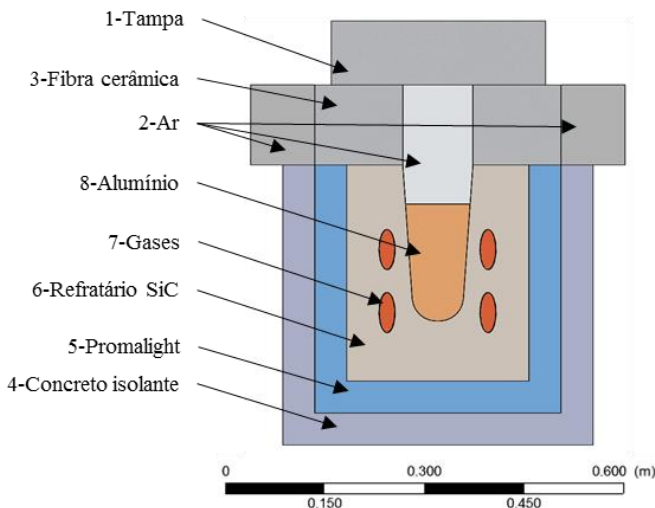


Figura 17 - Seção transversal de um modelo de calha avaliada durante as simulações.

Fonte: do autor.

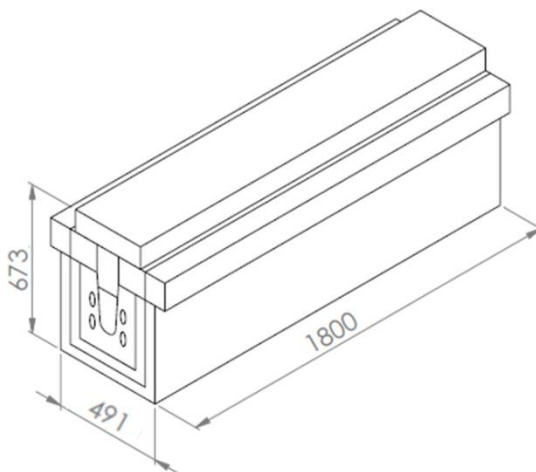


Figura 18 - Perspectiva isométrica de um modelo de calha avaliado durante as simulações, com algumas das principais dimensões.

Fonte: do autor.

Tabela 5 - Componentes da calha com os respectivos materiais e dimensões.

Componente	Material	Dimensões principais
Revestimento metálico externo	Aço de baixo carbono	Espessura: 6,35 mm (1/4")
Isolante – 1ª camada	Concreto isolante	Espessura: 50,8 mm (2")
Isolante – 2ª camada	Isolante Promalight	Espessura: 50,8 mm (2")
Refratário	Carbeto de silício	Espessura: 101,6 mm (4")
Dutos de gases	Gases de exaustão	Diâmetro mínimo: 50,8 mm (2")
Leito de escoamento	Alumínio líquido	Largura: 76,2 mm (3") Altura: 247,6 mm (9 3/4")
Isolante superior	Fibra cerâmica	Espessura: 127 mm (5")
Tampa	Fibra cerâmica	Espessura: 101,6 mm (4")
Calha ao todo		Altura: 673,1 mm (26 1/2") Largura: 593,7 mm (23 1/4") Comprimento do módulo: 1800 mm (aprox.. 6')

Fonte: do autor.

O isolamento térmico da calha foi simulado como uma composição de dois materiais: uma camada externa de 2,0" (50,8 mm) de concreto

isolante e uma camada interna também de 2,0” de Promalight 320. Estes dois materiais já são bem consolidados na fabricação de calhas de transferência e tem boas propriedades de isolamento.

A vazão mássica considerada para o alumínio líquido tem o valor fixo de 1,0 t/h (0,28 kg/s) em todos os modelos simulados. Este valor é o praticado usualmente na indústria e, quando transportado pela calha de dimensões aproximadas a apresentada anteriormente, ainda está dentro da faixa de velocidade de escoamento recomendada para evitar a turbulência no metal.

A calha foi simulada contendo uma camada de aço carbono externa ao concreto isolante. Este aço é utilizado de forma estrutural na calha e participa das trocas de calor com o ambiente através da radiação e da convecção. Esta chapa estrutural foi simulada com 1/4” (6,35 mm) e não aparece na ilustração do modelo, pois foi apenas inserida como uma resistência térmica extra na condição de contorno da parede.

Como apresentado na Figura 17, percebe-se que existem dois bolsões de ar nas laterais da calha. Esses bolsões servem para roteamento de cabos de termopares e outros sensores que venham a ser instalados no equipamento. Dessa forma, eles não tem função de isolamento ou de suporte estrutural. No entanto, eles foram modelados e o campo de temperatura dentro deles também foi resolvido, já que participam das trocas de calor na calha de transferência.

A tampa simulada é composta apenas por uma camada de 4” (101,6 mm) de fibra cerâmica isolante, sem necessidade de um componente de carbetto de silício adicional. Este isolante é capaz de suportar as altas temperaturas atingidas pela tampa, além de conferir baixo peso para a mesma.

Os dutos de escoamento dos gases de exaustão foram simulados com uma rugosidade equivalente de 0,3 mm, que é a rugosidade mínima sugerida por Fox et al. (2004) para o material concreto liso, já que o processo principal de fabricação do refratário é a sinterização. Este valor não representa a rugosidade geométrica medida, mas uma rugosidade equivalente (em inglês é chamada de *sand grain roughness*), a qual é utilizada para cálculo das trocas de calor e perda de carga (ANSYS, 2011).

Na calha, o escoamento dos gases de combustão e do alumínio ocorre em contracorrente para os dutos da primeira passada (ida). Ou seja, a entrada dos gases quentes ocorre no lado oposto ao da alimentação do alumínio líquido. Isto garante um fluxo em contracorrente no momento em que os gases têm a sua temperatura mais elevada. Portanto, a entrada de alumínio ocorre na posição $z=0$ m e a injeção de combustível e ar na

posição $z=5,4$ m. Nos modelos que contém o duto da segunda passada (retorno), os gases e o metal líquido percorrem a calha em correntes paralelas nesta segunda passada.

A vazão mássica de gases de exaustão necessária para aquecer a calha foi estimada em Oba et al. (2017) de acordo com os modelos atuais aquecidos por resistências elétricas. O valor foi estimado em $0,5 \text{ m}^3/\text{h}$ de gás natural por metro de calha, o que totaliza $2,7 \text{ m}^3/\text{h}$ para a calha de $5,4$ metros.

3.2 SIMPLIFICAÇÕES ADOTADAS

Algumas simplificações foram feitas no modelo estudado, quando comparado à situação real. Isto garantiu que os dados fossem tratados de maneira mais fácil e rápida e também adequou a solução à capacidade computacional disponível. As simplificações adotadas estão descritas na lista seguinte:

- a) Retorno dos gases feito pela parte exterior da calha: garante maior simplicidade ao modelo e não tem grande influência nos resultados;
- b) Galvalume composto apenas por alumínio, sem zinco: diminui a complexidade na obtenção das propriedades para a simulação;
- c) Coeficiente de troca de calor com o ambiente por convecção pré-fixado, calculado a partir da correlação de placa plana vertical apresentada por Churchill e Chu (1975);
- d) Materiais componentes da calha isotrópicos e homogêneos;
- e) Convecção natural dos fluidos não simulada, devido à grande demanda computacional que esta simulação exige, além da maior importância da convecção forçada nos gases, da radiação no ar e da condução no alumínio;
- f) Ar considerado arrastado pelo alumínio na mesma velocidade em que este escoar;
- g) Queimador modelado como orifícios concêntricos;
- h) Simulação em regime permanente;
- i) Escoamento do alumínio incompressível e laminar.

3.3 PROPRIEDADES DOS MATERIAIS

Os materiais escolhidos para compor a estrutura dos modelos de calha analisados são os mesmos utilizados na construção de outros produtos já estabelecidos pela empresa Perfil Térmico. Desta forma, as propriedades destes materiais são conhecidas, bem como a capacidade de suportar as condições de trabalho em que estas calhas operam. A Tabela 6 lista as principais propriedades dos materiais que compõem o estudo. Nesta tabela ainda estão incluídos o ar ambiente e os gases de exaustão provenientes da combustão do gás natural.

Tabela 6 - Propriedades dos materiais que compõem a calha.

Material	Condutividade térmica (W/m K)	Massa específica (kg/m³)	Calor específico (J/kg K)
Ar	0,03 ²	1,2 ²	1004,4 ²
Concreto isolante	0,25 ²	600,0	1010,0
Fibra cerâmica	0,15 ²	96,0	980,0
Gases de combustão	0,03 ¹	0,25 ¹	1486,3 ¹
Promalight 320	0,03 ²	280,0	1050,0
Refratário Beta SC65	6,63 ²	2700,0	1207,4 ²

¹ Variável com a temperatura, valores apresentados para 1127 °C.

² Variável com a temperatura, valores apresentados para 700 °C.

Fonte: do autor.

Além das propriedades ilustradas na Tabela 6, a Tabela 7 apresenta as propriedades consideradas para o alumínio líquido. Vale acrescentar que estas propriedades também são variáveis com a temperatura e que os valores mostrados são referentes a 700 °C.

Tabela 7 - Propriedades do alumínio líquido.

Propriedade	Valor	Fonte
Calor específico	$c_p = 1176 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$	Chase (1998)
Condutividade térmica	$k = 110 \text{ W/m}^\circ\text{C}$	Powell et al. (1996)
Massa específica	$\rho = 2378 \text{ kg/m}^3$	Chase (1998)
Viscosidade dinâmica	$\mu = 1,15 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$	Hatch (1984)

Fonte: do autor.

3.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO

As condições de contorno utilizadas para a resolução do problema são, basicamente:

- a) Superfícies laterais externas da calha e superfície inferior: convecção natural e troca radiativa com o ambiente;
- b) Superfícies frontal e traseira: troca de calor desprezível, consideradas junções com outros elementos, tais como fornos, painéis ou continuações da própria calha;
- c) Tampa: convecção natural e troca radiativa com o ambiente;

Além destas condições de contorno externas, alguns outros valores para a calha analisada estão descritos na Tabela 8.

Tabela 8 - Condições de contorno gerais utilizadas na simulação.

Símbolo	Condição de contorno	Valor
T_{amb}	Temperatura ambiente	25 °C
T_{Al}	Temperatura de entrada do alumínio líquido	700 °C
T_{ar}	Temperatura de entrada do ar	700 °C
$T_{ar,comb}$	Temperatura de entrada do ar de combustão	25 °C
h_{conv}	Coeficiente de transferência térmica	10 W/m ² K
\dot{m}_{Al}	Vazão mássica do alumínio líquido	0,28 kg/s
\dot{m}_{ar}	Vazão mássica do ar	5,65E-05 kg/s
$\dot{m}_{ar,comb}$	Vazão mássica do ar de combustão	1,11E-02 kg/s
\dot{m}_{comb}	Vazão mássica de combustível	5,91E-04 kg/s
$V_{ar,comb}$	Velocidade de entrada do ar de combustão	40 m/s
V_{comb}	Velocidade de entrada do combustível	90 m/s

Fonte: do autor.

3.5 TROCAS TÉRMICAS E FENÔMENOS FÍSICOS

De modo geral, quatro fenômenos físicos tem importância significativa na distribuição de temperaturas dentro da calha: a condução nos sólidos, a convecção dos gases dentro dos dutos, a radiação dentro

dos dutos e entre a tampa e a superfície do alumínio líquido, e a reação de combustão do gás natural.

Modelando o problema de forma mais abrangente a partir de um balanço de energia, os pontos de entrada e saída de energia e massa são apresentados na Figura 19.

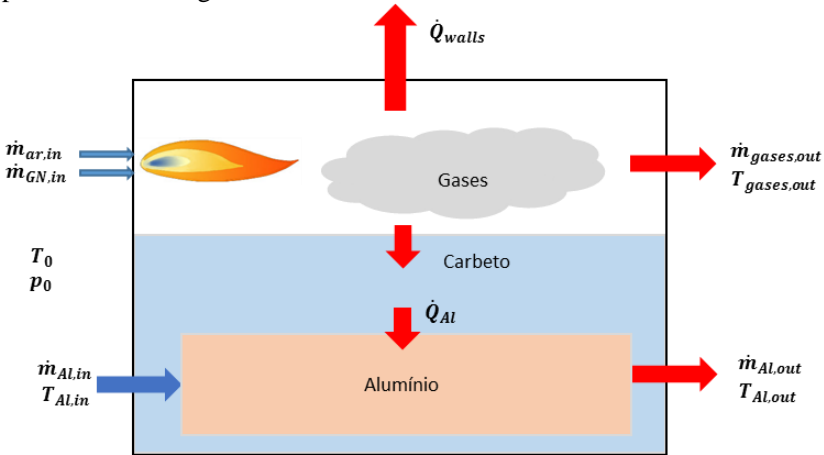


Figura 19 - Esquema apresentando o balanço global de energia da calha.

Fonte: do autor.

O diagrama apresentado na Figura 20 fornece o caminho que a energia percorre dentro da calha.

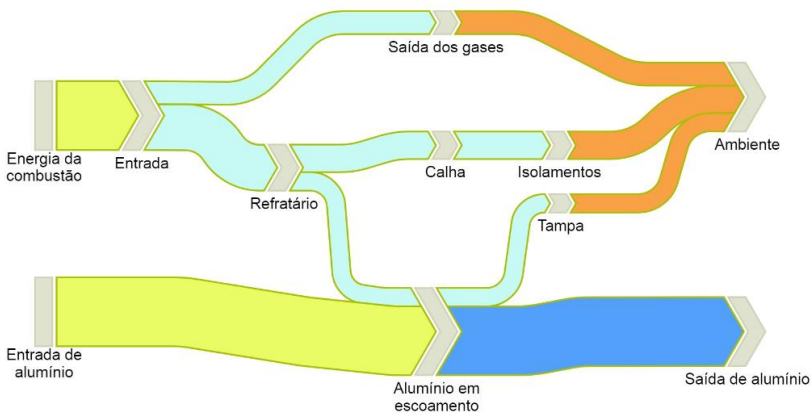


Figura 20 - Diagrama ilustrando a distribuição de energia na calha.

Fonte: do autor.

Outra forma de ilustrar a troca de calor na direção transversal da calha, é a partir do esquema de resistências térmicas, como o apresentado por Incropera e DeWitt (2003) e mostrado na Figura 21.

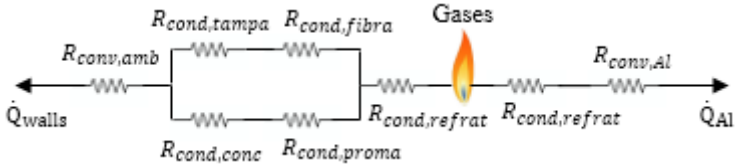


Figura 21 - Esquema de resistências térmicas na seção transversal da calha.

Fonte: do autor.

Nesse esquema, $R_{cond,i}$ ilustram as resistências térmicas de condução, as quais tem valor L_i/k_iA_i ; e $R_{conv,i}$ são as resistências térmicas por convecção, as quais possuem valor $1/h_iA_i$.

Percebe-se, que pelas paredes externas (sentido ambiente), os isolamentos oferecem uma resistência térmica muito grande, enquanto que na direção do alumínio, a troca é favorecida pela convecção do metal e pela alta condutividade térmica tanto do refratário, quanto do alumínio.

O balanço de energia na calha pode ser representado pelas Equações (3.1) a (3.4).

$$\sum \dot{E}_{in} + \sum \dot{E}_{out} = 0 \quad (3.1)$$

$$\sum \dot{E}_{in} = \dot{E}_{GN,in} + \dot{E}_{ar,comb,in} + \dot{E}_{Al,in} + \dot{E}_{ar,in} \quad (3.2)$$

$$\sum \dot{E}_{out} = \dot{E}_{gases,out} + \dot{E}_{Al,out} + \dot{E}_{ar,out} + \dot{E}_{walls,out} \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{GN,in} + \dot{E}_{ar,comb,in} + \dot{E}_{Al,in} + \dot{E}_{ar,in} + \dot{E}_{gases,out} \\ + \dot{E}_{Al,out} + \dot{E}_{ar,out} + \dot{E}_{walls,out} = 0 \end{aligned} \quad (3.4)$$

De forma mais detalhada, a Equação (3.5) e a Equação (3.6) apresentam as taxas de energia de entrada do combustível e ar de combustão e de saída dos gases de exaustão, respectivamente.

$$\begin{aligned} \dot{E}_{GN,in} + \dot{E}_{ar,comb,in} \\ = \dot{m}_{GN}PCI_{GN} + \dot{m}_{ar,cb}(h_{ar,comb,T_{in}} \\ - h_{ar,comb,T_{ref}}) \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$\dot{E}_{gases,out} = \dot{m}_{gases}(h_{gases,T_{out}} - h_{gases,T_{ref}}) \quad (3.6)$$

Da mesma maneira, as Equações (3.7) e (3.8) apresentam a entrada e a saída do alumínio líquido em escoamento, respectivamente.

$$\dot{E}_{Al,in} = \dot{m}_{Al}(h_{Al,T_{in}} - h_{Al,T_{ref}}) \quad (3.7)$$

$$\dot{E}_{Al,out} = \dot{m}_{Al}(h_{Al,T_{out}} - h_{Al,T_{ref}}) \quad (3.8)$$

A entrada e a saída de energia transportada pelo ar, carregado pelo alumínio líquido, estão apresentadas nas Equações (3.9) e (3.10), respectivamente.

$$\dot{E}_{ar,in} = \dot{m}_{ar}(h_{ar,T_{in}} - h_{ar,T_{ref}}) \quad (3.9)$$

$$\dot{E}_{ar,out} = \dot{m}_{ar}(h_{ar,T_{out}} - h_{ar,T_{ref}}) \quad (3.10)$$

Ainda, a Equação (3.11) apresenta a troca de calor entre as paredes externas da calha e o ambiente.

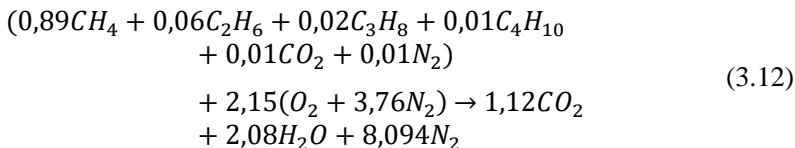
$$\dot{E}_{walls,out} = \dot{q}_{rad} + \dot{q}_{conv} \quad (3.11)$$

3.5.1 Combustão do gás natural

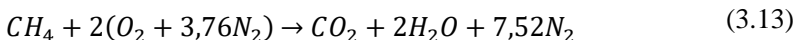
Na calha avaliada ocorre a combustão de gás natural e ar pré-aquecido nos dutos dentro do refratário. O queimador utilizado nas simulações é um queimador parcialmente pré-misturado, no qual a injeção de combustível e comburente se dá a partir de orifícios circulares concêntricos. No orifício central, o combustível é injetado juntamente com cerca de 30% do ar de combustão e a mistura do restante do comburente com o combustível se dá apenas dentro da câmara de combustão (dutos). As velocidades de injeção de combustível e comburente no queimador foram estimadas em 90 m/s e 40 m/s, respectivamente, adaptadas de Possamai (2014). Com essas velocidades, a área de entrada é de 24 mm² para o combustível e de 99 mm² para o ar.

Dessa forma, a chama esperada é parcialmente pré-misturada, turbulenta e longa.

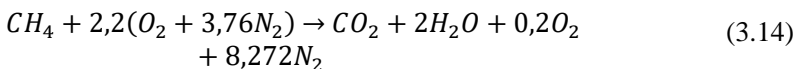
Especificamente para a composição do gás natural apresentada anteriormente na Tabela 3, a oxidação de um mol deste combustível com ar é dada pela Equação (3.12). A composição volumétrica do ar atmosférico é considerada como sendo 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio, como sugerido por Turns (1996).



Devido à participação majoritária do gás metano na composição do gás natural, para este trabalho se considerou o combustível composto apenas por esta espécie. Assim, a reação de queima estequiométrica para 1 mol de metano é dada pela Equação (3.13):



A Equação (3.13) fornece a quantidade estequiométrica de ar necessária para a combustão de um mol de CH_4 . No entanto, para garantir que o combustível queime completamente nos dutos da calha, é necessário fornecer uma quantidade de ar superior à teórica. Para tal, a prática industrial típica é usar alguma quantidade de ar extra para garantir a combustão completa. Isto compensa a falta de uniformidade na mistura e garante que a combustão ocorrerá de forma eficiente. Ela é, ainda, a maneira mais econômica de garantir a combustão completa (Colannino, 2006). Para o presente caso avaliado, o excesso de ar utilizado foi de 10%, de acordo com o sugerido por Bazzo (1995) para combustíveis gasosos. A reação de combustão para o metano com excesso de ar, é:



O queimador, como já comentado anteriormente, foi simplificado, admitindo-se apenas a injeção de gás natural e ar em suas respectivas

temperaturas de operação e vazões mássicas, a partir de orifícios concêntricos, simulando assim o fenômeno da combustão.

Uma avaliação preliminar da temperatura de chama adiabática para as vazões de gás natural e regulagem de excesso de ar forneceu um valor de 2189 K, de acordo com a metodologia de cálculo apresentada por Turns (1996). Para calcular a temperatura de chama adiabática para a combustão a pressão constante, com ar entrando a 25 °C e com 10% de excesso de ar, utilizou-se da Equação (3.15).

$$\sum_{reag} N_i \overline{h_{f,i}^0} = \sum_{prod} N_i [\overline{h_{f,i}^0} + \overline{c_{p,i}}(T_{ad} - T_{reag})] \quad (3.15)$$

Nesta equação, T_{reag} é a temperatura dos reagentes, e T_{ad} é a temperatura de chama adiabática. N corresponde ao número de mols do componente i, enquanto $\overline{c_{p,i}}$ é o calor específico, e $\overline{h_{f,i}^0}$ é a entalpia de formação, a qual é calculada à 298 K e 1 atm. Os valores destas propriedades para os diferentes componentes que fazem parte da reação de combustão podem encontrados nas tabelas JANAF fornecidas por NIST (2013).

3.5.2 Radiação

A radiação é um mecanismo de troca de energia de grande importância, quando se considera equipamentos que trabalham a elevadas temperaturas. De acordo com Nieckele et al. (2011), o fluxo de energia por radiação pode representar cerca de 90% em fornos de fusão de alumínio.

Chiu et al. (2007) mostraram através de análises numéricas que os efeitos de radiação têm um impacto considerável na transferência de calor. Eles também reduzem os efeitos da convecção natural dentro de um fluido em escoamento, com transferência de calor por convecção e radiação mistas em dutos horizontais. Isso ocorre devido à uma maior homogeneização de temperatura que esta forma de troca de calor proporciona, diminuindo as diferenças de densidade dentro do fluido. Os resultados dos autores revelam que o efeito da radiação no desenvolvimento do perfil térmico do escoamento é insignificante perto da entrada. No entanto, este efeito tende a uniformizar a temperatura do fluido ao longo do escoamento.

Como apresentado anteriormente, a temperatura de chama adiabática para a condição em que a calha opera é de 2189 K. Apesar da

temperatura real obtida não possuir valores tão elevados, neste nível de energia, a radiação possui papel importante nas trocas de calor da calha.

Dessa forma, as propriedades radiativas das superfícies e dos gases envolvidos nas trocas de calor são importantes. Enquanto nos gases a radiação é um fenômeno volumétrico complexo, onde a radiação pode ser transmitida, absorvida e emitida, nas paredes é um fenômeno superficial mais simples, se consideradas que se comportam como superfícies difusoras, cinzas e opacas.

De acordo com Siegel e Howell (2001), um gás transparente à radiação é chamado de meio não participante, quando não afetam a transferência de calor por radiação. As moléculas diatômicas simétricas como N_2 e O_2 não interagem com a radiação no espectro infravermelho. No entanto, as moléculas não simétricas como CO_2 e H_2O têm forte participação na faixa infravermelha do espectro, tornando o meio participante, sendo o que ocorre em fornos de alta temperatura com a presença de reações de combustão.

Dentro da calha, as paredes dos dutos formados pelo refratário estão a uma temperatura menor do que os gases. Desta forma, elas absorvem a energia térmica e a transmitem por condução para o resto do equipamento, nas condições operacionais esperadas.

Outro fator importante de propriedades de radiação que afeta a transferência de calor é a espessura ótica do meio, produto do coeficiente volumétrico de absorção e da espessura geométrica deste meio. Uma pequena espessura ótica indica que o meio não absorve nem emite muita energia, enquanto um grande valor desta variável significa um meio participante. Chiu et al. (2007) também chegaram ao resultado que o Nusselt de um escoamento em um canal horizontal aumenta conforme a espessura ótica cresce. Os autores mostraram, ainda, que para um sistema com uma maior espessura ótica, mais calor é transferido.

Dessa forma, fazendo-se uma estimativa das propriedades óticas dos gases provenientes da combustão do gás natural apresentada na seção anterior, tem-se a Tabela 9, de acordo com o equacionamento apresentado em Siegel e Howell (2001), na qual considerou-se a espessura dos dutos de condução dos gases como dimensão principal para a radiação.

Tabela 9 - Propriedades radiativas dos gases de combustão.

Propriedade	Valor
Coefficiente de absorção	$\alpha = 0,009 \text{ m}^{-1}$
Coefficiente de extinção	$K_\lambda = 0,180 \text{ m}^{-1}$
Comprimento característico do duto (largura)	$L = 0,051 \text{ m}$
Distância média de penetração da radiação	$l_m = 5,56 \text{ m}$
Espessura ótica	$k_\lambda = 0,009$

Fonte: do autor.

Como a calha de transferência normalmente está inserida dentro da planta de uma fábrica, as trocas de calor com o meio externo por radiação podem ser modeladas a partir da Equação (3.16). De acordo com Incropera e DeWitt, (2003), pode-se considerar toda a superfície externa do equipamento envolvida pelo ambiente, o qual é tratado como um corpo negro e possui um fator de forma igual à unidade:

$$q_{rad} = A_{sup} \varepsilon \sigma (T_{sup}^4 - T_{amb}^4) \quad (3.16)$$

sendo, q_{rad} é a taxa de transferência de calor por radiação, A_{sup} é a área de troca do equipamento, ε é a emissividade da superfície analisada, σ é a constante de Stefan-Boltzmann, cujo valor é igual a $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$. Na equação, considera-se, ainda, a diferença na quarta potência das temperaturas absolutas da superfície (T_{sup}^4), e do meio (T_{amb}^4).

A emissividade foi considerada constante ao longo de todas as superfícies analisadas, sendo os valores adotados para cada região apresentados na Tabela 10. Emissividades diferentes foram consideradas ao longo do equipamento, levando em conta o material, acabamento das superfícies e seu estado de conservação de cada superfície. Para os isolamentos e o refratário, os valores de emissividade são altos e os valores utilizados foram sugeridos por Incropera e DeWitt (2003). Ainda segundo estes autores, a emissividade do aço estrutural que reveste a calha tem um valor um pouco mais reduzido, da mesma forma que a superfície livre de alumínio líquido, a qual foi considerada sem borra.

Tabela 10 - Emissividades dos materiais.

Material	Valor de emissividade (ϵ)
Aço estrutural	0,60
Alumínio líquido (oxidado)	0,65
Concreto isolante	0,80
Fibra cerâmica	0,80
Promalight 320	0,80
Refratário Beta SC65	0,85

Fonte: Incropera e DeWitt (2003).

3.5.3 Convecção

A convecção dentro dos dutos é o principal mecanismo de troca de calor entre os gases de exaustão e o refratário da calha. Devido à velocidade de escoamento nos canais, o coeficiente de troca de calor por convecção torna-se uma parcela importante no balanço de energia. Esta convecção interna forçada tem o movimento do fluido gerado por uma fonte externa à calha, neste caso, o ventilador de injeção do queimador.

A troca de calor por convecção é representada pela Equação (3.17):

$$q_{conv} = h_{conv} A_{sup} (T_{fluido} - T_{sup}); \quad (3.17)$$

nesta equação h_{conv} é o coeficiente de transferência de calor, A_{sup} é a área de troca da superfície, T_{sup} é a temperatura da superfície e T_{fluido} é a temperatura do fluido em escoamento.

Estimativas iniciais indicam um coeficiente de troca de calor dentro dos dutos da ordem de 50 W/(m²K). Este valor foi estimado a partir das correlações obtidas de Bhatti e Shah (1987) para o escoamento interno forçado e turbulento em dutos não circulares com temperatura de parede constante.

Já para o alumínio líquido, o escoamento foi considerado laminar, devido às baixas velocidades desejadas (altas velocidades causam turbulência e geram problemas descritos anteriormente). No entanto, mesmo com a baixa velocidade de escoamento, o coeficiente de troca de calor entre o metal líquido e o refratário de carbetto de silício foi estimado inicialmente em valores na ordem de grandeza de 10.000 W/(m²K), quando calculado a partir de correlações apresentadas por Argyropoulos et al. (2001). Isto significa que a principal forma de troca de calor entre esses dois materiais também é a convecção.

Da mesma forma que para a radiação, considera-se que ocorre troca de calor das superfícies externas da calha com o meio que as envolvem. Como a superfície externa da calha normalmente encontra-se em um ambiente sem convecção forçada, correlações empíricas para a obtenção do coeficiente de convecção natural podem ser utilizadas. Churchill e Chu (1975) sugere uma correlação experimental para placas planas verticais e horizontais. As hipóteses de placa plana para as paredes da calha podem ser consideradas adequadas, pois a espessura da camada limite térmica destas superfícies é muito menor que a dimensão das mesmas (Incropera e Dewitt, 2003).

3.5.4 Condução nos sólidos

A condução de calor de interesse neste caso ocorre pelo refratário de carbetto de silício. Este material já é utilizado nos modelos de calha atuais com aquecimento por resistências elétricas e demonstra boas propriedades para suportar as altas temperaturas e o desgaste ligado aos escoamentos. Além desta, a condução também ocorre entre a superfície dos dutos de escoamento dos gases e a superfície externa da calha

Devido aos componentes isolantes, grandes gradientes de temperatura são esperados entre as superfícies internas e externas. Esta situação exige que as propriedades dos materiais componentes da calha sejam bem conhecidas em uma grande faixa de temperatura. Estas propriedades foram apresentadas anteriormente, na Tabela 6.

4 METODOLOGIA

Neste capítulo são discutidos os detalhes sobre o modelo numérico utilizado no trabalho. As simulações foram realizadas no software comercial Ansys CFX, que é baseado no método dos volumes finitos. Equacionamentos adicionais também foram realizados usando a base de dados do software EES. As hipóteses e simplificações anteriormente comentadas foram empregadas e os resultados obtidos abrangem o campo de temperatura nos diferentes componentes, os escoamentos do alumínio e dos gases, a concentração de espécies químicas provenientes da combustão e a influência de parâmetros no processo. O capítulo ainda contém a apresentação da malha criada para o problema, os critérios de convergência adotados, as equações de conservação usadas, os modelos adotados e os casos avaliados.

4.1 MODELAGEM NUMÉRICA

Esta seção apresenta informações sobre o modelo numérico e a simulação no software Ansys CFX.

4.1.1 Emprego de CFD

De maneira geral, CFD é uma técnica numérica de resolução de equações que governam o escoamento de fluidos e a transferência de calor em uma determinada geometria. Consiste na resolução numérica e simultânea das equações da conservação da massa, *momentum* e energia e das equações de estado.

Desta forma, de maneira a realizar uma análise mais profunda e consistente do problema térmico referente à calha de transferência, uma simulação no software comercial Ansys CFX foi realizada. A simulação contou com a geração de malhas estruturadas e não-estruturadas a partir do programa Ansys ICFM CFD, sendo as equações da conservação resolvidas segundo o método dos volumes finitos. Adotou-se, para tal, o modelo $k - \varepsilon$ na resolução da turbulência, juntamente com os modelos de função de parede escalonável para resolução das equações na interface fluido-sólido; o modelo *Eddy Dissipation* de passo único para a modelagem da combustão do gás natural; e o modelo DTRM com meio participante para a solução do campo de radiação no interior da calha. Estes modelos são descritos com maior detalhe nas seções que seguem.

Basicamente, resultados numéricos são aproximações truncadas em certo nível de precisão e sua confiabilidade depende de fatores como

modelagem dos fenômenos físicos, aproximações matemáticas, refino de malha e outros. Os critérios de parada aplicados neste trabalho foram baseados no erro RMS das variáveis presentes no estudo (temperatura, velocidade, fração molar, entre outros) e nos balanços das variáveis nos volumes finitos. As iterações que calculam as equações discretizadas para os volumes foram resolvidas até que o erro quadrático fosse menor que 1×10^{-6} , e até que os balanços das variáveis ficassem abaixo de 1% de erro.

Após a convergência, os resultados numéricos foram utilizados nos cálculos de um balanço global de energia e também para avaliações das distribuições de temperatura em diferentes seções e componentes da calha.

4.1.2 Construção das malhas

O primeiro passo a ser tomado em qualquer simulação numérica é a discretização dos domínios. As equações diferenciais parciais que regem o movimento do fluido e a transferência de calor não são normalmente passíveis de soluções analíticas, exceto para casos muito simples. Portanto, para analisar as trocas de energia, os domínios são divididos em subdomínios menores, constituídos por estruturas primitivas geométricas como hexaedros e tetraedros em 3D, ou quadriláteros e triângulos em 2D. As equações governantes são então discretizadas e resolvidas dentro de cada um desses subdomínios, obtendo-se soluções aproximadas para elas.

A qualidade da malha é fator importante para se obter soluções convergentes e precisas em CFD, especialmente para escoamentos sobre geometrias complexas. Uma baixa qualidade da malha causa problemas na convergência da solução. Alguns critérios de qualidade apresentados por ANSYS (2011) são, entre outros:

- a) Qualidade dos elementos da malha;
- b) Razão de aspecto dos elementos;
- c) Ângulo de distorção dos elementos.

A qualidade dos elementos na malha, normalmente calculada pelo próprio software, é um bom parâmetro para se avaliar a construção da malha e indica as regiões onde o usuário deve tomar mais atenção na elaboração da discretização. A razão de aspecto dos elementos é a relação entre o comprimento e a largura dos elementos. ANSYS (2011) recomenda que a relação de aspecto seja inferior a 100, valores maiores que 100 podem mostrar problemas na solução. O ângulo de distorção refere-se à ortogonalidade entre faces de elementos. Em geral, uma boa malha possui ângulos entre 80° e 90° na maioria dos elementos.

A Figura 22 traz cortes transversais da malha, mostrando os detalhes construtivos das partes de interesse. Vale destacar que testes realizados com malhas mais refinadas não mostraram uma diferença muito significativa nos resultados analisados e eles são discutidos posteriormente na validação do modelo da calha.

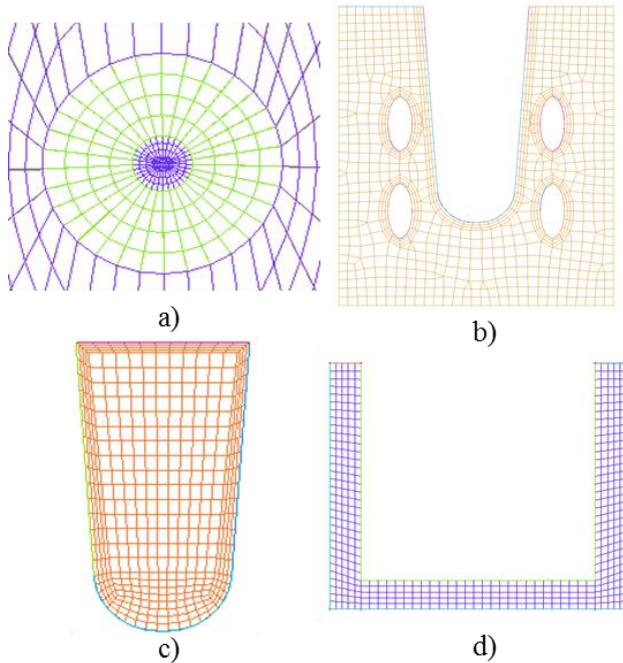


Figura 22 - Detalhes construtivos das malhas utilizadas na simulação: a) O-grid na entrada do queimador; b) Carbetto de silício; c) Alumínio líquido; d) Concreto isolante.

Fonte: do autor.

De acordo com o apresentado na Tabela 11, a malha possui um total de 1.390.357 elementos.

Tabela 11 - Características principais das malhas utilizadas na simulação.

Domínio	Tipo de malha	Dimensão máxima dos elementos (mm)	Quantidade de elementos
Alumínio	Hexaédrica	x=11 y=12 z=20	140.250
Ar	Hexaédrica	x=16 y=13 z=30	92.667
Concreto isolante	Hexaédrica	x=14 y=18 z=30	119.238
Fibra cerâmica (x2)	Hexaédrica	x=19 y=18 z=30	200.376
Gases de combustão	Hexaédrica	x=03 y=08 z=12	370.522
Isolante Promalight	Hexaédrica	x=14 y=18 z=30	99.840
Refratário	Hexaédrica e Tetraédrica	x=16 y=18 z=20	339.204
Tampa	Hexaédrica	x=19 y=17 z=30	28.260
Total			1.390.357

Fonte: do autor.

A geração da malha do problema analisado foi feita através do software Ansys ICEM CFD. Foram empregadas malhas estruturadas na maior parte dos componentes da calha e uma mistura entre estruturadas e não estruturadas na malha do carbetto de silício, devido à maior complexidade da sua geometria. Devido aos variados gradientes das variáveis nas diferentes regiões da calha, a malha não é igualmente espaçada, sendo mais refinada nas regiões onde existem maiores gradientes de temperatura ou entradas e saídas de massa.

4.1.3 Teste de independência de malha

Um dos parâmetros mais importantes em uma simulação numérica refere-se ao tamanho dos elementos da malha utilizada. Uma malha muito refinada implica em maior esforço computacional, acarretando em maiores custos e maior tempo. No entanto, uma malha muito grosseira pode levar a resultados pouco precisos. Assim, o tamanho de malha adequado foi escolhido a partir de testes de independência desta malha.

De acordo com o apresentado por Celik et al. (2008), para que duas malhas sejam significativamente diferentes, é preciso que a dimensão característica dos elementos da malha grosseira seja 1,3 vezes maior que a dos elementos da malha mais refinada. Esse valor foi obtido com base em experiência, não com uma derivação formal. Para que isto ocorra, tem-se que o número de elementos da malha mais refinada deve ser cerca de 2,2 vezes maior que o da malha mais grosseira. Dessa forma, o teste realizado consistiu na simulação de um caso usando três malhas diferentes, uma grossa, uma média e uma refinada. No teste feito, a malha mais refinada tem cerca de vezes 2,2 o número de elementos da mais grosseira, e a intermediária tem cerca de 1,5 vezes esse número. As três malhas simuladas com seus diferentes resultados são apresentadas na Tabela 12.

Tabela 12 - Teste de independência de malha.

	Malha 1	Malha 2	Malha 3
Quantidade de elementos	900.510	1.390.357	1.985.132
Taxa de calor na interface [W]	12.132	12.420	12.491
Temperatura de saída dos gases [K]	970	980	981

Fonte: do autor.

De acordo com os resultados obtidos, optou-se em utilizar a Malha 2, uma vez que a diferença para a Malha 3, a qual é cerca de 42,8% mais refinada, permaneceu em torno de 0,6% para os parâmetros analisados. Enquanto que a diferença entre a Malha 1 e a Malha 3 ficou em torno de 3,0%. A Malha 2 tem 1.390.357 volumes ao todo na calha.

4.1.4 Equações de conservação

Uma vez gerada a malha, o conjunto de equações que representa matematicamente o problema pode ser resolvido por diferentes métodos. Um deles é o Método dos Volumes Finitos, o qual obtém as equações aproximadas, satisfazendo a conservação de cada variável em nível de volumes elementares (Maliska, 2004). Ainda, conforme Baukal (2000), o método é amplamente usado nos códigos comerciais de CFD.

Neste trabalho, portanto, será utilizado o método dos volumes finitos para simular a calha de transferência, por se tratar de um método bastante difundido para avaliações de transferência de calor (Maliska, 2004, Patankar, 1980 e Versteeg e Malalasekera, 2007), contando com a experiência de uso em muitos trabalhos anteriores realizados pelas equipes do LabCET – UFSC.

O problema em questão constitui um exemplo típico de fluidodinâmica, descrito pelas equações da conservação da massa, quantidade de movimento, energia e espécies. Estas equações são apresentadas na forma conservativa e descritas na forma cartesiana.

4.1.4.1 Continuidade

A conservação da massa é apresentada na Equação (4.1) para o caso de um escoamento sem geração de massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (4.1)$$

onde ρ é a massa específica, t o tempo e u_j a velocidade do fluido na direção da coordenada x_j .

4.1.4.2 Conservação da quantidade de movimento linear

A conservação da quantidade de movimento linear é dada pela Equação (4.2):

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j u_i}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + B_i \quad (4.2)$$

na qual B_i é força de corpo por unidade de volume e τ_{ij} é o tensor de tensão para fluidos newtonianos, apresentado pela hipótese de Stokes na Equação (4.3):

$$\tau_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.3)$$

onde p é a pressão, μ a viscosidade dinâmica e δ_{ij} o delta de Kronecker. Todos os fluidos avaliados foram considerados newtonianos neste trabalho.

4.1.4.3 Conservação das espécies

A equação da conservação das espécies é dada pela Equação (4.4):

$$\frac{\partial \rho Y_k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j Y_k}{\partial x_j} = -\frac{\partial \zeta_j^k}{\partial x_j} + \dot{w}_k \quad (4.4)$$

onde o termo Y_k é a fração mássica da espécie k , \dot{w}_k é a geração de massa por unidade de volume e ζ_j^k é o fluxo de massa por difusão molecular, dado por:

$$\zeta_j^k = \frac{\mu}{Sc_k} \frac{\partial Y_k}{\partial x_j} \quad (4.5)$$

na qual o número de Schmidt é dado pela Equação (4.6):

$$Sc_k = \frac{\mu}{\rho D_k} \quad (4.6)$$

na qual D_k é a difusividade molecular da espécie k .

4.1.4.4 Conservação da energia

A equação da conservação da energia, é apresentada na Equação (4.7):

$$\frac{\partial \rho h_t}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j h_t}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + S_{rad} \quad (4.7)$$

nela condutividade térmica é representada por k e a temperatura por T . S_{rad} é a fonte de energia proveniente da radiação e h_t entalpia total, dada pela Equação (4.8). Ainda, estão desprezados o trabalho por forças viscosas e de corpo e se considera o número de Lewis como unitário. A entalpia é calculada por:

$$h_t = h + \frac{1}{2} u_i u_j \quad (4.8)$$

onde h é a entalpia estática da mistura, ponderada pela fração mássica de cada componente, de acordo com:

$$h = \sum_i h_i Y_i \quad (4.9)$$

Já a entalpia específica de cada espécie é obtida a partir de:

$$h_i = \int_{T_{ref_i}}^T c_{p_i} dT + h_{f,i}^0 \quad (4.10)$$

onde c_{p_i} é o calor específico a pressão constante e $h_{f,i}^0$ é a entalpia de formação.

4.1.4.5 Equação de estado de gás ideal

Para fechar o sistema de equações, a equação de estado de gás ideal é usada para os gases de exaustão dentro da calha, dada por:

$$\rho = \frac{pW}{RT} \quad (4.11)$$

onde W é a massa molecular da mistura e R a constante universal dos gases.

As Equações (4.1) a (4.11) são modeladas de acordo com o modelo de turbulência aplicado, indicado nas seções que seguem. O domínio do alumínio líquido foi modelado como um escoamento laminar, empregando as Equações (4.1) a (4.11) diretamente e sem a aproximação de gás ideal.

4.1.5 Modelos de turbulência

A turbulência consiste em flutuações no escoamento no tempo e no espaço. É um processo complexo, principalmente porque é tridimensional, transiente e consequência da sensibilidade às condições iniciais e de contorno. Ela ocorre quando as forças de inércia no fluido se tornam significativas em comparação com as forças viscosas, e é caracterizada por um número de Reynolds elevado.

Para resolver um escoamento turbulento, a Simulação Numérica Direta (DNS) é a abordagem mais precisa. No entanto, é impraticável para a maioria dos problemas de engenharia, devido aos seus requisitos extremamente refinados. Uma alternativa é a abordagem das equações médias de Reynolds aplicadas a Navier-Stokes (RANS – *Reynolds-Averaged Navier Stokes*). A turbulência é considerada a partir do efeito causado pelas flutuações do Tensor de Reynolds e das propriedades térmicas. Resolvendo estas equações se calculam os valores médios de pressão, velocidade e temperatura em função do tempo. Neste trabalho, o RANS é adotado devido ao seu bom compromisso entre precisão e gasto computacional e foi muito bem apresentado em Possamai (2014). Mais detalhes sobre cada modelo de turbulência podem ser encontrados em Wilcox (1994).

No método RANS, as propriedades são descritas por:

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (4.12)$$

onde ϕ é uma variável genérica instantânea, $\bar{\phi}$ seu valor médio de Reynolds e ϕ' sua flutuação. O valor médio de Reynolds é calculado por:

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \phi(t) dt \quad (4.13)$$

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

Para escoamentos compressíveis com altas variações de temperatura e $\rho = \rho(T)$, recomenda-se aplicar a decomposição de Favre, também conhecida como média mássica. (Blazek, 2001). Isso é feito já que a média de Reynolds cria correlações adicionais e complexas para a densidade. A média de Favre consiste em:

$$\tilde{\phi} = \frac{1}{\bar{\rho}} \left(\frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \rho \phi(t) dt \right) \quad (4.14)$$

onde $\bar{\rho}$ é a densidade média de Reynolds. A decomposição de Favre para a variável genérica ϕ resulta em:

$$\phi = \tilde{\phi} + \phi'' \quad (4.15)$$

Depois da aplicação da média de Reynolds e Favre, as equações da continuidade, quantidade de movimento linear, conservação das espécies, e da energia se tornam, respectivamente:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{u_j'' u_i''}}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} + B_i \quad (4.17)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{Y}_k}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{Y}_k}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{u_j'' Y_k''}}{\partial x_j} + \bar{w}_k \quad (4.18)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h}_t}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{h}_t}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{u_j'' h''}}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \right) + S_{rad} \quad (4.19)$$

A entalpia total está assim relacionada à entalpia específica por $\tilde{h}_t = \tilde{h} + \frac{1}{2} \tilde{u}_i \tilde{u}_i$. Três novos termos aparecem na média de Reynolds e Favre e devem ser resolvidos. Dois deles são modelados como equações de transporte por gradiente da seguinte forma:

$$\bar{\rho} \widetilde{u_j'' Y_k''} = - \frac{\mu_t}{Sc_{kt}} \frac{\partial \tilde{Y}_k}{\partial x_j} \quad (4.20)$$

$$\bar{\rho} \widetilde{u_j'' h''} = - \frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_j} \quad (4.21)$$

O terceiro termo, também conhecido como tensor de Reynolds, surge das flutuações de velocidade na equação de *momentum*. Para este termo, a hipótese de Boussinesq foi adotada, resultando em:

$$\overline{\rho u_j'' u_i''} = \mu_t \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.22)$$

onde μ_t é a viscosidade turbulenta.

A substituição das Equações (4.20) a (4.22) nas Equações (4.16) a (4.19) resulta nas equações de média de Reynolds e Favre da conservação, aplicadas neste trabalho:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (4.23)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + B_i \quad (4.24)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{Y}_k}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{Y}_k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{eff} \frac{\partial \tilde{Y}_k''}{\partial x_j} \right) + \bar{w}_k \quad (4.25)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h}_t}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{h}_t}{\partial x_j} &= \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_j} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_j} \right) + S_{rad} \end{aligned} \quad (4.26)$$

Nestas equações, $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ e $\Gamma_{eff} = \Gamma_i + \frac{\mu_t}{Sc_t}$. Para obter um valor para μ_t é necessário um modelo de turbulência.

4.1.5.1 Modelo $k - \varepsilon$

Um dos modelos de turbulência mais difundidos é o modelo $k - \varepsilon$, o qual foi implementado na simulação da calha. Este modelo é estável, numericamente robusto e tem um regime bem estabelecido de capacidade preditiva. Para simulações em geral, o modelo oferece um bom compromisso em termos de precisão e robustez (ANSYS, 2011).

O modelo $k - \varepsilon$ é um modelo de duas equações e foi desenvolvido por Launder e Spalding (1974). No modelo $k - \varepsilon$, k é a energia cinética da turbulência e é definida como a variação das flutuações na velocidade. Tem dimensões de $L^2 T^{-2}$ (por exemplo, m^2/s^2). Já ε é a dissipação da turbulência (a taxa na qual as flutuações de velocidade se dissipam) e tem dimensões de k dividida pela unidade de tempo $L^2 T^{-3}$ (por exemplo, m^2/s^3).

A viscosidade turbulenta é, então, dada pela Equação (4.27):

$$\mu_t = C_\mu \bar{\rho} \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.27)$$

onde C_μ é uma constante empírica. Com a introdução destas duas novas variáveis, surge um novo grupo de equações de conservação, dadas pelas Equações (4.28) e (4.29):

$$\frac{\partial \bar{\rho} k}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \bar{\rho} \varepsilon \quad (4.28)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j \varepsilon}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1,\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k \\ &\quad - C_{2,\varepsilon} \bar{\rho} \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (4.29)$$

O termo de produção ou dissipação da energia cinética P_k é dado por:

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \left(\frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.30)$$

As constantes $C_{1,\varepsilon}$, $C_{2,\varepsilon}$, σ_k e σ_ε são padrões do modelo e tem valores pré-fixados no programa e tem seus valores apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 - Valores das constantes do modelo $k - \varepsilon$.

Constante	$C_{1,\varepsilon}$	$C_{2,\varepsilon}$	C_μ	σ_ε	σ_k
Valor	1,44	1,92	0,09	1,30	1,00

Fonte: do autor.

Os modelos de turbulência são geralmente adequados para estimar os gradientes fora da camada limite. No entanto, uma vez que o comportamento das variáveis é bem investigado experimental e numericamente, funções de parede podem ser usadas para determinar os perfis das variáveis próximas à parede, ao invés de usar uma malha muito refinada para resolver as variáveis.

Na abordagem da função da parede, a região da subcamada afetada da viscosidade é unida por meio de fórmulas empíricas para proporcionar condições de contorno de região próxima à parede para as equações de transporte de turbulência e fluxo médio. Essas fórmulas conectam as condições de parede (por exemplo, a tensão de cisalhamento da parede) às variáveis dependentes no nó da região próxima à parede, o qual se presume estar na região totalmente turbulenta da camada limite (ANSYS, 2011).

O Ansys CFX usa uma variável de distância adimensional da parede, y^+ . Este parâmetro é usado para medir a distância entre o primeiro nó da malha e a parede ou condição de contorno. Este valor é importante pois as funções de parede só são válidas dentro de valores y^+ específicos. Se y^+ for muito grande, o primeiro nó está fora da camada limite e as funções da parede serão impostas em regiões desnecessárias do domínio. Se y^+ for muito pequeno, o primeiro nó ficará na parte laminar (viscosa) da camada limite, onde as funções da parede não são válidas.

Como o CFX usa funções de parede escalonáveis, se a malha utilizada apresentar valores y^+ abaixo do alcance válido das funções da parede, os nós mais próximos da parede serão efetivamente ignorados. Isso garante resultados válidos dentro das limitações do modelo, mas pode representar um desperdício de tempo computacional provocado pelo grande refino da malha.

Apesar do método ser muito útil, algumas limitações são conhecidas, como a minimização dos efeitos de separação e a incapacidade de lidar com linhas de recirculação e fluxos com grandes curvaturas de linha de corrente (Deschamps, 2002).

Embora os modelos padrão de duas equações, como o modelo $k - \varepsilon$ apresentado, forneçam boas previsões para muitos fluxos de interesse em engenharia, existem situações para os quais esses modelos podem não ser adequados. Entre estes estão fluxos com separação da camada limite, fluxos com mudanças bruscas na taxa média de deformação, fluxos em fluidos rotativos e fluxos sobre superfícies curvas, que não é o caso do trabalho avaliado.

Para o alumínio líquido e o ar em escoamento dentro da calha, considerou-se apenas fluxo laminar. O fluxo laminar é regido pelas equações de Navier-Stokes. Esta condição se aplica a escoamentos com baixos valores do número de Reynolds (Incropera e Dewitt, 2003). Para este regime, a transferência de energia no fluido é realizada por interação molecular (difusão).

4.1.6 Modelo de combustão

Na equação da conservação das espécies, o termo \dot{w}_k é referente à taxa de reação química do componente k , dado pela Equação (4.31):

$$\dot{w}_k = M_k \sum_{i=1}^K (v''_{k,i} - v'_{k,i}) R_k \quad (4.31)$$

$$\left[\sum_{i=A,B,C..}^{N_c} v'_{k,i} i \leftrightarrow \sum_{i=A,B,C..}^{N_c} v''_{k,i} i \right] \quad (4.32)$$

onde M_k é a massa molecular do componente k , o qual é considerado nas K reações elementares em que participa, possuindo o coeficiente estequiométrico $v''_{k,i}$ nas reações onde aparece como produto e $v'_{k,i}$ nas reações onde participa como reagente. Ainda, R_k é a taxa elementar de progresso da reação k , sendo calculada de acordo com o modelo adotado. Os coeficientes estequiométricos podem ser tirados da Equação (4.32) e N_c diz respeito ao número de componentes presentes na reação.

Para a simulação da combustão, adotou-se o modelo *Eddy Dissipation* (EDM), devido a sua simplicidade e robustez na predição de reações de combustão. Este conceito de controle de reação é aplicável em muitos problemas de combustão industrial, onde as taxas de reação são rápidas em comparação com as taxas de mistura de reagentes. Este modelo se baseia na reação de Westbrook e Dryer (1981) para simplificar as mais de 270 reações elementares e quase 50 espécies químicas envolvidas no processo real de combustão do metano (Turns, 1996).

O modelo EDM baseia-se no conceito de que a reação química é rápida em relação aos processos de transporte dentro do escoamento. Quando os reagentes se misturam ao nível molecular, eles instantaneamente formam produtos. O modelo pressupõe que a taxa de reação está relacionada diretamente ao tempo necessário para misturar

reagentes no nível molecular. Em fluxos turbulentos, a taxa de reação é proporcional a um tempo de mistura definido pela energia cinética turbulenta (k) e pela dissipação (ε). No modelo EDM, a taxa da reação elementar R_k é determinada pelo menor valor fornecido pelas Equações (4.33) e (4.34).

$$R_k = A_a \frac{\varepsilon}{k} \min \left(\frac{[i]}{v'_{ki}} \right) \quad (4.33)$$

$$R_k = A_a B_b \frac{\varepsilon}{k} \min \left(\frac{\sum_p (i) M_i}{\sum_p v''_{ki} M_i} \right) \quad (4.34)$$

A Equação (4.33) utiliza como parâmetro a concentração molar do componente i , sendo ele um reagente, enquanto a Equação (4.34) analisa os produtos na reação elementar k . O parâmetro A_a é uma constante de proporcionalidade com valor 4,0, enquanto B_b se refere a um parâmetro numérico que indica se a reação é de simples ou de múltiplas etapas e tem valor 0,5. Ambas constantes são obtidas a partir de testes experimentais, apresentando-se como uma limitação do modelo. Opcionalmente, pode ser aplicada uma temperatura de combustão máxima para o modelo EDM. A taxa de reação é suavemente reduzida a zero quando o limite de temperatura superior especificado é alcançado.

Por padrão, para o modelo *Eddy Dissipation*, é suficiente que combustível e oxidante estejam disponíveis no volume de controle para que a combustão ocorra. No entanto, se a combustão for difícil de manter, pode ser necessário introduzir uma pequena fração de produtos de reação em uma das entradas (ANSYS, 2011).

De acordo com ANSYS (2011), devido ao pressuposto de uma combustão completa, o modelo EDM pode superestimar a temperatura em determinadas condições, como em regiões com mistura rica para combustíveis hidrocarbonetos. Quando a temperatura máxima esperada (ou um limite estimado para ela) é conhecida antes da simulação, ela pode ser fornecida ao programa como uma restrição. O limite exato de temperatura máxima é a temperatura adiabática da chama para a mistura local. Dependendo da aplicação, pode ser suficiente usar uma correlação simples ou mesmo um limite constante. Quando o limite máximo de temperatura de chama especificado é atingido, a taxa de reação é parada localmente. No entanto, a reação pode continuar em outras regiões do domínio onde a temperatura do fluido seja reduzida (por exemplo, por mistura com fluido frio ou por transferência de calor).

4.1.6.1 Formação de NO_x

Embora o modelo de combustão adotado não considere as espécies minoritárias envolvidas na queima do metano, um modelo de formação de NO_x (NO e/ou NO_2) está integrado ao software CFX, computando a formação destes elementos no processo. Tal abordagem é utilizada, pois a concentração de NO_x é normalmente bem inferior as demais concentrações de interesse, sendo resolvida uma única vez, após a convergência dos valores das outras variáveis no escoamento. É portanto, um pós-processamento.

Apesar de diferentes causas geram NO_x , neste trabalho apenas as altas temperaturas foram consideradas, por ser o processo predominante em equipamentos a combustão.

4.1.7 Modelo de radiação

O objetivo principal do modelamento da radiação é resolver a equação de transferência radiativa (RTE), além de obter o termo fonte para a equação de energia (S_{rad}) e o fluxo de calor radiativo nas paredes, entre outras variáveis de interesse. Esta equação será apresentada nesta seção.

Um comprimento infinitesimal de gás, dS , com radiação espectral perpendicular incidente em i_η , pode absorver, emitir ou difundir a radiação. Passando através de um meio participante, a intensidade de radiação é atenuada, com energia sendo transferida para o meio. Levando em conta apenas os efeitos de absorção, tem-se:

$$di_\eta = -K_\eta(S)i_\eta dS \quad (4.35)$$

onde K_η é o coeficiente de extinção do meio. Para meios homogêneos, a dependência da posição desaparece e integrando a equação ao longo de S , tem-se:

$$i_\eta(\eta, S) = i_\eta(0) \exp \left[- \int_0^S K_\eta(S) dS \right] \quad (4.36)$$

O termo K_η é função da temperatura, pressão, concentração das espécies e comprimento de onda da radiação incidente. O coeficiente de extinção pode ser separado em duas partes:

$$K_{\eta}(\eta, T, P) = a_{\eta}(\eta, T, P) + \sigma_{\eta}(\eta, T, P) \quad (4.37)$$

onde a_{η} é o coeficiente de absorção do meio e σ_{η} é o coeficiente de difusão.

Dessa forma, a intensidade de radiação é atenuada exponencialmente ao longo do caminho, de acordo com a Lei de Bouguer. Na Equação (4.36), o termo $\int_0^S K_{\eta}(S) dS$ é chamado de espessura ótica. Quanto maior o valor deste termo, mais a radiação é atenuada pelo meio em que ela está passando.

A emissão de radiação por um meio participante é um fenômeno volumétrico e o seu aumento de intensidade pode ser escrito como:

$$di_{\eta} = J_{\eta} dS \quad (4.38)$$

onde J_{η} é o poder emissivo em uma determinada posição ao longo de S. Considerando as Equações (4.35), (4.36) e (4.38) para um meio participante sem difusão, a RTE pode ser escrita como:

$$\frac{di_{\eta}}{dS} = -a_{\eta}i_{\eta} + J_{\eta} \quad (4.39)$$

Se considerado um equilíbrio termodinâmico local para o meio, a Lei de Kirchoff atesta que $a_{\eta}i_{\eta,b} = J_{\eta}$, onde $i_{\eta,b}$ é a emissão de radiação de corpo negro, fazendo com que a RTE seja escrita da forma:

$$\frac{di_{\eta}(r, S)}{dS} = -a_{\eta}i_{\eta}(r, S) + a_{\eta}i_{\eta,b}(r, S) \quad (4.40)$$

nesta equação, r é o ponto onde a radiação se propaga na direção S. O termo de difusão é negligenciado neste trabalho, já que os gases participantes são CO_2 e H_2O , os quais não espalham a radiação consideravelmente. Uma descrição matemática detalhada e a prova da Lei de Kirchoff pode ser encontrada em Siegel e Howell (2001).

A integração da Equação (4.40) em um volume de controle com equilíbrio termodinâmico local, ao longo do caminho de um raio, com o coeficiente de absorção constante, tem-se:

$$i_{\eta} = i_{\eta,b}(1 - e^{-aS}) + i_{\eta,0}e^{-aS} \quad (4.41)$$

Esta equação é aplicada para se resolver o termo de fonte de radiação presente na equação de conservação de energia. Tem-se que o termo e^{-aS} é equivalente à emissividade do gás no volume de controle.

Como observado por Solovjov & Webb (2005), a integração da RTE ao longo de todo o espectro de uma direção é impraticável, de forma que modelos para integração espectral são necessários para que problemas de engenharia sejam resolvidos de maneira viável. Para se resolver a RTE, modelos como o P1, o Rosseland, o DTRM e o DO estão disponíveis na biblioteca do Ansys CFX. Para este trabalho, o Modelo de Transferência Discreta (DTRM) foi empregado. Ele foi utilizado em trabalhos como Possamai (2014) e Morsch Filho (2017), nos quais obteve-se resultados numéricos muito próximos dos valores experimentais.

4.1.7.1 Modelo de Transferência Discreta

Este modelo é popular em simulações numéricas devido ao seu custo computacional moderado e facilidade de implementação no método dos volumes finitos. Este modelo baseia-se no bombardeamento do domínio por vários raios saindo das superfícies de contorno. A técnica depende da discretização da equação de transferência radiativa ao longo dos raios. O caminho ao longo de um raio é discretizado usando as seções formadas pelos contornos dos elementos (Lockwood e Shan, 1981). As propriedades físicas em cada elemento são assumidas como uniformes. Utilizando uma amostra fixa de raios que saem do ponto analisado e atingem os pontos vizinhos, as quantidades de interesse são calculadas. Assumindo-se o tratamento cinza, tem-se:

$$i_{n+1} = \frac{\sigma T^4}{\pi} (1 - e^{-aS}) + i_n e^{-aS} \quad (4.42)$$

onde n representa a face do volume de controle cruzado pelo raio.

As superfícies de contorno são consideradas cinzas e difusoras, descritas como:

$$i = \frac{q_{out}}{\pi} = \left(1 - \varepsilon_w \frac{q_{in}}{\pi}\right) + \varepsilon_w \frac{\sigma T^4}{\pi} \quad (4.43)$$

onde ε_w é a emissividade da parede. O lado esquerdo da Equação (4.43) representa a intensidade de radiação que sai de cada superfície, enquanto os termos à direita são a intensidade refletida e a emissão da superfície,

respectivamente. O fluxo q_{in} é calculado como a soma da energia incidente de todas as direções, de acordo com a Equação (4.44).

$$q_{in,j} = \int_{s.n < 0} i_j \vec{s} \vec{n} dY \quad (4.44)$$

$$\approx \sum_{i=1}^{N_{\text{raios}}} i_{j,i} \cos\Theta_{j,i} \text{sen}\Theta_{j,i} (\Delta\Theta_{j,i}) \Delta\zeta_{j,i}$$

na qual $\Theta_{j,i}$ é o ângulo polar, Y o ângulo sólido, $\zeta_{j,i}$ o ângulo de azimute e j o volume do controle.

O termo fonte de energia devido à transferência de calor por radiação para um único raio é dada pela Equação (4.45).

$$\bar{S}_j = (i_{n+1} - i_n) A_j \cos\Theta_{j,i} \text{sen}\Theta_{j,i} (\Delta\Theta_{j,i}) \Delta\zeta \quad (4.45)$$

A quantidade total de energia resultante da transferência de calor por radiação é computada como a soma de todos os raios, de acordo com a Equação (4.46).

$$S_{rad} = \sum_j^k \bar{S}_j \quad (4.46)$$

4.1.7.2 Modelo WSGG

Como o objetivo do modelamento de radiação térmica é obter a absorção e emissão volumétrica total, ainda são necessários cálculos adicionais para os gases participantes do processo de troca térmica.

Um meio participante absorve, emite e difunde a radiação térmica. Espécies como CO_2 e H_2O estão dentro dessa classe. Como pode ser visto na Equação (4.41), a estimativa correta do coeficiente de absorção é essencial para simulações envolvendo altas temperaturas e meios participantes. Além disso, o modelo deve ter custo computacional acessível para ser resolvido.

A absorção da radiação nos gases ocorre de maneira mais significativa apenas em poucas bandas, no espectro infravermelho (Siegel & Howell, 2001). Um dos detalhes principais da troca radiativa em meios gasosos é a descrição das propriedades radiativas com custo computacional acessível. Dentre os modelos utilizados para que essas

propriedades sejam obtidas, está a Soma Ponderada de Gases Cinzentos (WSGG), proposta por Hottel & Sarofim (1967).

Neste modelo, presume-se que os gases não-cinza são uma mistura de gases cinzentos com diferentes coeficientes de absorção ao longo de todo o espectro, ponderados por um peso relativo à composição molar da mistura. A emissividade da mistura de gases é dada por:

$$\varepsilon_g = \sum_{i=1}^I b_i(T)[1 - \exp(-a_i p S)] \quad (4.47)$$

onde a_i é o coeficiente de absorção e b_i é o peso do i -ésimo gás cinza, o qual é função da temperatura. Ainda, ε_g é a emissividade do gás e S é a espessura de distância considerada do meio. Para regiões onde não há linhas de absorção, calcula-se um gás transparente com peso $b_0 = 0$.

$$b_0(T) = 1 - \sum_{i=1}^I b_i(T) \quad (4.48)$$

Os coeficientes de peso e de absorção são interpolados a partir de dados experimentais disponíveis na literatura, resultando em uma função. Para a simulação deste trabalho em particular, adotou-se os modelos de coeficiente de absorção e de peso desenvolvidos para a combustão a ar apresentados por Smith et al. (1982) e adaptados por Johansson et al. (2010). Neste último, coeficientes para queima de metano e ar são propostos sem a limitação da relação molar uniforme, levando em conta a variação da relação entre as concentrações de CO_2 e H_2O dentro do domínio. Os coeficientes são aplicáveis para razões de concentração molar de H_2O e CO_2 (x_{H_2O}/x_{CO_2}) entre 0,125 e 2,0.

4.1.7.3 Método de Gebhart

Além do modelo DTRM, utilizou-se o Método de Gebhart para cálculo da troca radiativa na cavidade onde não há participação do meio, o que ocorre apenas no caso da calha sem aquecimento e sem tampa, apresentada posteriormente na seção 4.4. Este método foi escolhido pelo fato de já considerar a troca direta entre as superfícies e as trocas por múltiplas reflexões, incluindo as demais superfícies da cavidade da calha, não havendo necessidade do cálculo das radiosidades. Conforme

apresentado em Siegel e Howell (2001), a troca de calor por radiação entre dois elementos de superfície é dada por um coeficiente G_{ij} multiplicando a diferença entre as respectivas temperaturas na quarta potência, conforme a Equação (4.49).

$$q_{ij} = A_i \sigma \varepsilon_i G_{ij} (T_i^4 - T_j^4) \quad (4.49)$$

De acordo com Siegel e Howell (2001), na equação acima, o fator de Gebhart, G_{ij} , indica o percentual da taxa de energia radiante emitida por uma superfície i que atinge uma superfície j , por todos os caminhos possíveis, diretamente ou por reflexão. Inclui em sua determinação todos os fatores de forma da cavidade, bem como todas as emissividades das superfícies participantes, considerando estas como difusoras e cinzas. Para a obtenção do fator de Gebhart, é necessário que o sistema de equações seja resolvido.

$$mG = F \quad (4.50)$$

onde,

$$m = \begin{bmatrix} 1 & -F_{12}\rho_2 & \dots & -F_{1N}\rho_N \\ -F_{21}\rho_1 & 1 & \dots & -F_{2N}\rho_N \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -F_{N1}\rho_1 & -F_{N2}\rho_2 & \dots & 1 \end{bmatrix} \quad (4.51)$$

$$G = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} & \dots & G_{1N} \\ G_{21} & G_{22} & \dots & G_{2N} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ G_{N1} & G_{N2} & \dots & G_{NN} \end{bmatrix} \quad (4.52)$$

$$F = \begin{bmatrix} F_{11}\varepsilon_1 & F_{12}\varepsilon_2 & \dots & F_{1N}\varepsilon_N \\ F_{21}\varepsilon_1 & F_{22}\varepsilon_2 & \dots & F_{2N}\varepsilon_N \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ F_{N1}\varepsilon_1 & F_{N2}\varepsilon_2 & \dots & F_{NN}\varepsilon_N \end{bmatrix} \quad (4.53)$$

A primeira etapa na obtenção dos fatores de Gebhart consiste na determinação dos fatores de forma F_{ij} . Em cavidades muito longas e que possuem pouca variação de temperatura ao longo do comprimento, pode-se considerar a simplificação de superfícies planas infinitas. Dessa maneira, os fatores de forma entre as superfícies são mais facilmente

calculados. Percebe-se que participam do sistema as propriedades das superfícies envolvidas, como as refletividades, ρ_i , as quais são obtidas facilmente em função das emissividades, ε_i , já que são superfícies são consideradas difusoras e cinzas (Incropera e Dewitt, 2003).

O sistema de equações apresentado pode ser facilmente resolvido utilizando-se métodos numéricos iterativos, haja vista que a matriz dos coeficientes é diagonal dominante e facilmente resolvida através de softwares de programação como o MATLAB.

4.2 ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DA CALHA

Para avaliar os resultados das configurações de calhas simuladas e obter uma maneira mais abrangente de compará-las, dois parâmetros de eficiência podem ser criados.

O primeiro parâmetro é apresentado pela Equação (4.54) e é a razão entre o calor recebido pelo alumínio líquido em escoamento e a energia total cedida pelos gases para a calha. Esta maneira de comparar ilustra o quanto do calor que entra na calha é efetivamente transmitido para o alumínio. Portanto, para esta variável, deseja-se valores o mais próximo possível da unidade.

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{Al}}{\dot{Q}_{gases}} \quad (4.54)$$

Outro parâmetro que pode ser avaliado nas simulações é o apresentado na Equação (4.55). Este parâmetro é a razão entre o calor recebido pelo alumínio líquido em escoamento e o calor perdido pelas paredes da calha para o ambiente. Portanto, esta variável ilustra o quanto do calor que entra na calha é transmitido para o alumínio com relação ao quanto é perdido pelas paredes. O valor deste parâmetro pode variar acima ou abaixo da unidade e indica o quanto o posicionamento dos dutos influenciam nas trocas de calor.

$$\varphi = \frac{\dot{Q}_{Al}}{\dot{Q}_{walls}} \quad (4.55)$$

Uma terceira avaliação ainda pode ser feita, agora analisando-se o alumínio líquido. Para tal, cria-se o parâmetro Π , apresentado pela Equação (4.56). Este parâmetro é a razão entre o nível de energia do alumínio líquido no caso avaliado e a energia do alumínio na temperatura

fixa de 700 °C. Com essa avaliação, espera-se obter uma noção do quanto a temperatura da massa de alumínio presente na calha está longe dos 700 °C. Dessa forma, o ideal é que este parâmetro resulte no valor da unidade, o que significa que a calha está mantendo o valor da temperatura constante neste nível de temperatura. Caso o valor de Π seja menor que a unidade, o alumínio líquido está abaixo da temperatura de entrada, perdendo calor, o que não é ideal. Valores muito acima da unidade também não são desejados, já que isso significa que o alumínio está recebendo muita energia da combustão, o que é desnecessário.

$$\Pi = \frac{E_{Al,caso}}{E_{Al,700}} = \frac{\int_V \rho_{Al} c_{p,Al} (T - T_{ref}) dV}{m_{Al} c_{p,Al} (700 - T_{ref})} \quad (4.56)$$

Estes três parâmetros serão posteriormente utilizados no capítulo dos resultados e discussões para comparar as configurações de calha simuladas.

4.3 ANÁLISE EXERGÉTICA DA CALHA

A análise da exergia baseia-se na Segunda Lei da Termodinâmica e é muito útil para mostrar quais os potenciais reais nos sistemas de aquecimento complexos. Esta análise permite um estudo detalhado das transformações que acontecem em um sistema, levando em consideração a quantidade e a qualidade das conversões de energia. Ela fornece uma medida mais precisa das ineficiências reais no sistema, permitindo que a verdadeira eficiência do sistema seja avaliada (Brimmo e Hassan 2016).

Uma análise de exergia na calha de transferência de alumínio foi realizada de modo a identificar os principais locais e as causas da degradação de energia. Com isso, métodos de minimização das perdas de exergia e locais de melhoria podem ser encontrados. Para essa análise da exergia dentro da calha, o equacionamento a seguir ilustra o modelamento e as formas de cálculo utilizadas, conforme apresentadas em Çengel e Boles (2007), Acevedo et al. (2015) e Brimmo e Hassan (2016).

O balanço de exergia total para um volume de controle em regime permanente pode ser expresso pela Equação (4.57). Esta expressão pode ser enunciada como: a variação da exergia dentro do volume de controle durante um processo é igual à transferência de exergia através das fronteiras do volume de controle por calor, trabalho e fluxo de massa menos a destruição de exergia dentro das fronteiras do volume de controle (Çengel e Boles, 2007).

$$\dot{X}_{calor} - \dot{X}_{trabalho} + \dot{X}_{massa,in} - \dot{X}_{massa,out} - \dot{X}_{destruida} = 0 \quad (4.57)$$

Ou ainda:

$$\sum \left(1 - \frac{T_{ref}}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m}\psi - \sum_{out} \dot{m}\psi - \dot{X}_{destruida} = 0 \quad (4.58)$$

sendo que \dot{Q}_k representa a transferência de calor através da fronteira k à temperatura T_k , \dot{W} representa o trabalho realizado na fronteira e ψ as exergias de cada corrente de fluido, a qual pode ser dada pela Equação (4.59).

$$\psi_i = (h_i - h_{ref}) - T_{ref}(s_i - s_{ref}) + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \quad (4.59)$$

A eficiência da calha pode, ainda, ser descrita pela mesma equação que rege a eficiência de um trocador de calor com duas correntes de fluidos não misturadas. Ela está apresentada na Equação (4.60).

$$\eta_{II} = \frac{|\dot{m}_{Al}(\psi_{Al,in} - \psi_{Al,out})|}{\dot{m}_{gases}(\psi_{gases,in} - \psi_{gases,out})} \quad (4.60)$$

Ou, ainda

$$\eta_{II} = \frac{T_0 \dot{S}_{ger}}{\dot{m}_{gases}(\psi_{gases,in} - \psi_{gases,out})} \quad (4.61)$$

Esses parâmetros serão utilizados posteriormente para avaliação da calha.

4.4 CASOS AVALIADOS

Para a análise numérica realizada neste trabalho, cinco casos diferentes de calha foram modelados. Um é o caso padrão, sem aquecimento, em três deles variou-se a forma do escoamento dos gases dentro do equipamento e no último deles retirou-se a tampa e o aquecimento. Como espera-se que a calha seja posteriormente montada

na forma de módulos com comprimento pré-estabelecido, foram construídas peças modulares de 1,8 metros de comprimento, as quais foram posteriormente montadas em calhas de 5,4 metros, contendo três módulos cada.

Algumas das principais características gerais dos modelos avaliados estão descritas nas seções que seguem.

4.4.1 Caso Sem Aquecimento

Neste caso a calha foi modelada sem qualquer tipo de aquecimento e possui apenas os fluxos de alumínio e de ar em escoamento. Ele vai servir de comparação para todos os outros casos avaliados. A configuração geométrica e algumas das dimensões estão apresentadas na Figura 23, onde é possível ver as diferentes camadas que compõe a estrutura da calha e também algumas das simplificações feitas. Os componentes básicos são os seguintes: ar; alumínio líquido; carbetto de silício; concreto isolante; Promalight 320; fibra cerâmica; e tampa.

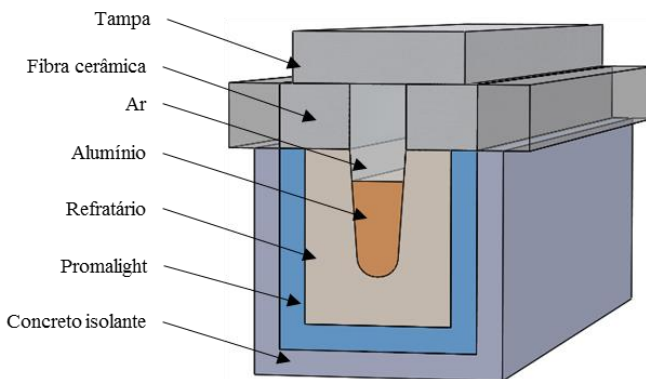


Figura 23 - Vista em perspectiva da configuração simulada no Caso Sem Aquecimento.

Fonte: do autor.

Vale ressaltar que os outros modelos foram construídos a partir desta configuração e têm como diferença apenas o posicionamento e a presença dos dutos de escoamento dos gases de exaustão no corpo da calha.

4.4.2 Caso Dutos Elípticos Com Retorno

Para o modelo do Caso Dutos Elípticos Com Retorno, em específico, os dutos tem formato elíptico e foram posicionados próximos ao leito de escoamento do alumínio. O maior diâmetro do duto tem 2,5 polegadas (63,5 mm) e o menor 1,0 polegada (25,4 mm). Esta geometria possui uma área de troca semelhante a um duto circular de 2,0 polegadas de diâmetro, porém conta com maior parte da área voltada para o leito de escoamento do alumínio.

Para este caso, a injeção de combustível e ar ocorre nos dutos inferiores (devido a uma maior facilidade de posicionamento dos queimadores nesta região), onde ocorre a combustão em queimadores individuais posicionados na interface de entrada dos dutos. Os gases percorrem, então, os 5,4 metros do comprimento da calha, voltando através dos dutos superiores. Os escoamentos dos gases de combustão e do alumínio ocorrem em contracorrente para os dutos da primeira passada (ida) e em correntes paralelas para o duto da segunda passada (retorno). A geometria e os componentes do modelo simulado no Caso Dutos Elípticos Com Retorno podem ser visualizados na Figura 24.

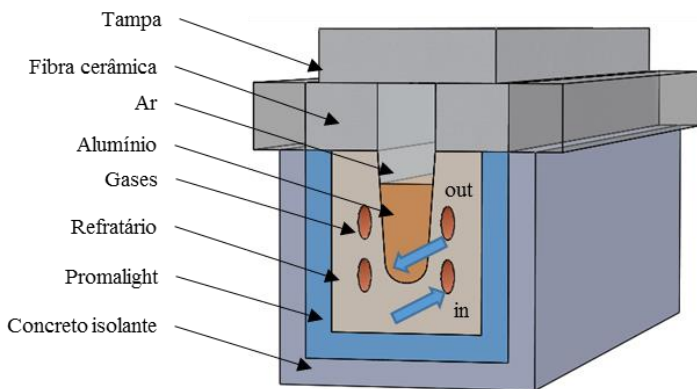


Figura 24 - Vista em perspectiva da configuração simulada no Caso Dutos Elípticos Com Retorno.

Fonte: do autor.

Para este modelo analisado, as curvas que fazem os gases inverterem o sentido de escoamento e passarem do duto inferior para o superior estão localizadas externamente à calha, simplificando a

construção do modelo. Isso é possível, ainda, pois elas não tem grande influência nos resultados de troca térmica no interior da calha.

4.4.3 Caso Dutos Elípticos Sem Retorno

O terceiro modelo simulado é composto por dois canais elípticos, os quais percorrem a calha uma única vez, sem retorno. Os canais estão localizados no refratário de carbetto de silício e possuem área de troca de calor menor que o modelo do Caso Dutos Elípticos Com Retorno, devido ao fato de não possuírem o retorno. Nesta configuração, também há dois queimadores individuais posicionados na interface de entrada de cada duto. Os canais possuem 1,0 polegada de espessura (25,4 mm) e 5,0 polegadas de altura (127 mm). O Caso3 está ilustrado na Figura 25.

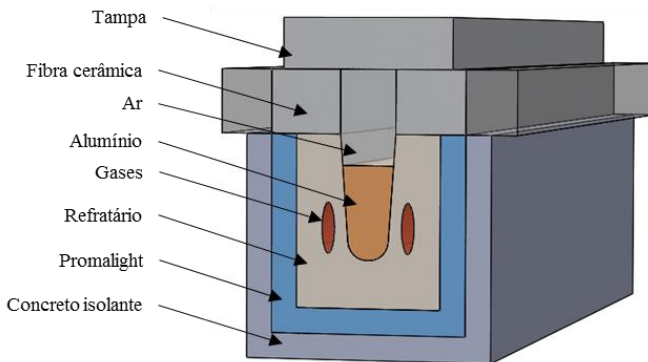


Figura 25 - Vista em perspectiva da configuração simulada no Caso Dutos Elípticos Sem Retorno.

Fonte: do autor.

4.4.4 Caso Dutos Retangulares

O modelo simulado no Caso Dutos Retangulares conta com três canais retangulares para escoamento dos gases, proporcionando uma maior área de troca e aumentando a região de alta temperatura no interior da calha. Estes canais também estão inseridos no carbetto de silício e circundam grande parte do leito de escoamento do alumínio. Para este caso a calha conta com três queimadores individuais posicionados na interface de entrada de cada duto, os quais fornecem dois terços da vazão mássica de cada queimador nos casos 2 e 3, de modo que a taxa de entrada de energia fique constante. Os canais laterais possuem espessura de uma

polegada (25,4 mm) e 100 mm de altura. Já o canal inferior possui uma polegada de altura e 100 mm de largura. A Figura 26 ilustra os componentes presentes da configuração simulada para este caso.

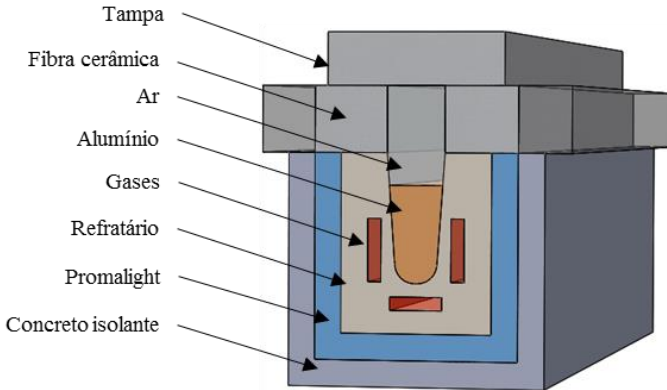


Figura 26 - Vista em perspectiva da configuração simulada no Caso Dutos Retangulares.
Fonte: do autor.

4.4.5 Caso Sem Aquecimento e Sem Tampa

Uma avaliação extra foi feita levando-se em consideração a calha de transferência sem tampa e sem aquecimento pelos gases. Para tal, utilizou-se do Método de Gebhart (apresentado na seção 4.1.7) para simular a radiação deixando o alumínio e as paredes da cavidade no interior da calha. Como o meio que circunda a calha aberta para a atmosfera é o ar, ele não foi incluído nas trocas por radiação, pois não pode ser considerado um meio fortemente participante.

A Figura 27 destaca a cavidade onde as trocas por radiação são mais importantes. Como não há domínio presente na cavidade, durante as simulações em CFD utilizou-se do Método de Gebhart para avaliar os fatores de forma e parâmetros de troca de calor por radiação entre as superfícies e o ambiente.

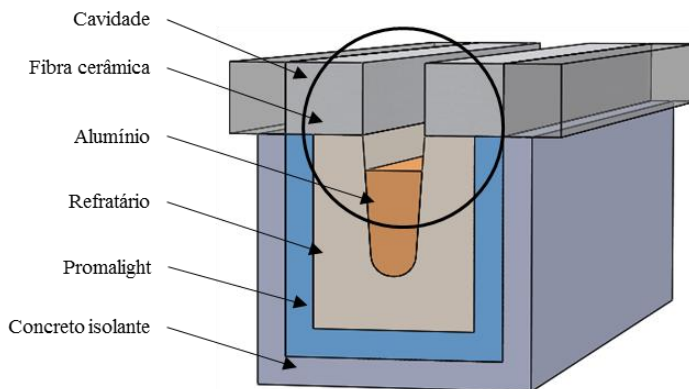


Figura 27 - Vista em perspectiva da configuração simulada no Caso Sem Aquecimento e Sem Tampa, com o destaque da cavidade onde ocorrem as trocas por radiação.

Fonte: do autor.

Como visto na Figura 27, a cavidade abordada neste caso tem formato praticamente retangular e é formada pela superfície do alumínio líquido, as paredes do refratário, as paredes do isolamento de fibra cerâmica e o ambiente externo. A superfície fictícia que representa o ar externo à calha é considerada à temperatura ambiente.

Para os três casos com aquecimento, a Tabela 14 sumariza as principais dimensões dos dutos e a diferença entre eles.

Tabela 14 - Características dos dutos nos casos simulados.

	Elípticos Com Retorno	Elípticos Sem Retorno	Dutos Retangulares
Seção transversal [m²]	$1,2 \cdot 10^{-3}$	$1,9 \cdot 10^{-3}$	$2,5 \cdot 10^{-3}$
Área de troca [m²]	3,1	2,3	4,1
Diâmetro hidráulico [m]	$3,3 \cdot 10^{-2}$	$3,5 \cdot 10^{-2}$	$3,9 \cdot 10^{-2}$
Velocidade de escoamento [m/s]	13,5	8,6	4,2
Formato	Elíptico com duas passadas	Elíptico com uma passada	Retangular com uma passada
Quantidade de queimadores	2	2	3

Fonte: do autor.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos a partir das simulações numéricas realizadas, separados de acordo com as diferentes avaliações. A primeira parte traz resultados de diferentes seções ao longo do comprimento da calha, juntamente com detalhes da distribuição de temperaturas. A segunda parte apresenta os balanços de energia realizados na calha, com dados de perdas de calor e das trocas nas superfícies. Ao final, são comparados os resultados obtidos para as diferentes configurações e uma avaliação do modelo é discutida.

5.1 AVALIAÇÃO DO MODELO

5.1.1 Comparação com outros trabalhos

De forma a avaliar o modelo numérico aplicado à calha de transferência, os resultados obtidos na simulação do caso Sem Aquecimento foram comparados com os apresentados previamente na seção 2.2. Foram utilizados os resultados apresentados em Lee et al. (2003), Kastebo e Carlberg (2004), e Zhang (2017). A comparação dos resultados está apresentada na Tabela 15.

Tabela 15 – Caso Sem Aquecimento comparado com simulações realizadas por outros autores.

	Este trabalho	Lee et al. (2003)	Kastebo e Karlberg (2004)	Zhang (2017)
Vazão mássica [kg/s]	0,28	5,93	1,77	2,27
Comprimento [m]	5,4	6,0	9,5	6,2
ΔT total [°C]	13	5,4	10	9
ΔT médio [°C/m]	2,4	0,9	1,1	1,5
Energia perdida [kW/kg]	15,3	6,7	11,8	7,3

Fonte: do autor.

Os resultados da tabela mostram que o modelo da calha e do alumínio em escoamento utilizados neste trabalho seguem tendências de resultados e comportamento de acordo com o encontrado na literatura. A simulação do comportamento do alumínio líquido pode, então, ser

considerada satisfatória com esses resultados e a geometria de calha avaliada encontra-se dentro do nível de perdas praticado pelo mercado destes equipamentos.

Deve-se destacar, ainda, que a comparação direta entre esses resultados não pode ser usada como forma de validação, pois as simulações foram feitas sob condições e modelos diferentes; ela serve apenas como forma de avaliação dos parâmetros obtidos.

5.1.2 Comparação da combustão

Para a avaliação dos resultados obtidos a partir da simulação da combustão do caso Elíptico SR, uma comparação com a literatura foi realizada. Turns (1996) apresenta alguns parâmetros de cálculo para chamas turbulentas não pré-misturadas.

Um destes parâmetros é a estimativa do comprimento de chama para o caso não pré-misturado e turbulento. Este valor depende de diversos fatores, dentre eles estão efeitos de inércia, convecção natural, estequiometria, diferenças de densidade entre fluidos e o diâmetro do jato inicial. Existem muitas correlações para se obter o valor deste parâmetro e, neste caso, optou-se pelo modelo para chama aberta apresentado em Becker e Liang (1978). Apesar de este não ser o caso da combustão que ocorre na calha, ela serve apenas como referência de ordem de grandeza.

Os resultados dos cálculos dos parâmetros apresentados acima estão ilustrados na Tabela 16. Nela é possível perceber uma boa correlação entre os resultados simulados numericamente e os calculados analiticamente.

Tabela 16 - Comparação entre o caso simulado e o analítico.

	Simulação	Analítico
Temperatura de chama	2140 K	2189 K
Comprimento de chama	0,25 m	0,47 m

Fonte: do autor.

Avaliando-se, ainda, a composição de saída dos gases e comparando-a com a estequiometria apresentada na Equação (3.14) da seção 3.5.1, tem-se a Tabela 17. Nela, é possível perceber que a simulação da combustão resultou na mistura esperada para a combustão de metano com 10% de excesso de ar.

Tabela 17 - Composição dos gases de exaustão na saída da calha.

Componente	Simulação	Estequiometria
CH_4	0%	0%
CO_2	9%	9%
H_2O	18%	17%
N_2	72%	72%
O_2	1%	2%

Fonte: do autor.

Pela comparação realizada, é possível mostrar que o modelo aplicado nas simulações feitas para a calha de transferência traz bons resultados.

5.2 RESULTADOS NUMÉRICOS

Esta seção apresenta os resultados obtidos na simulação da calha aquecida através da queima de gás natural. Os termos apresentados na seção 4.4 serão substituídos por “Sem Aquecimento”, “Elíptico CR” (com retorno), “Elíptico SR” (sem retorno), “Retangular” e “Sem Tampa”, para facilitar a leitura das figuras e tabelas. As condições de contorno utilizadas nas simulações foram apresentadas previamente na Tabela 8.

5.2.1 Valores globais

A Tabela 18 apresenta os valores globais obtidos para os casos de calha simulados. Aqui optou-se por não apresentar o caso Sem Aquecimento e Sem Tampa devido à sua menor importância.

Dentre os casos avaliados, percebe-se, nesta avaliação inicial, que a energia saindo pelas paredes tem valor muito próximo em todos eles. Já para as temperaturas médias de saída do alumínio, o caso Retangular se apresenta com o maior valor. Quanto ao Reynolds dos gases, o caso Elíptico CR tem os maiores valores, devido à sua maior velocidade de escoamento. Nota-se, também, que a temperatura média das paredes externas da calha é quase igual à ambiente. Ainda, o caso Retangular é o que apresenta maior temperatura média ao longo de todo o domínio de carvão de silício.

Tabela 18 - Valores globais obtidos nas simulações dos casos.

	Sem Aquecimento	Elíptico CR	Elíptico SR	Retangular
Reynolds do alumínio [-]	1155			
Reynolds dos gases [-]	-	724	489	267
$\dot{E}_{walls,out}$ [W]	4106	4302	4346	4372
Temperatura média de saída dos gases [°C]	-	707	727	711
Temperatura média de saída do alumínio [°C]	687	725	748	749
Temperatura média das paredes [°C]	27	28	29	29
Temperatura média do carbetto [°C]	685	725	731	735

Fonte: do autor.

5.2.2 Temperaturas e fluxos de calor

A Figura 28 e a Figura 29 ilustram a distribuição de temperatura em uma seção transversal localizada na metade do comprimento da calha, para os quatro primeiros casos avaliados. É possível perceber que nos domínios do isolante térmico existem gradientes de temperatura muito acentuados, quando estes são comparados aos presentes no domínio do refratário. Nestes, a condutividade térmica maior propicia maior uniformidade de temperatura, que apenas apresenta pequenas variações. Já para a região do isolamento, tem-se diferenças de temperatura altas, com valores que chegam a até 500 °C, destacando-se a importância da aplicação de um isolamento com boas propriedades.

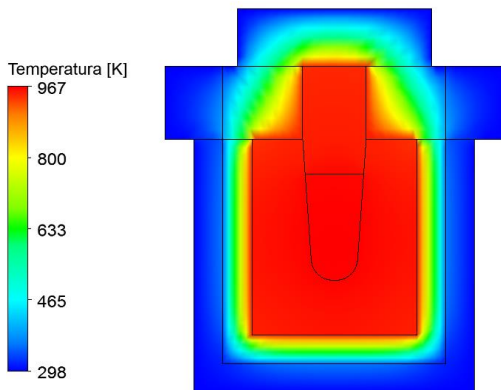


Figura 28 - Distribuição de temperatura na seção transversal na metade do comprimento da calha para o caso Sem Aquecimento.

Fonte: do autor.

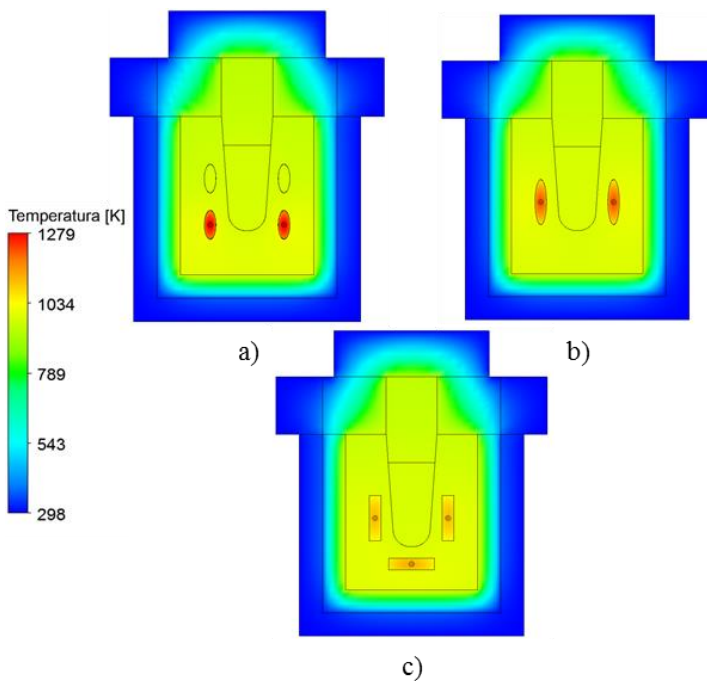


Figura 29 - Distribuição de temperatura na seção transversal na metade do comprimento da calha a) Elíptico CR; b) Elíptico SR; c) Retangular.

Fonte: do autor.

Destacando-se apenas o refratário de carbetto de silício na seção mostrada anteriormente, de modo a adequar a legenda de cores para uma melhor visualização, tem-se a Figura 30 e a Figura 31. Na primeira o leito de alumínio líquido centraliza o campo de temperatura, fornecendo o calor que é perdido para o ambiente através das paredes. Na Figura 31 as regiões de maior temperatura se encontram próximas aos canais junto aos gases, mostrando o efeito do aquecimento sobre o conjunto.

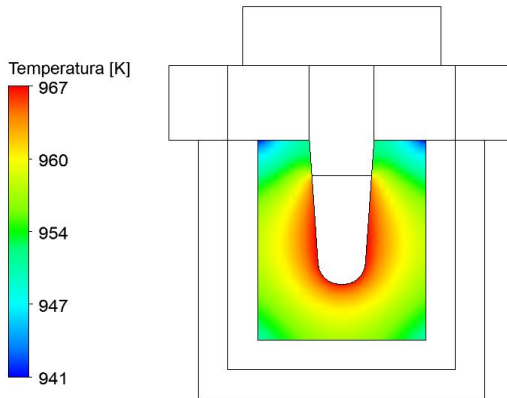


Figura 30 - Distribuição de temperatura no refratário na metade do comprimento da calha para o caso Sem Aquecimento.

Fonte: do autor.

Da mesma forma que o apresentado em Acevedo et al. (2015), o refratário de carbetto de silício com as propriedades apresentadas anteriormente (Tabela 6), pode ser considerado um refratário de alta condutividade térmica e atende à sua função de transmissão de calor por condução. Isto é ainda mais evidenciado quando se avalia que a diferença de temperatura neste domínio tem valor máximo de 70 °C para o plano avaliado.

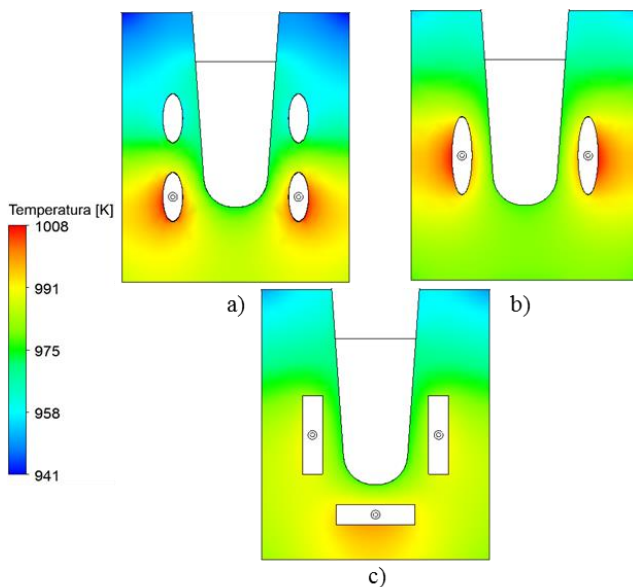


Figura 31 - Distribuição de temperatura no refratário na metade do comprimento da calha: a) Elíptico CR; b) Elíptico SR; c) Retangular.
Fonte: do autor.

Plotando a temperatura ao longo de uma linha que corta horizontalmente a seção transversal na metade do comprimento da calha, no local apresentado na Figura 32, tem-se a distribuição apresentada na Figura 33. A linha está localizada a 225 mm da base da calha e inclui os dutos de escoamento dos gases. No gráfico se observa as diferenças de condutividade térmica em cada material, devido às diferentes inclinações das curvas de temperatura nas distintas seções. Também demonstram os diferentes efeitos que a geometria dos dutos tem na distribuição de calor ao longo da seção transversal. Apesar desta diferença existir, ela ainda não é tão significativa quando se olha apenas a temperatura como quesito de comparação.

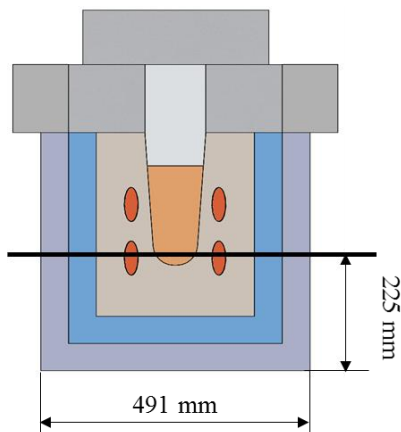


Figura 32 - Linha horizontal localizada na seção transversal na metade do comprimento da calha utilizada para plotar a distribuição de temperatura da

Figura 33.

Fonte: do autor.

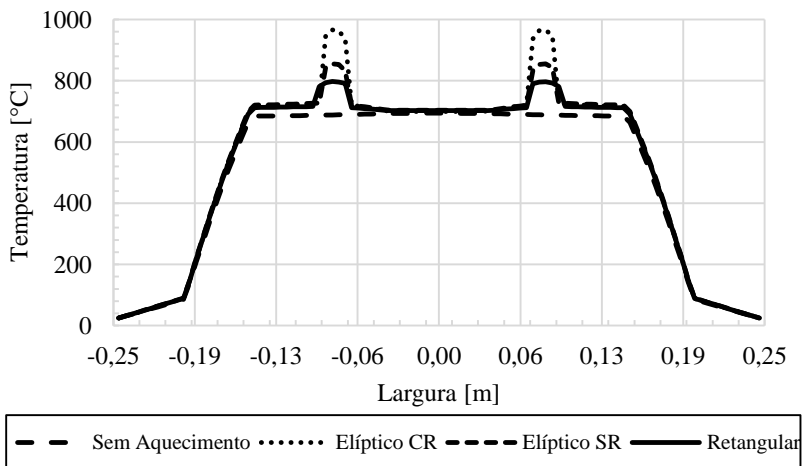


Figura 33 - Temperatura ao longo de uma linha que corta horizontalmente a seção transversal do plano médio da calha.

Fonte: do autor.

Percebe-se que o pico de temperatura nos dutos está intrinsecamente ligado à velocidade de escoamento dos gases nos mesmos. Os casos Elíptico SR e Retangular possuem menores velocidades devido às maiores áreas transversais dos dutos, quando

comparados com o caso Elíptico CR. Isto faz com que os gases percam calor mais rapidamente para a calha pela maior área de troca, fazendo com que a temperatura na posição avaliada no gráfico seja menor. Essa situação também causa uma maior atenuação da diferença de temperatura dentro da calha.

A Figura 34 ilustra, ainda, as variações de temperatura média dos gases de combustão ao longo do eixo do comprimento da calha. Para o caso Elíptico CR, dividiu-se a legenda nas parcelas de ida e volta, de modo a facilitar a leitura do gráfico. Percebe-se que a temperatura é baixa na região de entrada do combustível ($z=5,4$ m, como apresentado na seção 3.1), mas logo que a combustão acontece, as temperaturas saltam para valores próximos de 1800 °C. Conforme os gases avançam dentro da calha, as temperaturas caem de maneira exponencial. A grande queda de temperatura ocorre nos primeiros metros de comprimento dos dutos e é justificada pela pequena vazão mássica dos gases, os quais rapidamente entram em equilíbrio com o restante da calha. Nota-se também que onde a velocidade dos gases tem menor módulo, a queda de temperatura é mais acentuada, devido à maior tendência de homogeneização desta ao longo do escoamento. Para o caso Elíptico CR, percebe-se também que a temperatura no duto de volta é praticamente constante e varia em torno dos 700 °C.

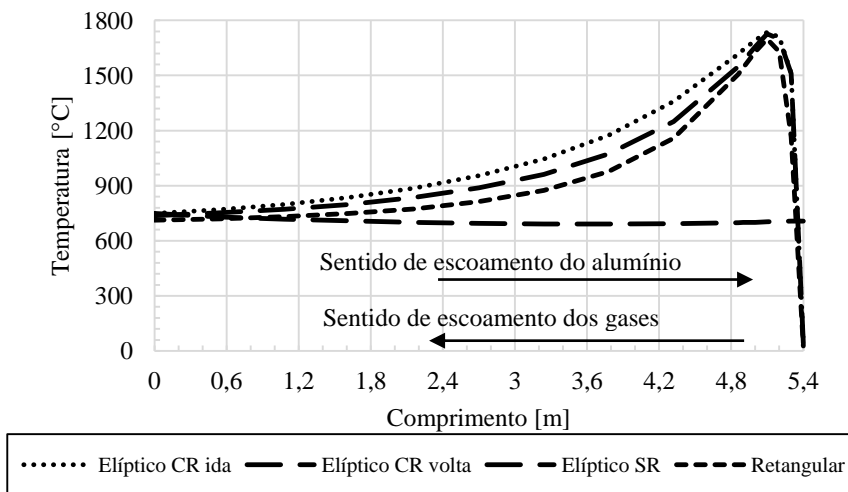


Figura 34 – Temperatura média dos gases de exaustão ao longo do comprimento da calha.

Fonte: do autor.

As variações do módulo do fluxo de calor para a interface apresentada na Figura 35 são mostradas na Figura 37. Neste caso o fluxo de calor tem maior módulo na região de entrada dos gases (saída do alumínio), o qual decresce conforme os gases avançam no interior da calha. Isto ocorre, pois conforme os gases percorrem o duto no interior da calha, sofrem redução de temperatura, deixando assim de fornecer calor para o equipamento. Observa-se, também, que o fluxo de calor é pequeno nos primeiros centímetros dos dutos, devido ao fato da combustão ainda não ter ocorrido nesta posição. Para o caso Elíptico CR, plotou-se a média do fluxo de calor para os quatro dutos na respectiva posição; desta forma, o valor desta variável é sempre o menor dos três casos.

Apesar da taxa de energia fornecida pela combustão ser elevada, os gases de exaustão atingem rapidamente a temperatura do núcleo da calha, em torno de 700°C . Isto ocorre devido à grande área de troca entre os gases e o refratário, decorrente do longo comprimento dos dutos. Desta forma, a construção de geometrias complexas de retorno dos gases no interior do refratário e o aumento do número de passes no mesmo podem não ser justificados, visto a complexidade adicional de construção.

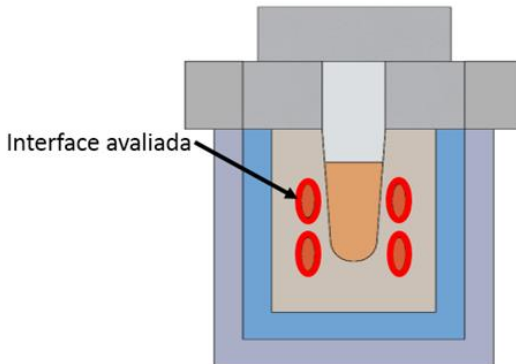


Figura 35 - Interface cujos fluxos de calor foram avaliados na Figura 37 e na Tabela 19.

Fonte: do autor.

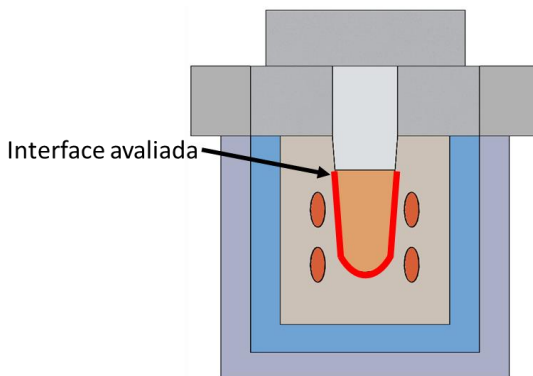


Figura 36 - Interface avaliada na Tabela 20.

Fonte: do autor.

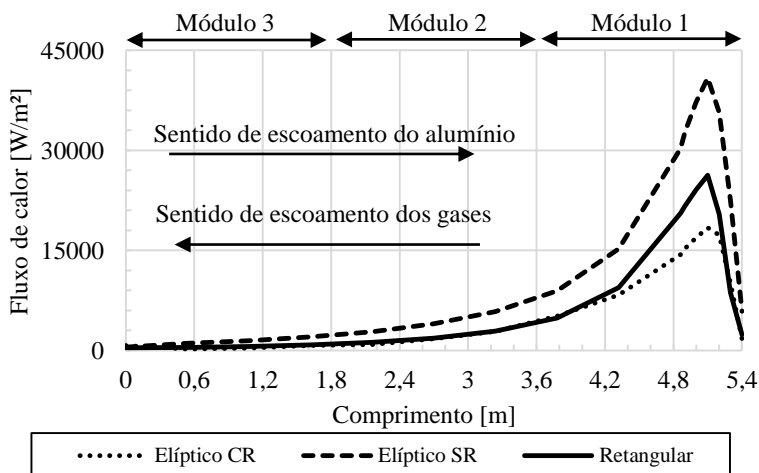


Figura 37 - Fluxo de calor médio entre os gases de exaustão e o refratário ao longo do comprimento da calha.

Fonte: do autor.

Os resultados apresentados anteriormente nas figuras são ainda mostrados na Tabela 19 e na Tabela 20, que comparam os valores de fluxos de calor para as duas interfaces analisadas. As tabelas mostram os resultados para os módulos de 1,8 metros que compõem a calha. O primeiro módulo está posicionado a partir da posição $z=5,4$ m, na entrada dos gases de combustão, conforme a Figura 37. Nota-se que o fluxo de calor se inverte na região da saída dos gases para o caso Elíptico CR.

Nesta região, os mesmos recebem calor da calha devido à maior temperatura dos dutos localizados próximos a eles (onde está ocorrendo a combustão) e à baixa temperatura deles na saída. Percebe-se, ainda, a grande disparidade entre os valores de fluxo médio e total entre as seções. As justificativas para estas diferenças já foram listadas nos parágrafos anteriores.

Tabela 19 - Fluxo de calor médio na interface entre o carbetto de silício e os gases de combustão para os diferentes módulos dos casos avaliados. Valores positivos indicam o calor entrando no refratário.

	Fluxo médio [W/m ²]		
	Elíptico CR	Elíptico SR	Retangular
1º módulo ida (1,8m)	27046	20338	12373
2º módulo ida (3,6m)	7686	4315	2049
3º módulo ida (5,4m)	2800	1418	561
3º módulo volta (7,2m)	972	-	-
2º módulo volta (9,0m)	133	-	-
1º módulo volta (10,8m)	-834	-	-
Total	6312	8700	4994

Fonte: do autor.

Tabela 20 - Fluxo de calor médio na interface entre o carbetto de silício e o alumínio líquido para os diferentes módulos dos casos avaliados. Valores positivos indicam o calor entrando no alumínio.

	Fluxo médio [W/m ²]		
	Elíptico CR	Elíptico SR	Retangular
Módulo de entrada (1,8m)	-1088	186	-144
Módulo do meio (3,6m)	1345	3015	2404
Módulo de saída (5,4m)	12311	18764	20054
Total	4189	7322	7438

Fonte: do autor.

Separando os fluxos de calor em duas parcelas diferentes, tem-se a Figura 38 e a Figura 39 mostrando os diferentes valores dos fluxos de calor radiativos e convectivos na superfície do primeiro módulo dos dutos de escoamento do caso Elíptico SR. Devido às altas temperaturas dentro dos dutos, os fluxos de calor por radiação são praticamente da mesma ordem de grandeza dos fluxos convectivos, sendo os primeiros cerca de

16% mais elevados para os valores máximos. Apesar de dependerem de fatores diferentes, os fluxos de calor radiativos e convectivos máximos ocorrem em regiões semelhantes. Para as duas imagens, fluxos negativos representam o calor entrando no refratário (saindo dos gases).

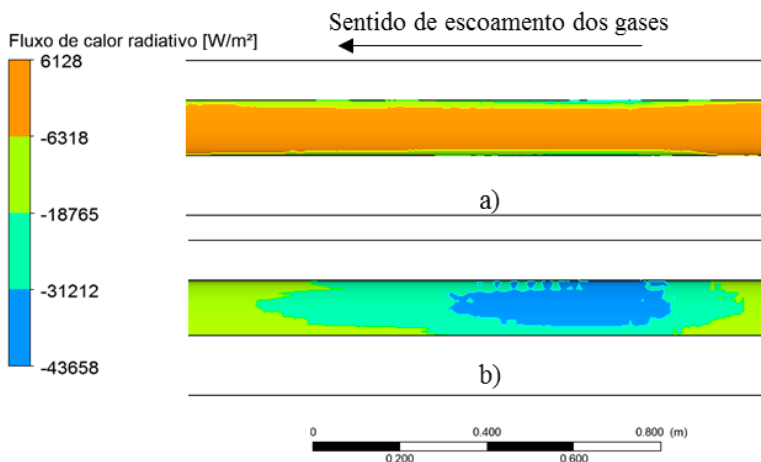


Figura 38 - Fluxos de calor radiativos para o interior de um dos dutos do caso Elíptico SR: a) lado externo e b) lado interno.

Fonte: do autor.

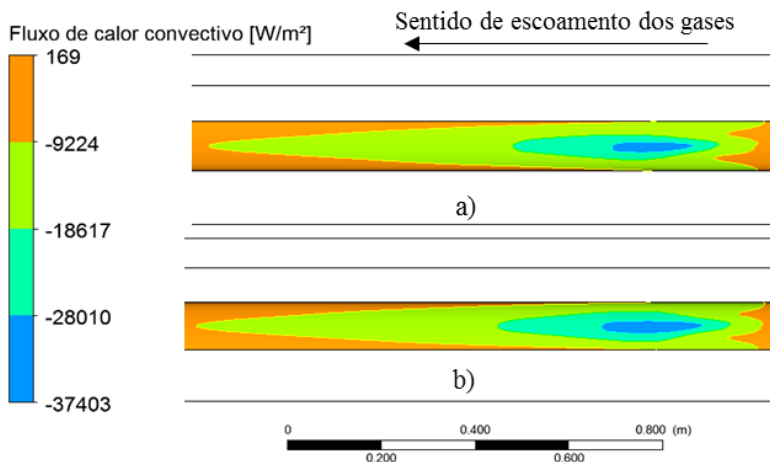


Figura 39 - Fluxos de calor convectivos para o interior de um dos dutos do caso Elíptico SR: a) lado externo e b) lado interno.

Fonte: do autor.

Os fluxos convectivos são bastante elevados na região de entrada dos dutos, onde ocorrem as maiores velocidades e maiores diferenças de temperatura entre gases e as paredes. Já o fluxo radiativo tem seu máximo na região do contorno da chama, onde a temperatura tem seu maior valor. Vale destacar que o fluxo radiativo não é simétrico para a região de entrada dos gases. Como nesta posição as temperaturas das paredes internas e externas tem valores diferentes, os fluxos de calor nessas superfícies também são diferentes. Eles também dependem da radiação vindo de múltiplas reflexões nas paredes e da participação do meio, apresentando maior uniformidade ao longo do comprimento dos dutos. Já para os fluxos convectivos, existe simetria nos valores internos e externos.

Ainda seguindo a mesma forma de avaliação, pode-se montar a Tabela 21. Nela, estão expostos os fluxos médios de calor radiativos e convectivos ao longo de todo o comprimento dos dutos de escoamento para os três casos que possuem combustão. Percebe-se que no caso Elíptico CR, os fluxos convectivos são mais importantes que os radiativos, devido à maior velocidade de escoamento dos gases de exaustão. Conforme esta velocidade diminui, no entanto, a troca de calor por radiação tende a se tornar mais importante.

Tabela 21 – Trocas médias de calor radiativas e convectivas para os casos avaliados.

	Fluxo radiativo [W/m ²]	Fluxo convectivo [W/m ²]	Razão [-]
Elíptico CR	2710	3613	0,75
Elíptico SR	4486	4214	1,06
Retangular	2984	2005	1,49

Fonte: do autor.

5.2.3 Alumínio líquido

Para o alumínio líquido que escoar no interior da calha, as temperaturas atingidas na saída variam entre 683 °C e 785 °C, para os quatro primeiros casos avaliados. A distribuição da temperatura no domínio é a mostrada na Figura 40, para a seção transversal localizada na metade do comprimento da calha. Os resultados indicam que a região mais quente é a inferior e isto se justifica pelo posicionamento dos dutos de circulação dos gases dentro da calha e pelo fato da convecção natural nos fluidos (alumínio, ar e gases), não ter sido simulada.

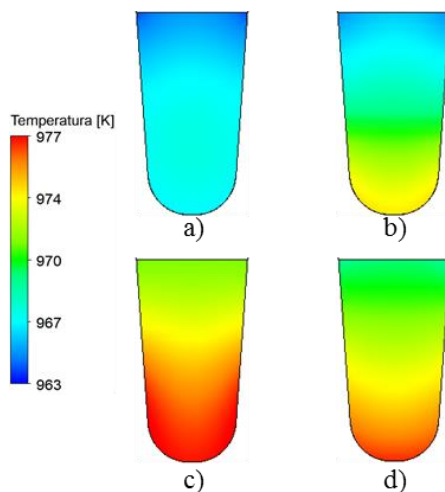


Figura 40 - Distribuição de temperatura na seção transversal do alumínio no plano médio: a) Sem Aquecimento; b) Elíptico CR; c) Elíptico SR; d) Retangular.

Fonte: do autor.

Mesmo com o aquecimento na região inferior e a perda por convecção e radiação na superfície, existe certa homogeneidade na temperatura do metal. Este resultado já era esperado, devido ao alto valor de condutividade térmica que o alumínio apresenta.

A Figura 41 ilustra a variação longitudinal da temperatura média do metal em escoamento. No caso Sem Aquecimento há uma queda contínua de temperatura, chegando a valores de 687°C na saída, uma queda de 13°C. No caso Elíptico CR, a temperatura é mais uniforme, indicando que o aquecimento é menos eficiente. Nos casos Elíptico SR e Retangular, o efeito é semelhante, com aquecimento de aproximadamente 50 °C. Nestes casos poderia haver uma redução na potência de aquecimento, pois o metal líquido não necessariamente precisa sair mais quente que entrou. Ao longo do comprimento da calha também há certa homogeneidade de temperatura. Com os 5,4 metros percorridos, a diferença máxima de temperatura média fica abaixo de 50 °C.

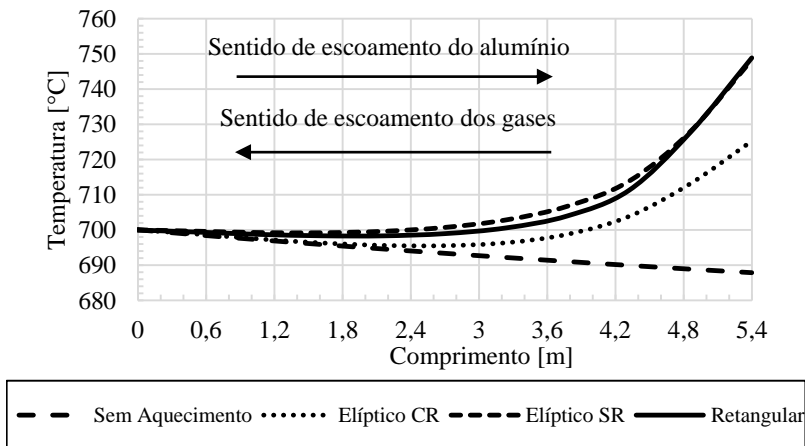


Figura 41 - Temperatura média do alumínio líquido ao longo do comprimento da calha.

Fonte: do autor.

Os dados da condição de saída do alumínio estão apresentados na Tabela 22, mostrando a variação da temperatura de saída do alumínio líquido. Os casos analisados possuem temperaturas de saída muito próximas.

Tabela 22 - Temperaturas de saída do alumínio líquido para os quatro casos avaliados.

	Temperatura mínima [°C]	Temperatura média[°C]	Temperatura máxima [°C]
Sem Aquecimento	686	687	688
Elíptico CR	708	725	761
Elíptico SR	732	748	773
Retangular	730	749	785

Fonte: do autor.

O objetivo real da calha é manter a parede do leito de escoamento do alumínio a uma temperatura constante de 700°C, de modo a assegurar que o metal também mantenha esta temperatura durante o escoamento no equipamento. Da mesma forma que o resfriamento do metal não é desejado, o aquecimento deste também não é bom. A calha não é um equipamento projetado para este fim e o metal com temperatura superior

acarreta os problemas relacionados ao superaquecimento, já discutidos anteriormente. Desta forma, os resultados de aquecimento obtidos mostram que é possível reduzir a potência de aquecimento para que a temperatura de entrada se mantenha na região dos 700 °C.

5.2.4 Análise do caso Sem Aquecimento e Sem Tampa

Apresentado anteriormente na seção 4.4, o caso Sem Aquecimento e Sem Tampa foi tratado isoladamente, pois serve apenas como forma de comprovação da grande perda de energia gerada ao não utilizar-se a tampa. A Figura 42 apresenta a distribuição de temperatura na seção transversal do plano médio deste modelo de calha. Quando comparado ao modelo do caso Sem Aquecimento, percebe-se uma grande diferença de temperaturas, tanto no alumínio quanto no núcleo da calha. Esta diferença traz grandes prejuízos à qualidade do metal e do processo.

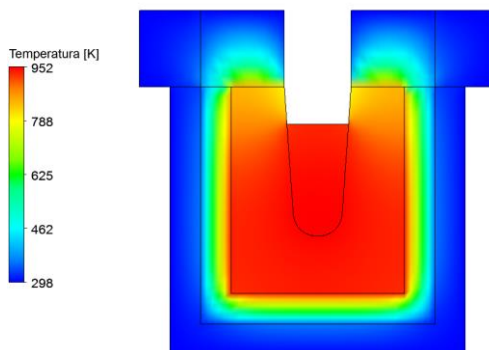


Figura 42 - Distribuição de temperatura na seção transversal da calha no plano médio para o Sem Tampa.

Fonte: do autor.

A temperatura média do alumínio em escoamento é apresentada na Figura 43. Ocorre um maior gradiente de temperatura, em comparação aos modelos anteriores, o que comprova as grandes taxas de perda de calor para o ambiente. Adicionalmente, os valores de temperatura média do alumínio na região de saída da calha chegam a 648 °C, o que neste caso representaria uma solidificação do material e o bloqueio do escoamento na calha.

O gráfico ilustra, ainda, que a distância máxima que poderia ser percorrida pelo alumínio nesta calha sem que houvesse solidificação é de 4,0 m, quando a temperatura atinge os 660°C. Calculando-se, ainda, a

perda de calor proporcionada pela cavidade aberta ao ambiente, chega-se a valores de 14.700 W, atestando a inviabilidade de uso deste modelo.

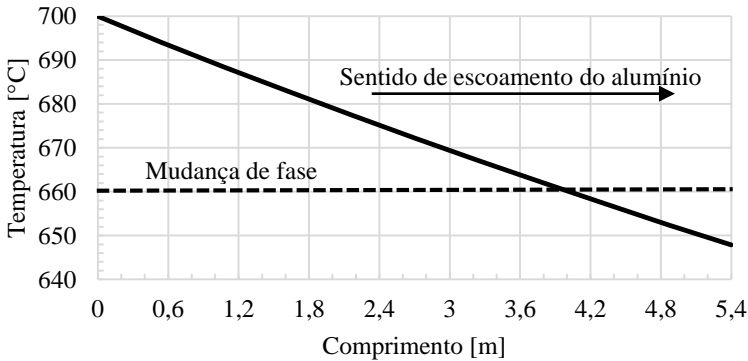


Figura 43 - Temperatura média do alumínio em escoamento no Sem Tampa.
Fonte: do autor.

A Figura 44 ilustra a região do alumínio líquido em escoamento que tem temperatura abaixo de 660°C. Este volume representa cerca de 26% do volume total de alumínio dentro da calha. Percebe-se, também, que a solidificação se inicia nas paredes e na superfície superior do alumínio líquido. Este valor pode ser considerado muito alto e mostra a ineficiência desta configuração.

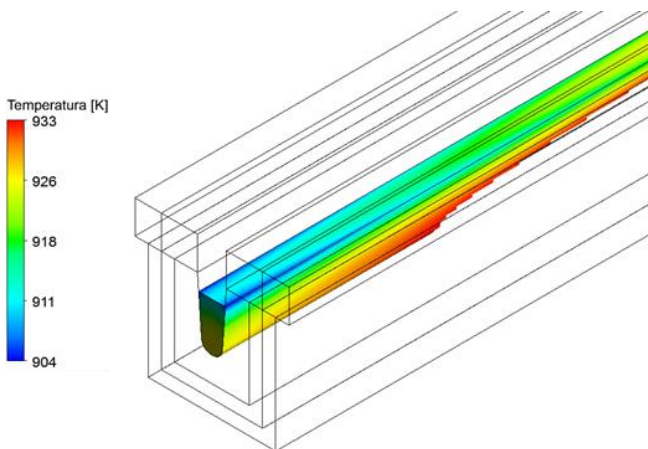


Figura 44 - Região do alumínio líquido com temperatura inferior a 660 °C.
Fonte: do autor.

5.3 BALANÇOS DE ENERGIA

Esta seção apresenta os balanços de energia obtidos para a simulação numérica dos diferentes casos avaliados. Vale destacar que para este balanço de energia e todos os subseqüentes, os valores negativos representam o calor saindo do domínio da calha.

5.3.1 Caso Sem Aquecimento

Para o caso Sem Aquecimento, o balanço de energia obtido é apresentado na Tabela 23.

Tabela 23 - Balanço de energia para o caso Sem Aquecimento.

Entradas		
Domínio	Energia [W]	% do total
Alumínio	220.675	99,9%
Ar	38	0,1%
Saídas		
Alumínio	-216.703	98,2%
Ar	-37	0,2%
Paredes	-2.709	1,2%
Tampa	-1.397	0,6%

Fonte: do autor.

Para este caso, nota-se uma quantidade de energia perdida pelas paredes e pela tampa da calha, da ordem de 4100 W, quando as duas parcelas são somadas. Este valor é cerca de 1,8% do calor de entrada do alumínio, o que pode ser considerado uma perda significativa de energia, mesmo que represente uma porcentagem tão baixa. Estas taxas de energia justificam a temperatura média obtida na saída do alumínio, apresentadas anteriormente na seção 5.1.

Comparando-se a diferença entre as perdas de calor pela tampa e pelas paredes, nota-se que aquelas primeiras ainda são responsáveis por uma parcela significativa dos desperdícios de energia. Apesar da grande área das paredes da calha, a energia perdida pela tampa ainda representa metade do seu valor. Isso pode ser justificado pela presença da grande superfície livre de alumínio em alta temperatura, contida por apenas uma camada de isolamento.

5.3.2 Casos Elíptico CR, Elíptico SR e Retangular

Os balanços de energia obtidos para a simulação numérica dos casos Elíptico CR, Elíptico SR e Retangular estão apresentados na Tabela 24. Optou-se por separar os casos com aquecimento do caso anterior (Sem Aquecimento, Tabela 23), para uma maior facilidade de leitura.

Tabela 24 - Balanço de energia para os casos Elíptico CR, Elíptico SR e Retangular.

Domínio	Elíptico CR		Elíptico SR		Retangular	
	Energia [W]	% do total	Energia [W]	% do total	Energia [W]	% do total
Entradas						
Alumínio	220.623	89,5%	220.623	88,9%	220.623	89,0%
Ar	78	0,0%	78	0,0%	78	0,0%
Gases	25.798	10,5%	27.440	11,1%	27.187	11,0%
Saídas						
Alumínio	-228.895	92,9%	-236.436	95,3%	-236.609	95,4%
Ar	-77	0,0%	-81	0,0%	-81	0,0%
Gases	-13.284	5,4%	-7.327	3,0%	-6.871	4,6%
Paredes	-2.909	1,1%	-2.919	1,1%	-2.951	1,2%
Tampa	-1.393	0,6%	-1.427	0,6%	-1.421	0,6%

Fonte: do autor.

Avaliando-se os valores da Tabela 24, nota-se que a soma das taxas de energia perdidas pelas paredes e pela tampa da calha, estimadas através da simulação numérica, varia entre 4300 W e 4370 W. Este valor é cerca de 1,8% da energia de entrada da calha. Esta quantidade de energia perdida, no entanto, já era esperada, pois a principal função da calha não é aumentar a temperatura do alumínio, mas mantê-la em um nível constante. Desta forma, espera-se que haja perdas de energia pelas paredes do equipamento, de acordo com a espessura isolante usada.

Já para a variação de energia sofrida pelo alumínio líquido dentro da calha, tem-se valores de cerca de 8300 W a 16000 W, o que é superior à quantidade de energia perdida pelas paredes. Este resultado já era esperado, pois quando observa-se o esquema da troca de calor na seção transversal apresentado anteriormente na Figura 21, percebe-se que este é o caminho de menor resistência. Pelas paredes, os isolamentos oferecem

uma resistência térmica muito grande, enquanto que na direção do alumínio, a troca é favorecida pela convecção do metal e pela alta condutividade térmica tanto do refratário, quanto do alumínio.

Percebe-se, ainda, que grande parte da energia de entrada dos gases os acompanha na exaustão. A razão é que as trocas de calor respectivas devem ocorrer a uma temperatura relativamente elevada (700°C), e os gases não podem atingir temperaturas menores que esta dentro da calha. Quando isto acontece o fluxo de calor tem o sentido calha-gases, que é o inverso do desejado. Embora não aproveitado na calha, este calor residual dos gases poderia ser usado em outros processos adjacentes, como o pré-aquecimento do ar ou pré-aquecimento de outros componentes da planta, como panelas, fornos e até mesmo outras calhas.

A taxa de energia trocada entre o alumínio e as paredes no espaço de ar superior tem valor considerável, quando comparada com as outras perdas. Esta taxa de energia em forma de calor é trocada principalmente por radiação, a qual é proveniente da superfície livre do alumínio líquido a alta temperatura e se espalha dentro da cavidade, e impacta significativamente o balanço total. Para o caso Elíptico SR, esta superfície livre do alumínio troca 826 W por radiação e somente 4 W por convecção com o ar, devido às baixas velocidades de escoamento de ambos os fluidos dentro da calha. Esta situação ocorre pois o ar perde muita energia para os elementos com os quais ele tem contato (fibra cerâmica, carbetto e tampa), devido à sua alta transmitância à radiação proveniente do alumínio líquido. A atenuação desta perda de energia pode ser obtida através da diminuição das emissividades das superfícies que compõe a cavidade do leito de escoamento, através de tintas ou blindagens à radiação. Outra maneira é garantir que apenas ar aquecido entre na calha juntamente com o alumínio, seja ele proveniente do interior do forno de fusão ou aquecido através de outros meios.

Outra forma de avaliar os fluxos de calor e as perdas de energia ainda pode ser feita: tomando a variação da energia dos gases de combustão como base (energia de entrada menos energia de saída), tem-se um total de 100%, o qual é comparado com os outros valores na Tabela 25.

Tabela 25 - Balanço de energia comparado com a variação da energia dos gases de combustão para os casos Elíptico CR, Elíptico SR e Retangular.

Domínio	Elíptico CR		Elíptico SR		Retangular	
	Variação [W]	% do total	Variação [W]	% do total	Variação [W]	% do total
Alumínio	-8.272	-66,1%	-15.813	-78,6%	-15.986	-78,7%
Ar	1	0,0%	-3	0,0%	-3	0,0%
Gases	12.514	100,0%	20.112	100,0%	20.316	100,0%
Paredes	-2.909	-23,2%	-2.919	-14,5%	-2.951	-14,5%
Tampa	-1.393	-11,1%	-1.427	-7,1%	-1.421	7,0%

Fonte: do autor.

Avaliando-se desta forma, as perdas representam de 21 % a 34% da variação da energia dos gases, ou seja, da energia útil efetivamente transferida para a calha, são despendidos de 21% a 34% pelas paredes e pela tampa. Do total, ainda, de 66% a 78% são transferidos para o alumínio líquido, sendo usados para manter a temperatura do mesmo no nível desejado.

Na Tabela 25, novamente é demonstrada a grande influência que a tampa tem no balanço total de energia, representando de 7% a 11% dos valores de energia de entrada na calha.

A Figura 45 ilustra, ainda, o diagrama de Sankey para o caso Elíptico SR. Nele é possível perceber os fluxos de energia dentre os mais diversos componentes da calha e também a grande diferença entre as quantidades de energia presentes no alumínio e nos gases em escoamento.

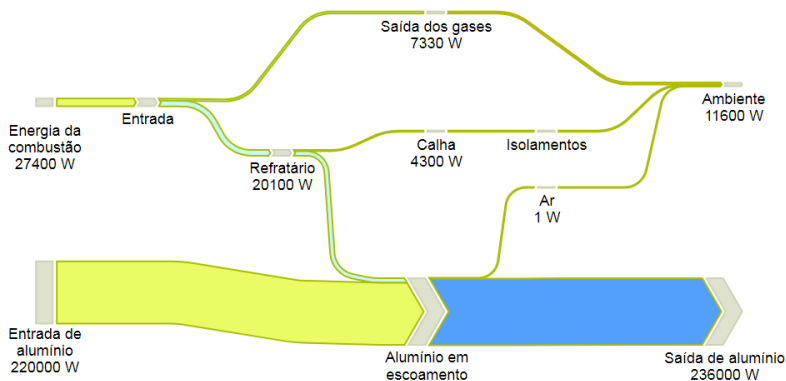


Figura 45 - Diagrama de Sankey para o caso Elíptico SR.

Fonte: do autor.

Vale ainda destacar que o balanço de energia do Sem Tampa – Sem Aquecimento e Sem Tampa não será apresentado, pois os resultados obtidos para o mesmo já foram discutidos na seção anterior.

5.4 COMPARAÇÃO ENTRE OS CASOS AVALIADOS

Sabendo que os modelos apresentados anteriormente foram avaliados com as mesmas vazões de gases de combustão e de alumínio líquido, é possível resumir os resultados na Tabela 26, a fim de compará-los de forma mais eficaz. Nesta seção, o Sem Tampa não será apresentado, por não constituir resultados de interesse quanto à troca de calor entre os gases de combustão e a calha.

Tabela 26 - Comparação entre os valores de energia trocada nas diferentes regiões para os modelos simulados.

	\dot{Q}_{gases} [W]	\dot{Q}_{Al} [W]	\dot{Q}_{walls} [W]
Sem Aquecimento	-	-4.105	4.105
Elíptico CR	12.506	8.272	4.302
Elíptico SR	20.112	15.813	4.346
Retangular	20.316	15.896	4.372

Fonte: do autor.

Percebe-se que os maiores fluxos de calor trocados entre a calha e o alumínio foram obtidos no caso Retangular. Além disso, a configuração que mais extraiu calor dos gases também foi a do caso Retangular. Este resultado já era esperado, pois os canais retangulares onde escoam os gases no caso Retangular tem grande área e estão mais próximos ao leito onde escoam o alumínio. Esta grande área de troca garante que os gases cedam calor para a calha de forma mais eficiente, apesar de uma menor velocidade de escoamento dos mesmos, o que pode ser contornado a partir da adição de elementos geradores de turbulência, os quais também aumentariam a velocidade do fluido.

Nesta comparação também é possível perceber que a distância percorrida pelos gases dentro do refratário somente com uma passagem de 5,4 metros, como ocorre nos casos Elíptico SR e Retangular, é suficiente para que praticamente todo o calor útil dos gases seja fornecido para a calha. Comparando ainda com os outros resultados da Tabela 26 e com os balanços de energia apresentados, percebe-se que o retorno dos gases por dentro da calha não apresenta grandes ganhos de troca de calor

com o refratário. No entanto, o contrário é observado: os fluxos de calor nas partes mais frias do duto de retorno tem o sentido inverso do desejado, retirando energia da calha.

Utilizando dos parâmetros de avaliação da eficiência da calha criados anteriormente, Equações (4.54), (4.55) e (4.56), a Tabela 27 ilustra como as diferenças nas configurações interferem na distribuição da energia dentro do equipamento. A comparação mostra que o caso Retangular tem a melhor relação entre a energia fornecida para o alumínio e a trocada com a calha, com uma eficiência de 79% e uma relação entre o calor aproveitado pelo alumínio o e perdido pelas paredes em torno de 3,66.

Tabela 27 - Comparação dos parâmetros de eficiência da calha, Equações (4.54), (4.55) e (4.56), para as diferentes configurações simuladas.

	$\eta = \frac{\dot{Q}_{Al}}{\dot{Q}_{gases}}$	$\phi = \frac{\dot{Q}_{Al}}{\dot{Q}_{walls}}$	$\Pi = \frac{E_{Al,caso}}{E_{Al,700}}$
Elíptico CR	0,66	1,92	1,004
Elíptico SR	0,79	3,64	1,012
Retangular	0,79	3,66	1,009

Fonte: do autor.

Já de acordo com o parâmetro Π , o melhor caso para a manutenção da temperatura fixa do alumínio líquido é o Elíptico CR, pois o valor dele foi o que ficou mais próximo da unidade (maior volume com temperatura próxima aos 700 °C). Isso mostra que é necessária uma redução da vazão mássica de metano, para que o metal líquido não aumente tanto de temperatura. No entanto, o caso Retangular ainda continua sendo o caso de maior transferência de energia para o metal líquido. Acrescenta-se, ainda, que o parâmetro Π para o caso Sem Aquecimento tem o valor de 0,990 (abaixo do ideal), o que também não é desejável.

Isto mostra que aumentando a região de alta temperatura da calha, consegue-se uma melhor eficiência na transferência de calor para o alumínio líquido. Vale acrescentar, que a extrapolação deste caso seria um canal único de escoamento circundando todo o leito de alumínio. No entanto, estimativas iniciais revelam que a velocidade extremamente baixa de escoamento dos gases e a grande geração de recirculações trariam prejuízos para esta configuração. Um canal único também traria problemas estruturais para a sustentação da massa de metal líquido pelo refratário (a qual equivale a cerca de 206 kg), sendo necessária a inserção

de elementos de suporte dentro do local de escoamento dos gases. Isto já deve ser levado em consideração também para o caso Retangular, pois os cantos vivos podem gerar problemas estruturais como a concentração de tensões e fragilizar o equipamento.

Outro resultado importante é que, mantendo-se o núcleo da calha próximo ao valor de 700°C durante os diversos modelos simulados, percebeu-se que a perda de calor pelas paredes também se manteve em um valor aproximadamente constante. De um modo geral, a utilização dos gases de combustão serve, então, como substituição ao alumínio na fonte da perda de energia. Isto é, ao invés do alumínio líquido ceder energia para o ambiente, a perda acontece a partir dos gases quentes e a qualidade do produto é preservada.

Além dos valores da Tabela 26 e da Tabela 27, outra forma de comparar os resultados é avaliando as temperaturas mínimas, médias e máximas na interface entre o carbetto de silício e o alumínio líquido. Como foi apresentado nos resultados de cada modelo na seção anterior, percebe-se que há variações de temperatura ao longo dessa interface. A Tabela 28 ilustra os valores obtidos para cada modelo. Nela, pode-se perceber que, apesar de os valores máximos e mínimos diferirem em até 100°C, as temperaturas médias se mantêm próximas aos 700°C. Isto é esperado, pois os pontos onde a temperatura tem seus picos ou vales normalmente ocorrem em áreas muito pequenas, não sendo representativos quando comparados à área total.

Tabela 28 - Valores de temperatura na interface entre o carbetto de silício e o leito de escoamento do alumínio líquido para os quatro casos simulados.

	Temperatura mínima [°C]	Temperatura média [°C]	Temperatura máxima [°C]
Sem Aquecimento	684	693	700
Elíptico CR	689	704	766
Elíptico SR	693	710	775
Retangular	693	710	794

Fonte: do autor.

É importante destacar, ainda, a grande inércia térmica que o alumínio possui. No nível de temperatura e vazão mássica avaliados nas simulações, a energia disponível é muito grande e o mesmo não sofre alterações consideráveis de temperatura quando a calha é aquecida pelos

gases. Quando não há aquecimento a partir de fonte externa, no entanto, o metal líquido perde as taxas de energia apresentadas nas respectivas tabelas de cada modelo e tende a ter sua temperatura reduzida drasticamente.

Além das temperaturas, um outro valor importante é o fluxo de calor médio nas duas interfaces principais: a interface entre o carbetto de silício e os dutos dos gases de combustão e a interface entre o carbetto de silício e o alumínio líquido. A Tabela 29 ilustra estes valores. Na mesma, é possível perceber que o maior valor de fluxo de calor médio cedido para o alumínio está localizado no Elíptico SR. Juntamente com os resultados da Tabela 27, percebe-se que este modelo realmente tem a melhor eficiência dentre as configurações testadas. Vale ressaltar que os valores apresentados na Tabela 29 são os valores médios de fluxo de calor obtidos para todo o comprimento da interface analisada. Isso significa que são incluídos os dutos de retorno no caso Elíptico CR, os quais possuem regiões com valores de fluxo de calor no sentido inverso ao desejado. Este fato acaba diminuindo os módulos dos fluxos de calor médio, quando estes são comparados aos outros modelos.

Tabela 29 - Comparação entre os fluxos de calor nas diferentes interfaces para os quatro casos simulados.

	Fluxo na interface carbetto-dutos [W/m²]	Área da interface carbetto-dutos [m²]	Fluxo na interface carbetto alumínio [W/m²]
Sem Aquecimento	-	-	-1.211
Elíptico CR	6.312	3,14	4.189
Elíptico SR	8.700	2,31	7.322
Retangular	4.994	4,06	7.438

Fonte: do autor.

Outro resultado importante é o cálculo da perda de carga dos gases de exaustão ao longo da calha. Percorrendo os diferentes comprimentos e as diferentes seções de cada duto, os gases precisam vencer cerca de 250 Pa (25,5 mmH₂O) de queda de pressão para caso Elíptico CR, 42 Pa (4,3 mmH₂O) para o caso Elíptico SR e 4 Pa (0,4 mmH₂O) para o caso Retangular. Juntamente a estes resultados, apresenta-se que os valores da

variável de distância adimensional da parede (y^+) estão dentro dos valores aceitáveis para todos os casos apresentados, ou seja, menores que 300, de forma que as funções da parede são válidas no modelo $k - \epsilon$ (ANSYS, 2011). Esta estimativa é necessária para que se possa dimensionar o ventilador que vai alimentar o queimador instalado na calha.

5.5 AVALIAÇÃO DA COMBUSTÃO

Uma avaliação da combustão dentro da calha também foi realizada para o caso Elíptico SR. Alguns resultados são apresentados a seguir.

A Figura 46 ilustra a região da chama onde a razão de equivalência entre o combustível e o comburente tem valor unitário. Esta variável define a superfície e formato da chama, bem como o caminho percorrido pela combustão dentro dos dutos. As imagens demonstram um comprimento de cerca de 0,25 m. Como a chama é parcialmente pré-misturada, percebe-se que a razão de equivalência só atinge o valor unitário quando os fluidos já percorreram certa distância dentro dos dutos (mesmo que milímetros), pois é só dentro deles que ocorre a mistura.

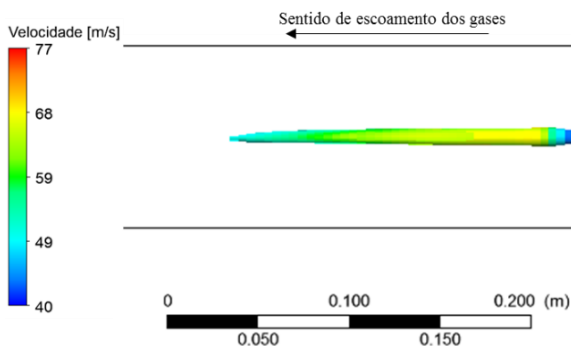


Figura 46 - Razão de equivalência e superfície da chama no duto.

Fonte: do autor.

A Figura 47 exibe o campo de temperatura no plano longitudinal dos dutos. A temperatura máxima atingida para o caso avaliado é de cerca de 2140 K e está localizada na região do contorno da chama. Neste plano, os gases em alta temperatura se estendem até a região central da calha. Este resultado condiz com os fluxos de calor apresentados anteriormente, mostrando que na região de maior temperatura é onde ocorre a maior troca de calor.

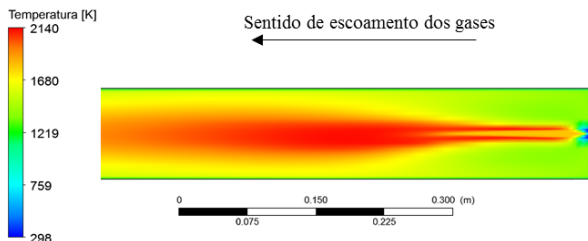


Figura 47 - Plano contendo a chama e a distribuição de temperatura no duto.
Fonte: do autor.

Os campos de fração molar de CO_2 , vapor d'água (H_2O) e NO estão plotados na Figura 48, os três no plano longitudinal dos dutos. Nota-se que o CO_2 e o vapor d'água presentes nos dutos resultam do processo de combustão, sendo, por esta razão, insignificantes no início da chama. Os valores da concentração desses dois componentes se mantêm fixos após a combustão, sendo constantes ao longo do duto.

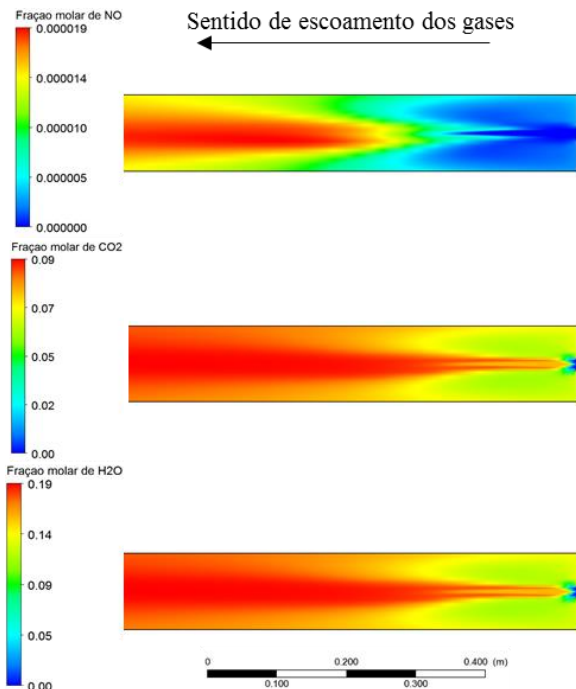


Figura 48 - Distribuição das frações molares dentro do duto.
Fonte: do autor.

As frações molares de NO são significativamente menores que as dos outros dois produtos de combustão e os maiores valores ocorrem nas regiões de maiores temperaturas da chama. Estes valores são calculados em um pós-processamento, como apresentado na seção 4.1.6.1.

Os valores máximos de concentração para os componentes CO₂, H₂O e NO são de aproximadamente 9%, 19% e 18 ppm, respectivamente, em regiões na frente da chama. Já para a composição de saída, os gases possuem 9% de CO₂, 18% de H₂O, 72% de N₂ e 1% de O₂.

A Figura 49 ilustra a distribuição das frações molares dos componentes da mistura de gases na linha central de injeção de combustível para o primeiro módulo. Ocorre uma concordância com os resultados das figuras apresentadas anteriormente, apresentando uma queda de fração molar dos reagentes na região da chama, cerca de 0,25 m. Esta imagem mostra, ainda, que a fração molar de injeção dos reagentes na linha central é de 24% de combustível, de 16% de oxigênio e de 60% de nitrogênio, os quais são posteriormente misturados com o restante do ar de combustão injetado concentricamente no anel externo do queimador.

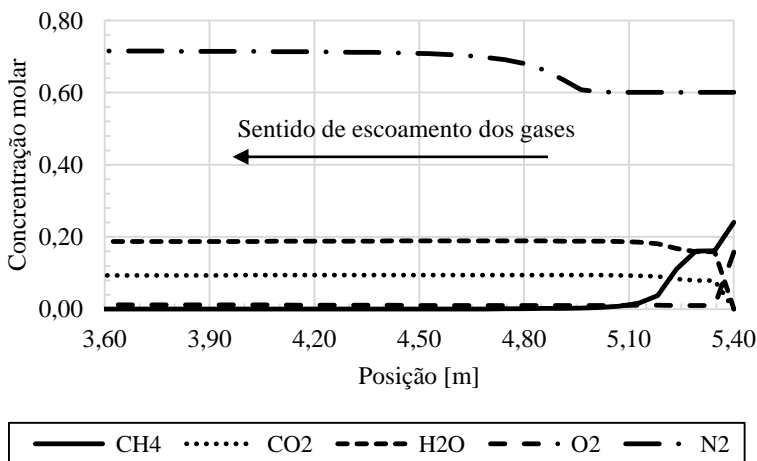


Figura 49 - Distribuição das frações molares dos componentes em uma linha na injeção de combustível ao longo do primeiro módulo do duto.

Fonte: do autor.

5.6 ANÁLISE EXERGÉTICA DA CALHA

A análise exergética da calha foi feita para o caso Elíptico SR. É importante notar que estes são parâmetros de regime permanente, com a calha operando nas condições apresentadas anteriormente.

A Tabela 30 apresenta os valores de exergia obtidos para a calha durante a avaliação através da segunda lei da termodinâmica.

Tabela 30 - Valores de exergia da calha.

Domínio	Exergia [kW]	% do total
Entradas		
Alumínio	80,56	74%
Ar	0,06	0%
Combustível	28,61	26%
Saídas		
Alumínio	88,97	81%
Ar	0,06	0%
Gases	7,16	7%
Paredes e Tampa	0,46	0%
Exergia destruída	12,58	12%

Fonte: do autor.

Para o caso avaliado, a eficiência exergética é então calculada pela (5.1), a partir da definição apresentada a partir da Equação (4.60):

$$\eta_{II} = \frac{(88,97 - 80,56)}{(28,61 - 7,16)} = \frac{8,41}{21,45} = 0,39 \quad (5.1)$$

Este valor mostra que no caso analisado, apenas 8,41 kW (39%) da exergia é utilizada pelo metal. A parte restante da exergia máxima disponível é a distribuição e destruição de exergia dentro da calha. Essa quantidade está condizente com o encontrado em outros equipamentos de aquecimento de alumínio líquido já simulados por outros autores. Brimmo e Hassan (2016), chegaram a valores de eficiência exergética de 16,7%, já Acevedo et al. (2015) concluíram que apenas 11,1% da exergia

de entrada foi transferida ao alumínio. Ambos trabalhos foram apresentados na seção 2.2.

De acordo com o diagrama de Sankey apresentado anteriormente na Figura 45, a energia percorre diversos caminhos dentro da calha e se dissipa ao longo deles. O mesmo ocorre para a exergia avaliada.

Com base nas simulações realizadas em CFD e nos cálculos apresentados nesta seção, verifica-se que uma parte da exergia total é perdida no processo de transferência de calor por radiação, condução e convecção. Para minimizar as irreversibilidades ligadas à troca de calor por radiação, é preciso minimizar as resistências espaciais de radiação entre a chama e o refratário onde ela está inserida. Estas resistências espaciais de radiação dependem da emissividade dos materiais participantes. Outra estratégia para melhorar a transferência de calor por radiação entre a chama e o carbetto de silício é aumentar o tamanho e o espalhamento da chama, de modo a maximizar a área de superfície da fonte de calor.

A minimização das perdas de exergia através da condução pelas paredes da calha também é algo desejado. O fluxo de calor através das paredes da calha é irreversível, portanto a exergia consumida para transferir calor através da condução através das paredes do forno acaba sendo perdida. Isto implica que, sempre que possível, materiais de alta condutividade térmica devem ser utilizados para transferir calor entre as regiões de interesse, neste caso o alumínio e os gases.

5.7 ANÁLISE DOS CUSTOS DE OPERAÇÃO

Como os gases de exaustão deixam a calha com grande quantidade de energia disponível, mas em um nível de temperatura abaixo do necessário para aquecer o interior da mesma, estes podem ser utilizados em outros processos. Dentre estes processos estão o pré-aquecimento do ar de combustão, o pré-aquecimento do leito da calha e outras painelas de transporte, ou até mesmo o pré-aquecimento do metal que será fundido. O pré-aquecimento do ar de combustão envolve o uso de um trocador de calor para transferir energia dos gases de escape quentes para o ar de fornecimento dos processos de combustão.

Supondo que o ar de combustão seja pré-aquecido antes de entrar na câmara de combustão, o consumo de gás natural pode ser reduzido. Isto pode ser identificado na Equação (5.2), onde percebe-se que, ao aumentar-se a parcela do ar no balanço da energia de entrada e mantendo-se fixo o valor da energia requerida, a quantidade de vazão de gás natural diminui.

$$\dot{E}_{in} = \dot{m}_{comb} PCI + \dot{m}_{Ar} (h_{T_{in}} - h_{T_{ref}}) \quad (5.2)$$

Por sua vez, a energia carregada pelos gases de exaustão é dada pela Equação (5.3).

$$\dot{E}_{gases} = \sum_{i=1}^M \dot{m}_i (h_{i,T_{out}} - h_{i,T_{ref}}) \quad (5.3)$$

Neste caso, faz-se o somatório entre o produto da vazão mássica de cada espécie i que compõe o gás de exaustão \dot{m}_i , e sua variação de entalpia (h) entre a temperatura de saída dos gases (em torno de 973 K) e a de referência (298 K).

Calculando-se a temperatura máxima a que o ar inserido no queimador poderia ser aquecido, considerando-se um trocador de calor com efetividade de 60%, chega-se ao valor de 418 °C.

Com isso, considerando, como exemplo, que o preço do gás natural seja de R\$ 1,60 por normal metro cúbico, pode-se plotar o gráfico presente na Figura 50. Assim a vazão de gás natural pode ser bastante reduzida, se comparada com o caso sem pré-aquecimento. O gráfico ilustra no eixo das abcissas a temperatura de pré-aquecimento e nas duas ordenadas plota o custo de operação da calha e o consumo de gás natural horário da calha.

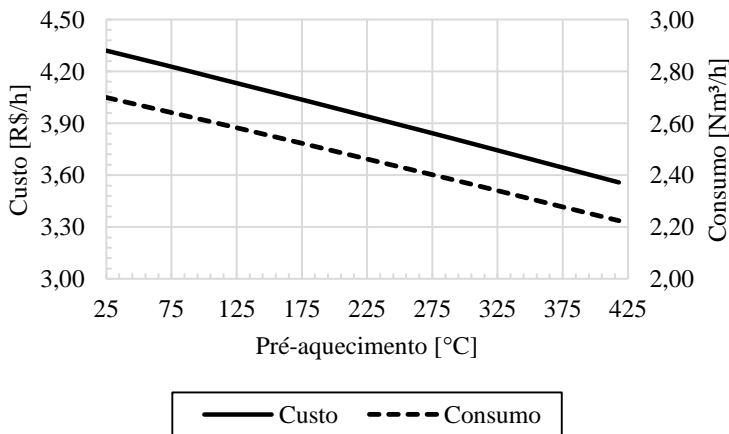


Figura 50 - Estimativa do custo e do consumo para o pré-aquecimento do ar.
Fonte: do autor.

A Tabela 31 também ilustra os valores do consumo e do custo de operação da calha para diversos valores de pré-aquecimento do ar, juntamente com a diferença destes valores para o custo da operação com resistências elétricas, considerando-se que o kWh da eletricidade custe aproximadamente R\$ 0,45.

Tabela 31 - Estimativas de custo de operação.

	Consumo	Custo [R\$/h]	Diferença para o elétrico
Elétrico	13,50 kWh	6,08	-
Sem pré-aquecimento	2,70 Nm ³ /h	4,32	-29%
Pré-aquecimento de 150°C	2,55 Nm ³ /h	4,09	-34%
Pré-aquecimento de 300°C	2,39 Nm ³ /h	3,79	-38%
Pré-aquecimento de 418°C	2,22 Nm ³ /h	3,56	-41%

Fonte: do autor.

Ao analisar os custos da combustão com ar pré-aquecido, verificou-se que estes podem ser significativamente reduzidos. No limite superior de pré-aquecimento do ar, assumido em 418 °C na análise, economias de até 41% com relação aos gastos com energia elétrica podem ser obtidas.

Outros custos podem ainda ser considerados, como os de manutenção e operação dos dois sistemas, sobretudo relativo às resistências elétricas especiais, e aos queimadores que deverão operar no interior dos refratários e em alta temperatura. São custos que dependem dos equipamentos já implantados em cada empresa e apenas no decorrer do tempo podem ser mais bem evidenciados. Ressalta-se ainda que quanto maior o comprimento da calha, mais gás e eletricidade são exigidos, o que pode modificar os custos e viabilidade dos projetos. Tem-se, ainda, que, para pequenos comprimentos, a calha a gás precisaria de mais canais para obter a troca de calor equivalente aos valores obtidos nas simulações, mas para a elétrica não há essa necessidade.

6 CONCLUSÕES

6.1 CONCLUSÕES GERAIS

Este trabalho teve como objetivo a realização de uma análise térmica de uma calha de transferência de alumínio líquido, usando gás natural para o aquecimento das paredes. Para tal, utilizou-se do software comercial Ansys CFX, o qual aplica o método numérico dos volumes finitos.

Este programa de simulação se mostrou bastante útil e versátil na análise térmica da calha, atendendo com precisão às necessidades da simulação. O modelo desenvolvido permitiu a análise posterior de novas configurações, com a possibilidade de alteração dos valores de vazão de combustível e ar e modificação da geometria.

Além disto, o contato com a empresa parceira para obtenção de informações das calhas e materiais disponíveis, bem como a obtenção de parte do *know how* referente a dimensões e valores plausíveis de temperatura e perdas de calor também foi realizado, e pode ser considerado um importante passo para a elaboração do trabalho.

6.2 CONCLUSÕES ESPECÍFICAS

Considerando a análise numérica realizada, pode-se destacar algumas conclusões específicas para este trabalho. Elas estão descritas nesta seção.

A avaliação de diferentes configurações de calha com as mesmas condições de contorno se provou útil para determinar qual a tendência da geometria responsável pela maior eficiência térmica deste equipamento. A cada modelo avaliado se obteve diferentes resultados, que, quando interpretados, possibilitaram a realização de modificações e análises de comportamento térmico.

A configuração de calha com dutos retangulares para a condução dos gases de exaustão mostrou-se a mais eficiente dentre as possibilidades simuladas. Esta se confirma pelo balanço de energia realizado para a calha, pelo cálculo do calor total trocado na interface entre o alumínio líquido e o carbetto de silício e também pela energia de saída do alumínio líquido. Esta avaliação mostra que, mesmo com velocidades de escoamento menores, é configuração a indicada para a obtenção de melhores resultados.

Mantendo-se o núcleo da calha na temperatura constante de 700°C durante as diversas situações e modelos simulados, percebeu-se que a

perda de calor pelas paredes também se manteve em um valor praticamente constante. O uso dos gases de combustão serve, então, como substituição ao alumínio na alimentação da perda de energia. Isto é, ao invés do alumínio ceder energia para o ambiente, a perda acontece a partir dos gases quentes, mantendo-se a temperatura do alumínio no centro da calha.

Apesar da energia fornecida pela combustão ser grande, os gases de exaustão rapidamente atingem a temperatura do núcleo da calha, em torno de 700°C. Isto ocorre devido à grande área de troca entre os gases e o refratário, devido ao longo comprimento dos dutos. Dessa forma, a construção de geometrias complexas de retorno dos gases no interior do refratário e o aumento do número de passes no mesmo podem não ser justificados, visto que isso pode se mostrar um desafio e uma complexidade adicionais, quando o mesmo for produzido a partir da sinterização.

Como os gases de exaustão deixam a calha com grande quantidade de energia disponível, mas em um nível de temperatura abaixo do necessário para aquecer o interior da calha, estes podem ser utilizados em outros processos.

A avaliação dos custos de operação da calha aquecida a gás natural provou, ao analisar os custos da combustão com ar pré-aquecido, que no limite superior de pré-aquecimento do ar, economias de até 41% com relação aos gastos com energia elétrica podem ser obtidas. Isto atesta a viabilidade do uso da combustão de gás natural para aquecimento da calha de transferência.

Por fim, a partir dos resultados obtidos nas simulações realizadas, algumas conclusões gerais a respeito da direção que o modelamento da calha de transferência aquecida a gás natural deve seguir para atingir seu melhor desempenho. Essas direções são, em parte, confirmações do que foi obtido por estudos realizados previamente e apresentados no Capítulo 2.

Comparando os resultados obtidos aos parâmetros utilizados por Rex Materials (2015) para classificar um sistema de transporte de metal de alto desempenho, a calha avaliada poderia ser considerada um equipamento de alta eficiência e estaria adequadamente inserida em uma planta de alta tecnologia.

Dessa forma, as conclusões a respeito da construção de calhas de transferência de metal líquido aquecidas a gás natural são:

- a) As perdas de calor por radiação na superfície livre do metal líquido em escoamento podem chegar a mais de 90% da troca total de energia, tornando o uso de tampas

- indispensável e confirmando o apresentado por Kastebo e Carlberg (2004);
- b) O aquecimento do metal líquido com condução de calor através da sua superfície lateral e inferior se mostrou a maneira mais eficiente de transmitir energia. Da mesma forma que o avaliado por Eckert et al. (2005), essa forma gera ganhos de qualidade do metal e reduz o desperdício de energia;
 - c) A utilização de bons materiais de isolamento na parede leva a temperaturas externas muito baixas, diminuindo a quantidade de energia perdida pela calha. Esta avaliação confirma a tendência apontada por Canullo et al. (2010), na qual os autores obtiveram temperaturas externas menores que 60 °C;
 - d) O formato do leito de escoamento do metal líquido em U facilita a troca de calor com o carbetto de silício, da mesma forma que o apresentado em Zhang (2017). Com esse formato de leito é possível transmitir calor de maneira mais eficiente;
 - e) A estimativa inicial de 0,5 m³/h de gás natural por metro de calha se provou suficiente para manter, e até mesmo aumentar, a energia do alumínio em escoamento para as configurações e casos avaliados. Esta quantidade pode ser reduzida para que apenas as perdas de energia sejam compensadas, como demonstrado pela avaliação do parâmetro II;
 - f) Como avaliado para os casos Elíptico CR e Elíptico SR, não existe necessidade de efetuar múltiplas passagens de gás através da calha. Com esta vazão de gás natural um único passe é suficiente para trocar todo o calor disponível nos gases de exaustão;
 - g) Aumentando-se a região de alta temperatura dentro da calha, aumenta-se a razão entre o calor recebido pelo alumínio líquido em escoamento e o calor perdido pelas paredes da calha para o ambiente, como avaliado para o caso Retangular. Esta configuração se mostrou a mais eficiente dentre todas avaliadas;
 - h) Por fim, acrescenta-se que menores velocidades de escoamento de gases dentro dos dutos não trazem grandes prejuízos para a troca de calor. A avaliação do caso Retangular mostrou que a radiação passa a ter mais

importância que a convecção em situações como esta e a troca de energia se mantém adequada.

6.3 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para a continuidade do desenvolvimento deste trabalho e obtenção de melhores resultados para o mesmo, sugere-se:

- a) Realizar uma melhor avaliação dos dados aqui apresentados, buscando a confirmação dos mesmos a partir de medições em calhas de transferência já construídas e a partir de informações da equipe de engenheiros da empresa;
- b) Realizar uma análise experimental para obtenção de dados de temperatura e de vazão mássica em pontos diversos de uma calha em funcionamento para obtenção de um balanço global de energia;
- c) Avaliar simulações adicionais com diferentes geometrias e posicionamento de dutos;
- d) Avaliar os efeitos da formação de borra e da adição de elementos de liga na troca de calor e nas propriedades do alumínio líquido em escoamento na calha;
- e) Construir um protótipo de calha para validar as simulações realizadas e os resultados obtidos.

REFERÊNCIAS

ABAL. Associação Brasileira do Alumínio. **Perfil da Indústria Brasileira do Alumínio**. Disponível em <<http://abal.org.br/estatisticas/nacionais/perfil-da-industria/>>. Acesso em: 10 ago. 2017.

ABEGÁS. **Gás natural amplia competitividade ante eletricidade e óleo, indica pesquisa**. Disponível em: <<http://www.abegas.org.br/Site/?p=55985>>. Acesso em: 13 mai. 2017.

ABNT. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15578:2008: Bobinas e chapas de aço revestidas com liga 55% alumínio - Zinco pelo processo contínuo de imersão a quente - Especificação**. Rio de Janeiro, 2008.

ABRALATAS. **Custo de energia torna Brasil importador de alumínio**. 2015. Disponível em <<http://www.abralatas.org.br/custo-de-energia-torna-brasil-importador-de-aluminio/>>. Acesso em: 25 set. 2017.

ACEVEDO, L.; USÓN, S.; UCHE, J. Exergy transfer analysis of an aluminum-holding furnace. **Energy Conversion and Management**, v. 89, p. 484–496, 2015.

ANGLIN, C. R.; MCCAFFREY, F. P. Molten metal handling - a contemporary overview. **Proceedings of the International Symposium on Materials Handling in Pyrometallurgy**, Hamilton, Ontario, p. 153-161, 1990.

ANSYS. **CFX-Solver Theory Guide**. [s.n.]. 2011. Disponível em: <<https://www.sharcnet.ca>>. Acesso em: 05 abr. 2017.

APOGEE. **Conductive Trough**. Disponível em: <<http://www.apogee-technology.com>>. Acesso em: 06 set. 2017

ARGYROPOULOS, S. A.; MIKROVAS, A. C.; DOUTRE, D.A. Dimensionless correlations for forced convection in liquid metals: Part I. single-phase flow. **Metallurgical and Materials Transactions B**, v. 32, p. 239-246, 2001.

ASME. AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **Statement on the Control of Numerical Accuracy**. Disponível em <<http://journaltool.asme.org/templates/JFENumAccuracy.pdf>>. Acesso em 17 ago. 2017.

BAUKAL, C. E. **Heat Transfer in Industrial Combustion**. CRC Press LLC, 2000.

BAZZO, E. **Geração de vapor**. 2ª Ed., Florianópolis: Editora da UFSC, 1995.

BECKER, H. A.; LIANG, P. Visible length of vertical free turbulent diffusion flames. **Combustion and Flame**, v.32, p.115-137, 1978.

BHATTI, M. S.; SHAH, R. K. In: KAKAC, R. K.; SHAH R. K.; AUNG, W. **Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer**. Wiley-Interscience, Cap. 5, 1987.

BLAZEK, J. **Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications**. Elsevier, 2001.

BORGES, A. **Indústria de alumínio vive pior fase em 30 anos**. 2015. Disponível em <<http://economia.estadao.com.br/noticias/geral,industria-de-aluminio-vive-pior-fase-em-30-anos,1770127>>. Acesso em 25 set. 2017.

BRIMMO, A. T.; HASSAN, M. I. On the cast house exergy management. **Light Metals 2016**, p. 773–776, 2016.

CANULLO, M. V.; DAROQUI, F.; OTTAVIANI, J.; MARTIN, M.; LAJE, R.A.. Launder system for aluminium casting. **Materials Science Forum**, v. 630, p. 119–125, 2010.

CBCA. CENTRO BRASILEIRO DA CONSTRUÇÃO EM AÇO. **Aços revestidos**. Aço Construindo a Copa, 2014.

CELIK, I. B.; GHIA, U.; ROACHE, P. J.; FREITAS, C. J.; COLEMAN, H.; RAAD, P. E. Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. **Journal of Fluids Engineering**, v. 130, 2008.

CELLEK, M. S.; PINARBASI, A. Investigations on performance and emission characteristics of an industrial low swirl burner while burning natural gas, methane, hydrogen-enriched natural gas and hydrogen as fuels. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 43, p. 1194-1207, 2018.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**, 5. ed., McGraw Hill, 2007.

CHASE, M. W. NIST-JANAF Thermochemical Tables, Fourth Edition. **Journal of Physical and Chemical Reference Data**, Monograph 9, p. 1-1951, 1998.

CHIU, H. C.; JANG, J.; YAN, W. Mixed convection heat transfer in horizontal rectangular ducts with radiation effects. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 50, p. 2874-2882, 2007.

CHOATE, W. T.; GREEN, J. A. S. US aluminum production energy requirements: historical perspective, theoretical limits, and new opportunities. **ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Industry**, p. 12-24, 2003.

CHURCHILL, S. W.; CHU, H. H. S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. **International Journal of Heat Mass Transfer**, v. 18, 1323, 1975.

COLANNINO, J. **Modeling of Combustion Systems: A Practical Approach**. CRC Press Taylor & Francis Group, 2006.

COMPAGÁS. **Manual do gás natural industrial**. Disponível em <http://www.compagas.com.br/images/pdf/manual_industrial.pdf>. Acesso em 10 ago. 2017.

DESCHAMPS, C. J., **Capítulo 3 : Modelos Algébricos e Diferenciais**, Em Freire, A.P.S., Menut, P.P.M., e Su, J. (eds.), Turbulência, Ediouro Gráfica e Editora S.A., v. 1, Rio de Janeiro, 2002.

ECKERT, C. E.; MEYER, T.; KINOSZ, M.; MUTHARASAN, R.; OSBORNE, M.. Preventative metal treatment through advanced melting. **Shape Casting: The John Campbell Symposium**, 2005

FOX, R.W.; MCDONALD, A.T.; PRITCHARD, P.J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, 6ª ed., LTC, 2004.

GDS ENGINEERING. **Portfolio**. Disponível em: <<http://www.gdsengr.com/>>. Acesso em: 06 set. 2017.

GRUPO REFRACO. **Aluminum Smelters**. Disponível em: <<http://www.refraco.com/>>. Acesso em: 05 set. 2017.

HATCH, J. E. **Aluminum: Properties and Physical Metallurgy**, 1. Ed., ASM International, 1984.

HOTTEL, H. C.; SAROFIM, A. F. **Radiative Transfer**. [S.l.]: McGraw-Hill, 1967.

HYDRO. **Da alumina ao alumínio**. Disponível em <<http://www.hydro.com/pt-BR/a-hydro-no-brasil/Sobre-o-aluminio/Ciclo-de-vida-do-aluminio/Da-alumina-ao-aluminio>>. Acesso em: 28 mar. 2017

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 5. ed. John Wiley & Sons, Inc, 2003.

JOHANSSON, R.; LECKNER, B.; ANDERSSON, K.; JOHANSSON, F. Account for variations in the H₂O to CO₂ molar ratio when modelling gaseous radiative heat transfer with the weighted-sum-of-grey-gases model. **Combustion and Flame**, The Combustion Institute, v. 158, n. 5, p. 893–901, 2011.

KASTEBO, J.; CARLBERG, T. Temperature measurements and modeling of heat losses in molten metal distribution systems. **Light Metals 2004**, p. 649–654, 2004.

KERMELI, K.; DEUHLER, R.; WORRELL, E.; MASANET, E. **Energy Efficiency and Cost Saving Opportunities for Metal Casting**, Energy Star, 2016.

LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. The numerical computation of turbulent flows. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, v. 3, n. 2, p. 269 – 289, 1974.

LEE, J. W.; BRIDGHAM, B. L.; SCHENCK, S. R. High performance metal delivery systems provide rapid payback. **Aluminum Cast House Technology - Eighth Australasian Conference**, p. 195–205, 2003.

LOCKWOOD, F. C.; SHAN, N. G. A new radiation solution method for incorporation in general combustion prediction procedures. **18th Symposium (Int.) on Combustion**, The Combustion Institute, Pittsburgh, PA, p. 1405–1414, 1981.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**; LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2 edição, 2004.

MENEZES, R. C. **Influência do tipo de oxidante na combustão do gás natural em um forno de refusão de alumínio**. Relatório de iniciação científica. Departamento de Engenharia Mecânica, PUC-Rio, 2006.

MIGCHIELSEN, I. J.; GROOT, J. D. Casting metal temperature control by launder heating. **Light Metals 2004**, p. 893–901, 2004.

MORSCH FILHO, E. **Estudo numérico e experimental aplicado a um forno industrial a gás natural para a produção de fritas cerâmicas**. 2017. 177 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2017.

NASCH, P. M.; STEINEMANN, S. G. Density and thermal expansion of molten manganese, iron, nickel, copper, aluminum and tin by means of the gamma-ray attenuation technique. **Physics and Chemistry of Liquids**, v. 29, n. 1, p. 43–58, 1995.

NIECKELE, A. O.; NACCACHE, M. F.; GOMES, M. S. P. Combustion performance of an aluminum-melting furnace operating with natural gas and liquid fuel. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, p. 841-851, 2011.

NIST. National Institute of Standards and Technology. **JANAF Thermochemical Tables**. 2013. Disponível em <<https://janaf.nist.gov/>>. Acesso em: 21 mar. 2017

NUNES, A. T. **Avaliação térmica de um forno industrial de fusão de vidros**. 2013. 112 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.

OBA, R.; POSSAMAI, T. S.; NICOLAU, V. P. **Relatório Técnico Interno: Estudo Térmico de Calhas de Transferência de Metais Líquidos**. LABCET – UFSC, 2017.

OLIVEIRA, J. G. C. **Estudo teórico-computacional por via CFD e experimental da combustão do gás natural para tratamento de efluentes orgânicos líquidos aplicando a nova tecnologia DICTT**. 2009. 199 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal De Pernambuco, Recife, 2009.

OTSUKA, R. **Molten Metal Processing**. In: Handbook of Aluminum: Physical metallurgy and process. Editado por Totten, G. E.; Scott MacKenzie, D., Marcel Dekker Inc., 2003.

PATANKAR, S. V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. McGraw-Hill, 2nd edition, New York, USA, 1980.

PATANKAR S. V., S.; SPALDING, B. **Simultaneous Predictions of Flow Patterns and Radiation for Three-Dimensional Flames, in Heat Transfer in Flames**, N.H. Afgan and J.M. Beer, Eds., Scripta Book Co., Washington, D.C., 1974, 73-94.

PERFIL TÉRMICO. **Projetos**. 2015. Disponível em: <<http://www.perfiltermico.com.br/>>. Acesso em: 05 set. 2015.

POSSAMAI, T. S. **Análise térmica e modelagem numérica de um forno de fusão de material vítreo a gás natural**. 2014. 156 f. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.

POWELL, R. W.; HO, C. Y.; LILEY, P. E. **Thermal Conductivity of Selected Materials**. National Bureau of Standards, 1966.

REX MATERIALS. **Metal Delivery Systems**. 2015. Disponível em: <<http://www.rexmaterials.com/activek/Metal-Delivery-Systems-c26>>. Acesso em: 16 mar. 2017.

SCGÁS. **Companhia de gás de Santa Catarina**. 2016. Disponível em: <<http://www.scgas.com.br/info/oqueeogn/idse/280>>. Acesso em: 10 mar. 2017.

SIEGEL, R.; HOWELL, J. **Thermal Radiation Heat Transfer**. Fourth Edition. Taylor & Francis, 2001. ISBN 9781560328391.

SMITH, T. F.; SHEN, Z. F.; FRIEDMAN, J. N. Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model. **Journal of Heat Transfer**, v. 104, p. 602–608, 1982.

SOLOVJOV, V. P.; WEBB, B. W. Prediction of radiative transfer in an aluminium-recycling furnace. **Journal of the Energy Institute**, v. 78, n. 1, p. 18–26, 2005. ISSN 01442600.

SPOHR, C. A. M. **Avaliação do uso de gases de combustão em calha de transferência de metal líquido**. 2016. 58 f. Trabalho de conclusão de curso (Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2016.

TAYLOR, J. A.; PRAKASH, M.; PEREIRA, G. G.; ROHAN, P.; LEE, M. J.; RINDERER, B. Predicting dross formation in aluminium melt transfer operations. **Aluminium Cast House Technology XI**, p. 37–44, 2010.

URNS, S. R. **An introduction to combustion: concepts and applications**. McGraw-Hill, 1996. (McGraw-Hill series in mechanical engineering).

U.S. DEPARTMENT OF ENERGY. **US Energy Requirements for Aluminum Production**. [s.l.: s.n.]. 2007.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. Second Edition. Pearson Education Limited, 2007.

VORA, S. B. **Evaporation and condensation of zinc**. 1971. 45 f. Dissertação de Mestrado, University of Missouri, Rolla, 1971.

WAHL REFRACTORY SOLUTIONS. **Molten metal transfer components**. Disponível em: < <https://www.wahlref.com>>. Acesso em: 05 set. 2017.

WEI, W. **Energy consumption and carbon footprint of secondary aluminum cast house**. 2012. 50 f. Dissertação de Mestrado, Royal Institute of Technology, Estocolmo, 2012.

WESTBROOK, C. K.; DRYER, F. L. Simplified reaction mechanisms for the oxidation of hydrocarbon fuels in flames. **Combustion Science and Technology**, v. 27, p. 31-43, 1981.

WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD**. DCW Industries, Incorporated, 1994. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=VwlRAAAAMAAJ>>. Acesso em: 20 nov. 2017.

ZHANG, B. A study on DC casting trough/laundry design and material selection. **Light Metals 2017**, p. 941–948, 2017.