

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MODELO COMPUTACIONAL DE UM FORNO DE REAQUECIMENTO DE TARUGOS

por

Ricardo de Mello Kich

Monografia apresentada ao
Departamento de Engenharia Mecânica da
Escola de Engenharia da Universidade
Federal do Rio Grande do Sul, como parte
dos requisitos para obtenção do diploma de
Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Julho de 2017



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

MODELO COMPUTACIONAL DE UM FORNO DE REAQUECIMENTO DE TARUGOS

por

Ricardo de Mello Kich

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Thamy Cristina Hayashi
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Energia e Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Francis Henrique Ramos França

Comissão de Avaliação:

Prof. Dra. Adriane Prisco Petry

Prof. Dr. Sérgio Möller

Prof. Dra. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 20 de Julho de 2017.

AGRADECIMENTOS

Dirijo estes agradecimentos, em especial, para a minha família. Aos meus irmãos, Guilherme, Felipe e Elisa e aos meus pais, Alberto e Rosicléia, agradeço todo o apoio e dedico todo meu sucesso na minha trajetória até aqui, por causa do seu constante apoio e da referência que sempre foram para mim. À Gabriela, agradeço por todo companheirismo, paciência e compreensão carinhosamente dedicados a mim.

Sou grato à Universidade Federal do Rio Grande do Sul, instituição pública de excelência, por toda a formação a mim concedida, pelas oportunidades oferecidas e pela estrutura disponibilizada para concretização deste trabalho. À Ecole Centrale Paris (CentraleSupélec) e ao governo francês, agradeço pela realização do Duplo Diploma, pelas experiências incríveis vividas na França e na Europa e pelas oportunidades que essa escola abriu para mim.

Na pessoa do professor Francis H. R. França, agradeço a todo corpo docente da Escola de Engenharia da UFRGS. Aos colegas do LRT (Laboratório de Radiação Térmica), agradeço pelo apoio. Agradeço à equipe das Laminações da Usina Riograndense da Gerdau pelas experiências, pelos trabalhos e pelos aprendizados desenvolvidos durante meu estágio.

De forma saudosa e especial, agradeço à minha mãe, Rosicléia, por todos ensinamentos e pela referência de seriedade, força, caráter, alegria, inteligência, persistência, solidariedade e amor, que ela sempre foi e sempre será para mim. Onde quer que ela esteja hoje, ela sempre estará comigo por causa desses valores.

DE MELLO KICH, R. **Modelo Computacional de um Forno de Reaquecimento de Tarugos**. 2017. 15 páginas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

RESUMO

Fornos de reaquecimento de tarugos são componentes indispensáveis mas grandes consumidores de energia em linhas de laminação a quente. A otimização desses equipamentos é, por isso, ao mesmo tempo essencial e crítica para o processo. Para o desenvolvimento de melhorias, precisa-se de uma modelagem realista desse equipamento. Objetiva-se neste trabalho a criação de um modelo computacional confiável desse tipo de forno, a aplicação de ferramentas teóricas representativas desse problema e o desenvolvimento de uma metodologia CFD (*Computational Fluid Dynamics*) viável, por meio do código comercial Fluent ANSYS 18.0. Simplificações estratégicas, principalmente a separação do problema entre transiente e estacionário, a modelagem de fenômenos físicos, como a turbulência e a radiação em meios participantes, e o estabelecimento de condições de contorno representativas do sistema, permitiram criar uma modelagem em CFD apropriada para o problema. Um estudo prévio de qualidade de malha foi feito para estabelecer dimensões ótimas para os elementos da malha. Duas simulações finais foram feitas para encontrar uma melhor estimativa para um parâmetro crítico da modelagem (temperatura de entrada dos gases dos queimadores), resultando na versão final do modelo. Os resultados finais foram analisados e constatou-se comportamentos térmicos consistentes com medições realizadas em um forno industrial. O modelo construído é uma ferramenta útil para análise de desempenho e otimização de fornos de reaquecimento.

PALAVRAS-CHAVE: Forno de Reaquecimento, Modelagem CFD, Radiação

DE MELLO KICH, R. **Computational model of a reheating furnace of billets**. 2017. 15 pages. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

ABSTRACT

Billet reheating furnaces are indispensable components but major energy consumer in hot rolling mills. The optimization of these equipment is therefore both essential and critical to the process. For the development of improvements, a realistic modeling of this equipment is necessary. The objective of this work is the creation of a reliable computational model of this type of furnace, the application of theoretical tools representative of this problem and the development of a feasible Computational Fluid Dynamics (CFD) methodology, using the Fluent ANSYS 18.0 commercial code. Strategic simplifications, mainly the separation of the problem between transient and stationary, the modeling of physical phenomena, such as turbulence and radiation in participating media, and the establishment of representative boundary conditions of the system, allowed to create an appropriate CFD model for the problem. A previous study of mesh quality was done to establish optimal dimensions for the elements of the mesh. Two final simulations were made to find a better estimate for a critical modeling parameter (temperature of the income gases from burners), resulting in the final version of the model. The final results were analyzed and thermal behavior consistent with measurements performed in an industrial furnace was verified. The built model is a useful tool for performance analysis and optimization of reheating furnaces.

KEYWORDS: Reheating furnace, CFD Modeling, Radiation

LISTA DE FIGURAS

Figura 4.1 - Imagem do forno, com peça quente saindo	2
Figura 5.1 - À esquerda, geometria do forno; à direita, geometria complementar fluida. 6	
Figura 5.2 - Esquema iterativo de solução do problema.....	9
Figura 5.3 - Vista interna do forno, com tarugos, portas e queimadores	10
Figura 6.1 - Variação da taxa de calor nas últimas peças em função das malhas.....	13
Figura 6.2 - Comportamento térmico dos tarugos em cada posição.....	14
Figura 6.3 - Campos de temperatura e fluxo de calor dentro do forno.....	14
Figura A.1 - Vista em corte da malha 4,4 (escolhida para o trabalho).....	16
Figura B.1 - Variação do calor específico do aço assumida neste trabalho	16
Figura C.1 - Simulação teste do forno com queimadores.	17
Figura D.1 - Dimensões da geometria base construída	17
Figura E.1 - Gráfico de convergência da última solução	18
Figura F.1 - Imagem térmica na face superior do tarugo	19
Figura I.1 - Desenho de um queimador	19

ÍNDICE

AGRADECIMENTOS	iii
RESUMO	iv
ABSTRACT	v
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS.....	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	2
4.1. Forno de Reaquecimento	2
4.1.1. Funcionamento	2
4.1.2. Queimadores	3
4.1.3. Revestimento	3
4.2. Modelagem Matemática	3
4.2.1. Modelagem do escoamento Turbulento.....	3
4.2.2. Modelo de Radiação	5
5. METODOLOGIA	6
5.1. Modelo Geométrico	6
5.1.1. Representação dos gases.....	6
5.1.2. Sistemas adjacentes	7
5.1.3. Portas do Forno	7
5.1.4. Tarugos.....	7
5.2. Discretização Espacial.....	7
5.3. Simulação.....	8
5.3.1. Metodologia Desacoplada.....	8
5.3.2. Simulação Estacionária.....	9
5.3.3. Simulação Transiente	11
6. RESULTADOS.....	12
6.1. Estudo de Influência de Malha.....	12
6.2. Comportamento térmico	13
7. CONCLUSÕES.....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
APÊNDICE A – Informações do Estudo de Malha	16
APÊNDICE B – Aproximação para o Calor Específico do Aço	16
APÊNDICE C – Simulação com Combustão e Queimadores.....	16
APÊNDICE D – Detalhes dimensionais da geometria	17
APÊNDICE E – Convergência numérica da simulação	18
APÊNDICE F – Avaliações dos Resultados	18
ANEXO I - Queimador.....	19
ANEXO II – Formulações do Modelo de Turbulência	20

1. INTRODUÇÃO

A laminação a quente é um processo de conformação do qual a energia é um dos insumos mais importantes. Com isso, ela participa majoritariamente nos custos operacionais de fabricação do material acabado. Seu principal emprego é na alimentação de fornos de reaquecimento, que aquecem tarugos e que fazem parte da primeira etapa em uma linha de laminação daquele tipo. Fornos de reaquecimento operam normalmente com a queima do gás natural. Tendo em vista o impacto direto do montante de energia no custo final do produto laminado, a otimização do reaquecimento é essencial para um bom desempenho econômico. Além disso, a qualidade do aquecimento é um parâmetro fundamental para garantir a performance correta dos processos subsequentes, e assim a qualidade do produto final da linha.

Como visto, a laminação a quente depende totalmente do funcionamento do forno. Além disso, manutenções, modificações e testes neste equipamento são extremamente caros, não só pelo tipo de trabalho requerido, mas também, principalmente, pela necessidade de longas paradas naquele processo em função dos tempos de desligamento e religamento do forno. Essa conjuntura dificulta bastante a proposição e testes de possíveis melhorias para a necessária otimização energética do equipamento.

A evolução da simulação computacional permitiu diversos avanços, sobretudo na área de modelagem de turbulência, da radiação térmica e da combustão. A técnica CFD (*Computational Fluid Dynamics*) se tornou capaz então de modelar sistemas tão complexos como um forno de reaquecimento. Uma representação computacional desse sistema surge como uma ferramenta poderosa para melhorias energéticas e operacionais do forno em questão.

2. OBJETIVOS

O presente trabalho tem como principal objetivo a aplicação de uma série de ferramentas para obtenção de um modelo computacional adequado de um forno de reaquecimento de tarugos em uma linha de laminação a quente. Por adequação, entende-se um modelo que, por um lado, estime com suficiente precisão parâmetros operacionais, como a temperatura final de cada tarugo, e, por outro lado, seja viável tendo em vista os recursos computacionais e temporais existentes. Uma representação suficientemente realista, mas tecnicamente realizável constituirá uma ferramenta poderosa na proposição e teste de melhorias operacionais deste forno, que permitem o aumento da eficiência energética do mesmo.

De forma mais abrangente, este trabalho objetiva também a validação das diversas ferramentas teóricas utilizadas na predição e modelagem de um sistema complexo real. Visa-se assim à aplicação de uma série de modelos de forma conjunta para a solução e análise de um problema real, fundamentando e colaborando com esses modelos.

Como objetivos específicos, tem-se a elaboração de uma geometria representativa de um forno real; a construção de uma discretização espacial adequada à precisão obtida na solução numérica; a correta aplicação de modelos representativos de turbulência, radiação térmica e combustão; a parametrização de uma simulação adequada; análise de resultados e comparação dos mesmos com dados reais.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, serão resumidos outros trabalhos de modelagem de outros fornos encontrados na literatura, focando-se nas metodologias, modelos e ferramentas empregados.

Han *et al.*, 2010, construíram um modelo em 3D de um forno de reaquecimento de chapas grossas de aço. Seu modelo, bastante complexo, consistiu em uma simulação transiente, de acordo com a realidade do processo. A simulação do movimento das peças dentro do forno foi feita pelo transporte das temperaturas da peça anterior para a próxima. Os resultados permitiram análises com elevado nível de detalhamento sobre as características de aquecimento das peças. No entanto, cada cálculo levou seis dias. Foi utilizado o método das ordenadas discretas para a

discretização espacial da radiação, com um número finito de ângulos de controle (4 x 8). Ainda, a modelagem do coeficiente de absorção para a radiação em um meio participante foi realizada através do modelo da soma-ponderada-de-gases-cinzentos (WSGGM).

Han *et al.*, 2012, utilizaram este mesmo modelo para implementar um estudo de melhoria na eficiência produtiva do forno. As características de aquecimento, como a temperatura mínima e a diferença máxima de temperatura dentro de cada peça de aço, foram estudadas para analisar e determinar o tempo ótimo de residência de cada peça dentro do forno. Ainda, foi possível quantificar as diferentes perdas de calor: no próprio aquecimento das peças, nas perdas pelas paredes, pelo gás de exaustão e pelo sistema de refrigeração.

Outras alternativas computacionalmente mais acessíveis estão disponíveis na literatura. Prieler *et al.*, 2016, propuseram um modelo CFD para um forno de reaquecimento de tarugos do tipo "núcleo caminhante". A grande particularidade é que sua simulação foi dividida em duas partes: o ambiente do forno foi tratado de forma estacionária, enquanto que o aquecimento das peças foi abordado de forma transiente. Com essas duas partes, usou-se então uma metodologia iterativa, onde estimou-se inicialmente um campo de temperaturas para as peças, calculou-se o fluxo de calor sobre cada uma no cálculo estacionário, aplicou-se esses fluxos como condições de contorno para a simulação estacionária e obteve-se um novo campo de temperatura para repetição do ciclo. Para a combustão, usou-se o modelo *steady flamelet model* (SFM), que permitiu redução no tempo computacional. Finalmente, obtiveram-se resultados de temperatura que foram comparados com medições reais. Essas comparações mostraram diferenças menores de 50 K. Ainda, Mayr *et al.*, 2017, modelaram via CFD um forno do tipo "empurrador", um pouco diferente daquele desta monografia, mas que opera sob os mesmos princípios. Nesse trabalho, usou-se também o SFM para a combustão e o WSGGM (modelo-da-soma-ponderada-de-gases-cinzentos) para a modelagem do problema espectral da radiação e o modelo k-epsilon *realizable* para representar a turbulência pelo fechamento das médias de Reynolds das equações de Navier-Stokes. Em cinco pontos de medições reais dentro do forno, a discrepância máxima de temperatura foi de 54 K, valor que pode ser considerado pequeno considerando-se a complexidade do problema.

4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

4.1. Forno de Reaquecimento

Conforme discutido acima, o forno de reaquecimento é o primeiro local de processamento pelo qual passam os tarugos em uma linha de laminação a quente. Sua principal função é trazer os tarugos para uma temperatura correta e homogênea para a conformação a quente. Abaixo segue uma imagem (Figura 4.1) do forno que será modelado neste trabalho.



Figura 4.1 - Imagem do forno, com peça quente saindo (fonte: autor)

4.1.1. Funcionamento

O forno opera por meio da combustão de gás natural ao ar. As peças "frias" entram automaticamente por um lado do forno, movendo-se sobre um caminho de rolos internos refrigerados. Após, elas são transportadas gradativamente ao longo do forno até a região de saída, onde uma a uma é empurrada para fora, Figura 4.1. O intervalo de tempo de saída de

cada peça é definido pelo ritmo do laminador e este período corresponde ao tempo de permanência em cada posição dentro do forno. O mecanismo de transporte das peças dentro do forno consiste de duas grandes vigas, revestidas por refratário e acionadas hidraulicamente, que realizam sequencialmente um movimento de translação vertical e horizontal. Esse movimento e esse tipo de mecanismo classificam o forno como do tipo "*walking hearth*". Entre suas principais vantagens estão a facilidade construtiva e reduzida perda de calor com refrigeração. Como desvantagem está a não uniformidade da temperatura no interior do tarugo, pois a superfície inferior (em contato com o refratário) requer um tempo maior para ser aquecida, dependendo da difusão de calor no material [UNEP, 2006].

4.1.2. Queimadores

O forno em questão possui um total de 24 queimadores. Estes se distribuem em duas zonas: zona 1, que corresponde à zona de aquecimento e que compreende 15 queimadores; e a zona 2, que corresponde à zona de encharque e que compreende 9 queimadores. Esses dispositivos estão dispostos no teto do forno e estão alojados na parede refratária. Dentro dos mesmos ocorre a combustão do gás natural com ar pré-aquecido em um trocador de calor com gases de exaustão do forno. O ANEXO I apresenta uma imagem do desenho de um queimador. O gás natural, segundo o fornecedor, é composto principalmente por metano (29,8%), hidrogênio (24,7%), etano (13,1%), eteno (12,3%) e nitrogênio (10,8%). A zona 1 é aquela com maior número de queimadores, sendo responsável por elevar mais a temperatura do tarugo; sendo assim, ela recebe vazão de gás natural e ar 50% superior à zona 2.

4.1.3. Revestimento

Para evitar perdas de calor, o forno é composto por uma parede refratária com espessura média de 420 mm. As paredes laterais, tetos e pisos são compostos por cerca de 23 tipos de refratários e isolantes diferentes, dispostos em diferentes locais. Esses são compostos por fibras cerâmicas, silicato de cálcio, sílica diatomácea, ligas comerciais Flowkast e Licofest, entre diversos outros.

4.2. Modelagem Matemática

A apresentação do forno mostrada indica que temos três fenômenos físicos principais que governam o processo: a combustão, a transferência de calor e o escoamento turbulento. No entanto, como será explicado mais adiante, decidiu-se por não modelar a combustão, no sentido de manter a viabilidade temporal de realização deste problema. Decidiu-se focar o trabalho no problema de transferência de calor para os tarugos. Além disso, a combustão foi constatada como ocorrendo em uma escala diferente do processo de escoamento e transferência de calor, estando concentrada no interior da região dos queimadores.

Nesse sentido, serão descritas as modelagens matemáticas da turbulência e da radiação térmica, que é o principal mecanismo de transferência de calor nesse tipo de processo. Essas formulações são resolvidas pelo *software* comercial Fluent ANSYS 18.0,.

4.2.1. Modelagem do Escoamento Turbulento

O escoamento dentro do forno é essencialmente turbulento, sendo governado pelas equações de conservação. A turbulência requer também modelagem para poder ser aproximada numericamente, por modelos de fechamento. Aqui, será feita uma breve explicação dos principais métodos utilizados neste trabalho. O número de Reynolds, calculado com a menor vazão mássica em um queimador (1,517 kg/s), o diâmetro de saída do mesmo (0,575mm) e a viscosidade dinâmica do ar a cerca de 1000°C ($4,8 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$), resulta em aproximadamente 7×10^4 , confirmando a condição turbulenta do escoamento. Este é caracterizado pela existência

de flutuações rápidas e aleatórias nas propriedades do escoamento, como velocidade, temperatura e massa específica [Deon, 2016].

4.2.1.1. Equações de Conservação

As equações fundamentais governantes do fenômeno são equações de conservação de massa total, das massas de espécies químicas, da quantidade de movimento e de energia. Essas formulações são mostradas abaixo em sua forma vetorial final.

Conservação de massa total [ANSYS, 2010], sem o termo fonte:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (4.1)$$

Conservação de massa das espécies químicas [ANSYS, 2010]:

$$\frac{\partial(\rho Y_k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} Y_k) = -\nabla \cdot \mathbf{j}_k + \dot{\omega}_k \quad (4.2)$$

onde t é o tempo, ρ é a massa específica e \mathbf{u} é o vetor velocidade do escoamento, Y_k é a fração mássica de cada espécie química (k), \mathbf{j}_k é o fluxo de difusão mássica dessa espécie e $\dot{\omega}_k$ é a taxa de geração/transformação de massa. Especificam-se diferentes espécies pois no trabalho será considerado também um escoamento de nitrogênio, dióxido de carbono e vapor de água, que são os principais produtos da combustão do gás natural com ar.

Princípio da quantidade de movimento [ANSYS, 2010], sem forças externas:

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \rho \mathbf{g} \quad (4.3)$$

em que \mathbf{g} é a gravidade e $\boldsymbol{\tau}$ é o tensor das tensões viscosas (definido com a hipótese de fluido newtoniano).

Conservação da energia:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} h) = \nabla \cdot \left(\frac{\lambda}{C_p} \nabla h \right) - \nabla \cdot \left[\sum_{k=1}^{N_k} \left(1 - \frac{1}{Le_k} \right) \frac{\lambda}{C_p} h_k \nabla Y_k \right] + S_h \quad (4.4)$$

onde h é a entropia total, λ é a condutibilidade térmica, C_p é o calor específico referente à mistura, Le_k é o número de Lewis referente à espécie k e S_h é a taxa de geração de calor, oriundo por exemplo, da radiação [Deon, 2016].

4.2.1.2. Modelagem RANS

A forma mais comum de representação numérica da turbulência é por meio das equações de Navier-Stokes expressas em médias de Reynolds (RANS em inglês), que apresentam um compromisso entre exatidão dos resultados e custo computacional. Essa abordagem consiste em separar os termos médios do escoamento, independente do tempo, daqueles flutuantes no tempo [ANSYS, 2010]. Dessa forma, surgem novas variáveis que devem ser modeladas, através de modelos de fechamento. Um desses modelos de fechamento é o $k - \epsilon$ Padrão, cujas formulações são mostradas no ANEXO II, usando-se médias de Favre para facilitar a manipulação em códigos CFD [Deon, 2016].

Nesse modelo, as principais constantes são $C_{\epsilon 1}$, $C_{\epsilon 2}$, cujos valores são, respectivamente, 1,60 e 1,92. Esses valores serão empregados neste trabalho pois fornecem comparações satisfatórias com dados experimentais em um escoamento de jato livre circular isotérmico, segundo Deon, 2016. É possível que outros modelos e ajustes forneçam também respostas

satisfatórias na modelagem deste trabalho, como o $k - \epsilon$ *realizable*, mas esta seria uma análise para trabalhos futuros.

4.2.2. Modelo de Radiação

4.2.2.1. Equação da Transferência Radiativa

No estudo do forno de reaquecimento, tem-se um problema de transferência radiativa de calor com meio participante (gás). Modelar-se esse fenômeno pelo uso da equação da transferência radiativa (RTE, em inglês), apresentada abaixo. Essa equação considera a variação da intensidade radiativa espectral (I_η) ao longo do caminho (s), levando-se em consideração a absorção (termo negativo) e a emissão (termo positivo ao lado direito da equação). O termo κ_η é o coeficiente espectral de absorção radiativa, enquanto que $I_{b,\eta}$ é a intensidade radiativa espectral de um corpo negro.

$$\frac{dI_\eta}{ds} = -\kappa_\eta I_\eta + \kappa_\eta I_{b,\eta} \quad (4.5)$$

Meios participantes são aqueles com a presença de gases que emitem, absorvem e espalham radiação, não sendo transparentes à radiação térmica, como o dióxido de carbono e o vapor de água [Incropera *et al.*, 2008], que estão presentes na combustão de hidrocarbonetos, como no caso do forno em análise. A radiação é um fenômeno espacial e espectral, ou seja, ela depende da direção e do comprimento de onda emitido e absorvido. A seguir, são discutidas as modelagens adotadas neste trabalho para esses dois problemas.

4.2.2.2. Modelo Espectral da Radiação

Dentre as principais formas de modelar a dependência espectral do coeficiente de absorção, estão: LBL (*Line-by-line*), que é resolvida para cada comprimento de onda e que, por isso, se torna geralmente inviável computacionalmente; modelo de gás cinzento, que considera o coeficiente de absorção independente do comprimento de onda mas apresenta resultados muito imprecisos; e o modelo de soma-ponderada-de-gases-cinzentos (WSGGM, em inglês), que apresenta um bom compromisso entre custo computacional e precisão dos resultados. Neste trabalho, foram aplicados, de forma a permitir uma comparação, o WSGGM e o modelo de gás cinzento.

O modelo de gás cinzento considera o coeficiente de absorção independente do comprimento de onda e da temperatura. Essa forte simplificação tem a grande vantagem de reduzir consideravelmente o tempo de cálculo, mas espera-se que introduza erros consideráveis.

O modelo da soma-ponderada-de-gases-cinzentos permite trabalhar com coeficientes de absorção variáveis em relação a temperatura, representando o espectro por um número finito de gases cinzentos, normalmente entre dois e quatro gases. O WSGGM assume que a emissividade dos gases participantes por um caminho s é dada pela equação abaixo [ANSYS, 2010] :

$$\epsilon = \sum_{i=0}^I a_{\epsilon,i}(T)(1 - e^{-\kappa_i p s}) \quad (4.6)$$

Nesta equação, tem-se $a_{\epsilon,i}$ como o fator de ponderação para o i -ésimo gás cinzento; T , a temperatura; κ_i , o coeficiente de absorção para o i -ésimo gás cinzento e p , a soma das pressões parciais de todos os gases participantes. Os fatores de ponderação devem ter sua soma igual à unidade, por isso, assume-se $a_{\epsilon,i=0}$ como a diferença entre a unidade e o restante para garantir esse requisito, representando as janelas transparentes do meio. Esses fatores podem ser determinados pela seguinte aproximação:

$$a_{\epsilon,i} = \sum_{j=1}^J b_{\epsilon,i,j} T^{j-1} \quad (4.7)$$

Tanto os coeficientes de absorção, κ_i , quanto os coeficientes polinomiais de emissividade pela temperatura do gás, $b_{\epsilon,i,j}$, são obtidos experimentalmente e dependem da composição do gás. Mais à frente, será explicado de onde e como eles foram obtidos para este trabalho.

4.2.2.3. Modelagem Espacial - Ordenadas Discretas

A radiação também depende da direção espacial. Na realidade física do problema, ela se distribui continuamente em todas as direções a partir de qualquer ponto no espaço. Para que a mesma possa ser representada, usa-se o método das ordenadas discretas. Este resolve a RTE para um número finito de ângulos sólidos, cada um associado com uma direção do sistema cartesiano global [ANSYS, 2010]. Esse método pode também contabilizar um modelo não cinzento (com uma discretização espectral em bandas de comprimento de onda). Cada octeto é discretizado nos ângulos sólidos na direção polar, N_θ , e azimutal, N_ϕ . O tamanho dessa discretização é definido na construção do modelo. Para modelos não-cinzas, $8N_\theta N_\phi$ equações são resolvidas para cada banda espectral [ANSYS, 2010].

5. METODOLOGIA

Neste capítulo, será descrito o método utilizado para a construção do modelo computacional. Será descrita a geometria e a estratégia desacoplada.

5.1. Modelo Geométrico

A criação da geometria é a primeira etapa para a construção do modelo, e se encaixa no compromisso global, que é a implementação de um modelo viável para este trabalho: uma geometria bem detalhada representa melhor a realidade física mas significa um esforço computacional mais elevado. Sendo assim, buscou-se uma geometria que represente os principais fenômenos na sua forma mais simples, mas que seja ainda fidedigna à realidade.

Nesse sentido, algumas simplificações do problema tiveram que ser adotadas para garantir a viabilidade computacional e operacional do problema, ou seja, que ele pudesse ser resolvido a tempo de uma forma minimamente correta. Abaixo são descritas as principais simplificações adotadas que tiveram impacto direto sobre a geometria construída.

5.1.1. Representação dos gases

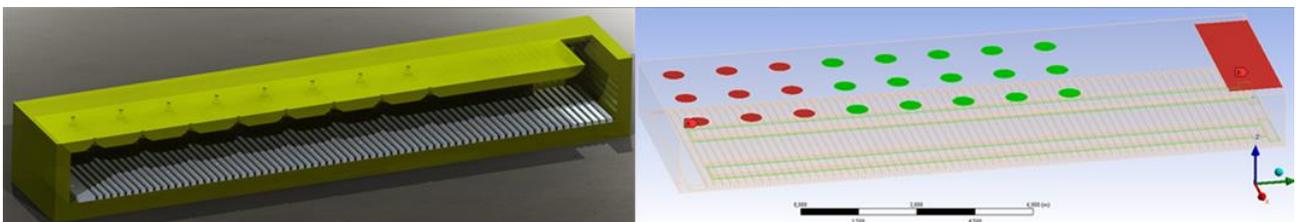


Figura 5.1 - À esquerda, geometria do forno; à direita, geometria do escoamento gasoso.

Com o objetivo de simplificar a representação deste problema, foi modelada somente o escoamento gasoso do problema. Ou seja, somente uma peça de geometria foi criada, e esta representa a fase gasosa dentro do forno. Com isso, as paredes e os tarugos não foram representados por meio de geometria, mas sim, por condições de contorno impostas ao sistema fluido. A Figura 5.1 abaixo mostra a geometria criada. À esquerda, tem-se a geometria base (em corte), contendo tarugos, paredes e cavidades dos queimadores. À direita, tem-se a geometria complementar (fluido apenas), utilizada no trabalho, onde os círculos verdes e vermelhos são as

saídas dos queimadores da zona 1 e 2, respectivamente. O retângulo vermelho consiste na área de exaustão, enquanto que a área tracejada em verde, na parte inferior, são os sistemas adjacentes.

5.1.2. Sistemas adjacentes

O forno dispõe de um sistema responsável por selar a câmara interna. Essa selagem, pela sua natureza, contribui para a perda de calor do forno. Portanto, constatou-se que ela deve ser representada. Outros trabalhos, como o de Casal *et al.*, 2015, também adotaram essa representação. A selagem é necessária devido à existência da soleira móvel, que é um conjunto de vigas que se move, levantando os tarugos e fazendo com que esses avancem no forno. Entre a parte móvel e a soleira fixa, que seria o "chão" do forno, é preciso bloquear a saída de gases quentes. Esse bloqueio é feito com um compartimento de água e de carepa (resíduo de óxido de ferro liberado durante o processamento do aço). Além desse sistema, o forno possui outros importantes locais de perda de calor, que são determinados equipamentos refrigerados. Esses equipamentos são principalmente rolos que conduzem a entrada de cada tarugo.

Sendo assim, a criação de uma modelagem específica para cada detalhe desses sistemas seria algo inviável para a realização deste trabalho, tendo em vista sua considerável complexidade. Portanto, a modelagem foi realizada através da criação de uma superfície abaixo do nível do chão. Essa superfície se estende por toda a região entre a soleira móvel e a fixa assim como na região onde estão localizados aqueles rolos. Como será visto adiante, essa superfície permitirá aplicar condições de contorno estimadas para modelar as perdas no sistema de selo d'água e refrigeração.

5.1.3. Portas do Forno

O forno contém algumas portas, utilizadas para diversos fins, como carregamento e descarregamento de material, manutenção e limpeza interna. Somente três dessas portas são abertas com certa frequência: duas são utilizadas por uma máquina que é responsável por empurrar o último tarugo para fora do forno e colocá-lo na linha de laminação; a outra porta é o local de entrada dos tarugos frios dentro do forno.

Decidiu-se por não representar essas portas no modelo criado. Essa decisão é fundamentada em duas razões. A primeira consiste em preservar a simplicidade do problema. A segunda é que as perdas de calor por radiação pelas portas são muito pequenas, conforme mostrado por Winter, 2006, onde foi feito um cálculo aproximado, no mesmo forno deste trabalho.

5.1.4. Tarugos

Como visto, tarugos são as peças de aço que devem ser aquecidas no interior do forno, sendo paralelepípedos de $120 \times 120 \times 4830 \text{ mm}^3$. Os tarugos ficam dispostos na posição horizontal sobre o piso do forno e são deslocados para a próxima posição no ritmo do laminador. Com isso, cinco de suas superfícies externas ficam expostas aos gases dentro do forno, enquanto que a sexta face (inferior) fica em contato com o refratário do piso. Em função dessa configuração e por causa da escolha de modelar somente a parte fluida, os tarugos são representados por condições de contorno no fluido em contato com cada tarugo. Assim, assume-se que cada tarugo recebe calor por apenas cinco faces, aquelas em contato com os gases do forno, e que a face inferior esteja isolada. Sobre essas cinco superfícies será aplicada uma condição de temperatura constante, como será explicado mais adiante.

5.2. Discretização Espacial

Na metodologia CFD, a criação da malha é uma etapa fundamental, pois ela representa a geometria no cálculo. A discretização teve como princípio refinar os elementos em locais de

maior interesse nos resultados, como na região das superfícies em contato com os tarugos, e em locais de maiores gradientes, como nas regiões de saída dos queimadores. Foram feitas 5 malhas diferentes, variando-se o tamanho de elementos e, conseqüentemente, o número total da malha. Essa etapa do trabalho permitiu o teste da qualidade da malha e a parametrização das dimensões da malha que fossem adequadas tanto para a precisão dos resultados quanto para o esforço computacional. Os resultados são mostrados no capítulo seguinte. A parametrização escolhida foi utilizada na geometria e malha finais.

5.3. Simulação

5.3.1. Metodologia Desacoplada

O funcionamento do forno é um fenômeno normalmente transiente, tendo em vista que, a cada certo período de tempo fixo, tem-se a entrada de um novo tarugo, frio, e a saída de um último tarugo, quente, pronto para ser laminado.

Alguns trabalhos mostrados na revisão bibliográfica apresentaram soluções transientes para este tipo problema, onde todas as partes do forno foram resolvidas em conjunto. Esses trabalhos resolveram o problema de movimentação dos tarugos ou com o transporte de energia ou com o transplante do campo de temperatura da peça anterior para a próxima a cada intervalo de tempo fixado. Essa alternativa foi descartada devido aos enormes esforços temporal e computacional necessários. Outro trabalho (Mayr *et al.*, 2017) propôs a representação do movimento do conjunto de peças como um fluido altamente viscoso escoando com uma velocidade semelhante ao seu deslocamento total dentro do forno. Tal sugestão não foi adotada pois no forno em questão, existe uma separação considerável entre as peças, que é essencial para o aquecimento das peças, segundo própria experiência operacional. Conforme comentado mais acima, o trabalho de Prieler *et al.*, 2016, resolveu o problema pela separação em uma parte estacionária (gases e paredes do forno) e outra parte transiente (apenas tarugos). No presente trabalho, adotou-se uma estratégia similar a esta, semi-estacionária.

A primeira parte consistiu na solução de um problema estacionário, onde somente a fase gasosa dentro do forno foi resolvida. As condições de contorno são aplicadas conforme explicadas a seguir. As fronteiras do domínio que tocam os tarugos são modeladas como paredes. A temperatura de cada tarugo, imposta por uma condição de temperatura de Dirichlet nessas paredes, é fixada em cada simulação estacionária. O resultado desejado de cada simulação é a taxa total de calor incidente em cada tarugo, medida pelo fluxo de calor na área correspondente às paredes que representam os tarugos.

A segunda parte do cálculo, transiente, envolve a determinação da temperatura dos tarugos somente. Como forma de manter a simplicidade do problema, os tarugos foram modelados com temperatura constante e foi utilizado a metodologia da capacitância global. Os dados de entrada são as taxas de calor em cada tarugo, a temperatura inicial, tempo de permanência em cada posição, massa dos tarugos e calor específico do aço (variável em função da temperatura).

A solução do problema completo é realizada de forma iterativa. Inicialmente foi estimado um perfil de temperaturas dos tarugos no forno, suposto linear. Esse perfil é aplicado como condição de contorno na simulação do forno, que fornece com isso as taxas de calor para cada tarugo. Essas taxas são alimentadas no cálculo transiente, que recalcula a temperatura que cada tarugo deveria estar naquela posição. Essa temperatura é comparada com a inicial. Caso o erro não seja suficientemente pequeno, a nova temperatura é utilizada em uma próxima simulação do forno (somente parte fluida). Como forma de subrelaxar o problema, a nova temperatura é determinada pela média entre a temperatura inicial e a calculada. Esse processo iterativo é feito até que o erro da temperatura no último tarugo seja suficientemente pequeno (erro relativo menor que 1%).



Figura 5.2 - Esquema iterativo de solução do problema

5.3.2. Simulação Estacionária

5.3.2.1. Paredes

Como mencionado anteriormente, somente a parte fluida (gás) está sendo calculada e resolvida neste trabalho. No entanto, as paredes do forno constituem parte essencial e precisam ser modeladas, pois representam um local de perda de calor. As perdas ocorrem por condução (no interior das mesmas) e por convecção natural (nas paredes externas). Para tanto, devem ser determinados a condutividade térmica do material e o coeficiente de transferência de calor para a convecção natural, com o objetivo de encontrar um coeficiente global de transferência de calor que será imposto como condição de contorno de convecção para toda a região de parede. Conforme foi analisado, as paredes são compostas por tijolos e concretos refratários de diferentes tipos e composições. Sendo assim, adotou-se o valor de $k = 0,7 \text{ W/(mK)}$, utilizado por Mayr *et al.*, 2017, para a condutividade térmica da parede. Além disso, adotou-se também o coeficiente de convecção natural de $h_{conv} = 15,0 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ empregado por Mayr *et al.*, 2017, no seu modelo. Com isso, calculou-se o coeficiente global de transferência de calor (U) pela equação abaixo, onde $t = 420\text{mm}$ corresponde à espessura de parede.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{conv}} + \frac{t}{k} \quad (5.1)$$

O resultado é $U = 1,5 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, que está coerente com a realidade física do problema pois, para trocadores de calor, essa grandeza é cerca de 1000 vezes maior, significando que as paredes impõe um alto isolamento. Este valor é imposto como condição de contorno de convecção externa para as paredes. A temperatura para esta convecção é a do exterior, adotada como 298 K. A convecção interna das paredes (dentro do forno) é calculada pelo programa, baseado nas condições de temperatura e de escoamento do gás próximo a elas.

5.3.2.2. Queimadores

O forno em questão é composto, como visto, por um total de 24 queimadores, cujo combustível é gás natural. Esses queimadores possuem, em relação ao forno, uma geometria complexa e de menor escala, além de um funcionamento particular em relação ao processo de combustão e de formação da chama. Dessa forma, constatou-se que, para a viabilidade temporal deste trabalho, seria necessária uma modelagem simplificada dos mesmos. Foi tentada a modelagem completa, incluindo a geometria dos queimadores e a combustão, mas isso se mostrou inviável. Algumas imagens estão mostradas no apêndice C. Assim, em função do seu funcionamento e configuração reais, decidiu-se pela modelagem de cada queimador como um jato de gás quente para dentro do forno. Na Figura 5.3 abaixo, podemos ver uma imagem real interna do forno em operação, da parte mais próxima da saída. Na parte superior, observam-se alguns discos brancos que são na verdade as cavidades no revestimento refratário onde estão alojados os queimadores. Percebe-se que não há chama saindo por esses orifícios. A equipe operacional aponta que essa característica deve se manter assim, devendo ser evitada a formação de chama fora dos mesmos, pois gera aquecimento excessivo e sinterização de carepa (com formação de pedras). Nesse sentido, a sugestão de modelagem simplificada dos queimadores foi respaldada pela realidade observada do problema. Além disso, outros trabalhos

de simulação, como o de Prieler *et al.*, 2016, mostraram esse comportamento, onde o queimador poderia ser modelado como um jato de gás quente e poderia ser separado do problema.



Figura 5.3 - Vista interna do forno, com tarugos, portas e queimadores

A modelagem desse jato foi feita com uma condição de contorno de entrada de vazão mássica por 24 regiões circulares no teto do forno, dispostas conforme posicionamento dos queimadores e com diâmetro igual aos dos orifícios visualizados na imagem acima (575 mm de diâmetro). A determinação do valor dessa vazão é feita com base nas vazões volumétricas de gás e de ar, coletadas diretamente de uma situação real de operação do forno. Para os 15 queimadores da zona 1, aplicou-se 3,635 kg/s e para a zona 2, com 9 queimadores, usou-se 1,517 kg/s. A temperatura de entrada desses gases é um fator essencial nesse contorno. Todo o desempenho térmico depende do valor estimado para essa temperatura. Essa determinação depende de simulações específicas de cada queimador. Portanto, artigos com simulações semelhantes para mesmos gases foram consultados para fornecer valores aproximados para essa temperatura. A primeira estimativa foi retirada da análise do trabalho de Prieler *et al.*, 2016, que também considerou gás natural. Essa primeira estimativa ficou no valor de 1600°C ou 1873 K. A segunda estimativa baseou-se nos trabalhos de Mayr *et al.*, 2017 (2273 K), Casal *et al.*, 2015, (2100 K) e do manual operacional do forno, que aponta uma temperatura de chama para gás natural em 2214 K. A média desses três valores resultou em 2196 K e constituiu a segunda estimativa. A terceira estimativa ficou em um valor intermediário, de 1965 K. Este último valor resultou de uma interpolação linear, entre as estimativas e resultados anteriores para obter uma temperatura de saída do tarugo próxima ao valor medido. Sendo assim, foi realizado um total de três simulações completas, uma para cada estimativa de temperatura. Cada simulação completa envolve um processo iterativo conforme explicado no capítulo 5.3.1.

O tipo de gás que entra pelos queimadores variou conforme a modelagem de radiação. Esse tópico será explicado a seguir, na seção que trata da radiação. As regiões de entrada foram tratadas como corpos negros à temperatura da fronteira.

5.3.2.3. Radiação

Devido às altas temperaturas envolvidas, a radiação torna-se o principal mecanismo de transferência de calor. Abaixo são explicadas as formas de modelagem desse fenômeno neste trabalho. Adotou-se a discretização espacial por ordenadas discretas (método explicado mais acima), com discretização $N_{\theta}N_{\phi} = 4 \times 4$, conforme utilizada por Mayr *et al.*, 2017.

5.3.2.3.1. Gases

Essencialmente, a atmosfera dentro do forno representa um sistema de gases participantes, devido à presença de gás carbônico, vapor d'água e fuligem, todos resultantes da combustão do gás natural ao ar. Esses componentes absorvem e emitem radiação. Foram adotadas duas estratégias para essa representação. A primeira, mais simples, considerou a atmosfera dentro do forno constituída por apenas ar e esse gás foi o modelada como um gás cinza, para o qual aplicou-se um coeficiente de absorção de 0,1/m. Esse modo desconsidera a variação daquela propriedade com o comprimento de onda incidente ou emitido e com a temperatura, constituindo uma aproximação grosseira, mas muito barata computacionalmente.

A segunda estratégia considerou a atmosfera do forno e os jatos de gases dos queimadores constituídos por 3 gases: nitrogênio, inerte e não participante, em proporção molar de 70%; vapor d'água e gás carbônico, proporções molares respectivas de 20% e 10%, ambos participantes. Aplicou-se o WSGGM, por meio de uma UDF (*User Defined Function*), própria para a razão de pressão parcial $H_2O/CO_2 = 2$. Essa função estabelece os valores dos coeficientes de absorção e calcula os fatores de emissividade, como função dos coeficientes polinomiais de emissividade. Os dois tipos de coeficientes citados são provenientes do artigo de Dorigon *et al.*, 2013. A função UDF utilizada origina-se da dissertação de Rodrigues, 2016. Esses dois trabalhos são provenientes do Laboratório de Radiação Térmica (LRT).

5.3.2.3.2. Superfícies

Da mesma forma que os gases, as superfícies são muito importantes para a transferência radiativa no forno. As paredes do revestimento refratário são representadas por condições de contorno de paredes no fluido, que receberam uma emissividade de 0,6, valor este sugerido pelo trabalho de Mayr *et al.*, 2017. Tanto a região dos queimadores, assim como toda superfície dos sistemas adjacentes foram modeladas como corpos negros (emissividade = 1), por se tratarem de cavidades dentro do forno. A superfície que representa os tarugos recebeu o valor constante de 0,6 para a emissividade, que constituiu de uma simplificação, já que ela varia com a temperatura. Esse valor é baseado nos trabalho de Mayr *et al.*, 2017, e de Casal *et al.*, 2015.

5.3.3. Simulação Transiente

A simulação transiente é realizada exclusivamente para o cálculo de temperatura nos tarugos, que somam 76 dentro do forno. Essa simulação considera cada tarugo em temperatura uniforme, portanto utiliza-se uma metodologia do tipo capacitância global. O cálculo se inscreve na estratégia semi-estacionária iterativa conforme explicado no capítulo 5.3.1. Em um processo iterativo, utiliza-se a taxa de calor de cada posição "n" da simulação estacionária "i" para calcular a variação de temperatura que cada tarugo deve experimentar naquela posição, que varia de 1 até 76. Essa variação, então, é função da taxa de calor, $Q_{i,n}$ (iteração "i", posição "n"), do tempo de permanência em cada posição ($\Delta t = 44s$, determinado pela frequência de saída de uma peça do forno e pelo ritmo de todo o laminador), da massa de cada tarugo ($m = 520kg$) e do calor específico do aço, que varia com a temperatura. O comportamento do calor específico com a temperatura é relativamente complexo para o aço mas neste trabalho foi utilizada uma aproximação, segundo Han *et al.*, 2012. Essa aproximação está no Apêndice B, Figura B.1. A equação 5.2 calcula a variação de temperatura.

$$\Delta T_{i,n} = \frac{Q_{i,n} \cdot \Delta t}{m \cdot c_p(T)} \quad (5.2)$$

Em cada iteração "i", a temperatura de cada tarugo na posição "N" é calculada como a soma das variações de temperatura em todas as posições "n" pelas quais ele passou, mais a temperatura inicial de entrada do tarugo no forno. Todo o cálculo foi feito considerando enformamento de peças frias, ou seja, à temperatura ambiente ($T_{i,n=0} = 300K$). Assim, tem-se que:

$$T'_{i,n=N} = \sum_{n=1}^N \Delta T_{i,n} + T_{i,n=0} \quad (5.3)$$

Esse cálculo iterativo deve iniciar com um perfil de temperatura imposto, para alimentar o primeiro cálculo estacionário da parte fluida do forno. O perfil inicial, para a primeira iteração ($i=0$), é assumido como uma evolução linear do primeiro tarugo, a 300 K, até o último tarugo, a 1323 K (1050°C, que é uma temperatura estimada para a saída do último tarugo do forno). Cada simulação "i" do forno fornece novos valores de taxa de calor ($Q_{i,n}$) para os tarugos e esses valores são dependentes do campo de temperatura imposto às 76 peças dentro do forno. O valor

de temperatura imposto a cada tarugo na posição "n" é, conforme mostrado, calculado pela Equação 5.3 e sofre uma subrelaxação (conforme sugerido no trabalho de Prieler *et al.*, 2016, para facilitar a convergência) pela média com a temperatura do passo iterativo anterior, segundo a equação 5.4 abaixo:

$$T_{i,n} = \frac{T'_{i,n} + T_{i-1,n}}{2} \quad (5.4)$$

Em especial nesse cálculo, tem-se as últimas 4 peças dentro do forno. Como visto na Figura 5.3, essas peças (73^a, 74^a, 75^a e 76^a) estão em contato, uma ao lado da outra. Sendo assim, a taxa de calor é obtida para esse grupo de peças e assume-se que essa taxa é dividida igualmente entre as 4. A temperatura para cada uma é calculada individualmente (como explicado), mas, em função da geometria criada, a temperatura para o grupo é assumida como a média entre os valores desses 4 últimos tarugos.

Finalmente, como critério de parada desse processo iterativo, determina-se que o erro relativo (Equação 5.5), calculado pela temperatura da 76^a posição, deva ficar abaixo de 1,0%.

$$e_i = \frac{T_{i,n=76} - T_{i-1,n=76}}{T_{i,n=76}} * 100 \quad (5.5)$$

6. RESULTADOS

6.1. Estudo de Influência de Malha

Uma etapa essencial do trabalho que envolve modelagem numérica é a realização de um estudo para determinar a influência da discretização espacial. Essa análise tem dois objetivos: investigar se a malha está influenciando de forma considerável nos resultados e escolher uma malha apropriada para a realização do trabalho na sequência.

A discretização espacial consiste meramente de uma aproximação das variações contínuas no fenômeno físico, representadas por equações diferenciais; sendo assim, ela provoca erros intrinsecamente, tendo em vista que não é possível construir uma malha que represente a continuidade do sistema físico. Objetiva-se então encontrar uma discretização com um bom compromisso computacional, que significa gerar erros pequenos, mas ser computacionalmente viável na obtenção de uma solução, em termos de tempo de cálculo e de necessidade de memória e de capacidade de processamento. Portanto, procura-se ensaiar a solução com diferentes discretizações para provar que os resultados apresentam uma variação suficientemente pequena para cada malha.

Realizaram-se cinco ensaios, com cinco diferentes malhas, mas com todos os parâmetros de cálculo e todas as condições de contorno exatamente iguais, para que a única variável entre os cinco cálculos fosse o número de elementos na discretização espacial. Enfatiza-se que as condições de contorno aqui utilizadas se assemelham das condições reais, mas por enquanto são meramente arbitrárias e não correspondem exatamente à situação real do forno. Mesmo assim, elas são suficientes para testar o efeito da malha. Nesses cinco ensaios, acompanhou-se o valor de um resultado de interesse: a taxa de calor incidente nos últimos 5 tarugos. Na Figura 6.1, é mostrada a evolução dessa taxa em função das diferentes malhas ensaiadas. No eixo das abscissas, tem-se os tamanhos de malhas testados proporcionais à malha inicial de 1.390.492 elementos. Na Tabela A.1, no Apêndice A, estão as principais condições de contorno utilizadas, somente para esses ensaios.

Observando-se o gráfico abaixo, percebe-se que a malha de proporção 4,4 (6.143.816 elementos) representa um bom compromisso entre a capacidade computacional (número de elementos) e resultados, já que os valores de taxa de calor mudam de forma insignificativa para uma outra malha com praticamente o dobro de elementos (proporção 8,0). Portanto, decidiu-se continuar o trabalho e as análises com os tamanhos da malha de 6.143.816 elementos (proporção 4,4, Figura A.1, no Apêndice A). Além disso, esse tamanho de malha foi considerado adequado ao se comparar com os modelos de Casal *et al.*, 2015, cujo forno modelado é cerca

de 3 vezes maior e possui 5,4E6 elementos na região fluida, e de Mayr *et al.*, 2017, cujo forno é cerca de 2 vezes maior e possui 7,5E6 elementos para todas as regiões (gás, paredes e tarugos). Na continuidade do trabalho, utilizou-se essa mesma parametrização de tamanhos da malha 4,4, considerada adequada, conforme explicado, para a malha final, que sofreu um leve ajuste devido ao fato do número total de tarugos dentro do forno ter mudado para 76 peças.

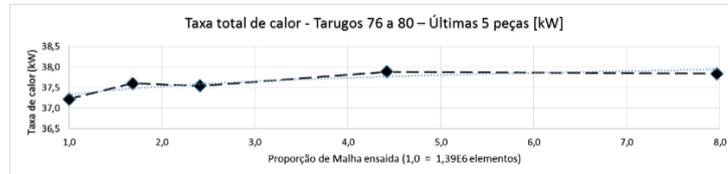


Figura 6.1 - Variação da taxa de calor nas últimas peças em função das malhas

6.2. Comportamento térmico

A metodologia separada e iterativa, explicada no capítulo anterior, foi empregada para prever o aquecimento e a evolução da temperatura dos tarugos. Inicialmente, foram feitas três simulações completas, com três estimativas diferentes de temperatura para o jato de gás quente proveniente dos queimadores, como informado anteriormente. A simulação com gases a 1873 K, foi realizada duplamente: uma vez com o modelo de gás cinzento e outra com o modelo WSGGM. Para o primeiro, a temperatura final de saída do tarugo ficou em 1171 K, enquanto que para o WSGGM, a temperatura calculada foi 1207 K. Esses resultados mostraram a superioridade do segundo modelo, porque a temperatura calculada ficou mais perto daquela medida, que é cerca de 1353 K. Além disso, o WSGGM é consolidado na literatura como mais fidedigno com a realidade. Também, foi constatada a viabilidade computacional em aplicar esse modelo mais complexo. Em função disso, o WSGGM foi utilizado nas duas simulações subsequentes, com as outras duas estimativas de temperatura. O cálculo com gases a 2196 K indicou o tarugo saindo a 1705 K, valor bem mais elevado que o real. Então, a partir das estimativas mais alta e mais baixa, interpolou-se linearmente os valores de temperatura calculados e o medido, para adotar um valor intermediário de 1965 K para aqueles gases. Esse valor consistiu a simulação final, que apresentou todos resíduos menores ou iguais a 1E-4 (vide Apêndice E). Na Figura 6.2, mais abaixo, pode-se ver a evolução térmica dos tarugos dentro do forno, segundo essa última simulação.

As linhas em azul correspondem aos resultados de temperatura das iterações, com a mais clara sendo a distribuição inicial de temperatura suposta, enquanto a linha preta mostra os valores finais de temperatura após o 7º passo iterativo. Constata-se claramente a convergência, com erro final menor que 1,0%.

Nota-se que a temperatura do último tarugo (número 76) está próxima do valor medido (linha vermelha). Isso mostra que a metodologia empregada está coerente com a realidade física e as ordens de grandeza do problema real.

A evolução da temperatura dos tarugos (linha preta) é explicada pelas taxas de calor e pela mudança do calor específico. No início do forno (tarugo 1 até 15) tem-se baixas taxas de calor, e uma lenta evolução de temperatura, pois as peças estão ainda afastadas de queimadores, apesar do baixo calor específico. Os tarugos 15 ao 54 estão em franca zona 1 de aquecimento, com altas taxas de calor e banhos radiativos provenientes dos queimadores. Nessa região, a evolução térmica é claramente freada pelo forte aumento do calor específico do aço. Do tarugo 55 ao 72, em plena zona 2 de encharque, observa-se uma queda gradativa das taxas de calor, em função da redução na potência dos queimadores e da diminuição da diferença de temperatura entre os gases quentes e as peças. Finalmente, as últimas 4 peças tem uma queda abrupta na taxa de calor, pois estão juntas, conforme pode ser visto na imagem real do forno (Figura 5.3). A área exposta total cai de 7,07 m², com as 4 peças separadas, para apenas 3,59 m², para essas mesmas unidas. Ainda, assume-se que o calor de cada peça é resultado da

A continuidade deste trabalho se divide no aperfeiçoamento do modelo construído e no estudo de otimizações energéticas do forno. Para a primeira opção, sugere-se simular o queimador e medir os gases e a energia que incidem no forno. Para a segunda sugestão, pode-se analisar o efeito de variações no número de peças dentro do forno, novo posicionamento dos queimadores, impacto da alteração dimensional nos tarugos sobre seu aquecimento, redução ou aumento do tempo de permanência das peças, entre diversas outras possibilidades.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSYS: "**ANSYS Fluent Theory Guide**", ANSYS Inc., Release 13.0, 2010.

Casal, J. M.; Porteiro, J.; Míguez, J. L.; Vázquez, A.; "**A New methodology for CFD three-dimensional simulation of a walking beam type reheating furnace in steady state**", Artigo, Applied Thermal Engineering 86 p69-80, 2015.

Deon, D.L.; "**Estudo numérico de chamas turbulentas não pré-misturadas através de modelos baseados no conceito de Flamelets**", Dissertação, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Fevereiro de 2016.

Dorigon, L.J.; Duciak, G.; Brittes, R.; Cassol, F.; Galarca, M. Franca, F.H.R. "**WSGG Correlations Based on HITEMP2010 for Computation of Thermal Radiation in Non-Isothermal, Non-Homogeneous H₂O/CO₂ Mixtures**", International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 64, pp. 863-873, 2013.

Han, S. H.; Chang, D.; Kim, C. Y.; "**A numerical analysis of slab heating characteristics in a walking beam type reheating furnace**", Artigo, International Journal of Heat and Mass Transfer 53 p3855-3861, 2010.

Han, S. H.; Chang, D.; "**Optimum residence time analysis for a walking beam type reheating furnace**", International Journal of Heat and Mass Transfer 55 p4079-4087, 2012.

Incropera, F. P.; Dewitt D. P.; Bergman T.L.; Lavine A. S.; "**Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**", LTC, 6ª Edição, 2008.

Mayr, B.; Prieler, R.; Demuth, M.; Moderer, L.; Hochenauer, C.; "**CFD Analysis of a pusher type reheating furnace and the billet heating characteristic**", Applied Thermal Engineering 115 p986-994, 2017.

Prieler, R.; Mayr, B.; Demuth, M.; Holleis, B.; Hochenauer, C.; "**Prediction of the heating characteristic of billets in a walking hearth type reheating furnace using CFD**", International Journal of Heat and Mass Transfer 92 p675-688, 2016.

Rodrigues, L. G. P.; "**Aplicação do modelo da soma-ponderada-de-gases-cinza na simulação da transferência radiativa em chamas difusivas laminares de metano diluído com CO₂ e N₂**". Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

UNEP, **Thermal Energy Equipment: Furnaces and Refractories**, Energy Efficiency Guide for Industry in Asia, 2006.

Winter, C.; "**Análise da Perda de Energia Radiante Através das Portas de Um Forno de Reaquecimento de Tarugos**". 2006. 28f. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso), Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2006.

APÊNDICE A – Informações do Estudo de Malha

A imagem abaixo (Figura A.1) mostra a malha 4,4, que foi utilizada no estudo de qualidade de malha. Esse tamanho de malha foi empregado na simulação final. A tabela A.1 indica as condições aplicadas neste estudo.

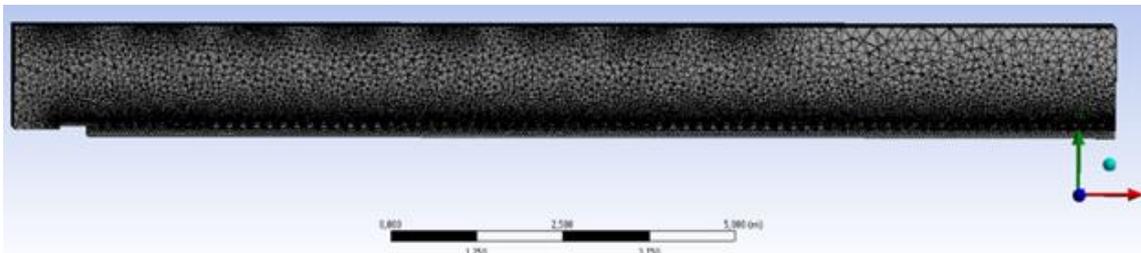


Figura.A.1 - Vista em corte da malha 4,4 (escolhida para o trabalho)

Tabela A.1 – Principais condições de contorno utilizadas nos ensaios com as malhas

Principais Condições	Valor
Vazão mássica de entrada dos gases - zona 1	3,114 kg/s
Temperatura de entrada dos gases – zona 1	2100 K
Vazão mássica de entrada dos gases - zona 2	1,727 kg/s
Temperatura de entrada dos gases – zona 2	1900 K
Temperatura do primeiro tarugo	300 K
Temperatura das últimos 5 tarugos	1248,7 K

APÊNDICE B – Aproximação para o Calor Específico do Aço

A Figura B.1 abaixo representa a variação do calor específico do aço adotada neste trabalho. Essa aproximação é proveniente do trabalho de Han *et al.*, 2012.

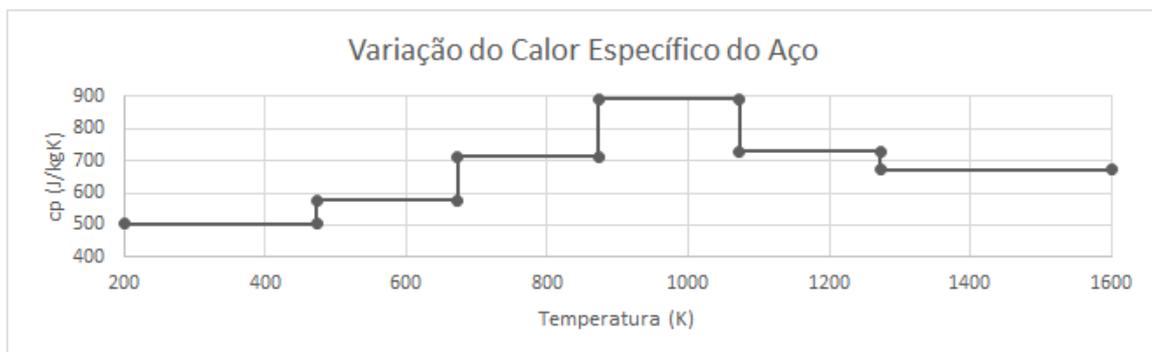
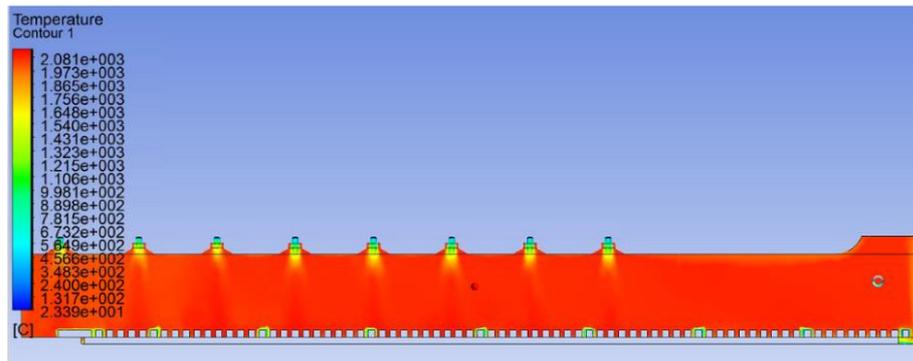


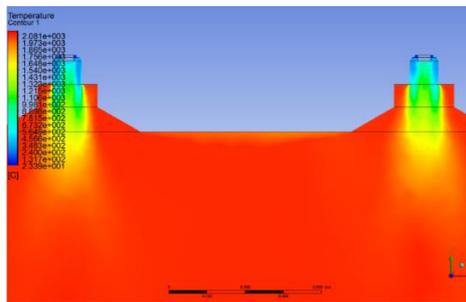
Figura B.1 - Variação do calor específico do aço assumida neste trabalho

APÊNDICE C – Simulação com Combustão e Queimadores

Conforme citado, seguem imagens de testes completos, incluindo a geometria dos queimadores e a modelagem da combustão. Este tipo de modelagem se mostrou inviável temporalmente para este trabalho, portanto foi descartado. Percebe-se um comportamento geral do escoamento semelhante àquele observado na simulação simplificada (Figura 6.3), possibilitando a simplificação na representação dos queimadores.



(a)



(b)

Figura C.1 - Simulação teste do forno com queimadores: (a) Visão completa do forno, (b) Detalhe dos queimadores

APÊNDICE D – Detalhes dimensionais da geometria

Segue abaixo, imagens das dimensões em milímetros da geometria criada que serviu de base para construir o modelo geométrico do fluido para este trabalho.

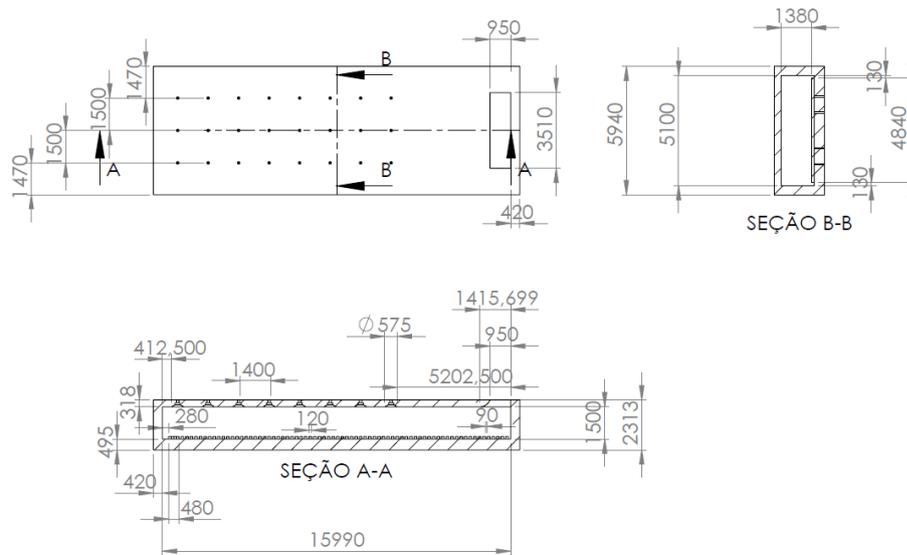


Figura D.1 - Dimensões da geometria base construída

APÊNDICE E – Convergência numérica da simulação

Abaixo segue o gráfico de convergência da simulação final com os resíduos. Percebe-se que todas as grandezas possuem resíduos iguais ou menores a $1E-4$, valor considerado baixo, levando-se em conta a complexidade do problema e outros trabalhos na literatura, como o de Prieler *et al.*, 2016, que também obteve valores semelhantes. A primeira parte do gráfico mostra o cálculo somente com o escoamento, enquanto que a segunda é com toda a modelagem da radiação ligada.

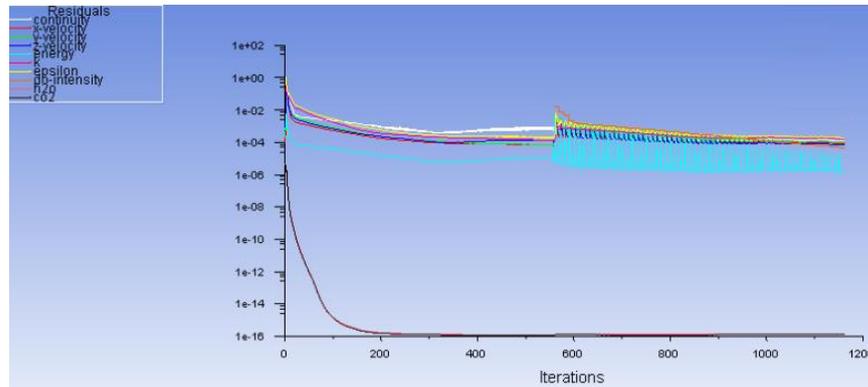


Figura E.1 - Gráfico de convergência da última solução

APÊNDICE F – Avaliações dos Resultados

F.1 Comparações com a realidade

Para medir a validade do modelo, buscou-se comparar os valores obtidos com a realidade. Foi feita uma fotografia térmica do tarugo logo após sua saída do forno, para investigar como é sua distribuição de temperatura superficial. A Figura F.1 abaixo mostra essa imagem, considerando a mesma emissividade de 0,6 considerada neste trabalho. Pode-se ver que boa parte do tarugo apresenta valores entre 1373K e 1522K, mais elevados que o valor de 1349K, obtido na simulação final, ou o valor de 1353K medido e informado anteriormente. Dois fatores explicam tal diferença. Em primeiro lugar, o método empregado considera a energia (ou temperatura) distribuída igualmente no tarugo. Assim, serão obtidas necessariamente temperaturas mais baixas pelo cálculo. Em segundo lugar, o valor medido de cerca de 1353K, e de referência para o cálculo, ocorre já após o 5º passe de laminação, aproximando-se mais de um valor mais homogêneo de temperatura do tarugo como um todo, pois a superfície medida está mais próxima do núcleo. Esta forma de medição se aproxima mais com a estratégia de cálculo adotada. Portanto, constata-se que o modelo criado não é inválido em termos de proximidade com resultados reais.

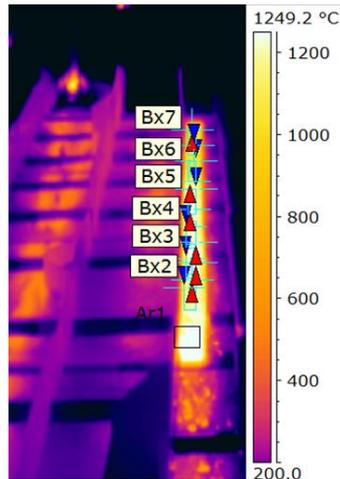


Figura F.1 - Imagem térmica da distribuição de temperatura na face superior do tarugo

F.2 Fontes de Incerteza

Qualquer modelo criado, possui hipóteses e representações que implicam em incertezas, com diferentes impactos nos resultados finais. Algumas fontes dessas incertezas são citadas aqui. A temperatura de entrada dos gases, representando a saída dos queimadores, consistiu em uma grande hipótese. Os resultados mostraram-se fortemente dependentes da mesma. Neste trabalho, a fuligem, que aparece como resultado da combustão, não foi representada. Sabe-se que a sua presença interfere na participação dos gases na radiação e a ausência dela no modelo pode ser fonte de erro. O valor da emissividade para a região dos tarugos, considerada como constante, tem grande influência sobre o fluxo radiativo e significa, portanto, um parâmetro sensível nos resultados finais. A hipótese de temperatura homogênea nos tarugos pode significar uma estimativa pessimista da temperatura superficial, o que impacta diretamente o fluxo de calor incidente. Essa consideração introduz também então incertezas no modelo.

ANEXO I - Queimador

Abaixo, segue imagem do desenho de um queimador do forno.

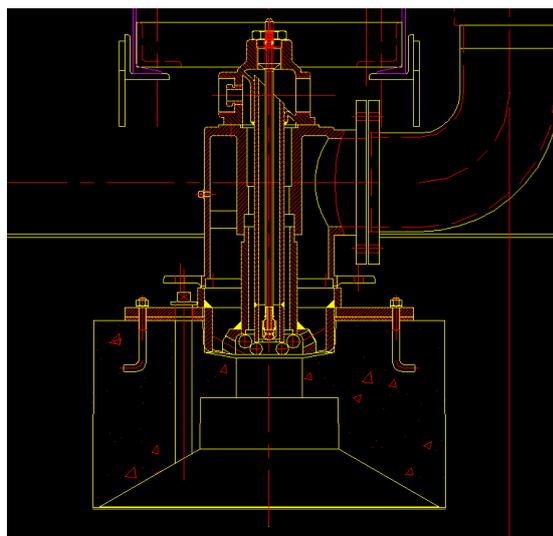


Figura I.1 - Desenho de um queimador

ANEXO II – Formulações do Modelo de Turbulência

Formulações utilizadas no modelo $k - \epsilon$ Padrão, pelas médias de Favre, segundo Deon, 2016:

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{k})}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \tilde{k}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \tilde{k} \right] + G_k + G_b - \bar{\rho} \tilde{\epsilon} \quad (\text{II.1})$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{\epsilon})}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \tilde{\epsilon}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \tilde{\epsilon} \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\tilde{\epsilon}}{\tilde{k}} (G_k + C_{\epsilon 3} G_b) - C_{\epsilon 2} \bar{\rho} \frac{\tilde{\epsilon}^2}{\tilde{k}} \quad (\text{II.2})$$