



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

Randhy Marcio Azevedo dos Santos

**Análise experimental e modelagem matemática da transferência de calor em forno de
cocção doméstico a gás**

Florianópolis

2022

Randhy Marcio Azevedo dos Santos

**Análise experimental e modelagem da transferência de calor em forno de cocção
doméstico a gás**

Dissertação submetida ao programa de pós-graduação em engenharia mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de mestre em engenharia mecânica
Orientador: Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Jr., Ph.D.

Florianópolis 2022

Ficha de identificação da obra

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

Santos, Randhy Marcio Azevedo dos
Análise experimental e modelagem matemática da
transferência de calor em forno de cocção doméstico a gás /
Randhy Marcio Azevedo dos Santos ; orientador, Amir Antônio
Martins de Oliveira Junior, 2022.
150 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2022.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Forno de cocção. 3.
Transferência de calor. 4. Combustão. 5. Eficiência
energética . I. Oliveira Junior, Amir Antônio Martins de.
II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Randhy Marcio Azevedo dos Santos

Análise experimental e modelagem da transferência de calor em forno de cocção doméstico a gás

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Jr., Ph.D. (presidente)

Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Saulo Güths, Dr. Eng.

Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Roberto Wolf Francisco Junior, Dr. Eng.

Universidade do Estado de Santa Catarina

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de mestre em engenharia mecânica.

Prof. Paulo de Tarso Rocha de Mendonça, Ph.D.

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

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

Orientador

Florianópolis, 2022.

Este trabalho é dedicado aos meus amigos e aos meus queridos pais e familiares.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a todos que no caminho passaram e, de certa forma, contribuíram em minha jornada acadêmica e pessoal. Porém, em especial, agradeço ao meu amigo e irmão Randerson Mayllon Azevedo dos Santos pelo companheirismo, pela partilha e por aturar os meus comportamentos em momentos de ansiedade, aos meus amigos pelos momentos de diversão e relaxamento, nos momentos bons e ruins, ao David Andrade e ao Franco Zanette Pinto da Silva que muito me apoiaram desde o tempo de graduação a minha companheira Giulia Rafaela Weck por todo o amor e carinho, aos e meus pais, Cleuza de Azevedo e Ronivon Rodrigues dos Santos, pelo incentivo à educação e aos ensinamentos dentro de casa, ao meu grande professor e amigo Amir Antônio Martins de Oliveira Jr. por todas as oportunidades e por tudo ensinamento que tive dentro do LabCET desde do período de iniciação científica, aos meus colegas de laboratório, em particular à Dra. Nury Audrey Nieto Garzon e ao Dr. Renzo Fabrício Figueroa Piña, e ao Gabriel Tresher, que participou junto comigo ativamente no projeto como membro de iniciação científica, colaborando de diversas forma para a finalização deste projeto. Finalmente, agradeço também aos engenheiros Henrique Cesar de Gaspari e Dorly Fernandes da Silva Jr., assim como à Empresa ATLAS Eletrodomésticos, pelo apoio na realização deste trabalho.

Dedico este trabalho a minha querida e falecida avó Jovelina de Azevedo, vítima de COVID-19, que infelizmente devido a traços de uma sociedade desigual escravocrata, não teve a oportunidade de se alfabetizar, à minha tia Neuza de Cordeiro de Azevedo, também vítima de COVID-19, que sempre me animava e me incentivava com minhas decisões e, “por último, mas não menos importante, agradeço a mim mesmo, agradeço a min mesmo por ter acreditado em min, por ter feito todo este trabalho duro, por não tirar dias de folga, por não ter desistido e por sempre ser esforçado acima de tudo”.

“Nothing in the world is more dangerous than sincere ignorance and conscientious stupidity”. (Martin Luther King Jr.)

RESUMO

O aumento da eficiência de fornos e fogões para cocção doméstica, satisfazendo critérios de segurança e usabilidade, apresenta vantagens ambientais e competitivas no setor. O objetivo do presente trabalho é analisar, usando modelagem e medições, o comportamento térmico de um forno a gás para cocção doméstica, visando o aumento da eficiência térmica e a redução da temperatura superficial externa. A modelagem térmica baseou-se em circuito de resistências térmicas, resolvidas no software EES (*Engineering Equation Solver*), e teve o objetivo de fornecer as taxas de transferência de calor e prever os efeitos das variações geométricas e dos materiais utilizados. Um forno com dimensões 62 cm x 36 cm x 45 cm foi instrumentado com termopares para medição das temperaturas superficiais internas na cavidade, nas superfícies externas da unidade, nos orifícios do chão móvel, no interior da cavidade e na chaminé. Na medição do campo de temperatura na porta com vidro duplo também se utilizou uma câmera de termografia no infravermelho. Foram aplicadas várias modificações geométricas e de materiais na unidade e observou-se seus efeitos nas temperaturas. Os ensaios foram realizados com a temperatura do centro geométrico do forno em $202^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$. O modelo térmico previu as temperaturas medidas com desvios médios de 20 %. O modelo também permitiu prever os coeficientes de transmissão de calor, a eficiência de isolamento de cada parede e a eficiência térmica global do forno. Em conclusão, a modelagem térmica demonstrou ser capaz de prever as temperaturas externas com precisão aceitável e mostrou que existem relações cruzadas entre o escoamento de ar quente na cavidade, as temperaturas externas e a eficiência do forno, as quais são afetadas pelas modificações geométricas e de materiais de uma forma complexa.

Palavras Chave: Forno de cocção. Transferência de calor. Combustão. Eficiência energética. Gás natural.

ABSTRACT

Increasing the energy efficiency of domestic cooktops and ovens, while still satisfying safety and usability requirements, has advantages from the environmental and sustainability aspects. This work aims at analyzing, using modeling and measurements, the thermal behavior of a gas oven for domestic cooking, aiming at increasing the thermal efficiency and reducing the external surface temperature. The thermal modeling was based on a thermal circuit network solved in the software EES - Engineering Equation Solver. The objective was to estimate the heat transfer rates across each oven wall and predict the effects of changes in geometry and materials. In the experimental approach, a gas oven with a chamber measuring 62 cm x 36 cm x 45 cm was instrumented, with type k thermocouples, to measure the temperatures of the internal and external surfaces, and in the hot air flows in the orifices of the movable floor and chimney. An infrared thermography camera was also used to measure the temperature field on the external surface of the door. Several geometric and material modifications were applied in the unit and the effects on the temperatures were observed. The tests were carried out keeping the temperature of the geometric center of the oven at $202^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$. The model developed predicted the measured temperatures with average deviations of 20 %. The model also allowed us to predict the convection and radiation heat transfer coefficients, the insulation efficiency of each wall, and the overall thermal efficiency of the oven. In conclusion, the thermal modeling proved to be able to predict the external temperatures with acceptable accuracy and showed that there are cross-relationships between the flow of hot air in the cavity, the external temperatures, and the efficiency of the furnace, which are affected by the geometry and materials used in a complex way.

Keywords: Domestic oven. Heat transfer. Combustion. Energy efficiency. Natural gas.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema de um fogão a gás doméstico.	27
Figura 2 - Vista explodida da cavidade interna.	28
Figura 3 - Vista explodida das faces externas do fogão e vista translúcida da cavidade do forno.	29
Figura 4 - Desenho esquemático dos fluxos de massa no interior do forno.....	32
Figura 5 - Estrutura da chama pré-misturada (esquemático).....	34
Figura 6 - Estrutura da chama por difusão pura (esquemático).....	35
Figura 7 - Estrutura da chama laminar.	44
Figura 8 - (a) Esquema de um bico de Bunsen. (b) Em uma chama estacionária, a velocidade de chama laminar é igual a componente normal da velocidade dos gases não queimados, $v_{u,n}$	45
Figura 9 - Mecanismos de transferência de calor: condução, convecção, radiação.	47
Figura 10 - Espectro da radiação eletromagnética.....	51
Figura 11 - Refletividade de superfícies opacas.....	52
Figura 12 - Radiosidade.....	52
Figura 13 - Visão da interface com o usuário no programa EES ilustrando a identificação das paredes do forno.	60
Figura 14 - Esquema das paredes laterais esquerda (1) e direita (3) conforme a interface com o usuário programada no programa EES.....	62
Figura 15 - Esquema do fundo (2) conforme a interface com o usuário programada no programa EES.....	64
Figura 16 - Esquema da porta (4) conforme a interface com o usuário programada no programa EES.....	66
Figura 17 - Esquema do teto (5) conforme a interface com o usuário programada no programa EES.....	68
Figura 18 - Esquema do chão móvel (6) conforme a interface com o usuário programada no programa EES.....	70
Figura 19 - Modelo de transferência de calor para as paredes.	72
Figura 20 - Circuito térmico de transferência de calor por radiação no interior da cavidade. .	73

Figura 21 - Volumes de controle em componentes do forno (VC1 a VC4) e o volume de controle global (VC5).....	75
Figura 22 - Visão da interface com o usuário no programa EES.	81
Figura 23 - Fotografia e esquema de operação do queimador de forno utilizado neste trabalho.	84
Figura 24 - Desenho esquemático da bancada aplicando o método de sombra.	86
Figura 25 - Distribuição dos termopares internos.	89
Figura 26 - Distribuição dos termopares externos e suspensos.	90
Figura 27 - Foto da bancada Experimental.....	92
Figura 28 – Distribuição de temperatura na porta de vidro obtido pela câmera de termográfica IV para os testes com o queimador original e modificado na potência de 2 kW.	97
Figura 29 - Distribuição de temperatura na porta de vidro obtido pela câmera de termográfica IV para os testes com o queimador original e modificado na potência de 1 kW.	98
Figura 30 - Distribuição de temperatura na porta de vidro obtido pela câmera de termográfica IV para os testes com o queimador original e modificado na potência de 1,6 kW.	101
Figura 31 - Temperaturas medidas, em graus Celsius, nas posições de cada termopar, na superfície do chão móvel (6). Os valores nos quadros com fundo roxo são os valores promediados na área da superfície metálica (chapa) e na área dos orifícios (gás).....	102
Figura 32 - Temperaturas medidas, em graus Celsius, nas posições de cada termopar, nas superfícies externa (à esquerda) e interna (à direita), da parede lateral esquerda (1). Os valores nos quadros com fundo roxo são os valores promediados na área.....	105
Figura 33 - Resultados da modelagem para as paredes laterais esquerda e direita.	106
Figura 34 - Temperaturas medidas, em graus Celsius, nas posições de cada termopar, nas superfícies externa (à esquerda) e interna (à direita), da parede do fundo (2). Os valores nos quadros com fundo roxo são os valores promediados na área.	107
Figura 35 - Resultados da modelagem para as paredes do fundo.....	108
Figura 36 - Temperaturas medidas, em graus Celsius, nas posições de cada termopar, nas superfícies externa (à esquerda) e interna (à direita), da parede do lado direito (3). Os valores nos quadros com fundo roxo são os valores promediados na área.....	110
Figura 37 - Temperaturas medidas, em graus Celsius, nas posições de cada termopar, nas superfícies externa (à esquerda) e interna (à direita), da porta (4). Os valores nos quadros com	

fundo roxo são os valores promediados nas áreas. Também é mostrada a imagem da câmera IV	111
Figura 38 - Resultados da modelagem para a porta (4).....	112
Figura 39 - Temperaturas medidas, em graus Celsius, nas posições de cada termopar, nas superfícies externa (à esquerda) e interna (à direita), do teto (5). Os valores nos quadros com fundo roxo são os valores promediados nas áreas.....	113
Figura 40 - Resultados da modelagem para o teto (5).....	114
Figura 41 - Desvios entre as previsões do modelo e as medições para as temperaturas das superfícies internas. As temperaturas da superfície do chão móvel, dos orifícios do chão móvel e da chaminé são dados de entrada do modelo.....	117
Figura 42 - Desvios entre as previsões do modelo e as medições para as temperaturas das superfícies externas.....	117
Figura 43 - Comparação entre medições e previsões do modelo para as variações do planejamento experimental, para as temperaturas calculadas pelo modelo.	119
Figura 44 - Eficiência térmica das variações simuladas do planejamento experimental.	130
Figura 45 - Resistências efetivas da porta interna das laterais e resistência efetiva global das variações simuladas.	131
Figura 46 - Dependência da temperatura da chaminé com a temperatura do chão móvel.	124
Figura 47 - Relação entre a temperatura da chaminé com a temperatura dos orifícios do chão móvel.	125
Figura 48 - Comparação entre a temperatura do lado direito com o lado esquerdo.....	126
Figura 49 - Diferenças para as temperaturas experimentais e previstas pelo modelo.....	121
Figura 50 - Razão entre a transferência de calor por radiação e a transferência por convecção de acordo com as temperaturas do chão móvel.	129

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Indicadores de consumo de gás natural e GLP no setor residencial e na cocção de alimentos e emissões de CO ₂ correspondentes.....	22
Tabela 2 - Propriedades do gás natural fornecido pelo Gasoduto Bolívia-Brasil (GASBOL). 37	
Tabela 3 - Propriedades do ar simplificado.	37
Tabela 4 - Considerações físicas adotadas na modelagem das paredes laterais esquerda (1) e direita (3).	62
Tabela 5 - Considerações físicas adotadas na modelagem da parede do fundo (2).	64
Tabela 6 - Considerações físicas adotadas na modelagem da parede da porta (4).	66
Tabela 7 - Considerações físicas adotadas na modelagem da parede do teto (5).	68
Tabela 8 - Considerações físicas adotadas na modelagem do chão móvel (6).	70
Tabela 9 - Altura h_{FI} (mm) e largura da base b_{FI} (mm) do cone luminoso interno do queimador original.	85
Tabela 10 - Altura h_{FI} (mm) e largura da base b_{FI} (mm) do cone luminoso interno do queimador modificado.	86
Tabela 11 - Vazões para diferentes potências do queimador modificado.	87
Tabela 12 - Lista de equipamentos.	93
Tabela 13 - Configurações testadas nas análises experimentais e por simulação.	95
Tabela 14 - Comparação entre os valores dos testes com o queimador original e modificado na potência de 2 kW.	98
Tabela 15 - Comparação entre os resultados dos testes com o queimador original e modificado na potência de 1 kW.	99
Tabela 16 - Comparação dos resultados dos testes com o queimador original e modificado.	100
Tabela 17 - Comparação entre medições e resultados da modelagem térmica para o chão móvel (6).	103
Tabela 18 - Comparação entre medições e resultados da modelagem térmica para a lateral esquerda (1).	107
Tabela 19 - Comparação entre medições e resultados da modelagem térmica para o fundo (2). A temperatura de chaminé é um valor de entrada no programa na estimativa do ar de infiltração.	109
Tabela 20 - Comparação entre medições e resultados da modelagem térmica para a parede lateral direita (3).	110

Tabela 21 - Comparação entre medições e resultados da modelagem térmica para a porta (4).	113
Tabela 22 - Comparação entre medições e resultados da modelagem térmica para o teto (5).	115
Tabela 23 - Resumo dos valores medidos e calculados pelo modelo para o caso de base.....	116
Tabela 24 - Valores dos desvios máximos encontrados entre medições e experimentos.....	123

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

∞ - Ambiente
 a - Ar
A/F - Razão Ar/combustível
ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas
adv - Advecção
amb - Ambiente
b - Produtos
BEN - Balanço Energético Nacional
C - Cavidade
Cavi - Cavidade
CFD - *Computacioal Fluid Dynamics*
CG - Centro geométrico
cham - Chaminé
comb - Combustível
combi - Combinado
Conv - Convecção
Desv - Desvio
EPE - Empresa de Pesquisa Energética
 f - Combustível
GEE - Gases de efeito estufa
GLP - Gás liquefeito de petróleo
GN - Gás natural
GNV - Gás natural veicular
infil - Infiltração
ISO - Isolamento
IV - Infravermelho
L - Lateral
m - Médio
Max - Máximo
Min - Mínimo
Ori - Orifícios
PCI - Poder calorífico inferior

PCS – Poder calorífico superior

PID – Proporcional, integral e derivativo

Pot – Potência

prim - Primário

prod – Produtos

PVA – Poliacetato de vinila

Rad – Radiação

secun – secundário

SLPM – Litros por minuto em condições padrões de temperatura e pressão

Sup – Superfície

u – Reagentes

UV – Ultra violeta

VC – Volume de controle

Fl - Chama

e – Efetivo

g – Gases de exaustão na saída da chaminé

gl – Global

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{V}	Vazão volumétrica	SLPM
h_{Fl}	Altura da chama projetada	mm
η_I	Eficiência térmica do forno com base em PCI	%
η_S	Eficiência térmica do forno com base em PCS	%
D_T	Difusividade térmica	m ² /s
E_{cn}	Poder emissivo de um corpo negro	W/m ²
F_{ij}	Fator de forma da radiação da superfície i para a superfície j	
S_l	Velocidade de chama laminar	cm/s
b_{Fl}	Comprimento da base da chama projetada	mm
\dot{m}	Vazão mássica	kg/s
q''	Fluxo de calor	W/m ²
v_u	Velocidade dos reagentes	cm/s
\dot{w}	Taxa de destruição do combustível	kg/m ³ .s
ε_i	Emissividade da superfície i	
μ	Viscosidade dinâmica	Pa.s
A	Área	m ²
C_2H_6	Etano	
C_3H_8	Propano	
C_4H_{10}	Butano	
CH_4	Metano	
CO	Monóxido de carbono	
CO ₂	Dióxido de carbono	
C_{p_i}	Calor específico da espécie química i	kJ/kg
Cr	Cromo	
G_i	Irradiação na superfície i	W/m ²
h	Coefficiente de convecção	W/m ² .K
H ₂ O	Água	
h_i	Entalpia da espécie química i	kJ/kg
J_i	Radiosidade da superfície i	W/m ²

k	Condutividade térmica	W/m.K
L	Comprimento característico	m
M	Massa molecular	kg/kmol
n	Parâmetro de aeração	
N_2	Nitrogênio	
Ni	Níquel	
Nu	Número de Nusselt	
O_2	Oxigênio	
PCI	Poder calorífico inferior	kJ/kg
PCS	Poder calorífico superior	kJ/kg
Pr	Número de Prandtl	
q	Taxa de transferência de calor	W
R	Resistência térmica	°C/W
Ra	Número de Rayleigh	
Re	Número de Reynolds	
T	Temperatura	K
Y	Fração mássica	kg/kg
α	Difusividade térmica	m ² /s
β	Coefficiente de expansão volumétrica	1/K
ρ	Massa específica	kg/m ³
ε	Número de mols	
λ	Comprimento de onda	μm
ν	Viscosidade cinemática	m ² /s
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	W/m ² .K ⁴
ϕ	Razão de equivalência	

SUMÁRIO

1	Introdução	21
1.1	OBJETIVOS	24
1.1.1	OBJETIVO GERAL.....	24
1.1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	25
1.2	ORGANIZAÇÃO DO DOCUMENTO	25
2	Revisão de Fundamentos e da Literatura	26
2.1	FOGÕES DOMÉSTICOS	26
2.1.1	Operação do Forno.....	30
2.1.2	Formas de Aquecimento da Cavidade.....	32
2.2	QUEIMADORES	33
2.2.1	Tipos de Queimadores Quanto à Mistura Ar-Combustível	34
2.2.1.1	Queimadores Pré-Misturados	34
2.2.1.2	Queimadores Não Pré-Misturados.....	35
2.2.1.3	Queimadores Parcialmente Pré-Misturados	35
2.2.2	Estequiometria	36
2.2.3	Conservação da Energia para a Chama	40
2.2.4	Estrutura da Chama Laminar Pré-Misturada.....	43
2.2.5	Velocidade de Chama Laminar	44
2.3	TRANSFERÊNCIA DE CALOR	46
2.3.1	Condução.....	47
2.3.2	Convecção	48
2.3.3	Radiação Térmica	50
2.4	MEDIÇÃO DE TEMPERATURAD COM TERMOPAR	54
2.5	ESTADO DA ARTE.....	54
3	Modelagem da Transferência de Calor	60
3.1	Hipóteses dmpregadas da Modelagem.....	61
3.1.1	Paredes Laterais	61
3.1.2	Fundo.....	63
3.1.3	Porta	65
3.1.4	Teto	67
3.1.5	Chão Móvel	69
3.2	Modelagem por Circuito Térmico	71

3.3	Vazões Mássicas de Ar.....	73
3.4	Parâmetros de Desempenho.....	78
3.4.1	Resistências Térmicas Locais e Global.....	78
3.5	Solução Matemática do Modelo	80
4	Análise Experimental	83
4.1	Análise Experimental do Queimador.....	83
4.1.1	Queimador Original	85
4.1.2	Queimador Modificado	85
4.2	Análise Experimental do Forno	87
4.2.1	Medição das Temperaturas no Forno	87
4.2.2	Procedimento de Medição	91
4.3	Equipamentos Utilizados nos Experimentos	92
4.3.1	Medidor Controlador de Vazão.....	93
4.3.2	Termopares	94
4.3.3	Câmera para Termografia no Infravermelho.....	94
4.4	Planejamento Experimental	95
5	Resultados e Análises	97
5.1	Efeito do Queimador na Temperatura Externa da Porta	97
5.2	Simulação de um Caso de Base e Teste do Modelo de Simulação.....	101
5.2.1	Chão Móvel	102
5.2.2	Lateral Esquerda.....	104
5.2.3	Fundo.....	107
5.2.4	Lateral Direita	109
5.2.5	Porta.....	110
5.2.6	Teto	113
5.2.7	Resumo dos Resultados.....	115
5.3	Análise da Aplicação do Modelo para as Variações	118
5.3.1	Comparação entre Temperaturas Medidas e Previstas	118
5.3.2	Aspectos da Transferência de Calor por Convecção e Radiação	126
5.3.3	Comparação entre Parâmetros de Desempenho	129

6	CONCLUSÃO	133
7	REFERÊNCIAS	136
8	APÊNDICE A – MODELAGEM TÉRMICA	139
9	APÊNDICE B - PROGRAMA DE SIMULAÇÃO TÉRMICA	144
10	APÊNDICE C – RESULTADOS DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS.....	146
11	APÊNDICE D – ERROS DE MEDIÇÃO DOS TERMOPARES.....	148

1 INTRODUÇÃO

O consumo de gás natural no mundo em 2020, segundo BP (2021), foi de 3823 bilhões de m³/ano. Aproximadamente 30 % dessa energia foi utilizada em residências. Uma estimativa para a comunidade europeia (EUROSTAT, 2021) mostrou que, em 2019, 6,1 % da energia utilizada em residências foi destinada à cocção de alimentos. Não se encontrou um número equivalente para o consumo global, assim como não foi possível obter o desdobramento deste valor em eletricidade, gás natural e GLP. Dada esta limitação, adotando como referência que 6,1 % do consumo residencial de gás natural foi destinado à cocção de alimentos, estima-se que o consumo de gás natural para cocção corresponderia a 70 bilhões de m³/ano e teria gerado uma emissão de gases promotores de efeito estufa (GEE) de 124 milhões de tonCO₂/ano, o que corresponde a 0,4 % do CO₂ emitido por fontes de energia (IEA, 2020).

Segundo ARGUS (2019), o consumo mundial total de GLP em 2018 foi de 313 milhões de ton/ano, sendo que aproximadamente 44 % deste total foi consumido em residências. Adotando novamente que 6,1 % da energia consumida no setor residencial é destinada à cocção de alimentos, o consumo de GLP para cocção correspondeu a 8 milhões de ton/ano. Este consumo emitiria um total de GEE estimado em 25 milhões de tonCO₂/ano, equivalente a 0,08 % do total de GEE emitidos pelas fontes de energia (IEA, 2020). Estes e outros indicadores estão resumidos na Tabela 1. Nestas análises, assumiu-se a composição de 100 % metano para o gás natural e 60 % butano + 40 % propano para o GLP.

Existe ainda uma forte tendência de crescimento do consumo de ambas as fontes de energia. Atualmente, aproximadamente 40 % da população mundial não tem acesso à cocção com gás natural ou GLP, a maior parte nos países sub-Saarianos, onde somente 14 % dos lares tem acesso a GN e GLP, sul e leste da Ásia, com 18 % e 16 %, respectivamente (Ritchie e Roser, 2020). Um estudo de 2018 (WLPGA, 2018) informa que aproximadamente 4,3 milhões de pessoas morrem anualmente devido a doenças causadas pela poluição ambiental doméstica. Aproximadamente metade destas mortes são devido a casos de pneumonia em crianças abaixo de 5 anos de idade, causada pela inação de produtos particulados da combustão, principalmente oriundos da combustão inadequada de combustíveis sólidos e querosenes. Existe uma forte tendência de que uma parte expressiva desta população migre para o consumo de GN ou GLP.

Tabela 1 - Indicadores de consumo de gás natural e GLP no setor residencial e na cocção de alimentos e emissões de CO₂ correspondentes.

Indicador	Unidade	GN (100 % metano)	Fontes	GLP (60 % butano + 40 % propano)	Fontes
Calculado a partir da composição média estimada:					
Massa específica (gás; 298 K; 0,1 MPa)	kg/ m ³	0,648	[1]	2,119	[1]
Poder calorífico inferior (PCI)	kJ/kg	50011	[1]	45929	[1]
Poder calorífico superior (PCS)	kJ/kg	55497	[1]	49784	[1]
Massa de CO ₂ produzida por volume de gás combustível (combustão completa; 298 K; 0,1 MPa)	kg _{CO2} / m ³	1,78	[1]	6,39	[1]
Consumo anual mundial total:					
Consumo anual total em unidades de massa	x10 ⁹ kg/ano	2475	[1, 2]	313	Em 2018, [4]
Consumo anual total em unidades de volume	x10 ⁹ m ³ /ano	3823	Em 2020, [2]	148	[1, 4]
Consumo anual total em unidades de energia	EJ/ano	137	Em 2020, [2]	14	[1, 4]
Porcentagem do consumo mundial total de energia	%	25%	Em 2020, [2]	3%	[1, 2, 4]
Consumo anual no setor residencial:					
Consumo anual mundial no setor residencial em volume	10 ⁹ m ³ /ano	1143	[2, 3]	65,0	[1, 4]
Consumo anual no setor residencial em porcentagem do total	%	30%	Em 2018, [3]	44%	Em 2018, [4]
Consumo anual para cocção de alimentos:					
Consumo de energia para cozimento de alimentos em relação ao total em residências (por analogia)	%	6,1%	Em 2019, [5]	6,1%	Em 2019, [5]
Consumo anual mundial para cozimento de alimentos em residências em massa	10 ⁹ kg/ano	45	[1, 2, 3, 5]	8	[1, 4, 5]
Consumo anual mundial para cozimento de alimentos em residências em volume	10 ⁹ m ³ /ano	70	[1, 2, 3, 5]	4	[1, 4, 5]
Produção de CO₂ devido ao consumo no setor residencial:					
Produção de CO ₂ anual do setor residencial	10 ⁹ kg _{CO2} /ano	2030	[1, 2, 3]	416	[1, 4]
Porcentagem do total de CO ₂ emitido por fontes energéticas	%	6,3%	[1, 2, 3]	1,3%	[1, 2, 4]
Produção de CO ₂ anual para cocção no setor residencial	10 ⁹ kg _{CO2} /ano	124	[1, 2, 3, 5]	25	[1, 2, 4, 5]
Porcentagem do total de CO ₂ emitido por fontes energéticas	%	0,38%	[1, 2, 3, 5]	0,08%	[1, 2, 4, 5]

Fontes: [1] Autor, [2] BP (2021), [3] IEA (2020), [4] ARGUS (2019), [5] EUROSTAT (2021)

No Brasil, em 2020 consumiu-se 34,5 bilhões de m³/ano de gás natural, sendo que 505 milhões de m³/ano foram destinadas ao consumo residencial (BEN, 2021). Esse consumo resultou na emissão de 1,08 milhões de tonCO₂/ano. O consumo de GLP em 2020 foi de 13 bilhões de m³/ano. No setor residencial, foram consumidos 11 bilhões de m³/ano de GLP, gerando 16,8 milhões de tonCO₂/ano. Ainda, segundo o BEN (2021), o consumo de energia no setor residencial no ano de 2019 foi de 26,7 Mtep e sofreu um aumento de 3,4 % no de 2020. Segundo EPE (2020), 55 % da energia doméstica utilizada em 2019 foi destinada para a cocção de alimentos.

Além de serem elevados, existe forte tendência de crescimento destes números. Estima-se que 2 bilhões de pessoas no mundo ainda realizam a cocção doméstica usando biomassa e carvão mineral de forma não adequada e existe a tendência de que uma parte desta população migre para o consumo doméstico de gás natural ou GLP (Gioda, 2017). Ambientalmente, o gás natural, sendo formado principalmente por metano, apresenta uma menor emissão de gases promotores de efeito estufa (GEE) em uma base energética. Dos dados da Tabela 1, nota-se que 1 MJ obtido a partir da combustão de gás natural produz 55 gCO₂, enquanto que 1 MJ obtido da combustão de GLP, assumindo uma composição média de 60 % de butano e 40 % de propano, produz 65 gCO₂. Desta forma, percebe-se que o aumento da eficiência de cocção em fornos doméstico tem um efeito ambiental favorável mundialmente, além de um efeito econômico para as famílias.

A norma ABNT NBR 13723-1 define as condições de realização de ensaios de desempenho e segurança em fornos e fogões a gás no Brasil. Os ensaios em fornos a gás devem ser realizados mantendo a temperatura do centro geométrico da cavidade do forno, na operação em vazio em regime permanente, em 200 + 4 °C. Nas condições de ensaio, as temperaturas externas das partes que podem ser tocadas pelo usuário não podem exceder:

- Para as partes frontais: 45 °C para as superfícies de metal e metal pintado, 50 °C para as superfícies de metal esmaltado, 60°C para as superfícies de vidro e cerâmica, 80 °C para as superfícies de plástico de espessura maior que 0,3 mm,
- Para as partes laterais: 60 °C para as superfícies de metal e metal pintado, 65 °C para as superfícies de metal esmaltado, 80 °C para superfícies de vidro e cerâmicas, 100 °C para as superfícies de plástico de espessura maior que 0,3 mm.

Tais requisitos visam proteger os usuários de possíveis queimaduras, porém o produto ainda assim deve garantir uma boa cocção dos alimentos, além de ter eficiência térmica alta.

Do ponto de vista do fabricante, o aumento de isolamento térmico leva, possivelmente, à um aumento da eficiência térmica dos fornos, mas não necessariamente implica em redução das temperaturas de todas as superfícies, especialmente, da porta, a qual apresenta uma janela transparente para o interior da cavidade. A existência da janela é um requisito de projeto, principalmente ditado pela definição de família de fornos citados no requisito de avaliação de conformidade da portaria n.º 451, de 29 de novembro de 2010. Ainda, a competitividade dos produtos dedicados às populações das classes C e D é fortemente limitada pelo preço final da unidade, impondo restrições no uso de isolamentos e materiais refletivos nos fornos.

Neste trabalho, emprega-se atividades experimentais e de modelagem computacional para estudar o comportamento térmico de um forno doméstico de cocção a gás. A abordagem experimental incluiu a caracterização do fogão na configuração original de fábrica e a caracterização após determinadas mudanças nos materiais e projeto básico das paredes e porta. A abordagem experimental não utilizou o procedimento descrito na norma de certificação de produtos. A modelagem térmica do fogão foi realizada utilizando modelos globais de resistência térmica, em regime permanente. A partir da modelagem térmica, desenvolveu-se coeficientes globais para caracterizar a efetividade do isolamento térmico das paredes e a eficiência do forno.

A partir desta motivação e descrição do problema, formula-se os objetivos deste trabalho.

1.1 OBJETIVO

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo do presente trabalho é analisar, usando modelagem e medições, o comportamento térmico de um forno a gás para a cocção doméstica, visando a redução da temperatura superficial externa, principalmente da porta, e da taxa de transferência de calor para o ambiente através das paredes.

O foco deste trabalho é o desenvolvimento e teste da modelagem térmica, através da aplicação em situações de projeto envolvendo mudanças geométricas e de materiais nas paredes da cavidade do forno.

1.1.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são:

1. Conhecer o desempenho do queimador original do equipamento e desenvolver uma estratégia para eliminar efeitos de variações de combustão na resposta do forno.
2. Medir as temperaturas superficiais das paredes externas e internas do forno, nos gases em escoamento, nos orifícios de entrada e saída e interior da cavidade do forno durante a operação da unidade em regime permanente.
3. Desenvolver um modelo térmico para o forno que permita a previsão da transferência de calor e temperaturas, assim como o efeito de modificações em termos de dimensões, materiais e condições de operação.
4. Modificar as características do forno com maior impacto na transferência de calor, analisar a influência destas modificações e comparar as medições com as previsões do modelo.

1.2 ORGANIZAÇÃO DO DOCUMENTO

Após esta introdução, no Capítulo 2 apresenta-se a revisão dos fundamentos e do estado da arte neste assunto. O Capítulo 3 apresenta a modelagem da transferência de calor e aspectos do programa computacional utilizado. No Capítulo 4 apresenta-se o procedimento experimental e as variações realizadas na unidade. O Capítulo 5 apresenta os resultados e discussões e, finalmente, o Capítulo 6 apresenta as conclusões e recomendações para trabalhos futuros, sendo seguido pelas referências e apêndices.

2 REVISÃO DE FUNDAMENTOS E DA LITERATURA

2.1 FOGÕES DOMÉSTICOS

Este trabalho enfoca um forno de cocção a gás, de uma unidade *stand-alone* ou *free-standing*, sem a presença de circulação forçada interna por ventilador de cocção, sem a presença de resistências elétricas de douramento (*grill*) e operando com gás natural veicular. A utilização de GNV como combustível de operação foi devido ao seu relativo baixo custo, ampla disponibilidade e adequada repetibilidade de sua composição. O uso de GLP ao invés de GNV resultaria em diferenças na combustão, visto que o GLP tem maior número de carbonos e hidrogênios em sua composição, resultando em diferenças no ar estequiométrico e no arraste de ar na chama. Porém, o foco deste trabalho são análises comparativas mantendo fixa a temperatura do centro geométrico do forno. Assim, a operação com GNV ou GLP não influenciaria significativamente a comparação entre duas situações distintas do forno, envolvendo modificações de materiais e geometria de componentes. Dadas as vantagens econômicas e operacionais, optou-se pela realização dos ensaios com o GNV.

1.1.1 Descrição e principais componentes do forno

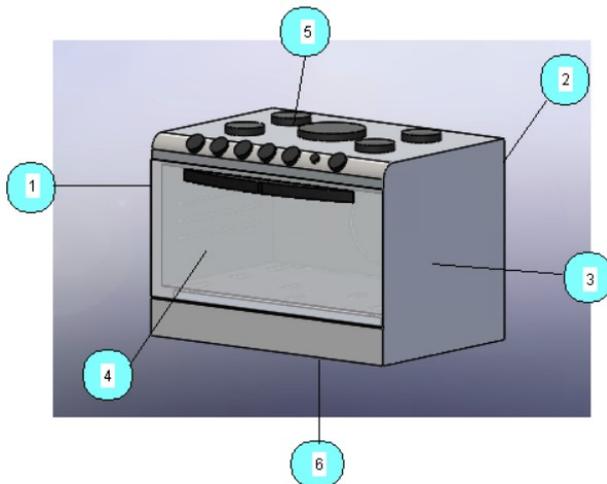
A Figura 1 apresenta uma imagem de um fogão a gás doméstico *stand-alone* e um esquema identificando os componentes principais. Na Figura 1 a esquerda, cada parede é identificada neste trabalho por um número:

- A face número 1 é a lateral esquerda, composta pela cavidade interna de metal esmaltado, seguida de isolamento térmico, um espaçamento de ar e por fim o involucro lateral de metal esmaltado,
- A face número 2 é o fundo, onde se localiza a saída de gases quentes, é composta pela cavidade interna de metal esmaltado um espaçamento de ar e da capa traseira metálica composta de furos para melhor circulação de ar, esta face não possui isolamento térmico,
- A face número 3 é a lateral direita, composta pela mesma sequência de componentes e materiais que a lateral esquerda,

- A face número 4 é a parte frontal, região da porta de vidro, é composta por uma lâmina de vidro com baixa emissividade, seguida de um espaçamento de ar e de uma lâmina de vidro externo, temperado, levemente curvado.,
- A face número 5 é a face superior horizontal do fogão, composta pela cavidade interna metálica sem acabamento, seguido de isolante térmico, em cima do isolante térmico se encontram os componentes eletrônicos e as tubulações de gás combustível, e logo acima está a mesa metálica com acabamento polido e o conjunto de queimadores que compõe a mesa,
- Finalmente, a face número 6 é o chão móvel do fogão em metal esmaltado que completa a cavidade interna do forno, servindo para distribuir o ar quente na cavidade do forno, impedir que a chama toque diretamente os alimentos e utensílios colocados dentro do forno, impedir que restos de alimentos atinjam o queimador e partes inferiores do fogão, além de emitir calor por radiação para as demais superfícies que compõe a cavidade interna.

O chão móvel limita a cavidade do queimador, a qual tem o defletor metálico do queimador, o próprio queimador a gás, a vela de ignição e o detector de chama (em algumas unidades).

Figura 1 - Esquema de um fogão a gás doméstico.



Fonte- Autor

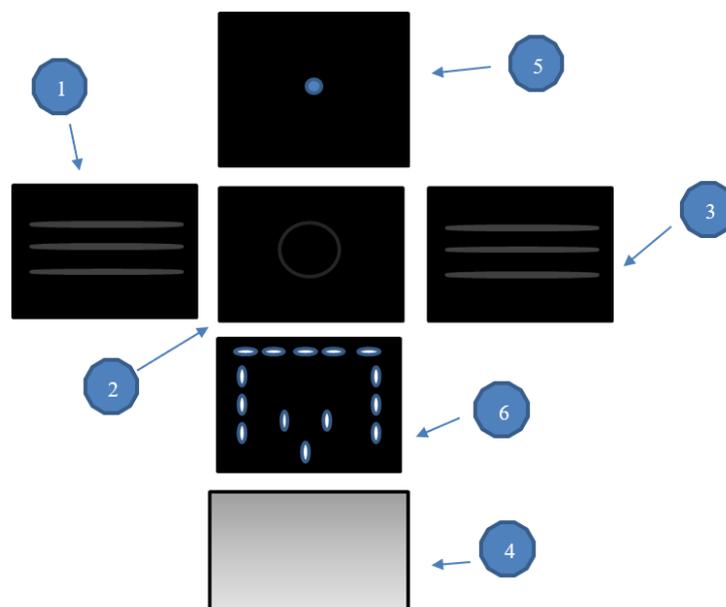


Fonte –Atlas Ind. (sob permissão).

A Figura 2 mostra uma vista explodida da parte interna do forno. A vista da parte interna, cada face tem as seguintes identificação e características:

- A face 1 é a parede esquerda da cavidade do forno. É metálica e pintada de esmalte na cor preta, possui 3 ressaltos longitudinais para suporte da grelha interna,
- A face 2 é o fundo da cavidade do forno. É metálico e pintado de esmalte da cor preta, contém um rasgo para saída dos gases quentes e um ressalto em formato circular no centro da chapa, o qual poderia abrigar um ventilador de circulação forçada,
- A face 3 é a parede direita da cavidade do forno. É pintada de esmalte da cor preta e é idêntica à face 1,
- A face 4 é a porta do forno. Internamente é formada pela lâmina de vidro de baixa emissividade e na face externa é formada pela lâmina de vidro comum,
- A face 5 é o teto da cavidade do forno. É feito em chapa metálica sem acabamento. No centro da chapa há uma lâmpada com acendimento externo,
- A face 6 é o chão móvel. É uma chapa metálica pintada na cor preta e esmaltada, possui 14 rasgos para circulação de ar e também tem uma pequena abertura para acendimento manual do queimador.

Figura 2 - Vista explodida da cavidade interna.

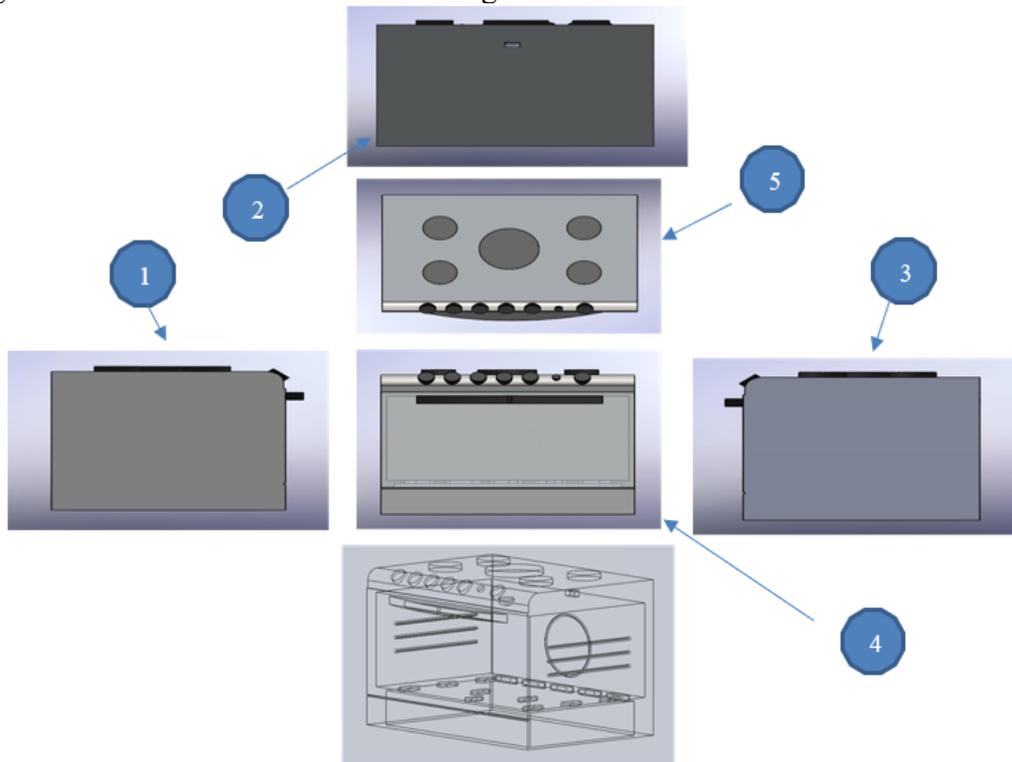


Fonte - Autor

Na Figura 3, mostra-se a vista explodida das superfícies externas que formam o invólucro do fogão. A vista da parte externa, cada face tem as seguintes identificação e características:

- A face de número 1 é a lateral esquerda. É uma chapa metálica esmaltada e pintada de cor branca,
- A face de número 2 é a capa traseira. É uma chapa metálica sem acabamento e contém diversos rasgos para aumento da circulação de ar na parte traseira do fogão,
- A face 3 é a lateral direita, idêntica à face número 1,
- A face número 4 é a porta. É feita de vidro comum, levemente curvado, possui o pegador para abertura e fechamento da porta,
- A face número 5 é a mesa do fogão. É feita de metal e com acabamento brilhoso. Esta é a face que contém os queimadores de mesa e os manípulos de gás combustível.

Figura 3 - Vista das faces externas do fogão e vista translúcida da cavidade do forno.



Fonte- Autor

2.1.1 Operação do forno

Na operação normal do forno, após este ser ligado, o ar na câmara do queimador e o chão móvel são aquecidos pela chama de combustão de gás natural. A combustão inicia entre o gás natural e o ar primário, que chega aos orifícios do queimador junto com o gás natural combustível, e é completada com o ar secundário que é captado pela chama na câmara do queimador. Os produtos quentes de combustão são diluídos pelo ar adicional que está presente na câmara do queimador e escoam pelos orifícios do chão móvel para dentro da cavidade do forno. A mistura de produtos quentes de combustão com ar adicional arrastado pelos produtos de combustão será denominada neste trabalho de simplesmente ar quente.

O aquecimento do chão móvel diretamente pelo contato da chama e pela transferência de calor com o ar quente aquece as demais paredes da cavidade predominantemente por convecção e radiação. O ar quente que escoar para o interior da cavidade, permanece recirculando no seu interior e também aquece as paredes por convecção.

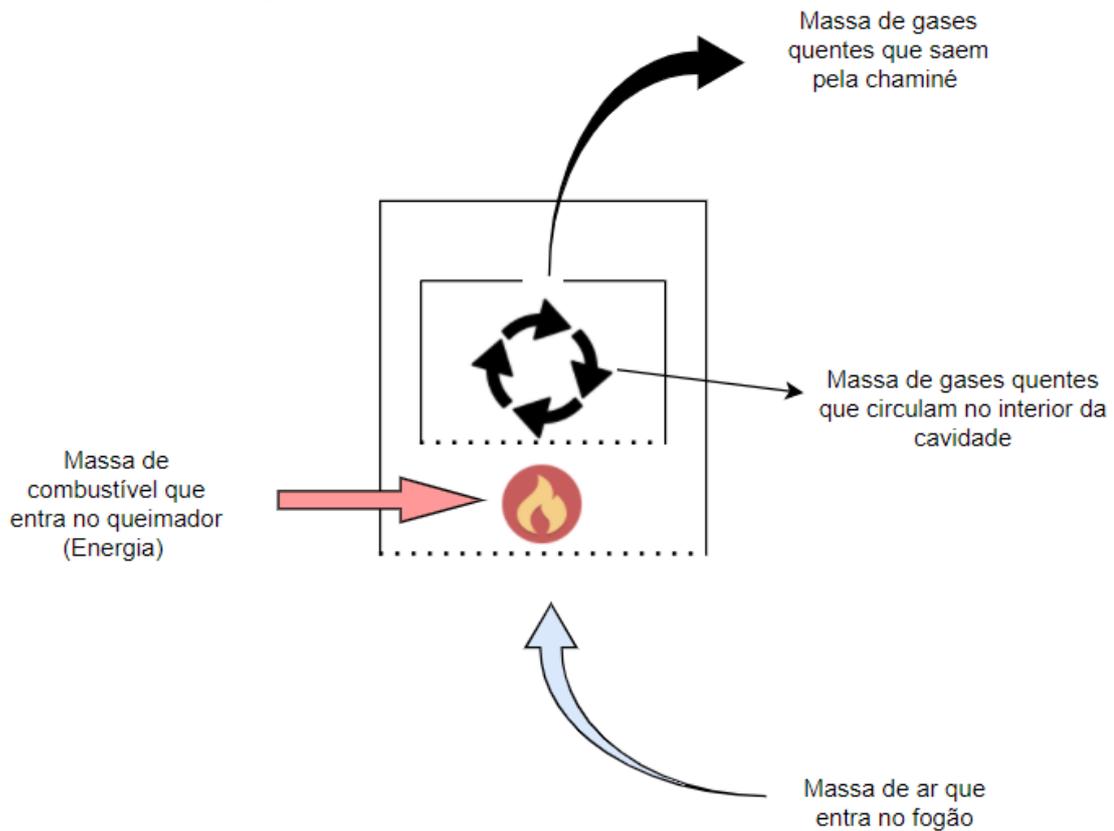
A pressão no interior da cavidade aumenta com o confinamento do ar quente até um momento em que este é capaz de vencer as perdas de carga na chaminé e nos orifícios do chão móvel e escoar para o ambiente. Neste momento, estabelece-se uma circulação de ar quente entre a câmara do queimador e o ambiente externo, através da cavidade do forno. Esta circulação induz o arrasto de ar ambiente, succionado do ambiente externo, por baixo do fogão, através da região da câmara do queimador. A intensidade desta circulação depende da intensidade da força motriz, proporcional à diferença entre a temperatura média do ar no interior da cavidade e do ar ambiente, e da magnitude da resistência ao escoamento, dada principalmente pelas perdas de carga nos orifícios do chão móvel e chaminé. As perdas de carga são influenciadas pelas áreas de passagem dos orifícios e chaminé e pelo comprimento do duto da chaminé. A força motriz depende da temperatura média do ar quente na cavidade. Portanto, ela é afetada pelas temperaturas das paredes da cavidade, que por sua vez, dependem da transferência de calor para o ambiente externo. O aumento do potencial para a circulação de ar quente aumenta o arraste de ar do ambiente pela parte inferior do fogão, que por sua vez, esfria o ar quente e diminui o potencial para a circulação. Portanto, em algum momento atinge-se assintoticamente um equilíbrio entre essas quantidades e o forno passa a operar em regime permanente.

Na operação em regime permanente, diferentes mecanismos de transferência de calor definem o cozimento, a eficiência térmica do equipamento e as temperaturas externas da unidade durante a cocção.

Em regime permanente, os principais mecanismos de transferência de calor que atuam no interior da cavidade do forno são a convecção com o ar em alta temperatura no interior da cavidade, a radiação entre as paredes e o alimento e a condução do alimento com a forma na parte inferior e lateral. O calor total transferido para o alimento resulta em um aumento na temperatura da sua superfície externa. A temperatura interna aumenta progressivamente conforme o calor penetra no interior do alimento por condução e é afetada também pela mudança de fase da água contida no alimento (Sakin, et al., 2007). Outros fenômenos também influenciam o balanço térmico na cavidade do forno, porém, em muito menor magnitude, como, por exemplo, a radiação gasosa do CO₂ e H₂O presente na atmosfera do forno e a variação de energia nas reações químicas que ocorrem com o alimento. A variação das propriedades térmicas e de radiação do alimento e das paredes do forno também influenciam os resultados do balanço térmico com o alimento.

Os principais mecanismos que atuam na transferência de calor do interior da cavidade para o ambiente externo, além daqueles já citados, são a condução de calor através das camadas de isolamento térmico no interior das paredes do forno e das camadas de vidro na porta, a transferência de calor por convecção nas regiões com circulação de ar e espaços confinados no interior das paredes e a transferência de calor por convecção e radiação da parede externa do forno para o ambiente e vizinhança.

Figura 4 - Desenho esquemático dos escoamentos de entrada, saída e no interior do forno.



Fonte - Autor

2.1.2 Formas de aquecimento da cavidade

Em relação à geração da energia térmica para o aquecimento do forno, encontra-se as possibilidades descritas a seguir.

1.1.2 Aquecimento por resistência elétrica

Nos dias atuais os fornos elétricos são bastante procurados devido a sua versatilidade, boa precisão no controle de temperatura e baixa manutenção. São ótimos para grelhar os alimentos (quando há uma resistência elétrica na parte superior do forno), pois a transferência de calor por radiação a partir da resistência é mais acentuada. Alguns fornos são equipados com resistência elétrica na parte superior (grelhar) e outra na parte inferior (assar), alguns modelos são ainda auxiliados por um ventilador para melhorar a convecção interna.

1.1.3 Aquecimento por combustão

Combustível sólido

Os países em desenvolvimento são os maiores consumidores de combustíveis sólidos para cocção de alimentos (Gioda et al 2017). A combustão se dá normalmente em um leito fixo de lenha ou carvão (Lee, 2004). Os fogões para queima de carvão ou biomassa evoluíram a partir das fogueiras e fogos de três rochas para os equipamentos com maior eficiência na conversão de combustível sólido em calor, e também para reduzir à alta emissão de fuligem e fumaça durante a cocção. Conforme já citado, aproximadamente 40 % da população mundial ainda cozinha com combustíveis sólidos e querosene e grande parte destes lares não o faz uso adequadamente.

Combustível líquido

Os combustíveis líquidos queimam a partir da sua evaporação, no caso de espécies químicas leves (até C12), ou da degradação seguida de evaporação, para espécies químicas pesadas (acima de C12). A combustão pode se dar na superfície do líquido contido em um pavio ou em um reservatório, ou após a sua evaporação na forma de spray (Lee, 2004)

Combustível gasoso

Os combustíveis gasosos queimam a partir da sua mistura com o ar e na existência de uma fonte de ignição. Em um forno a gás, a chama estabilizada em um queimador aquece o ar que é aspirado para a cavidade. A chama também aquece diretamente a chapa móvel do chão por contato direto, convecção e radiação. O fluxo de calor que entra no chão móvel aquece as superfícies da cavidade por condução para aquelas em contato direto, e as demais por convecção e radiação, assim contribui para promover o mecanismo de circulação interna no forno. O gás no interior do forno também irradia calor para as paredes, porém este é um mecanismo com relativa menor importância.

A produção da potência necessária em uma chama estabilizada e com baixa geração de poluentes é função do queimador, o qual deve ser projetado adequadamente.

2.2 QUEIMADORES

Queimadores são dispositivos para converter a energia química de reagentes (combustível e oxidante) em energia térmica, gerando calor, luz e produtos de combustão. Os

queimadores de fogões e fornos domésticos operam com ar como oxidante. A combustão nestes equipamentos é classificada como uma deflagração, na qual a velocidade de chama é muito menor que a velocidade do som na mistura reagente. Nas chamas de deflagração, que são o interesse neste trabalho, a pressão é basicamente uniforme ao longo da chama.

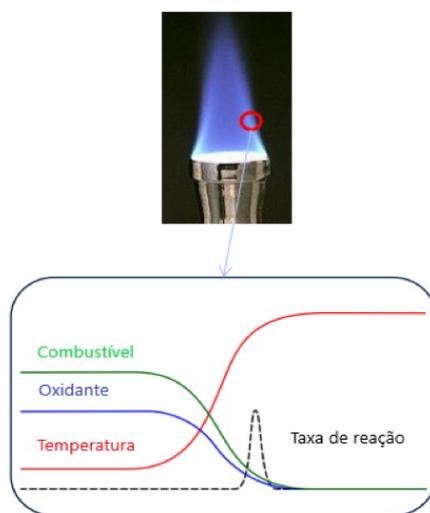
2.2.1 Tipos de queimadores quanto à mistura ar-combustível

Quanto à mistura entre o ar e o combustível, os queimadores podem ser classificados como pré-misturados, não pré-misturados (ou de difusão) e parcialmente pré-misturados.

2.2.1.1 Queimadores pré-misturados

Nos queimadores que operam com escoamento pré-misturado dos reagentes, combustível e oxidante, estes se encontram misturados molecularmente de forma homogênea antes da chama. A Figura 5 mostra uma foto de uma chama pré-misturada em um bico de Bunsen e um diagrama mostrando as distribuições de temperatura, concentrações de reagentes e de taxa de reação ao longo da chama. A chama pré-misturada pode queimar de maneira pobre, rica ou na condição estequiométrica.

Figura 5 - Estrutura da chama pré-misturada (esquemático).

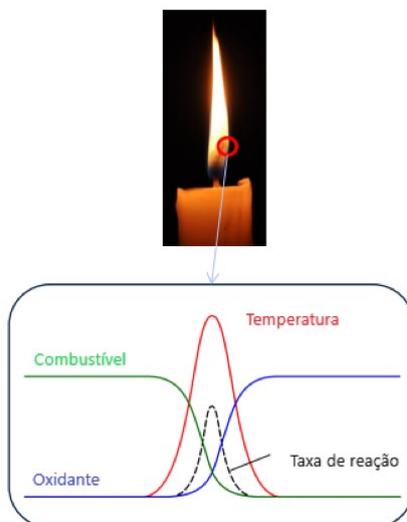


Fonte- Pitsch, H., CEFRC Combustion Summer School, 2014

2.2.1.2 Queimadores não pré-misturados

Nos queimadores não pré-misturados ou de difusão, o oxidante entra em contato com o combustível apenas na saída do queimador, e a mistura ocorre por efeito de difusão de massa. Velas e isqueiros são exemplos de combustão não pré-misturada. A Figura 6 mostra uma foto de uma chama não pré-misturada em uma vela e um diagrama mostrando as distribuições de temperatura, concentrações de reagentes e de taxa de reação ao longo da chama. A chama ocorre onde as concentrações de combustível e oxidante alcançam uma razão de equivalência estequiométrica.

Figura 6 - Estrutura da chama não pré-misturada (ou de difusão) (esquemático).



Fonte- Pitsch, H., CEFRC Combustion Summer School, 2014

2.2.1.3 Queimadores parcialmente pré-misturados

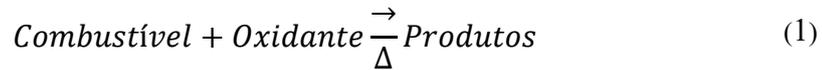
Nestes queimadores, parte do oxidante é arrastado por diferença de pressão quando o combustível é injetado, chamado de ar primário, e outra parte é obtida pela chama na saída do queimador, chamado de ar secundário. Um chama típica de um bico de Bunsen é uma chama dupla: uma chama pré-misturada rica se estabiliza no interior do envelope de uma chama não pré-misturada. A chama não pré-misturada secundária resulta quando o monóxido de carbono e o hidrogênio que deixam a chama pré-misturada encontram o ar ambiente. A forma da chama é determinada pelos efeitos combinados da distribuição de temperatura e da perda de calor para a parede do tubo (Turns, 2013).

Os queimadores de forno e de mesa são do tipo parcialmente pré-misturados. Essa característica aumenta a estabilidade de chama e a segurança de operação, ainda mantendo a emissão de monóxido de carbono sob controle. Normalmente, estes queimadores são projetados para operarem com 60 % de ar primário, ou seja, o ar primário corresponde à 60 % do valor estequiométrico necessário para a combustão do combustível (Carrillo Ibanez, 2005).

A estequiometria das chamas é definida como segue.

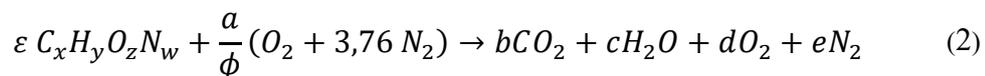
2.2.2 Estequiometria

A reação de combustão entre um combustível e um oxidante pode ser representada genericamente por



Neste trabalho, utilizou-se gás natural como combustível e ar seco padrão simplificado como oxidante. A composição e propriedades do gás natural distribuído pelo gasoduto Bolívia-Brasil (GASBOL) são mostradas na Tabela 2. As propriedades do ar seco padrão simplificado são mostradas na Tabela 3.

Dado que o gás natural é uma mistura de diferentes hidrocarbonetos e inertes, a reação global de combustão entre o gás natural e o ar seco padrão simplificado pode ser representada como:



onde ε é o número de mols de combustível participando da reação, que é um valor ajustado para fornecer a massa molar do combustível, x , y , z e w são as quantidades equivalentes de átomos de carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio na molécula genérica que representa o gás natural, a é o coeficiente estequiométrico para o oxigênio na reação estequiométrica, b , c , d e e são os coeficientes estequiométricos do dióxido de carbono, água, oxigênio e nitrogênio, respectivamente e ϕ é a razão de equivalência baseada em combustível.

Tabela 2 - Propriedades do gás natural fornecido pelo Gasoduto Bolívia-Brasil (GASBOL).

Composição do gás natural (GASBOL):			
Espécie química	Fração molar ⁽¹⁾	Incerteza	
CH ₄	0,892	±0,002	
C ₂ H ₆	0,059	±0,003	
C ₃ H ₈	0,0181	±0,0007	
C ₄ H ₁₀	0,0097	±0,0004	
CO ₂	0,014	±0,001	
N ₂	0,0072 ⁽⁴⁾		
Propriedades (a 298 K; 0,1 MPa)			
Massa molar ⁽²⁾	M _{comb}	kg/kmol	18,3
Massa específica ⁽²⁾	ρ _{comb}	kg/m ³	0,738
Poder calorífico superior ⁽¹⁾	PCS	kJ/kg	54004
Poder calorífico inferior ⁽³⁾	PCI	kJ/kg	49008
Viscosidade dinâmica ⁽²⁾	μ _{comb}	Pa-s	1,121 x 10 ⁻⁵

Obs.: (1) Fornecido pela Companhia de Gás de Santa Catarina – SCGAS (De Faveri, 2013). (2) Calculado usando ChemKin (Reaction Design, Inc.). (3) Estimado baseado na conversão completa de H para H₂O. (4) Ajustado para completar a mistura.

Tabela 3 - Propriedades do ar seco padrão simplificado.

Composição do ar seco padrão simplificado:			
Espécie química	Fração molar		
O ₂	0,21		
N ₂	0,79		
Propriedades (a 298 K; 0,1 MPa)			
Massa molar	M	kg/kmol	28,8
Massa específica	ρ	kg/m ³	1,18
Viscosidade dinâmica	μ	Pa-s	1,846 x 10 ⁻⁵

Uma mistura estequiométrica apresenta $\phi = 1$. Misturas pobres em combustível apresentam $\phi < 1$, enquanto que misturas ricas apresentam $\phi > 1$. A partir dos valores de x , y , z e w , os coeficientes estequiométricos são calculados em função de ϕ como:

$$\begin{aligned}
 a &= \varepsilon \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \right) \\
 b &= \varepsilon x \\
 c &= \frac{\varepsilon y}{2} \\
 d &= \frac{\varepsilon z}{2} \left(1 - \frac{1}{\phi} \right) + \varepsilon x \left(\frac{1}{\phi} - 1 \right) + \varepsilon y \left(\frac{1}{4\phi} - \frac{1}{4} \right) \\
 e &= \frac{\varepsilon w}{2} + \frac{7,52\varepsilon}{2\phi} \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \right)
 \end{aligned} \tag{3}$$

Os valores do número de átomos na molécula genérica, para a composição do gás natural listado na Tabela 2, são: $x = 1,1171$; $y = 4,1638$; $z = 0,0280$ e $w = 0,0144$. Com esses valores, assumindo $\varepsilon = 1$ (base de 1 kmol de combustível), $a = 2,144$ kmol, $b = 1,117$ kmol, $c = 2,082$ kmol, $d = 0$ e $e = 8,069$ kmol.

Um parâmetro útil para caracterizar a estequiometria, além da razão de equivalência ϕ , é a razão mássica ar/combustível, a qual descreve a razão entre as massas de ar e combustível que participam da reação global. Esta é definida como:

$$(A/F) = \frac{m_a}{m_f} = \frac{1}{\phi} (A/F)_s \tag{4}$$

onde, dadas as massas molares do carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio, a razão mássica ar/combustível estequiométrica, para a combustão com ar seco padrão simplificado, é

$$(A/F)_s = \frac{137,28a}{12x + y + 16z + 14w} = 16,155 \tag{5}$$

A partir da relação mássica ar/combustível, a concentração de combustível na mistura ar-combustível torna-se:

$$Y_{f,u} = \frac{1}{1 + (A/F)} \quad (6)$$

Para a mistura estequiométrica, e considerando a composição do gás natural mostrada na Tabela 2, a fração mássica de combustível na mistura estequiométrica é $Y_{f,u,s} = 0,0584$ kg/kg.

Assumindo que os reagentes formam uma mistura de gases ideais, a massa específica da mistura estequiométrica em 298 K, 0,1 MPa, é $\rho = 1,126$ kg/m³.

Para os queimadores parcialmente pré-misturados é vantajoso determinar também a razão de equivalência com base no ar primário. Considerando a massa de combustível na reação de combustão global como fixa, a razão de equivalência é

$$\phi = \frac{m_{a,s}}{m_a} \quad (7)$$

ou seja, a massa de ar necessária para a reação estequiométrica dividida pela massa de ar que participa de fato da reação. Assim, define-se a razão de equivalência para o ar primário como

$$\phi_{prim} = \frac{m_{a,s}}{m_{a,prim}} \quad (8)$$

A razão de equivalência para o ar secundário pode ser obtida da relação

$$\phi = \left(\frac{1}{\phi_{prim}} + \frac{1}{\phi_{sec}} \right)^{-1} \quad (9)$$

Quando a chama queima em mistura estequiométrica, $\phi = 1$, tem-se

$$\phi_{sec} = \frac{\phi_{prim}}{\phi_{prim} - 1} \quad (10)$$

Finalmente, o parâmetro de aeração n é definido como a relação molar entre a quantidade de ar primário e o ar estequiométrico de combustão. Assim,

$$n = \frac{n_{a,prim}}{n_{a,s}} = \frac{m_{a,prim}}{m_{a,s}} = \frac{1}{\phi_{prim}} \quad (11)$$

Quando o parâmetro de aeração é $n = 0,6$, isto implica que a massa de ar primário corresponde a 60 % da massa de ar estequiométrico necessária para a reação. Neste caso, $\phi_{prim} = 1,67$.

2.2.3 Conservação da energia para a chama

Considera-se um volume de controle ao redor da chama pré-misturada mostrada na Figura 5 - Estrutura da chama pré-misturada (esquemático). Os reagentes são o ar e o combustível e se encontram em um estado identificado pelo subscrito *u* (não queimado, ou *unburned*): T_u . Os produtos de combustão se encontram em um estado identificado pelo subscrito *b* (queimado, ou *burned*): T_b .

A aplicação da primeira Lei da termodinâmica para um volume de controle ao redor da chama, assumindo que as variações de energia potencial e cinética são negligenciáveis e que o único trabalho presente é o trabalho de compressão da mistura, torna-se

$$\sum_{i=1}^N (\dot{m}_i h_i)_R = \sum_{i=1}^N (\dot{m}_i h_i)_P + Q \quad (12)$$

onde N é o número de espécies químicas na reação global, \dot{m}_i é a vazão mássica da espécie química i (kg/s) e h_i é a entalpia específica da espécie química i (J/kg), os subscritos R e P significam, reagentes e produtos, respectivamente, e Q é a taxa de transferência de calor volumétrica da chama para o ambiente, por exemplo, por radiação ou por uma superfície tocando a chama.

Assumindo que as espécies químicas se comportem como gases ideais e o estado de referência padrão $T_o = 298$ K, a entalpia específica da espécie química i torna-se

$$h_i = h_{i,f}^o + \int_{T_o}^T c_{p,i} dT = h_{i,f}^o + \Delta h_i \quad (13)$$

na qual $h_{i,f}^o$ é a entalpia de formação na temperatura de referência T_o (J/kg) e $c_{p,i}$ é o calor específico a pressão constante da espécie química i , em função da temperatura T . O termo sensível é representado como Δh_i .

Considerando a reação química global de reagentes para produtos, e considerando a chama adiabática ($Q = 0$), escreve-se a primeira lei como

$$\dot{m}_f(h_{f,f}^o + \Delta h_f) + \dot{m}_a(h_{a,f}^o + \Delta h_a) = \dot{m}_p(h_{p,f}^o + \Delta h_p) \quad (14)$$

A vazão mássica de produtos, pela conservação da massa através da chama, é

$$\dot{m}_p = \dot{m}_f + \dot{m}_a \quad (15)$$

Usando esta relação, a definição da fração mássica ar/combustível (A/F) e separando os termos de formação dos termos sensíveis, tem-se

$$\begin{aligned} -h_{p,f}^o(1 + A/F) + h_{f,f}^o + h_{a,f}^o(A/F) \\ = \Delta h_p(1 + A/F) - \Delta h_f - \Delta h_a(A/F) \end{aligned} \quad (16)$$

O lado esquerdo da equação é a definição do poder calorífico inferior no estado de referência padrão, PCI (J/kg),

$$PCI = -h_{p,f}^o(1 + A/F) + h_{f,f}^o + h_{a,f}^o(A/F) \quad (17)$$

Assim,

$$PCI = \Delta h_p(1 + A/F) - \Delta h_f - \Delta h_a(A/F) \quad (18)$$

Da definição da variação sensível da entalpia de gás ideal, define-se o calor específico médio, $\bar{c}_{p,i}$ (J/kg-K), como:

$$\bar{c}_{p,i} = \frac{1}{T - T_o} \int_{T_o}^T c_{p,i} dT \quad (19)$$

Considerando que os produtos deixam a chama na temperatura de chama adiabática, T_b^o (K), enquanto que os reagentes entram na chama na temperatura da mistura não queimada, T_u (K), tem-se

$$PCI = (1 + A/F)\bar{c}_{p,p}(T_b^o - T_o) - \bar{c}_{p,f}(T_u - T_o) - (A/F)\bar{c}_{p,a}(T_u - T_o) \quad (20)$$

Desta forma, conhecendo o estado físico dos reagentes, a temperatura de chama adiabática torna-se

$$T_b^o - T_o = \frac{PCI}{(1 + A/F)\bar{c}_{p,p}} + \frac{\bar{c}_{p,f}(T_u - T_o) + (A/F)\bar{c}_{p,a}(T_u - T_o)}{(1 + A/F)\bar{c}_{p,p}} \quad (21)$$

A temperatura de chama adiabática, T_b^o (K), é uma característica termodinâmica da mistura reagente. Verifica-se que a mudança de temperatura dos reagentes, em relação à temperatura de referência, é contabilizada pelo segundo termo do lado direito. No entanto, este termo é usualmente pequeno quando comparado ao primeiro. Ainda, um aumento significativo da temperatura dos reagentes levaria à dissociação dos produtos, um aspecto não contabilizado na reação global proposta aqui.

Duas simplificações são usualmente aplicadas à esta equação. Quando a temperatura dos reagentes é igual à temperatura padrão, $T_u = T_o$, o segundo termo do lado direito torna-se nulo. Por outro lado, quando se assume que os calores específicos das espécies químicas são iguais, $\bar{c}_{p,p} = \bar{c}_{p,f} = \bar{c}_{p,a}$, que é uma das hipóteses da formulação de Schvab-Zeldovich, o segundo termo colapsa para $T_u - T_o$ e a equação também simplifica para

$$T_b^o - T_u = \frac{PCI}{(1 + A/F)\bar{c}_{p,p}} \quad (22)$$

Lembrando a definição de $Y_{f,u}$, também pode-se escrever, analogamente,

$$T_b^o - T_u = \frac{Y_{f,u}PCI}{\bar{c}_{p,p}} \quad (23)$$

A temperatura de chama adiabática é uma medida da exotermicidade da reação global. Assim, a potência térmica de um queimador pode ser calculada por

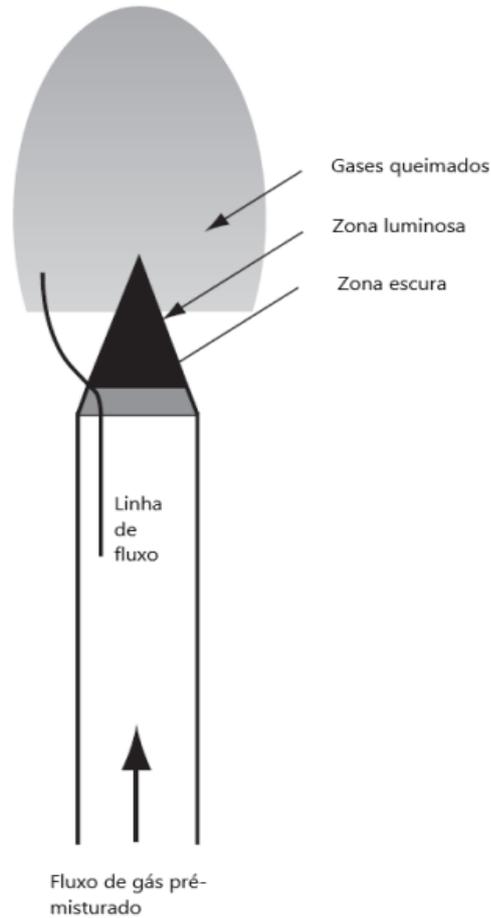
$$Pot = \dot{m}_f PCI = \dot{m}_{Y_{f,u}} PCI = \dot{m}_{Y_{f,u}} \bar{c}_{p,p} (T_b^o - T_u) \quad (24)$$

onde \dot{m}_f é a vazão mássica de combustível, \dot{m} é a vazão mássica de mistura reagente, e PCI é o poder calorífico inferior do combustível.

2.2.4 Estrutura da chama laminar pré-misturada

A Figura 7 mostra a estrutura visível da chama pré-misturada. A zona escura corresponde à região no interior do cone ocupada pela mistura de gases não queimados (reagentes). A zona luminosa é a região em que ocorrem as reações de oxidação que emitem radiação visível. Para hidrocarbonetos em pressão e temperatura normais, a região luminosa tem menos de 1 mm de espessura. A cor da zona luminosa muda conforme a razão ar/combustível. Chamas de misturas pobres de hidrocarbonetos com ar exibem uma radiação violeta devido à presença dos radicais CH excitados. Chamas ricas em combustível exibem radiação verde devido à presença de moléculas com C_2 . Os gases queimados em alta temperatura comumente exibem um tom avermelhado, que surge da radiação das moléculas de CO_2 e vapor d'água. Os gases queimados de misturas com excesso de combustível podem mostrar uma intensa radiação amarela. Esta é uma radiação de corpo negro típica da emissão de partículas de carbono aquecidas na temperatura dos produtos. Apesar de que o pico da emissão de corpo negro (Lei de Wien) para as temperaturas normalmente encontradas nestas chamas ricas ocorre no infravermelho, a resposta do olho humano favorece a parte da cor amarelo do espectro eletromagnético (Glassman, et al., 2007).

Figura 7 - Estrutura da chama laminar pré-misturada.



Fonte- Glassman (2007)

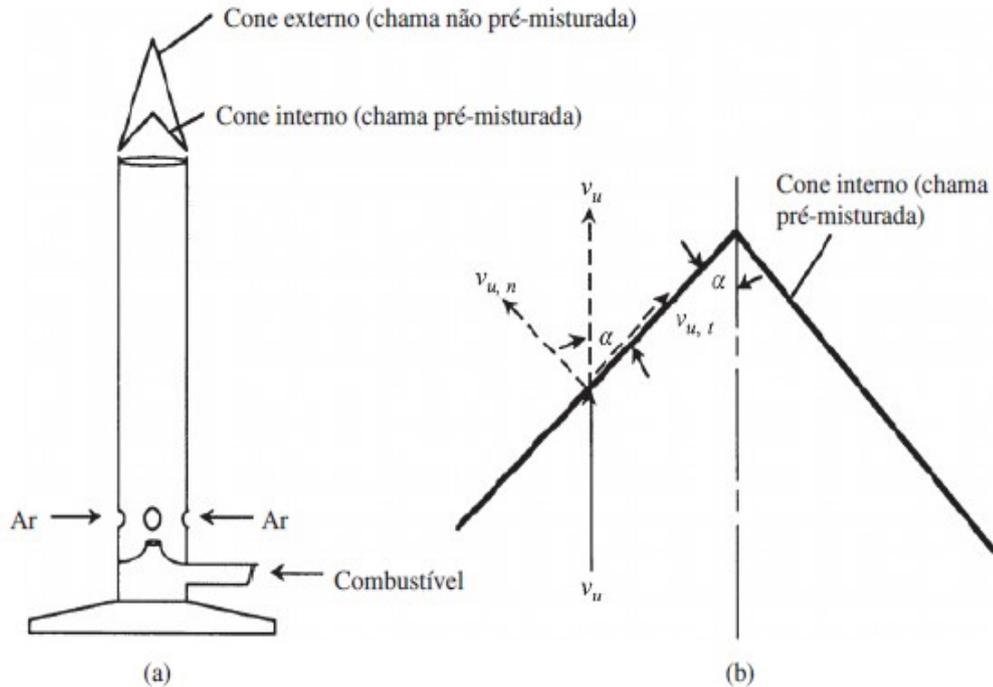
2.2.5 Velocidade de chama laminar

A velocidade de chama é um importante parâmetro característico das chamas pré-misturadas e parcialmente pré-misturadas. A velocidade de chama laminar S_l corresponde à velocidade de queima dos reagentes em relação à velocidade de deslocamento da chama. Quando a velocidade de chama laminar se iguala com a velocidade de escoamento da mistura reagente, a chama se torna estacionária. Para a chama no Bico de Bunsen, esta condição é expressa como

$$S_l = v_u \cdot \sin \alpha \quad (25)$$

onde S_L (cm/s), é a velocidade de chama laminar, v_u (cm/s) é a velocidade dos reagentes (gases não queimados), e α o ângulo em graus formado pelo cone da chama. A Figura 8 ilustra a geometria da chama em bico de Bunsen.

Figura 8 - (a) Esquema de um bico de Bunsen. (b) Em uma chama estacionária, a velocidade de chama laminar é igual a componente normal da velocidade dos gases não queimados, $v_{u,n}$.



Fonte: Stephen R. Turns, 2013

Em uma análise de ordem de magnitude, Mallard e Le Chatelier relacionaram a velocidade de chama com as propriedades termofísicas da mistura reagente e com a taxa de reação volumétrica do reagente limitante na forma

$$S_L \sim \left(D_T \frac{\dot{w}}{\rho_u} \right)^{1/2} \quad (26)$$

em que D_T é difusividade térmica (m^2/s), avaliada em uma temperatura média na chama, \dot{w} é a taxa de destruição do combustível ($kg/m^3 \cdot s$) (em misturas pobres), avaliada na temperatura máxima da chama, e ρ_u é a massa específica da mistura reagente (kg/m^3), avaliada na

temperatura T_u . Essa aproximação indica que a velocidade de chama laminar cresce com o aumento da taxa de reação do combustível e da difusividade térmica da mistura reagente. O aumento da massa específica dos reagentes causa a redução da velocidade de chama, mas o aumento do fluxo mássico $\rho_u S_l$ ($\text{kg/m}^2\text{-s}$) na superfície da chama.

Para chamas estacionárias, a potência da chama pode ser obtida de

$$Pot_{Fl} = \rho_f A_{Fl} S_l PCI = Y_{f,u} \rho_u A_{Fl} S_l PCI \quad (27)$$

onde A_{Fl} é a área da superfície da chama, ρ_f é a concentração mássica de combustível na mistura de reagentes pré-misturados, ρ_u é massa específica da mistura reagente e $Y_{f,u}$ é a fração mássica de combustível na mistura reagente. A determinação da concentração de combustível na mistura reagente depende da estequiometria da mistura, conforme revisado acima.

2.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A equação da conservação da energia térmica, aplicada a um volume de controle, estabelece um balanço entre as variações da energia térmica no volume de controle e o seu transporte através da superfície de controle. Pode ser escrita de forma genérica como

$$\dot{E}_{acu} = \dot{E}_{ent} + \dot{E}_g - \dot{E}_{sai} \quad (28)$$

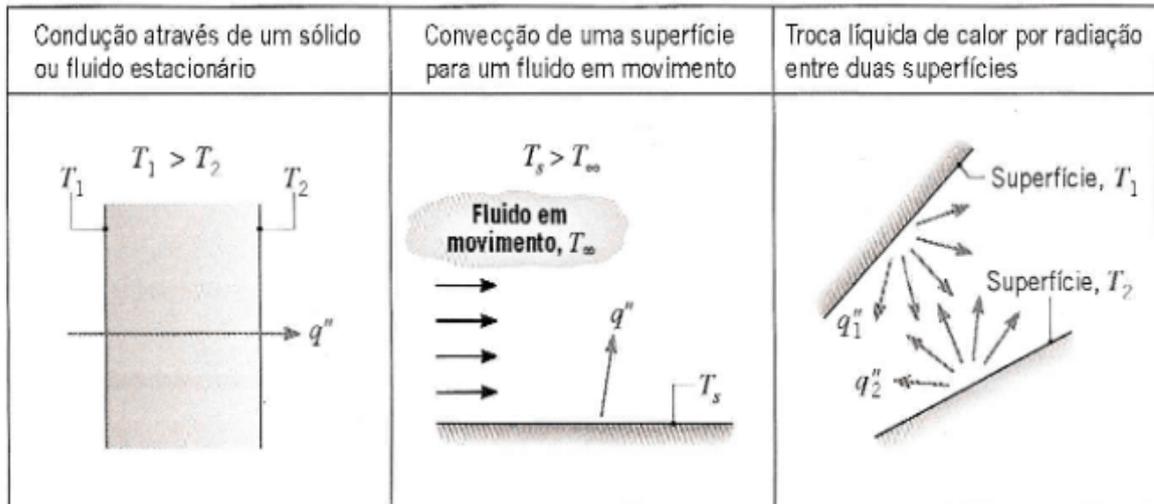
na qual \dot{E}_{acu} é a energia térmica acumulada pelo sistema, \dot{E}_{ent} é a energia que entra, \dot{E}_g a de energia gerada e \dot{E}_{sai} e a energia que sai do volume de controle.

Na análise em regime permanente não há acúmulo de energia térmica, $\dot{E}_{acu} = 0$. Ainda, na ausência de geração, $\dot{E}_g = 0$, toda a energia térmica que entra deve ser igual à energia térmica que sai, $\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sai}$. Este transporte de energia térmica se dá por transferência de calor.

A transferência de calor é a transferência de energia térmica causada por diferença de temperatura. A Figura 9 mostra esquematicamente os mecanismos de condução, convecção e radiação. A condução de calor é a transferência de calor molecular em uma substância. Convecção se refere à transferência de calor que ocorre entre uma superfície e um fluido em

movimento. Radiação é transferência de energia térmica através de ondas eletromagnéticas (Incropera, et al., 2008).

Figura 9 - Mecanismos de transferência de calor: condução, convecção, radiação.



Fonte – Incropera (2008)

2.3.1 Condução

A condução de calor ou difusão de calor através de um meio, seja um sólido ou fluido, ocorre devido à transferência de energia cinética entre partículas (moléculas, átomos ou elétrons) com maior energia (temperatura) para as de menor energia. O fluxo de calor por condução é modelado pela lei de Fourier, a qual pode ser escrita como,

$$q''_n = -k \frac{\partial T}{\partial n} \quad (29)$$

onde n é a direção do fluxo de calor, k é a condutividade térmica (W/m-K), uma propriedade de cada substância, e $\partial T / \partial n$ é o gradiente de temperatura local na direção n .

A solução do problema de condução de calor unidimensional em regime permanente permite definir a taxa de transferência de calor por condução $q_{k,1-2}$ (W) entre duas superfícies nas temperaturas T_1 e T_2 como

$$Q_{k,1-2} = \frac{T_1 - T_2}{R_{k,1-2}} \quad (30)$$

onde $R_{k,1-2}$ é a resistência térmica de condução.

Para a condução através de uma placa plana com espessura L e área A_k , feita de um material com condutividade térmica uniforme k , a resistência térmica torna-se

$$R_{k,1-2} = \frac{L}{kA_k} \quad (31)$$

2.3.2 Convecção

A convecção ocorre devido a dois mecanismos, a condução no fluido e o transporte advectivo causado pelo movimento do fluido. Estes efeitos combinados podem ser modelados através do coeficiente de convecção definido pela Lei de Newton para a convecção,

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (32)$$

onde q'' é o fluxo de calor convectivo (W/m^2), h é o coeficiente de convecção ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$), T_s é a temperatura da superfície, T_∞ é a temperatura do fluido longe da superfície.

O número de Nusselt (Nu) é uma adimensionalização do coeficiente de convecção, definido, em função de um comprimento característico L , como:

$$Nu = \frac{hL}{k_f} \quad (33)$$

O valor do número de Nusselt é diferente para cada condição de transferência de calor por convecção, que inclui o regime de escoamento, a forma e dimensão da superfície, sua orientação em relação ao escoamento e as propriedades do fluido. As correlações para convecção foram escolhidas considerando todo o escoamento laminar.

Na **convecção natural**, o escoamento é causado pela força de flutuação, a qual é proporcional à diferença de temperatura entre a superfície e o fluido. Para diferenças de temperatura moderadas, o número de Nusselt na convecção natural pode ser descrito como função dos números de Rayleigh e Prandtl,

$$Nu^{natural} = f(Ra, Pr) \quad (34)$$

O número de Rayleigh (Ra) relaciona-se à força motriz da convecção natural,

$$Ra = \frac{g\beta L^3(T_s - T_\infty)}{\alpha\nu} \quad (35)$$

onde g é a aceleração da gravidade em (m/s²), β é o coeficiente de expansão térmica volumétrica (1/K), L a dimensão característica da superfície (m), T_s a temperatura da superfície em (K), T_∞ a temperatura do fluido longe da superfície em (K), α a difusividade térmica (m²/s) e ν é a viscosidade cinemática (m²/s).

Números de Rayleigh até 10³ indicam que a força motriz não é capaz de iniciar um escoamento típico de convecção natural. Nestes casos, o mecanismo prevalente é a condução de calor.

Na **convecção forçada**, o escoamento é causado por uma força externa, desacoplada da transferência de calor. Para diferenças de temperatura moderadas, o número de Nusselt pode ser descrito como função dos números de Reynolds e Prandtl:

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (36)$$

O número de Reynolds Re_L indica a intensidade da advecção e é calculado por

$$Re = \frac{UL}{\nu} \quad (37)$$

onde U é a velocidade do escoamento livre (m/s), L a dimensão característica da superfície (m) e ν é viscosidade cinemática do fluido (m²/s). O parâmetro \sqrt{Ra} na **convecção natural** tem o mesmo significado físico de Re para **convecção forçada**.

Segundo Incropera et al. (2008), as correlações para o número de Nusselt, em geral, tem precisão de 25%, devido à presença de outros escoamentos de ar, efeitos de variação de propriedades com a temperatura e pequenas flutuações nas condições do problema físico, mas, no geral, satisfazem a maioria dos problemas de engenharia.

Quando as convecções natural e forçada ocorrem simultaneamente sobre uma superfície, modela-se o número de Nusselt da **convecção combinada** Nu^{combi} como,

$$Nu^{combi}{}^n = Nu^{forçada}{}^n \pm Nu^{natural}{}^n \quad (38)$$

Os efeitos são somados quando as direções dos escoamentos ocorrem em direções paralelas ou transversais. Por outro lado, os efeitos são subtraídos quando os escoamentos são opostos. A melhor correlação dos dados para superfícies retangulares é frequentemente obtida com $n=3$, porém outros valores podem se mostrar mais adequados dependendo da geometria.

Após a obtenção de um valor do coeficiente de convecção apropriado, pode-se definir a taxa de transferência de calor por convecção $q_{ku,s-f}$ (W) entre uma superfície com área A_s e um fluido, respectivamente, nas temperaturas T_s e T_f como:

$$q_{ku,s-f} = \frac{T_s - T_f}{R_{ku,s-f}} \quad (39)$$

onde $R_{ku,s-f}$ é a resistência térmica de convecção dada por

$$R_{ku,f-s} = \frac{1}{hA_s} \quad (40)$$

2.3.3 Radiação térmica

A frequência f e o comprimento de onda λ da radiação eletromagnética são relacionados por

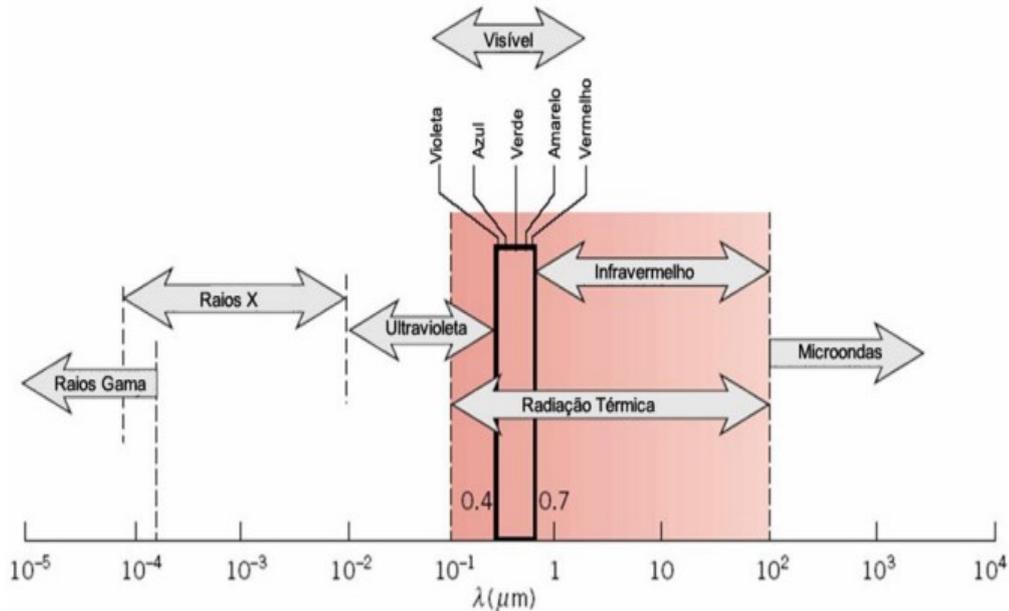
$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (41)$$

onde c é a velocidade da luz no meio.

A região do espectro eletromagnético que diz respeito à radiação térmica é mostrada na Figura 10. Se estende dos comprimentos de onda de 0,1 μm até 100 μm e inclui uma fração dos raios ultravioleta (UV), todo o espectro visível ao olho humano e o infravermelho (IV). Tanto

a intensidade da radiação emitida ou absorvida como a distribuição espectral da radiação variam com a natureza e a temperatura da superfície (Incropera, et al., 2008).

Figura 10 - Espectro da radiação eletromagnética.



Fonte – Incropera, et al., (2008)

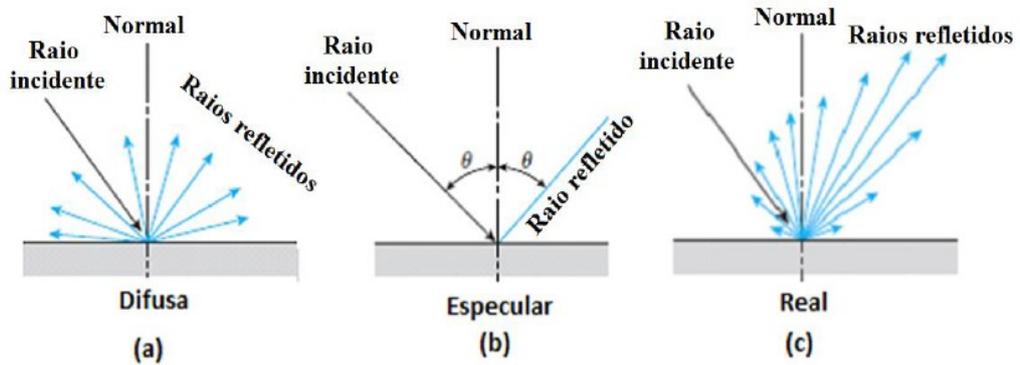
As superfícies em geral podem ser idealizadas como **difusas** ou **especulares**, de acordo como a forma que refletem a radiação. Radiação difusa ocorre quando, independentemente da direção da radiação incidente, a intensidade da radiação refletida for independente do ângulo de reflexão. Se a reflexão ocorrer com o mesmo ângulo da incidência, a superfície é dita especular. Embora nenhuma superfície seja perfeitamente difusa ou especular, superfícies polidas que se parecem como espelhos têm a tendência de serem especulares e superfícies que são rugosas têm a tendência de serem difusas.

A solução da transferência de calor entre superfícies opacas, difusas e cinzas, sem a presença de meio participante, pode ser obtida pelo método da radiosidade. A Figura 12 mostra o balanço de radiação em uma superfície e ilustra a definição de radiosidade. A radiosidade de uma superfície é dada por

$$J_i = \varepsilon_i E_{cni} + (1 - \varepsilon_i) G_i \quad (42)$$

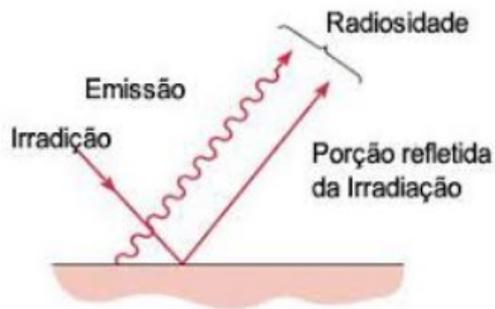
onde E_{cni} é o poder emissivo de corpo negro (W/m^2), G_i é a irradiação (W/m^2) e ε_i é a emissividade da superfície i .

Figura 11 – Reflexão da radiação em superfícies.



Fonte – Cengel (2015)

Figura 12 - Radiosidade.



Fonte - Incropera, et al. (2008)

O balanço de calor entre N superfícies formando uma cavidade pode ser expresso como

$$\frac{\sigma T_i^4 - J_i}{(1 - \varepsilon_i)/\varepsilon_i A_i} = \sum_{j=1}^N \frac{J_i - J_j}{(A_i F_{ij})^{-1}} \quad (43)$$

Finalmente, a taxa de transferência de calor por radiação líquida deixando uma superfície com temperatura T_i é

$$q_{rad,i} = \frac{\sigma T_i^4 - J_i}{(1 - \varepsilon_i)/\varepsilon_i A_i} \quad (44)$$

na qual σ (W/m²-K⁴) é a constante de Stefan-Boltzmann, ε_i é a emissividade da superfície i , A (m²) é a área da superfície, J_i a radiosidade (W/m²) da superfície i e F_{ij} é o fator de forma da radiação da superfície i para a superfície j .

O fator de forma da radiação satisfaz a relação de reciprocidade,

$$A_i F_{ij} = A_j F_{ji} \quad (45)$$

Para cavidades, satisfaz também a regra da soma,

$$\sum_{j=1}^N F_{ij} = 1 \quad (46)$$

Uma vez que o problema de radiação tenha sido resolvido, uma linearização da taxa de transferência de calor líquida por radiação entre duas superfícies i e j pode ser escrita como

$$q_{r,i} = \frac{T_i - T_j}{R_{r,i-j}} \quad (47)$$

Por analogia com a convecção, pode-se também escrever

$$R_{r,i-j} = \frac{1}{h_{rad}} \quad (48)$$

onde h_{rad} (W/K) é o coeficiente equivalente de transferência de calor por radiação, da superfície i para j .

Um caso particular ocorre quando a cavidade é formada por apenas duas superfícies, 1 e 2 com fator de forma $F_{12} = 1$. Neste caso, o coeficiente equivalente de transferência de calor por radiação pode ser escrito diretamente como:

$$h_{rad} = \frac{\sigma(T_1^2 - T_2^2)(T_1 - T_2)}{\frac{1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{\varepsilon_2 A_2} - \frac{1}{A_1}} \quad (49)$$

2.4 MEDIÇÃO DE TEMPERATURA COM TERMOPAR

Mistry et al. (2010) aplicam um modelo de capacitância térmica global para um termopar com diâmetro d suspenso em um fluido no interior de uma cavidade com temperatura de parede uniforme. Eles mostram que a temperatura do termopar (T_c) é uma média entre a temperatura do gás (T_g) e a radiação trocada com as paredes da cavidade ($T_{h,w}$) dada por

$$T_g - T_c = \frac{\rho_c c_{p,c} d}{6h} \frac{\partial T_c}{\partial t} + \frac{k_c}{h} \frac{\partial T_c}{\partial x_c} + \frac{\sigma \varepsilon_w (T_c^4 - T_{h,w}^4)}{h} \quad (50)$$

O subscrito c identifica as propriedades do termopar e h é o coeficiente de convecção com o fluido. O primeiro termo do lado direito da equação quantifica a acumulação de energia no termopar, o segundo termo quantifica a condução de calor através do fio do termopar para a parede da cavidade e o terceiro termo quantifica radiação trocada com as paredes da cavidade (identificadas com subscrito w).

Uma equação semelhante pode ser escrita para um termopar aderido à uma superfície, apenas estendendo o termo de condução no fio do termopar como uma condução através de uma resistência de contato entre o termopar e a parede.

2.5 ESTADO DA ARTE

Nesta seção revisa-se os trabalhos relacionados com as medições e modelagem de fornos de cocção a gás domésticos.

A taxa de transferência de calor para os alimentos no interior de um forno de cocção depende de uma variedade de aspectos construtivos e de operação que definem a vazão e temperatura do ar quente que circula na cavidade, a direção e magnitude da velocidade dos escoamentos de ar quente, as temperaturas, posicionamento e propriedades das paredes e janelas, e as dimensões e formas da forma de cocção e do alimento (Özilgen e Heil, 1993; Rahman, 1995, apud Carzino, 2006; Abraham e Sparrow, 2004).

Sardi e Yanniotis (2007) revisam os desenvolvimentos em simulação numérica na indústria de cocção até aquela data. Eles citam a quase inexistência de trabalhos em simulação

e medição para fornos de cocção até aquela data. As poucas exceções são os trabalhos de Verboen et al. (2000), Abraham e Sparrow (2004) e Mistry et al. (2006).

Verboven et al. (2000) aplicou um modelo de CFD para determinar a transferência de calor para cargas colocadas no interior de um forno elétrico com convecção forçada. Um modelo de parâmetros concentrados foi utilizado para prover as condições de contorno na superfície das cargas, na forma de blocos prismáticos de PVC colocados em diferentes posições na cavidade. A temperatura das cargas prevista pelo modelo de parâmetros concentrados foi comparada com medições e os autores obtiveram boa concordância. A distribuição do fluxo de calor na superfície dos blocos foi calculada da solução de CFD. Coeficientes de transferência de calor por convecção entre 25 e 40 W/m²-K foram estimados das medições e valores entre 12 e 23 W/m²-K foram calculados pela solução numérica, para diferentes condições de operação. Finalmente, os autores propuseram uma correlação para o coeficiente de transferência de calor médio para a carga envolvendo velocidade do escoamento e nível de turbulência medidos ou calculados por CFD, portanto, limitando a aplicação da correlação para outras situações.

Abraham e Sparrow (2004), na sequência de trabalhos anteriores destes mesmos autores publicados 2002, desenvolveram um modelo de parâmetros concentrados para a previsão da evolução transiente da temperatura de uma carga em um forno elétrico. O modelo considera a convecção natural no interior da cavidade e a transferência de calor por radiação com as paredes, empregando um coeficiente equivalente de transferência de calor por radiação obtido da linearização das equações de transferência de calor por radiação na cavidade do forno. Com base nesta linearização, os autores integram a equação de parâmetros concentrados para a carga e obtém uma solução analítica direta. Medições de temperatura foram realizadas em 170 posições nas paredes da cavidade. Observou-se grande simetria nos campos de temperatura nas paredes, sendo que os maiores desvios da simetria foram observados para as paredes laterais. O modelo previu as temperaturas medidas para a carga com desvios menores que 1 %.

Mistry et al. (2006) usaram um modelo em CFD para prever a convecção natural e a radiação no interior de um forno elétrico. O forno foi modelado como vazio, com um termopar posicionado no seu interior. Foram modeladas duas condições de operação, cozimento e douramento. A temperatura transiente medida pelo termopar foi prevista numericamente, incluindo um modelo de parâmetros concentrados para o termopar, e mostrou desvios de 3 % em relação aos valores medidos durante o regime transiente do forno.

Sakin et al. (2009) determinaram valores do coeficiente de transferência de calor combinado de radiação e convecção. Estes foram calculados por dois métodos distintos: o método de capacitância global e o método de ajuste da curva transiente de temperatura. Foram determinados para as condições sem ventilador e para a convecção forçada com auxílio de ventilador. Para a condição sem ventilador, os autores obtiveram um coeficiente de 11 a 20 W/m^2-K calculado pelo método da capacitância global e 10 a 21 W/m^2-K pelo método do ajuste da curva transiente de temperatura.

Bätzner et al. (2010) apresentam uma modelagem em resistências térmicas e medições para o forno de um fogão a gás doméstico. As medições foram realizadas para a operação com cavidade vazia, com diferentes configurações de orifícios no chão móvel e potências térmicas. As simulações utilizam a temperatura média da superfície do chão móvel e a temperatura do ar quente nos orifícios do chão móvel como dados de entrada. Os resultados mostram que as previsões das temperaturas superficiais das paredes da cavidade apresentam desvios de 15 % em relação às medições, com exceção da porta, onde desvios de 60 % foram observados. Os autores concluem que a modelagem da porta apresenta desafios relacionados com as propriedades radiantes dos vidros e com as condições de circulação de ar no espaço entre os vidros.

Chhanwal et al. (2010) aplicaram um modelo de CFD para a previsão da transferência de calor em um forno elétrico. Testaram três modelos de radiação, transferência discreta de radiação (discrete transfer radiation model - DTRM), geométrico de superfície para superfície (surface to surface - S2S) e um modelo de ordenadas discretas (discrete ordinates - DO). Um bloco retangular foi utilizado para modelar um pão durante a cocção. Os resultados das previsões foram comparados com medições de temperatura na carga. Os resultados com os três modelos deram resultados praticamente semelhantes na previsão da temperatura transiente de um termopar imerso na carga.

Mistry et al. (2011) modelaram em CFD o escoamento e transferência de calor em um forno a gás, em regime transiente, com um termopar suspenso em seu interior. A temperatura transiente medida pelo termopar foi prevista numericamente, incluindo um modelo de parâmetros concentrados para o termopar. Um queimador a gás de corpo único central foi também modelado. Eles estudaram o compromisso entre precisão na comparação com medições e tempo computacional em previsões de temperatura ao longo do tempo. Eles determinaram que uma simplificação importante é trocar a simulação do queimador pela imposição de um

campo de temperatura adimensional no chão móvel e pela prescrição das temperaturas nos orifícios do chão móvel. As previsões apresentaram desvios máximos de 6 % em relação às medições.

Hassan et al. (2012) usou um modelo de resistências térmicas para modelar as temperaturas e taxas de transferência de calor em um forno de cocção elétrico com ventilação forçada. Uma unidade foi instrumentada com termopares na operação em vazio. As temperaturas foram impostas no modelo de resistências térmicas. Os autores objetivaram avaliar a influência da convecção na distribuição do fluxo de calor por radiação. Os resultados mostram a relação entre as taxas de transferência de calor por radiação entre as paredes.

Ibrahim e Salleh (2012) desenvolveram um modelo de radiosidade para a transferência de calor por radiação para um forno elétrico na operação com circulação natural e circulação forçada. Cada superfície foi assumida com temperatura e propriedades uniformes e o meio na cavidade foi considerado não participante. A transferência de calor por convecção foi negligenciada. As temperaturas das paredes foram medidas ao longo do tempo para uma determinada unidade e impostas no cálculo das taxas de transferência de calor líquidas por radiação entre as paredes. Em todas as condições, a superfície que mais recebeu radiação (portanto, a com maior perda de calor para o meio externo) foi a porta, com valores entre 50 W e 240 W para as temperaturas do forno de 180 C a 220 C. O teto foi a superfície que mais entregou radiação, com valores entre 60 W e 400 W para as temperaturas do forno de 180 C a 220 C. Os autores não analisam os efeitos das propriedades de radiação.

Rek et al. (2012) utilizaram um modelo em CFD com o modelo de ordenadas discretas para a modelagem da radiação e a convecção natural foi modelada sem empregar a aproximação de Boussinesq. O forno elétrico convencional com ventilador na parede do fundo e quatro orifícios de passagem de ar retangulares de 5 mm foi modelado com uma bandeja em posição intermediária modelando a cocção de biscoitos. O mesmo forno foi instrumentado com termopares e foram realizadas medições no regime transiente. Outras dimensões e posições de orifícios foram testadas mostrando efeitos importantes no campo de temperatura nos biscoitos. A emissividade dos biscoitos não teve efeito importante.

Capablo et al (2013) realizaram experimentos e modelagem de um forno elétrico considerando um tijolo de cerâmica saturado de água como carga no interior do forno. Foi utilizado um modelo de parâmetros concentrados para prever a temperatura da carga em regime transiente, programa em SINDA/FLUINT. A energia absorvida pela evaporação da água é

modelada como uma curva exponencial ajustada empiricamente às medições. Desvios de 80 % foram encontrados entre as previsões do modelo e as medições da temperatura da carga.

Ramirez-Laboreo (2016) desenvolveram um modelo de transferência de calor e massa para uma carga colocada no interior de um forno elétrico com ventilação forçada. Um tijolo cerâmico saturado com água foi usado como carga. Foi desenvolvido um modelo de parâmetros concentrados incluindo o forno e a carga. A evaporação da água na carga foi modelada com um modelo semi-empírico que inclui as taxas de transferência de calor para a carga e resistências de evaporação. Uma unidade foi instrumentada com termopares, tanto na cavidade como na carga. Os parâmetros do modelo foram ajustados aos dados experimentais de referência. Com isso, a previsão dos valores de temperatura foi possível com menos de 2 % de desvios. Os autores então avaliam as taxas de transferência de calor para as várias superfícies no forno. O regime permanente com a evaporação da carga foi atingido após 50 min de operação.

Kokolj et al. (2017) desenvolveram um modelo de CFD transiente para um forno elétrico com convecção forçada contendo uma forma no seu interior modelando a cocção de biscoitos. A modelagem incluiu a evaporação da água dos biscoitos utilizando uma formulação empírica ajustada à perda de água nos experimentos. A previsão dos valores medidos de temperatura foi possível com desvios de 10 % a 15 %. Os autores determinaram a distribuição espacial de temperatura e fluxo de calor nos biscoitos e compararam os resultados de modelos empíricos de bronzeamento baseados em campo de temperatura e campo de fluxo de calor com o bronzeamento observado nas medições. Os modelos baseados no campo de temperatura previram melhor o bronzeamento observado nos experimentos.

Özdemir (2017) modelou a combustão em um queimador de forno a gás visando obter os campos de temperatura no chão móvel e a estabilidade do queimador. Também estudou o efeito da dimensão e posicionamento das entradas de ar secundário para a cavidade do queimador. As simulações mostraram que o escoamento em vórtices acima dos jatos de combustível causa a penetração de produtos de combustão na chama, reduzindo a intensidade da combustão e a temperatura máxima. Desta forma, os orifícios do chão móvel podem apresentar um efeito na temperatura da chama e na transferência de calor direta da chama para o chão móvel.

Vários outros trabalhos apresentam a modelagem de fornos industriais ou comerciais de grande porte, empregando técnicas de medição e simulação semelhantes, com objetivos diversos (por exemplo, Grabowski *et al.*, 1999; Da Silva, 2001; Lee, 2004; Carzino, 2006; e a

revisão apresentada por Al-Nasser et al., 2021). Estes trabalhos abordam geometrias muito distintas das de interesse neste trabalho e, portanto, não foram revisados.

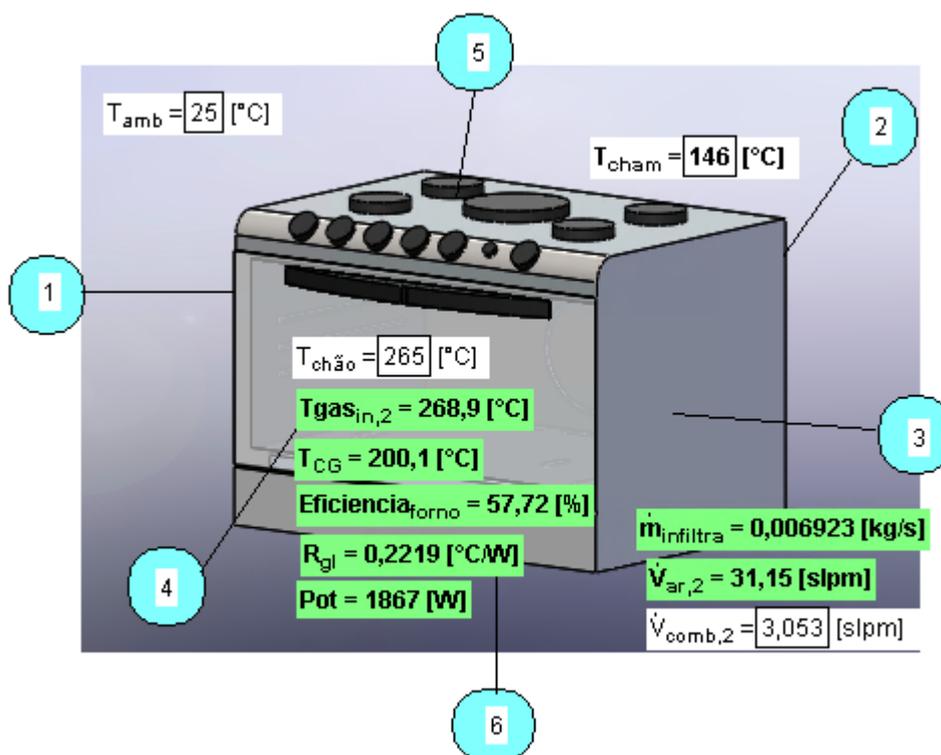
Nenhum dos trabalhos revisados acima determinou a temperatura externa das paredes de um forno e a sua eficiência térmica global para diferentes características construtivas das paredes da unidade. Desta forma, este trabalho completa esta lacuna ao avaliar estas características do ponto de vista experimental e por modelagem numérica.

3 MODELAGEM DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Neste trabalho, a transferência de calor no forno foi modelada através de circuitos de resistência térmica, que representam as trocas de calor entre o ambiente interno e o ambiente externo, passando por todas as paredes que formam a cavidade, através de mecanismos combinados de condução, convecção e radiação.

A Figura 13 mostra uma imagem da interface com o usuário do programa computacional EES (*Engineering Equation Solver*) utilizado para a solução do modelo térmico. Nesta imagem, identifica-se as paredes da cavidade pela sequência numerada mostrada no Capítulo 2: a superfície 1 é a lateral esquerda, a superfície 2 é o fundo, a superfície 3 é a lateral direita, a superfície 4 é a porta, a superfície 5 é a mesa e a superfície 6 é o chão móvel. Esta nomenclatura será mantida ao longo deste trabalho.

Figura 13 - Visão da interface com o usuário no programa EES ilustrando a identificação das paredes do forno.



Fonte- Autor

Cada parede é formada por materiais e possui características construtivas distintas. A modelagem de cada parede segue as considerações listadas a seguir.

3.1 HIPÓTESES EMPREGADAS NA MODELAGEM

As hipóteses gerais utilizadas na modelagem neste trabalho são:

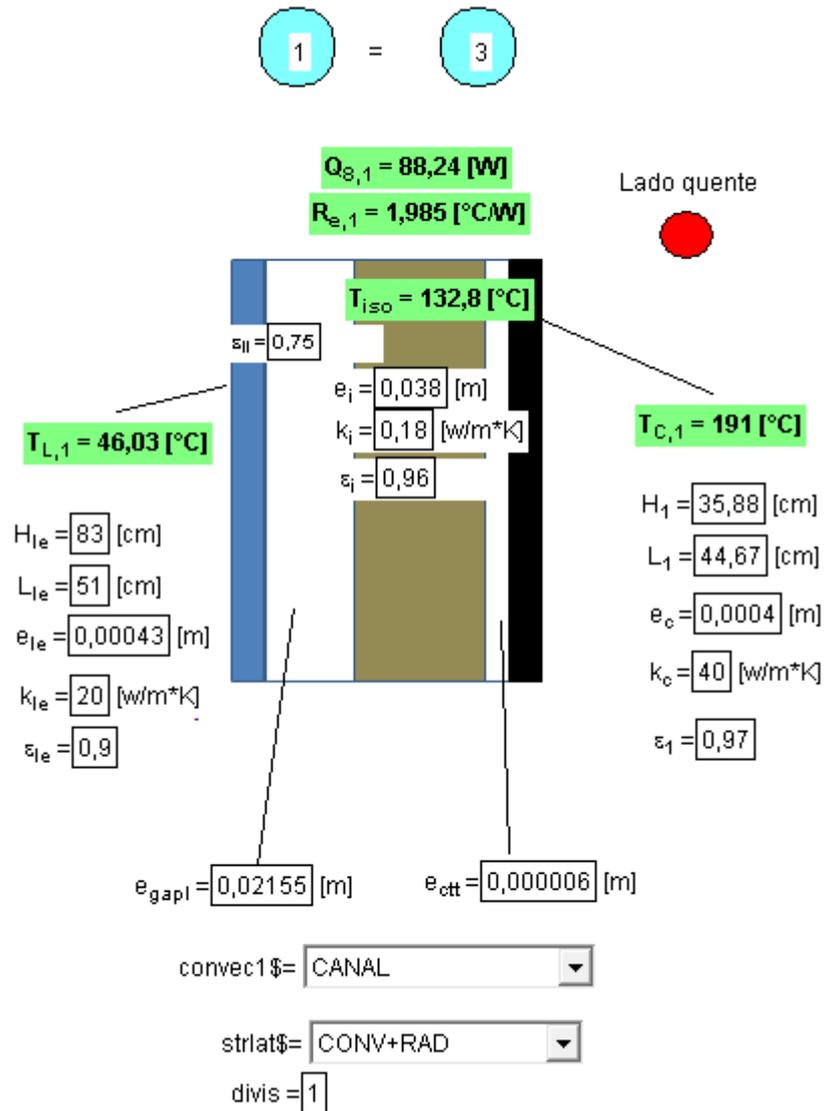
- O forno opera em regime permanente.
- As superfícies que formam as paredes do forno são planas e paralelas.
- As superfícies da cavidade do forno formam ângulos retos entre si.
- As superfícies são opacas, difusas e cinzas.
- As propriedades são uniformes, constantes e avaliadas nas temperaturas médias.
- As chapas metálicas têm resistência térmica à condução transversal negligenciável.
- O ar quente não emite nem absorve radiação térmica.
- O combustível sofre combustão completa.

A seguir, descreve-se as características de cada parede e as hipóteses locais empregadas na modelagem.

3.1.1 Paredes Laterais

A Figura 14 mostra um esquema das paredes laterais esquerda (1) e direita (3), conforme a interface do usuário do programa EES. Conforme apresentado no Capítulo 2, é formada pela cavidade interna de metal esmaltado, seguida de isolamento térmico, um espaçamento de ar e por fim o involucro lateral de metal esmaltado.

Figura 14 - Esquema das paredes laterais esquerda (1) e direita (3) conforme a interface com o usuário programada no programa EES.



Fonte - Autor

A Tabela 4 resume as hipóteses adotadas na modelagem das paredes laterais esquerda (1) e direita (3).

Tabela 4 - Considerações físicas adotadas na modelagem das paredes laterais esquerda (1) e direita (3).

Face	Lado externo com ambiente	Canal interno	Isolamento	Cavidade interna
------	---------------------------	---------------	------------	------------------

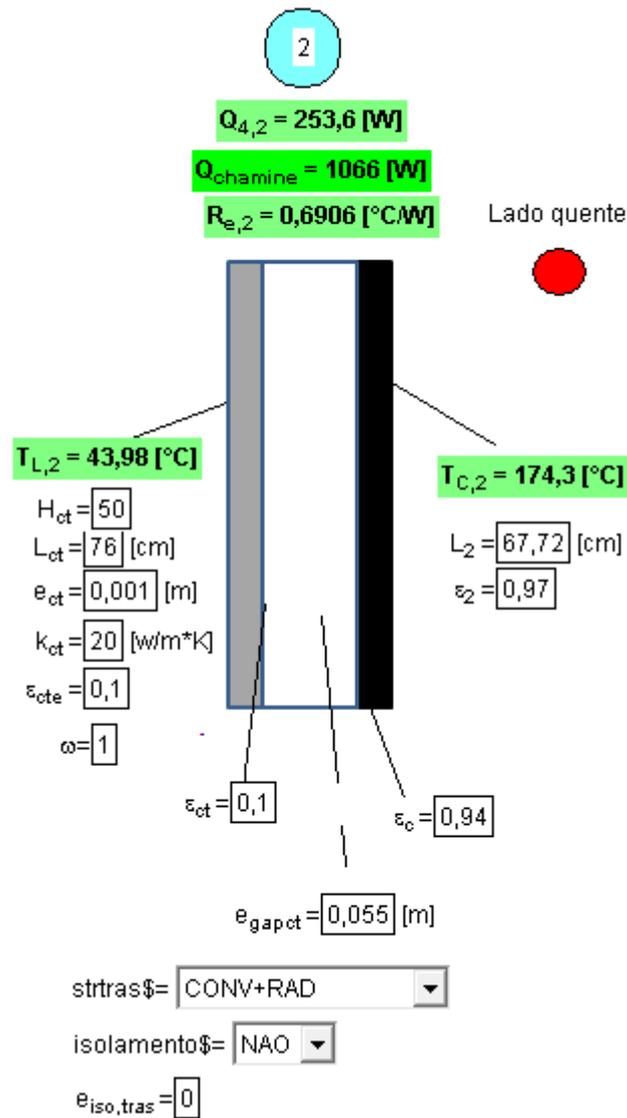
<p style="text-align: center;">1 e 3</p>	<p>Radiação de uma superfície opaca, difusa, cinza e plana para o ambiente infinito, convecção natural em placa plana vertical, temperatura obtida de balanço de energia</p>	<p>Radiação entre placas planas paralelas com superfícies opacas, difusas e cinzas, Convecção em canal aberto entre placas planas verticais, ou em cavidade fechada com subdivisões (depende do arranjo experimental)</p>	<p>Condução de calor através de isolamento térmico de fibra de lã de vidro, com 0,38 mm de espessura e massa específica $\rho = 43,23 \text{ kg/m}^3$.</p>	<p>Radiação entre superfícies opacas, difusas, cinzas e planas formando uma cavidade prismática com ângulos retos, convecção combinada (natural e forçada) em placa plana vertical com o ar quente na cavidade, temperatura obtida por balanço de energia</p>
---	--	---	---	---

3.1.2 Fundo

A Figura 15 mostra um esquema do fundo (2), conforme a interface do usuário do programa EES. Conforme apresentado no Capítulo 2, é formado pela cavidade interna de metal esmaltado um espaçamento de ar e da capa traseira metálica composta de furos para melhor circulação de ar. Esta parede não possui isolamento térmico na configuração recebida de fábrica.

A Tabela 5 resume as hipóteses adotadas na modelagem da parede do fundo (2).

Figura 15 - Esquema do fundo (2) conforme a interface com o usuário programada no programa EES.



Fonte - Autor

Tabela 5 - Considerações físicas adotadas na modelagem da parede do fundo (2).

Face	Lado externo com ambiente	Canal interno	Isolamento	Cavidade interna
2	Radiação de uma superfície opaca, difusa, cinza e plana para o	Radiação entre placas planas paralelas com superfícies	Não existe na configuração recebida de fábrica, mas	Radiação entre superfícies opacas, difusas, cinzas e planas formando

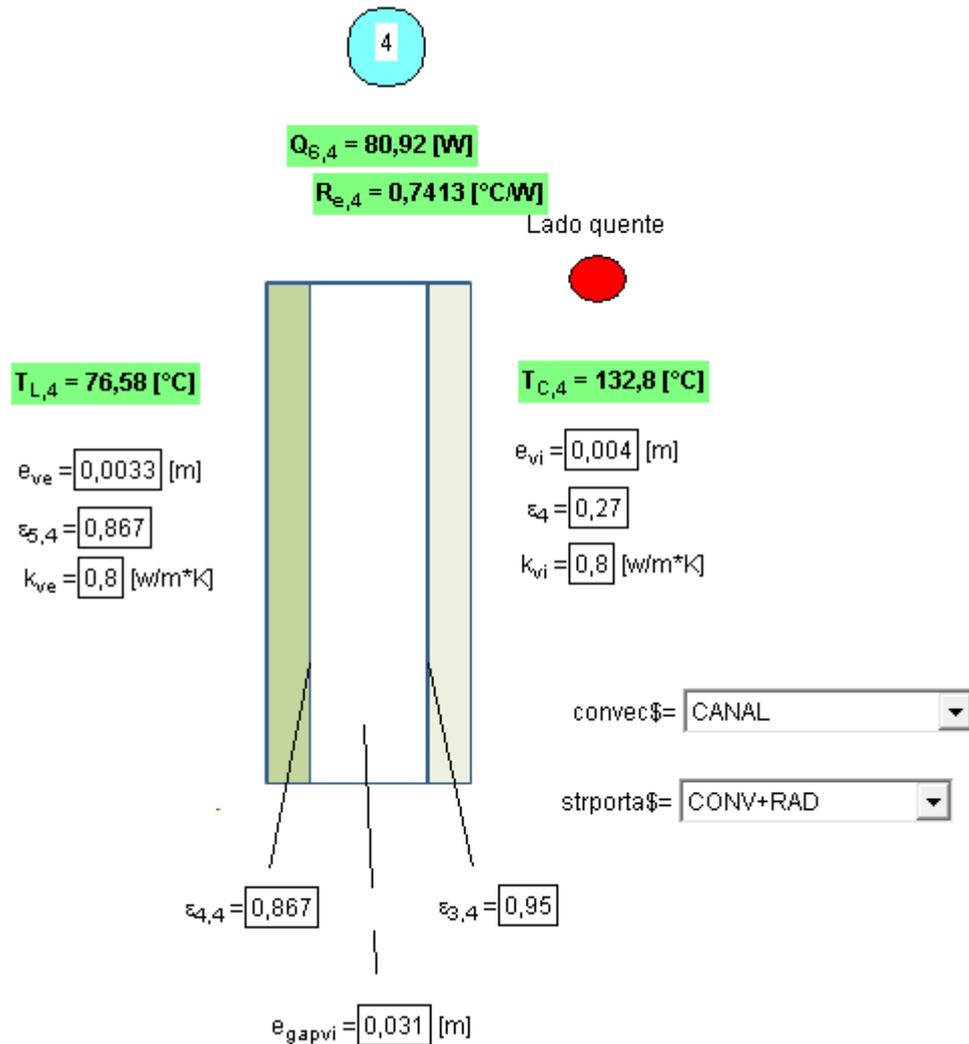
	ambiente infinito, convecção sobre placa plana vertical, temperatura obtida de balanço de energia	opacas, difusas e cinzas, Convecção em canal aberto entre placas planas paralelas,	adicionado em uma configuração experimental: Condução de calor através de isolamento térmico de fibra de lã de vidro, com 0,38 mm de espessura e massa específica $\rho = 43,23 \text{ kg/m}^3$.	uma cavidade prismática com ângulos retos, convecção combinada (natural e forçada) em placa plana vertical com o ar quente na cavidade, temperatura obtida por balanço de energia
--	---	--	---	---

3.1.3 Porta

A Figura 16 mostra um esquema da porta (4), conforme a interface do usuário do programa EES. Conforme apresentado no Capítulo 2, é composta por uma lâmina de vidro com baixa emissividade, seguida de um espaçamento de ar e de uma lâmina de vidro externo, temperado, levemente curvado.

A Tabela 6 resume as hipóteses adotadas na modelagem da porta (4).

Figura 16 - Esquema da porta (4) conforme a interface com o usuário programada no programa EES.



Fonte – Autor

Tabela 6 - Considerações físicas adotadas na modelagem da parede da porta (4).

Face	Lado externo com ambiente	Canal interno	Isolamento	Cavidade interna
4	Radiação de uma superfície opaca, difusa, cinza e plana para o ambiente infinito,	Radiação entre placas planas paralelas com superfícies opacas, difusas e	(não existente)	Radiação entre superfícies opacas, difusas, cinzas e planas formando uma cavidade

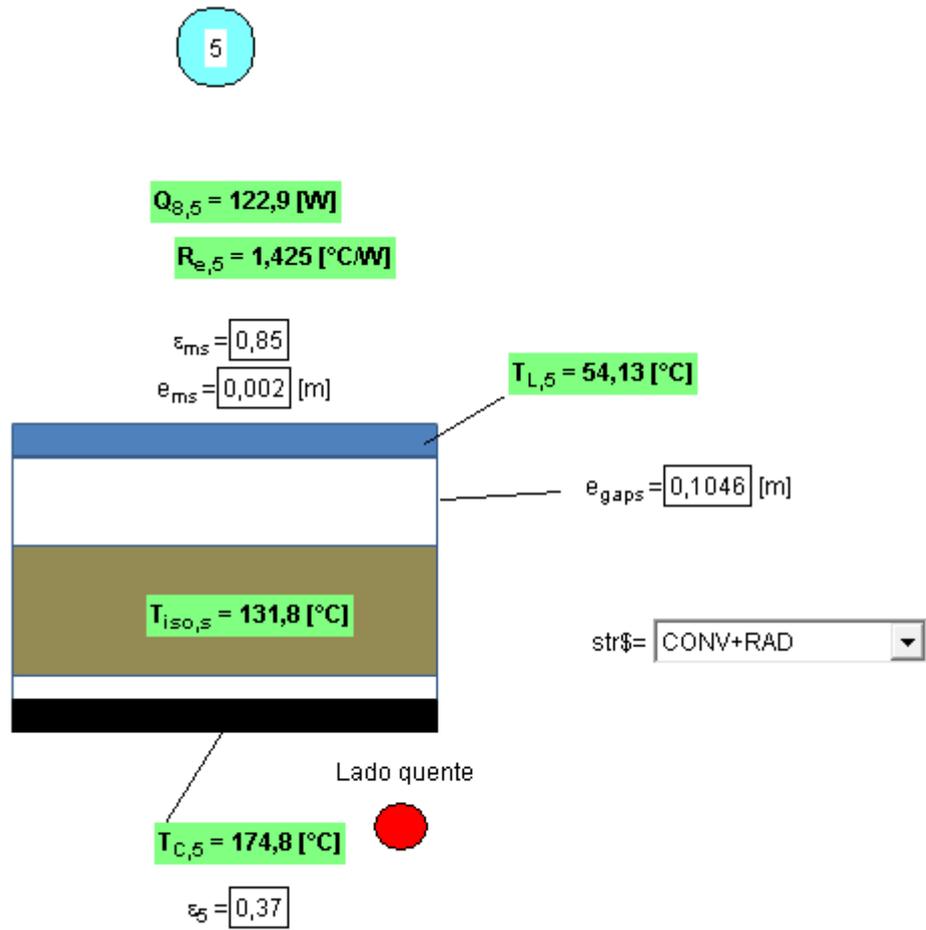
	convecção sobre placa plana vertical, temperatura obtida de balanço de energia	cinzas, Convecção em canal aberto entre placas planas paralelas verticais ou em cavidade fechada (dependendo do arranjo experimental)		prismática com ângulos retos, convecção combinada (natural e forçada) em placa plana vertical com o ar quente na cavidade, temperatura obtida por balanço de energia
--	--	---	--	--

3.1.4 Teto

A Figura 17 mostra um esquema do teto (5), conforme a interface do usuário do programa EES. Conforme apresentado no Capítulo 2, é composto pela cavidade interna metálica sem acabamento, seguido de isolante térmico, em cima do isolante térmico se encontram os componentes eletrônicos e as tubulações de gás combustível, e logo acima está a mesa metálica com acabamento polido e o conjunto de queimadores que compõe a mesa.

A Tabela 7 resume as hipóteses adotadas na modelagem do teto (5).

Figura 17 - Esquema do teto (5) conforme a interface com o usuário programada no programa EES.



Fonte - Autor

Tabela 7 - Considerações físicas adotadas na modelagem da parede do teto (5).

Face	Lado externo com ambiente	Canal interno	Isolamento	Cavidade interna
5	Radiação de uma superfície opaca, difusa, cinza e plana para o ambiente infinito, convecção sobre placa plana	Radiação entre placas planas paralelas com superfícies opacas, difusas e cinzas, Convecção em	Condução de calor através de isolamento térmico de fibra de lã de vidro, com 0,38 mm de espessura e massa	Radiação entre superfícies opacas, difusas, cinzas e planas formando uma cavidade prismática com

	horizontal aquecida, temperatura obtida de balanço de energia.	cavidade fechada formada entre placas planas paralelas horizontais.	específica $\rho = 43,23 \text{ kg/m}^3$.	ângulos retos, convecção combinada (natural e forçada) em placa plana horizontal, com superfície fria voltada para baixo, com o ar quente na cavidade, temperatura obtida por balanço de energia
--	--	---	--	--

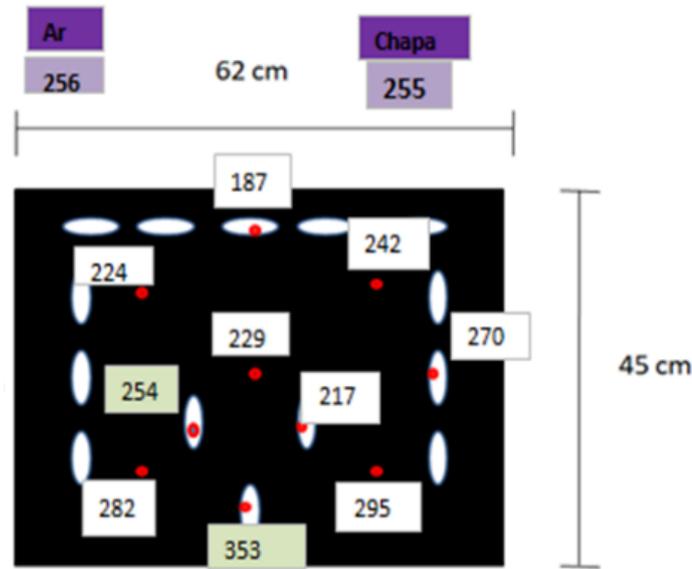
3.1.5 Chão móvel

Conforme apresentado no Capítulo 2, constitui-se e uma chapa metálica esmaltada com orifícios de passagem de ar, servindo para distribuir o ar quente na cavidade do forno através dos orifícios do chão móvel, impedir que a chama toque diretamente os alimentos e utensílios colocados dentro do forno, impedir que restos de alimentos atinjam o queimador e partes inferiores do fogão, além de emitir calor por radiação para as demais superfícies que compõe a cavidade interna.

A interação complexa entre a combustão no queimador e o chão móvel não foi modelada, pois não é de interesse neste trabalho. Adotou-se a temperatura medida na superfície do chão móvel como dado de entrada.

A Figura 18 mostra uma vista superior do chão móvel. A Tabela 8 resume as hipóteses adotadas na modelagem do chão móvel (6).

Figura 18 - Esquema do chão móvel (6) conforme a interface com o usuário programada no programa EES.



Fonte - Autor

Tabela 8 - Considerações físicas adotadas na modelagem do chão móvel (6).

Face	Lado externo com ambiente	Canal interno	Isolamento	Cavidade interna
6	-	-	-	Radiação entre superfícies opacas, difusas, cinzas e planas formando uma cavidade prismática com ângulos retos, convecção combinada (natural e forçada) em placa plana horizontal, com superfície quente voltada para cima,

				temperatura prescrita obtida das medições.
--	--	--	--	--

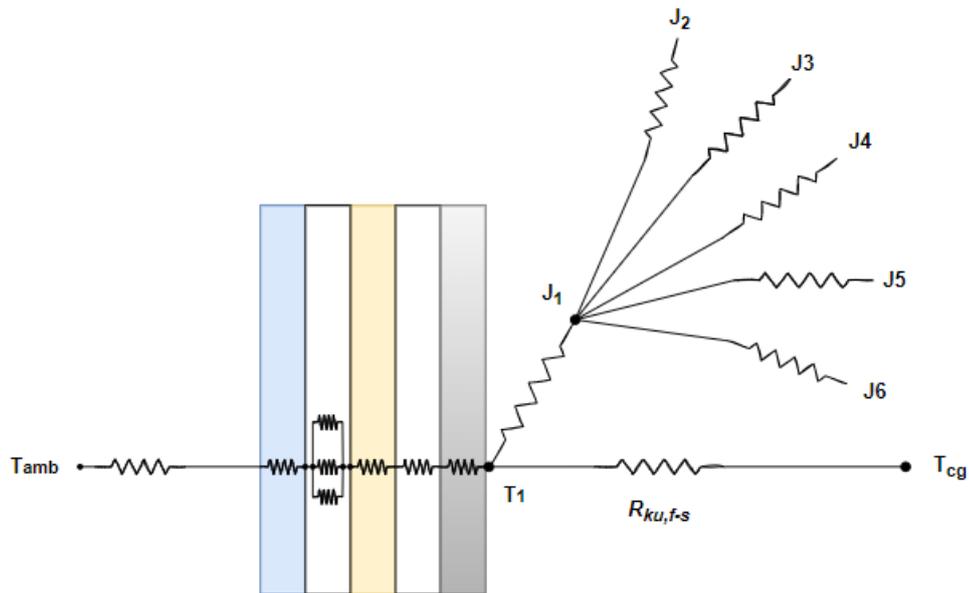
Fonte - Autor

3.2 MODELAGEM POR CIRCUITO TÉRMICO

A Figura 19 mostra uma representação esquemática típica de um circuito de resistências térmicas em uma parede da cavidade. Na figura, a parede é representada como tendo 5 camadas. A camada externa (mais à esquerda) é a parede metálica externa do fogão. A parede tem resistência térmica de condução, a superfície também troca calor externamente e internamente por convecção e por radiação. No lado externo, assume-se que o ambiente e a vizinhança estão em T_{∞} . Nesta camada de ar, que pode, ou ser confinada, ou ter circulação com o ar ambiente, assume-se transferência de calor por convecção e radiação, porém pode ser optar por condução e radiação (para números de Rayleigh baixos) ou até o efeito de todos os mecanismos combinados. A terceira camada é o isolamento térmico, no qual existe transferência de calor por condução. A quarta camada é uma resistência de contato entre o isolamento e a cavidade e possui resistência de condução. E finalmente a quinta camada é a chapa metálica interna que forma a parede do forno. Esta chapa, novamente tem resistência de condução, e apresenta transferência de calor por radiação e convecção com as outras superfícies que formam a cavidade do forno.

A transferência por radiação com as demais superfícies da cavidade do forno, é representada pelo circuito de radiosidades mostrado no lado direito. A superfície da parede da cavidade também troca calor por convecção com o ar no interior do forno, na temperatura T_{CG} , através de um coeficiente de transferência de calor por convecção médio global. O balanço de calor aplicado nas superfícies externa e interna da parede define a relação entre as várias taxas de transferência de calor.

Figura 19 - Modelo de transferência de calor para as paredes.

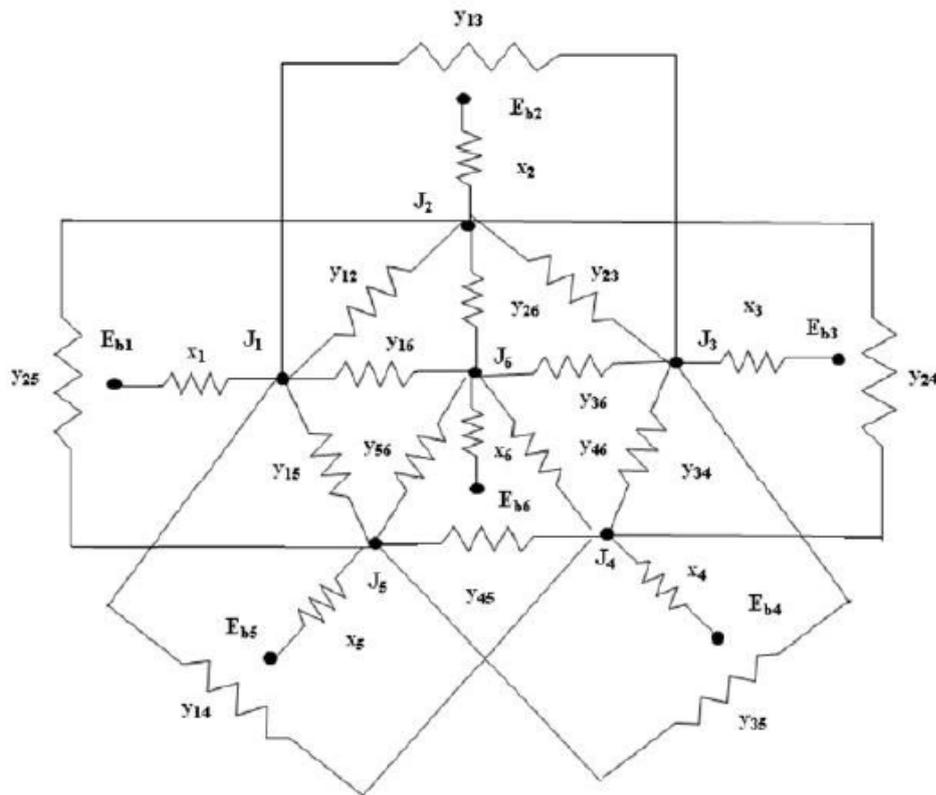


Fonte – adaptada de (Bätzner, 2010)

A transferência de calor dentro da cavidade do forno também é modelada por um circuito de resistências térmicas. Nesta análise, empregou-se o método da radiosidade, no qual o balanço de radiação é modelado na forma de um sistema de equações envolvendo as radiosidades e o poder emissivo das superfícies, as resistências térmicas de radiação de superfície e de fatores de forma.

A Figura 20 mostra o circuito de resistências térmicas de radiação entre as 6 superfícies que formam a cavidade do forno. Na figura, J_i representa a radiosidade da superfície i e $E_{b,i}$ é a emissão de corpo negro de cada superfície i . As resistências de radiação das superfícies i são identificadas por x_i e as resistências de fatores de forma entre as superfícies i e j são identificadas por y_{ij} .

Figura 20 - Circuito térmico de transferência de calor por radiação no interior da cavidade.



Fonte - (HASSAN, SALLEH e IBRAHIM, 2012)

3.3 VAZÕES MÁSSICAS DE AR

O modelo também aborda a estimativa da vazão de ar aspirado pelo forno e a vazão de ar total que circula pela cavidade e chaminé. Para isso, emprega-se as equações da conservação da massa e da energia térmica.

Através de um balanço de massa de ar, a vazão mássica total de ar que circula pela cavidade do forno, \dot{m}_{ar_total} (kg/s), é dada por:

$$\dot{m}_{ar_total} = \dot{m}_{ar_prim} + \dot{m}_{ar_secun} + \dot{m}_{ar_infil} \quad (51)$$

na qual \dot{m}_{ar_prim} é a vazão de ar primário que atinge a chama, já pré-misturada com o combustível, \dot{m}_{ar_secun} é a vazão de ar secundário necessária para completar a combustão total

do combustível utilizado pelo queimador e \dot{m}_{ar_infil} é a vazão de ar de infiltração que é aspirada na parte inferior do fogão, pelo efeito chaminé causado pela cavidade do forno.

Pelos resultados dos experimentos e pela coloração da chama (sem a presença de chama amarela), assume-se que a chama ocorre sem a presença de CO e aproxima-se a razão de equivalência por $\phi = 1$. Assim, a vazão de ar necessário para a queima completa $\dot{m}_{ar_comb} = \dot{m}_{ar_prim} + \dot{m}_{ar_secun}$ é igual à vazão de ar necessária para razão estequiométrica.

$$\dot{m}_{ar_comb} = \dot{m}_{ar_prim} + \dot{m}_{ar_secun} = \dot{m}_{comb} \left(\frac{m_a}{m_f} \right) = (A/F) \dot{m}_{comb} \quad (52)$$

onde \dot{m}_{comb} é a vazão mássica de combustível, m_a e m_f são as massas de ar e combustível na reação global e a razão mássica ar/combustível é

$$(A/F) \equiv \left(\frac{m_a}{m_f} \right) = \frac{1}{\phi} \left(\frac{137,28a}{12x + y + 16z + 14w} \right) \quad (53)$$

Assim, o balanço de massa de ar torna-se

$$\dot{m}_{ar_total} = (A/F) \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ar_infil} \quad (54)$$

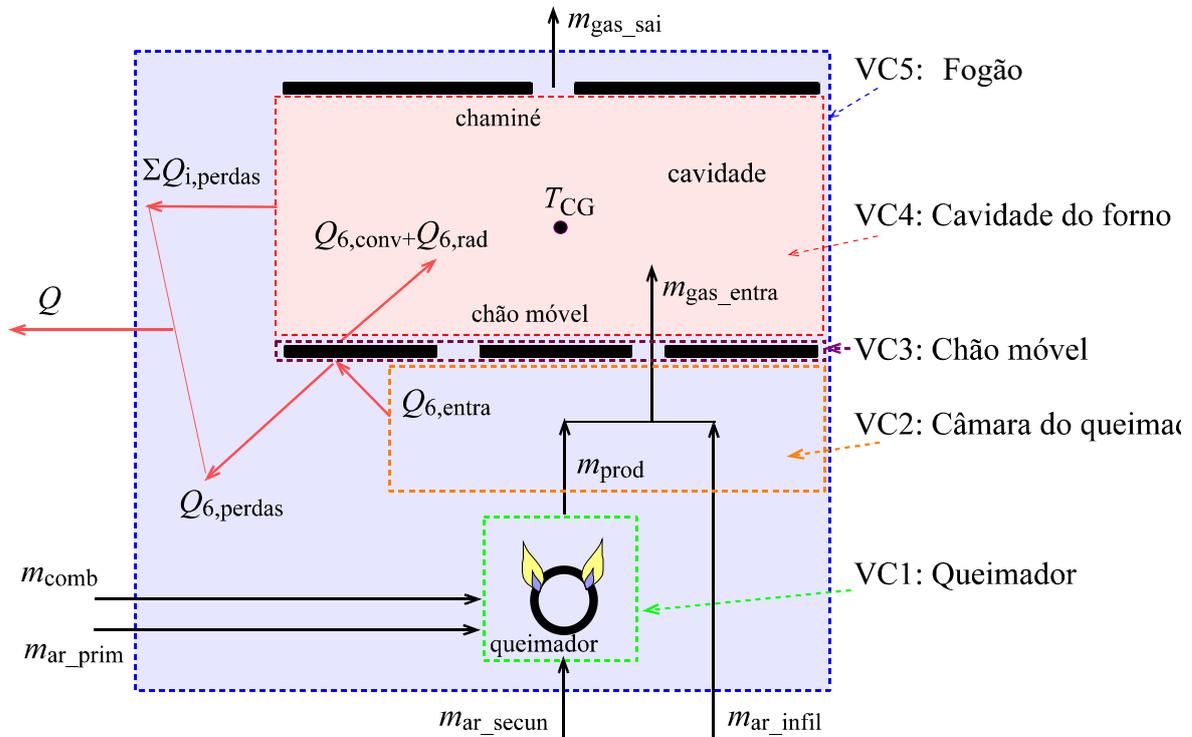
Como a vazão mássica de combustível, \dot{m}_{comb} , é medida no experimento e imposta como dado de entrada na modelagem, tem-se uma equação para duas variáveis. A segunda equação vem do balanço de massa e energia global.

A Figura 21 mostra o volume de controle utilizado para o balanço de massa e energia global no forno. Nesta figura são identificados vários volumes de controle possíveis para análise. O VC1 engloba o queimador. Ele permite realizar o balanço de energia mostrado no Capítulo 2 para chamas. O escoamento que deixa o volume de VC1 é o escoamento de produtos de combustão na temperatura de chama adiabática T_b^o . O VC2 envolve a câmara do queimador. Neste volume de controle, ocorre a diluição do escoamento de produtos de combustão com o ar de infiltração, formando a vazão de ar quente que entra na cavidade. Neste volume de controle também existe transferência de calor para o chão móvel. O VC3 envolve o chão móvel. Ele recebe a transferência de calor da câmara do queimador, perde calor para o ambiente externo, na parte inferior do fogão, e para a cavidade, por convecção e radiação. O VC4 envolve a

cavidade do forno, a qual recebe o escoamento de ar quente que entra e perde o escoamento de ar quente que sai, através da chaminé. A cavidade perde calor para o ambiente externo através das paredes.

O volume de controle que é usado na formulação que segue é o VC5. As superfícies de controle envolvem o fogão ao longo do seu envelope externo. As entradas de massa e energia térmica são o combustível, ar primário, o ar secundário e o ar de infiltração. As saídas de energia térmica são a saída de ar quente pela chaminé e a taxa de transferência de calor perdida para o ambiente através das paredes.

Figura 21 - Volumes de controle em componentes do forno (VC1 a VC4) e o volume de controle global (VC5).



Fonte - Autor

Aplicando um balanço de massa total no volume de controle VC5, a vazão mássica de ar quente que circula pela cavidade e sai pela chaminé é

$$\dot{m}_{gas_sai} = \dot{m}_{ar_total} + \dot{m}_{comb} \quad (55)$$

onde \dot{m}_{ar_total} é dado pelo balanço de massa de ar, obtendo

$$\dot{m}_{gas_sai} = (1 + A/F) \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ar_infil} \quad (56)$$

Aplicando a conservação da energia para o volume de controle global tem-se,

$$\dot{m}_{ar_total} h_a + \dot{m}_{comb} h_f = \dot{m}_{gas_sai} h_g + Q \quad (57)$$

Os estados do ar primário, ar secundário e ar de infiltração (incluídos em \dot{m}_{ar_total}) são os mesmos, igual ao estado do ambiente externo, identificado pelo subscrito *a*. O combustível também entra o volume de controle nas condições do ambiente, identificado pelo subscrito *f*. O ar quente na chaminé deixa o forno na temperatura da chaminé identificada pelo subscrito *g*. A taxa de transferência de calor para o ambiente *Q* inclui as perdas de calor por convecção e radiação por todas as superfícies *i*,

$$Q = \sum_{i=1}^6 (Q_i^{conv} + Q_i^{rad}) \quad (58)$$

a qual inclui uma estimativa da perda pelo chão móvel (6) para o chão.

Usando a equação para \dot{m}_{ar_total} , o balanço de energia global torna-se

$$[(\dot{m}_{ar_prim} + \dot{m}_{ar_secun}) h_a + \dot{m}_{comb} h_f] + \dot{m}_{ar_infil} h_a = \dot{m}_{gas_sai} h_g + Q \quad (59)$$

Usando a formulação para o volume de controle VC1 ao redor do queimador no termo entre colchetes tem-se,

$$\dot{m}_{prod} h_p + \dot{m}_{ar_infil} h_a = \dot{m}_{gas_sai} h_g + Q \quad (60)$$

Utilizando as equações para as vazões de ar de produtos e de ar quente de saída,

$$(1 + A/F) \dot{m}_{comb} h_p + \dot{m}_{ar_infil} h_a = [(1 + A/F) \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ar_infil}] h_g + Q \quad (61)$$

Reorganizando os termos e isolando a vazão de ar de infiltração, tem-se finalmente

$$\dot{m}_{ar_infil} = (1 + A/F) \dot{m}_{comb} \left(\frac{h_p - h_g}{h_g - h_a} \right) - \frac{Q}{h_g - h_a} \quad (62)$$

Portanto, a vazão de ar de infiltração pode ser obtida da medição da vazão de combustível \dot{m}_{comb} , da medição da temperatura média do ar quente na chaminé, a qual provê h_g , das condições do ambiente externo, as quais determinam h_a , do balanço de calor no queimador adiabático, o qual determina h_p , e da estimativa de perda de calor obtida do modelo de resistências térmicas. Esta equação é resolvida no modelo numérico empregando as propriedades térmicas de gás ideal para a avaliação das entalpias específicas.

Esta equação pode ser simplificada adicionalmente. Utilizando as definições de calor específico médio revisadas no Capítulo 2 e lembrando que $T_a = T_u = T_o$, $h_a = 0$, tem-se

$$\dot{m}_{ar_infil} = (1 + A/F) \dot{m}_{comb} \left[\frac{\bar{c}_{p,p}(T_b^o - T_u)}{\bar{c}_{p,g}(T_g - T_u)} - 1 \right] - \frac{Q}{\bar{c}_{p,g}(T_g - T_u)} \quad (63)$$

Do balanço de energia no queimador, observa-se que

$$\bar{c}_{p,p}(T_b^o - T_u) = Y_{f,u} PCI \quad (64)$$

Uma simplificação adicional pode ser feita se assumirmos que o calor específico do ar quente e dos produtos de combustão sejam aproximadamente iguais, $\bar{c}_{p,p} \cong \bar{c}_{p,g}$. Esta aproximação se torna melhor à medida que a vazão de ar de infiltração diminui, pois, com a diminuição do ar de infiltração, a composição do ar quente se aproxima àquela dos produtos de combustão. Porém, o fogão, em geral, opera com excesso de ar, a fim de eliminar o vapor d'água e os voláteis oriundos da cocção. O maior erro na aproximação ocorre no caso extremo, com grande quantidade de ar de infiltração. Neste caso limite, os produtos de combustão na temperatura de chama adiabática apresentam $\bar{c}_{p,p} = 1478$ J/kg-K, enquanto que o ar quente aproxima o ar puro, que, na temperatura de 473 K, apresenta $\bar{c}_{p,g} = 1027$ J/kg-K. Neste caso, a comparação entre ar puro aquecido e produtos de combustão mostra uma diferença de 30 %

no calor específico, a qual seria a máxima diferença possível entre $\bar{c}_{p,p}$ e $\bar{c}_{p,g}$. Considerando a validade desta aproximação, a vazão de ar quente se tornaria,

$$\dot{m}_{ar_infil} = (1 + A/F) \dot{m}_{comb} \left(\frac{T_b^o - T_u}{T_g - T_u} - 1 \right) - \frac{Q}{\bar{c}_{p,g}(T_g - T_u)} \quad (65)$$

Esta expressão mostra que o primeiro termo entre parênteses no lado direito tem o significado do inverso de uma efetividade no aquecimento da cavidade, ou seja, a cavidade adquire a temperatura T_g , enquanto o máximo possível seria T_b^o . Observa-se que o valor de T_g é afetado pela perda de calor Q . Assim os termos do lado direito não são independentes, mas conectados pelo balanço de energia.

3.4 PARÂMETROS DE DESEMPENHO

Os parâmetros de desempenho são índices gerais que quantificam o desempenho de transferência de calor do forno.

3.4.1 Resistências térmicas locais e global

A resistência térmica efetiva local para cada parede da cavidade $R_{e,i}$ (°C/W) é definida por:

$$R_{e,i} = \frac{T_{CG} - T_{amb}}{Q_i} \quad (66)$$

onde T_{CG} (K) é a temperatura do centro geométrico da cavidade, T_{amb} (K) é a temperatura do ambiente externo e Q_i (W) é a perda de calor por convecção e radiação através da parede i .

Este índice responde à mudança da perda de calor através da parede de acordo com modificações que afetem as resistências de condução, convecção e radiação. Um valor alto de $R_{e,i}$ representa o maior isolamento térmico da parede. A diferença entre os valores de $R_{e,i}$ para cada parede indicam as diferenças de estrutura, de dimensões ou de propriedades termofísicas dos materiais e superfícies, definidas no projeto da cavidade. Este índice não é calculado para o chão móvel.

A resistência térmica efetiva global é um índice de desempenho do isolamento térmico do forno com um todo. A resistência global R_{gl} (K/W) é calculada da seguinte maneira:

$$R_{gl} = \frac{T_{CG} - T_{amb}}{\sum Q_i} \quad (67)$$

onde T_{CG} (K) é a temperatura do centro geométrico da cavidade, T_{amb} (K) é a temperatura do ambiente externo e $\sum Q_i$ (W) é a soma das perdas de calor por convecção e radiação através de todas as paredes do forno, com exceção do chão móvel.

Este índice reflete uma média geométrica (paralelo) das resistências térmicas das paredes do forno:

$$\frac{1}{R_{gl}} = \sum_{i=1}^5 \frac{1}{R_{e,i}} \quad (68)$$

Assim, tende a amplificar o efeito de alguma parede com menor resistência térmica.

1.1.4 Eficiência térmica do forno

A eficiência térmica do forno baseada em PCI é definida por:

$$\eta_t(\%) = \left(1 - \frac{Q}{\dot{m}_{comb} PCI}\right) * 100 \quad (69)$$

onde Q (W) é a taxa de transferência de calor total perdida pelo forno por convecção e radiação, \dot{m}_{comb} (kg/s) é a vazão mássica de combustível e PCI (J/kg) é o poder calorífico inferior do combustível. Nota-se que $\dot{m}_{comb} PCI$ (W) é a potência térmica do forno.

A taxa de transferência de calor total perdida pelo forno por convecção e radiação é dada por

$$Q = \sum_{i=1}^5 Q_i \quad (70)$$

A eficiência térmica do forno baseada em PCS é definida por:

$$\eta_s(\%) = \left(1 - \frac{Q}{\dot{m}_{comb} PCS}\right) * 100 \quad (71)$$

onde PCS (J/kg) é o poder calorífico superior do combustível.

Os dois valores, baseados em poder calorífico inferior e superior, podem ser usados para a definição da eficiência do forno.

3.5 SOLUÇÃO NUMÉRICA DO MODELO

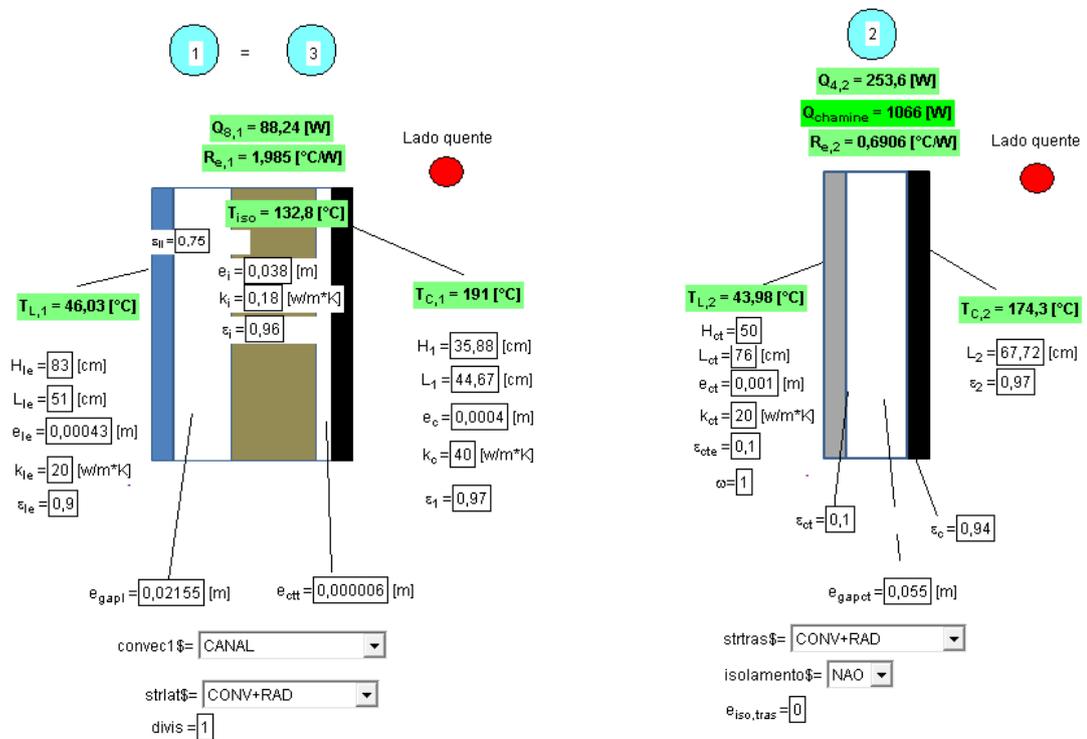
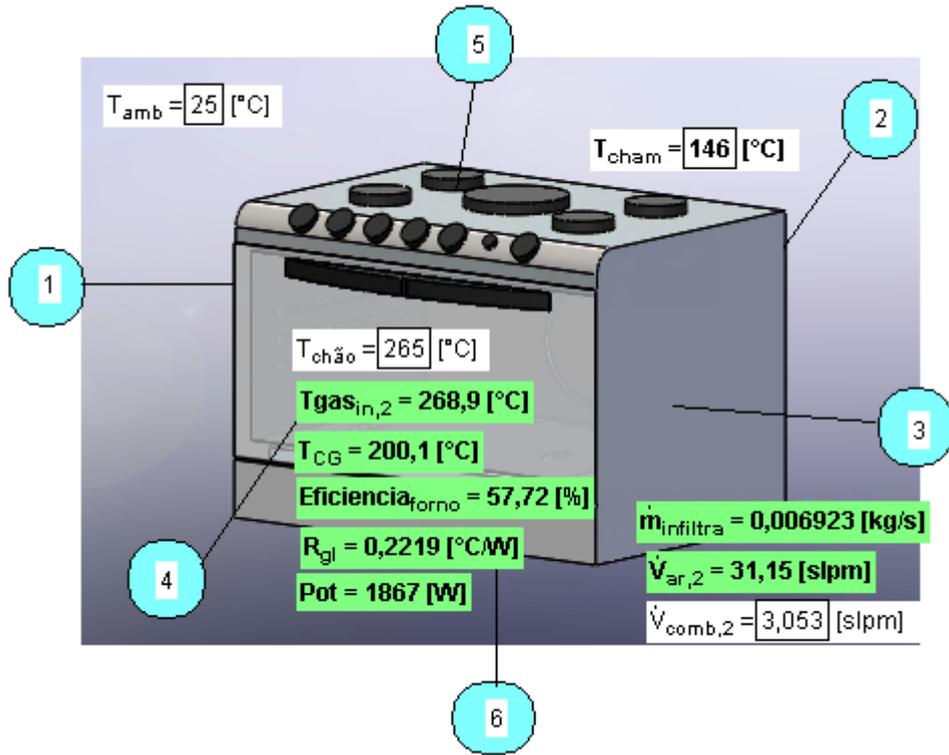
O modelo foi escrito e resolvido no programa computacional *Engineering Equation Solver* – EES. A Figura 22 mostra a interface com o usuário. Os quadros em branco são as variáveis de entrada e os quadros verdes às variáveis de saída. Os círculos em azul indicam a face do forno, e o círculo vermelho representa o lado que está mais quente do forno, o lado interno. Existem também botões de escolha para o tipo de mecanismo de transferência de calor atuante. Para as laterais e porta, tem ainda botões de escolha entre canal aberto (canal) ou fechado (cavidade), e para a parte traseira tem a opção de escolha de isolamento.

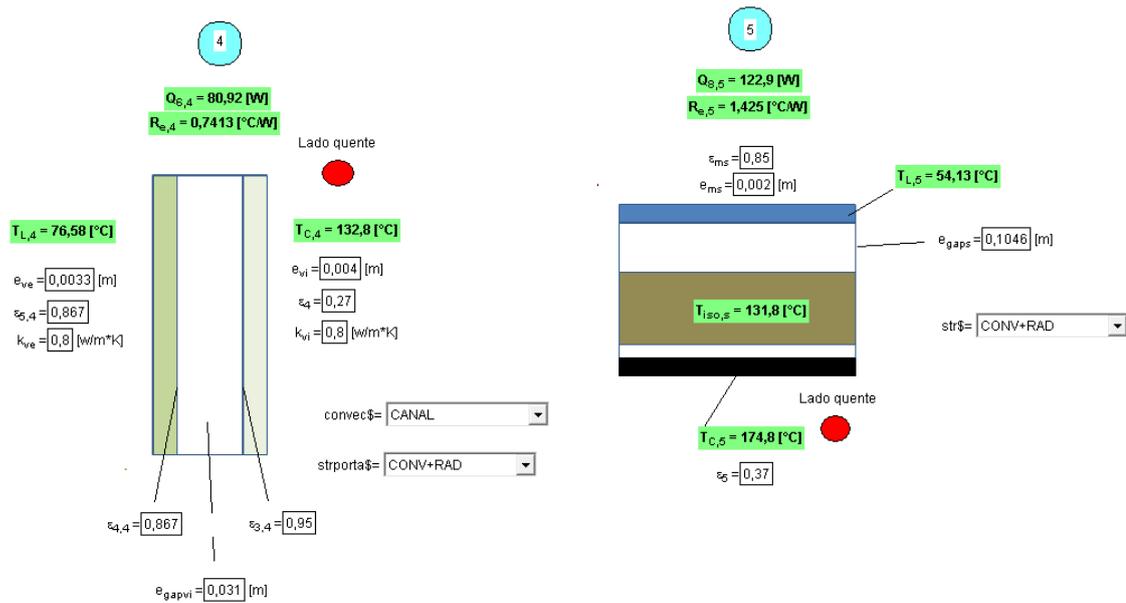
Após os dados de entrada serem fixados e as escolhas de condições serem feitas, o programa pode ser rodado.

Várias condições de operação podem ser simuladas, de acordo com os objetivos do usuário. Neste trabalho, a temperatura do centro geométrico da cavidade foi mantida constante em 200 °C em todos os testes (a próxima seção fará uma discussão das razões desta escolha).

Para obter este valor na modelagem, lembrando que ele é uma resposta do modelo do termopar, o qual troca calor por convecção e radiação, a temperatura do chão móvel é variada até que a temperatura do termopar (centro geométrico) atinja 200 °C. Ainda, dada a imprecisão na medição da temperatura da chaminé, devido às entradas de ar ambiente por frestas no corpo da chaminé e na sua ligação com a cavidade, a temperatura da chaminé também é utilizada como um parâmetro de ajuste, que é variado no modelo de forma a obter-se a melhor previsão das temperaturas medidas nos orifícios do chão móvel, sem, no entanto, impactar na temperatura calculada para o centro geométrico. Esse requisito fixa a variação aceitável da temperatura da chaminé dentro de uma faixa estreita.

Figura 22 - Visão da interface com o usuário no programa EES.





Fonte- Autor

Após obter-se uma solução que mantém a temperatura do centro geométrico em 200 °C, o modelo fornece, como saída, as temperaturas das superfícies internas e externas, a vazão de ar de infiltração, as taxas de transferência de calor e as resistências térmicas efetivas locais para cada parede, a resistência térmica efetiva global e a eficiência térmica global do forno.

A seguir, descreve-se a análise experimental.

4 ANÁLISE EXPERIMENTAL

A unidade testada foi fornecida pela empresa ATLAS Eletrodomésticos (Pato Branco, PR). A análise experimental não seguiu as normas de certificação de produtos, mas um procedimento experimental focado no teste da modelagem desenvolvida. Desta forma, os resultados não podem ser comparados com os dados de certificação da unidade empregada.

Inicialmente, apresenta-se a análise experimental do queimador. Então, apresenta-se a análise experimental do forno. A seguir, discute-se as características dos equipamentos utilizados nos experimentos e finaliza-se com a descrição dos testes realizados.

4.1 ANÁLISE EXPERIMENTAL DO QUEIMADOR

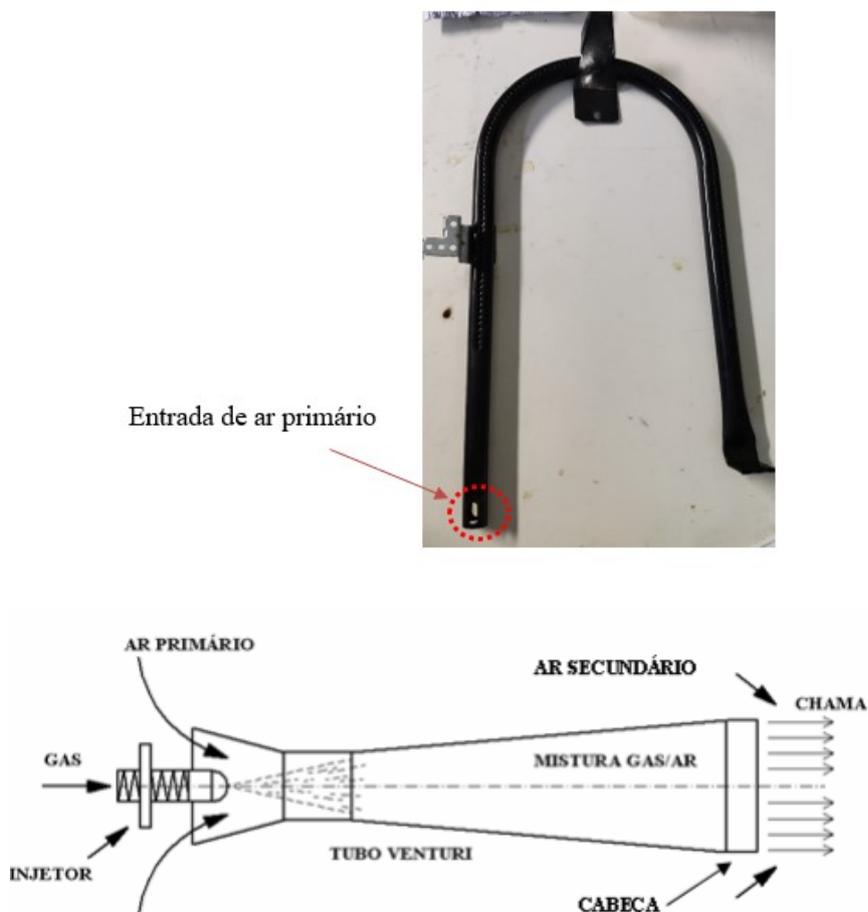
A análise experimental do queimador visa medir as vazões de ar e combustível na operação normal do queimador, a fim de quantificar a vazão de ar primário típica do queimador utilizado. A motivação desta análise foi a possibilidade experimental de manter a combustão constante, independentemente das condições de operação do forno.

A Figura 23 mostra uma foto e um esquema de operação do queimador fornecido comercialmente com a unidade testada. O queimador original de fábrica mostrado na Figura 23 opera com aspiração natural do ar primário. Para uma dada geometria de projeto do tubo Venturi, a vazão aspirada depende da quantidade de movimento linear do jato de combustível, que deixa o injetor de gás, e da pressão na saída do queimador, na região da chama. A pressão na saída do queimador pode ser alterada em função de modificações no fogão que obstruam as áreas de passagem ou afetem a circulação de ar de outra forma. Não é objetivo deste estudo verificar a influência de parâmetros do forno na operação do queimador. Assim, procurou-se caracterizar a vazão de ar primário para dada potência de queimador e isolar o queimador das demais variáveis do problema, através de fixar ambas as vazões de combustível e ar primário.

Para determinar a vazão de ar primário, utilizou-se um método de comparação. O queimador atmosférico original apresenta a injeção de gás, por bico injetor, e o ar primário é admitido por sucção do ambiente externo em um tubo de Venturi. A vazão de gás pode ser medida, mas existe maior dificuldade na medição direta do ar primário admitido no Venturi. Assim, neste trabalho, a chama do queimador original foi caracterizada usando um método de sombra. Então, produziu-se uma chama com controle de vazão de ar primário que reproduz as

observações da chama no queimador original. A vazão de ar primário obtida na medição foi considerada a vazão de ar primário do queimador original.

Figura 23 - Fotografia e esquema de operação do queimador de forno utilizado neste trabalho.



Fonte: Adaptado de Carrillo Ibanez (2005).

A medição pelo método de sombra é feita com o queimador instalado em uma bancada munida de uma luz intensa e um tela branca. Instalou-se um medidor de pressão do tipo U, de coluna d'água, na linha de abastecimento de gás, para garantir o fornecimento de gás na pressão definida pela norma. A chama é estabilizada, iluminada com uma luz branca e a sua sombra é projetada na tela branca, conforme mostrado na Figura 24. Sobre a sombra, mede-se a altura da chama projetada.

4.1.1 Queimador original

Nominalmente, o queimador original de fábrica opera com potência máxima de 3000 W. Para este valor de potência térmica Pot (W), a vazão volumétrica de combustível \dot{V}_{comb} (m^3/s) necessária pode ser estimada de

$$\dot{V}_{comb} = \frac{Pot}{\rho_{comb} PCI} \quad (72)$$

Este valor estimado foi então imposto, através de medidor de vazão, no queimador operando de maneira usual, com o ar primário aspirado, e pode-se medir as características médias da chama. A Tabela 9 mostra os resultados nominais obtidos desta medição. Na Tabela 9, h_{Fl} (mm) é a altura e b_{Fl} (mm) é a largura da base do cone luminoso interno, o qual, na imagem em sombra, aparece como um cone escurecido.

Tabela 9 - Altura h_{Fl} (mm) e largura da base b_{Fl} (mm) do cone luminoso interno do queimador original.

\dot{V}_{comb} (SLPM)	Pot (kW)	h_{Fl} (mm)	b_{Fl} (mm)
5,086	3	11,67	5,16

Fonte - Autor

4.1.2 Queimador modificado

O queimador foi modificado de maneira que o ar primário agora passa a ser conhecido e imposto via medidor/controlador de vazão. Para isso, obstrui-se a entrada de ar no tubo de Venturi e colocou-se uma tubulação, conectada a um medidor/controlador de vazão e ligada à linha de ar comprimido. O queimador é ligado com vazão de ar inicialmente fixada em zero. A sombra é projetada e comparada com a sombra da chama original. A vazão é aumentada gradativamente até que a altura da chama seja igual à da chama do queimador original. Neste momento, anota-se a leitura da vazão no medidor. Esta é tomada como a vazão de ar primário que o queimador aspira na sua operação normal.

A Tabela 10 mostra os resultados nominais obtidos desta medição para o queimador modificado.

Figura 24 - Desenho esquemático da bancada aplicando o método de sombra.

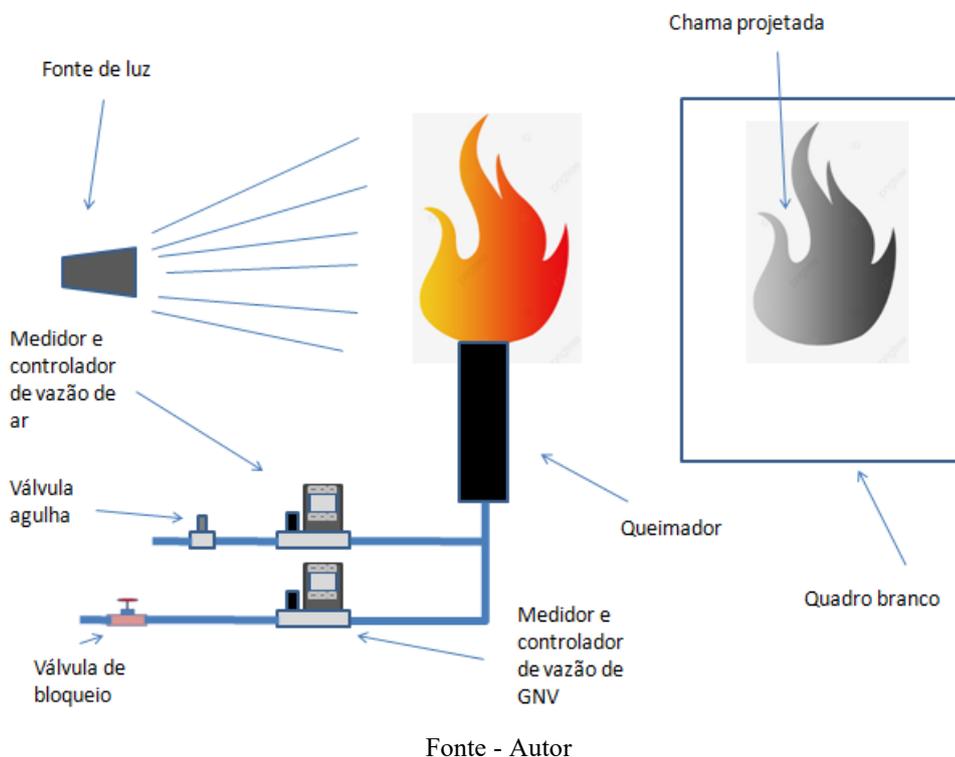


Tabela 10 - Altura h_{FL} (mm) e largura da base b_{FL} (mm) do cone luminoso interno do queimador modificado.

\dot{V}_{ar} (SLPM)	\dot{V}_{comb} (SLPM)	Pot (kW)	h_{FL} (mm)	b_{FL} (mm)
28,7	5,086	3	12,55	5,11

Fonte - Autor

Com este valor de vazão para o ar primário e utilizando a ferramenta computacional *EES* (Apêndice A) é possível prever as vazões de ar e combustível para outras faixas de potências.

Com a vazão de ar e combustível reais, calcula-se a razão de equivalência ϕ . Fixando este valor como constante em toda faixa de potência que opera o forno, pode-se variar a potência para atingir a temperatura de CG de 200 °C, porém, sempre mantendo fixa a razão entre a vazão de ar primário e vazão de combustível. A Tabela 11 resume os valores de velocidade dos gases reagentes v_u e vazões volumétricas de ar e combustível para cada potência nominal do forno.

Para o queimador testado, $\phi_{prim} = 1,81$, que corresponde ao parâmetro de aeração $n = 0,55$ (ou seja, 55 % de ar primário).

Tabela 11 - Vazões para diferentes potências do queimador modificado.

v_u	\dot{V}_{ar}	\dot{V}_{comb}	Pot	h_{Fl}	b_{Fl}
(cm/s)	(SLPM)	(SLPM)	(kW)	(mm)	(mm)
138,9	28,7	5,086	3	12,55	5,11
92,9	19,2	3,392	2	-	-
46,4	9,6	1,696	1	-	-

Fonte - Autor

4.2 ANÁLISE EXPERIMENTAL DO FORNO

O forno utilizado neste trabalho é uma unidade preparada especificamente para este trabalho. Foi instrumentado com termopares do tipo K nas suas superfícies interna e externa, no ar quente no interior da cavidade, no ar quente nos orifícios do chão móvel e na chaminé.

4.2.1 Medição das temperaturas no forno

As

Figura 25 e Figura 26 mostram esquemas da posição dos termopares nas superfícies interna e externa do forno, respectivamente. A

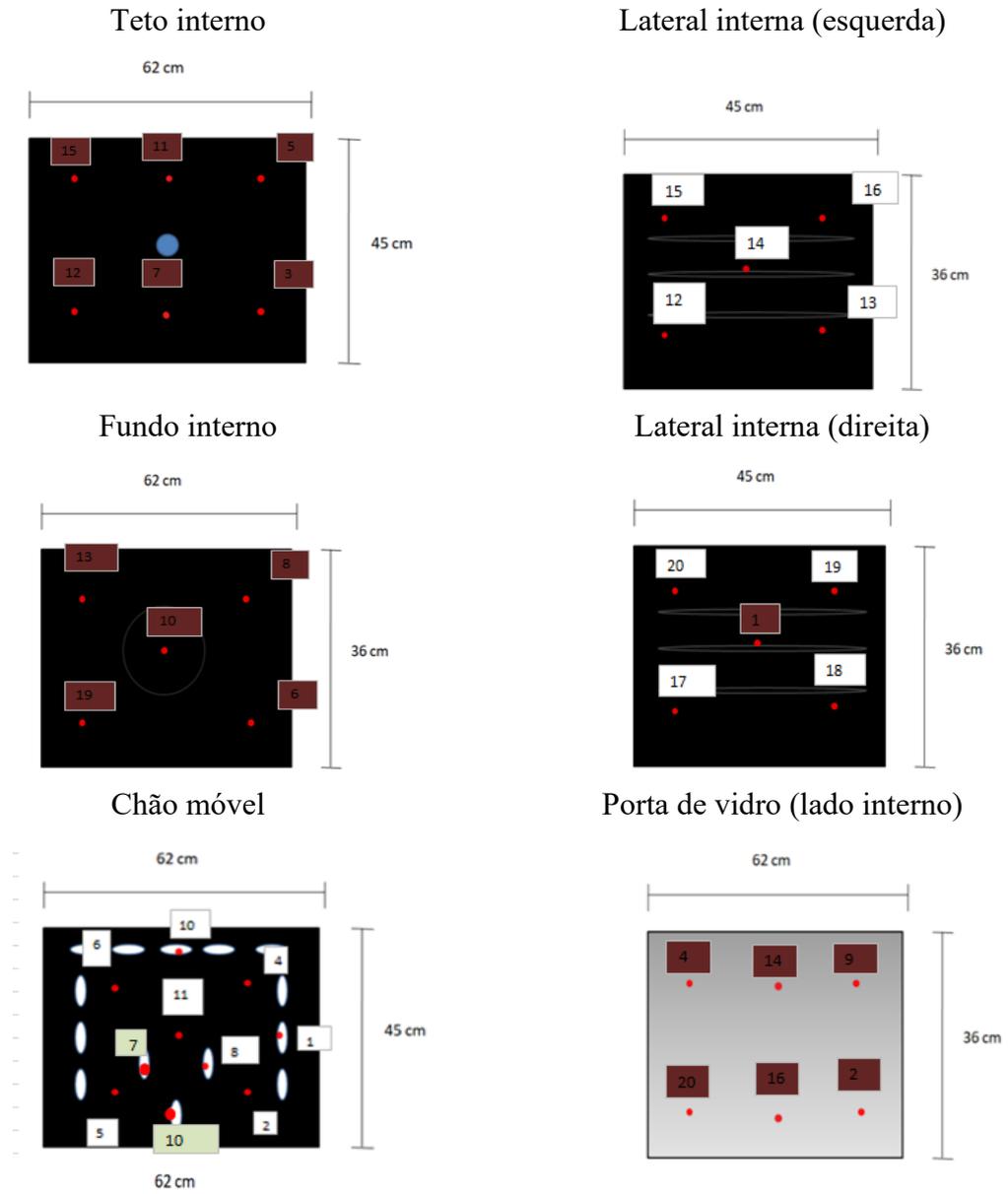
Figura 25 também mostra os termopares utilizados para a medição das temperaturas do ar quente no interior da cavidade. Os pontos vermelhos representam a posição dos termopares. A numeração mostrada corresponde àquela dos canais do sistema de aquisição de dados.

Os termopares foram fixados com silicone de alta temperatura e fita aluminizada que foi retirada logo após a secagem do silicone a Figura 27 mostra a fixação de um termopar logo após a secagem do silicone.

A câmera térmica foi posicionada em um tripé a 3 m à frente do forno, direcionada para a porta de vidro.

A emissividade do vidro foi determinada no laboratório LMPT (Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas). O aparelho utilizado foi um emissômetro AE1 D&S seguindo a norma ASTM C1371.

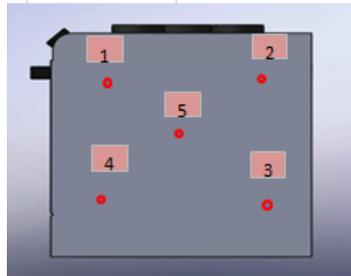
Figura 25 - Distribuição dos termopares internos.



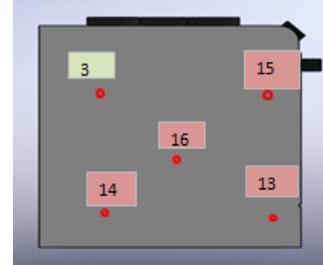
Fonte- Autor

Figura 26 - Distribuição dos termopares externos e suspensos.

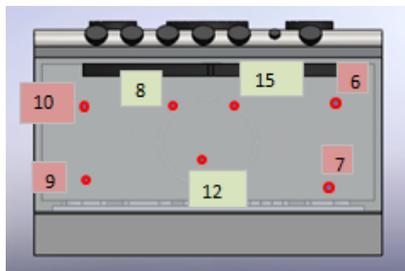
Lateral externa (direita)



Lateral externa (esquerda)



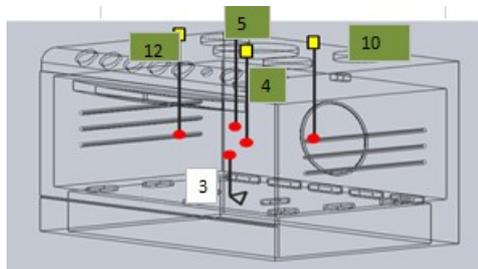
Frente



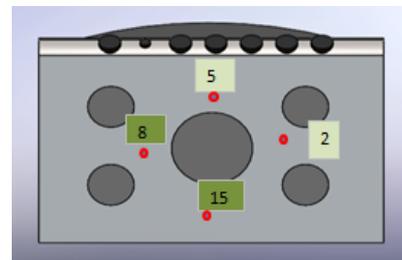
Capa traseira



Termopares suspensos



Mesa



Fonte - Autor

Legenda



- Agilent 1, Slot 1*
- Agilent 1, Slot 2*
- Agilent 1, Slot 3*
- Agilent 2, Slot 2*
- Agilent 2, Slot 3*

Figura 27 - Foto da fixação dos termopares na superfície do forno
(a) Termopar do lado externo (b) Termopar do lado interno



Fonte - Autor

4.2.2 Procedimento de medição

O forno é posicionado sob uma coifa com sistema de exaustão para os gases de combustão e em cima de uma plataforma de madeira. Os ensaios são realizados de maneira que a potência do queimador seja suficiente para manter a temperatura do centro geométrico (CG) em 200 °C. O tempo de estabilização de regime permanente é de aproximadamente 30 min. Após a estabilização da temperatura do CG, as demais temperaturas são registradas, coleta-se as imagens da câmera IV e registra a vazão de combustível. Finalizado o experimento, o fogão é resfriado de volta à temperatura ambiente.

O ar ambiente na sala dos experimentos é condicionado para que a temperatura permaneça em 25°C. Não foi feita uma análise da variação de temperatura do ambiente durante os testes.

Figura 28 - Foto da bancada Experimental.



Fonte – Autor

4.3 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS NOS EXPERIMENTOS

A Tabela 12 resume as características dos equipamentos utilizados nas análises experimentais.

Tabela 12 - Lista de equipamentos.

Equipamento	Marca	Modelo	Incerteza de medição	Faixa de operação
Filtro GNV	Norgren	F73C-2ANAT0	-	-
Regulador de pressão e filtro de ar	-	BEFR4000	-	0,05-1 Mpa
Válvulas de bloqueio Metal work	-	-	-	-
Medidor e controlador de vazão	Alicat	MC-100SLPM-D/5V	$\pm (0.8\%$ da leitura + 0.2% do fundo de escala)	0-100 lpm
Medidor e controlador de vazão	Alicat	MC-5SLPM-D/5V	$\pm (0.8\%$ da leitura + 0.2% do fundo de escala)	0-5 lpm
Sistema de aquisição	Agilent	34970	-	-
Termopar	Omega	Tipo K (Ni+Cr):	± 2 °C	0-1450 °C
Sonda termopar	Omega	Tipo K (Ni+Cr):	± 2 °C	0-1450 °C
Câmera IR	FLIR	SC500	$\pm 1\%$	0-2000 K

Fonte - Autor

A seguir, discute-se as características dos equipamentos mais importantes.

4.3.1 Medidor controlador de vazão

Utilizou-se um medidor e controlador de vazão da marca *Alicat* para o controle da potência, através da vazão de combustível.

Este equipamento possui um controlador P.I.D. para manter constante o valor de *setpoint* de vazão, independentemente da perda de carga após o controlador. O aparelho já consta em sua biblioteca calibração para diversos tipos de gases, inclusive o metano. A vazão é controlada por um servo motor que aumenta ou diminui a perda de carga interna do medidor conforme programação e o valor de retorno do erro do P.I.D.

O medidor foi instalado nas linhas de combustível e de ar comprimido, fornecendo medidas de vazão em litro por minuto padrão (SLPM).

4.3.2 Termopares

Para as medições de temperatura, escolheu-se sensores termopares tipo K, devido à faixa de operação, baixo custo e disponibilidade, além de ser de fácil montagem e calibração. A montagem de cada um foi feita a partir de fios dos pares termelétricos. Os sensores da parte interna da cavidade são revestidos com lã de vidro para suportar as temperaturas internas, os sensores externos são revestidos em PVA.

As medições no ar quente no interior da cavidade são feitas por 4 sondas de aço inox, com termopares do tipo K, introduzidas através de orifícios na mesa superior, e mais dois termopares revestidos de fibra de vidro para a medição da temperatura do centro geométrico (T_{CG}). Os termopares para medição da temperatura do CG foram fixados em uma pequena massa de alumínio para reduzir flutuações nas medições.

Os desvios padrões das medições de temperatura, obtidos da calibração, são mostrados no Apêndice C.

4.3.3 Câmera para termografia no infravermelho

A câmera para termografia em comprimentos de onda na região infravermelha do espectro de radiação térmica contém um sistema óptico que concentra energia em um chip detector especial (conjunto de sensores) que contém milhares de detectores dispostos em uma grade. Esses sensores convertem a energia térmica em uma leitura de temperatura. O conjunto de temperaturas detectadas pela grade são usadas para gerar um mapa de isothermas.

A câmera térmica foi montada em um tripé e afastada 3 metros do fogão, abrangendo todo o fogão no seu campo de visão. Ajusta-se um quadro de análise na tela da câmera a fim de observar apenas a região da janela de vidro. Este quadro de análise fornece as temperaturas

média, máxima, mínima e central, bem como o desvio padrão das temperaturas em relação à média.

A câmera térmica foi comparada com a medida dos termopares já calibrados.

4.4 PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL

A Tabela 13 mostra as configurações testadas nas análises experimentais e por modelagem. Cada variação é identificada, principalmente, pela coluna Tipo, que identifica o foco da variação, e pela coluna Objetivo, que identifica o que foi alterado em cada experimento. A última coluna identifica se foram feitos experimentos, apenas simulação, ou ambos.

Tabela 13 - Configurações testadas nas análises experimentais e por simulação.

Variação	Tipo	Gás/Injetor	Queimador	Isolamento	Objetivo	Experimental / Simulação
1	Baseline, original	Original	Original	Original	Determinar o comportamento de base do fogão na configuração original de fábrica.	E / S
2	Baseline, queimador cast	Cast	Cast	Original	Verificar a influência da troca do queimador no desbalanceamento do campo interno de temperatura.	E / S
3	Porta	Original	Original	Original	Porta com orifícios fechados	E / S
4	Porta				Ordem das janelas	S
5	Porta	Original	Original	Original	Substituir low-e por vidro comum	S
6	Porta	Original	Original	Original	Troca da vedação entre porta e cavidade	E / S
7	Fundo	Original	Original	Original	Acrescentar isolamento do fundo	E / S
8	Fundo				Impedir a circulação de ar	E / S

9	Chão móvel	Original	Original	Original	Obstruir os furos próximo ao fundo da cavidade	E
10	Chão móvel	Original	Original	Original	Mover os furos do chão móvel para a linha central	E
11	Lateral	Original	Original	Original	Obstrução do escoamento, confinando o espaçamento de ar na cavidade lateral	E / S
12	Lateral	Original	Original	Sem isolamento	Eliminação de todo o isolamento, somente mantendo a circulação de ar	E / S
13	Lateral	Original	Original	Sem isolamento	Impedir a circulação de ar nas cavidades laterais	E / S
14	Lateral	Original	Original	sem isolamento	Cobrir com revestimento refletivo (papel alumínio)	E / S
15	Lateral	Original	Original	Novo material	Novo material	E / S
16	Lateral	Original	Original	Novo material	Impedir a circulação de ar nas cavidades laterais	E / S
17	Porta - variação extra	Original	Original	Original	Porta interna com vidro duplo e ambos os lados low-e	E/S
18	Porta - variação extra	Original	Original	sem isolamento	Porta interna com vidro duplo e ambos os lados low-e	E/S

5 RESULTADOS E ANÁLISES

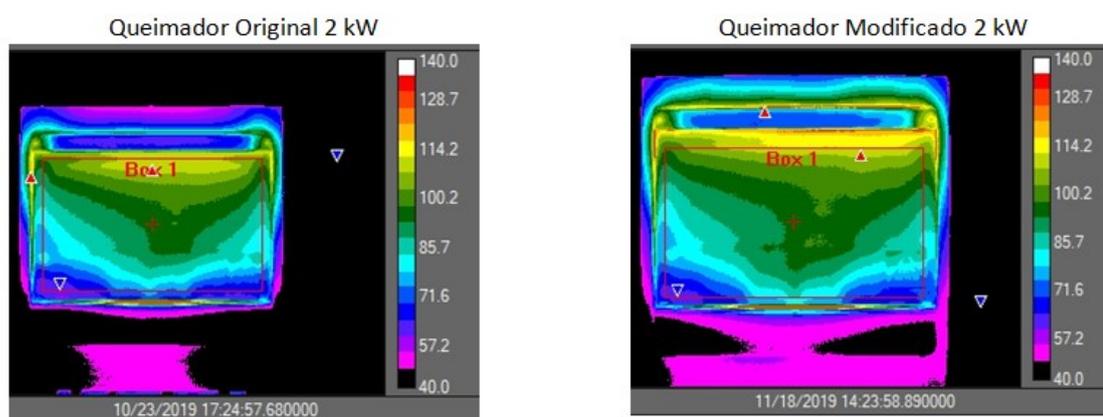
5.1 EFEITO DO QUEIMADOR NA TEMPERTURA EXTERNA DA PORTA

Nesta seção mostra-se uma validação da utilização do queimador modificado, com ar primário forçado, no lugar do queimador original, que opera com ar primário aspirado.

A validação consistiu na comparação das temperaturas externas da porta para os dois modos de operação: a primeira, com o queimador conforme configuração original, com ar aspirado por efeito Venturi, e a segunda, com o queimador modificado com o ar forçado. A temperatura da porta foi medida com a câmera de termografia nos dois experimentos e os campos de temperatura foram comparados. Os experimentos foram realizados nas potências térmicas nominais de 1 kW, 2 kW e 1,6 kW. De acordo com as medições iniciais, a razão de equivalência em relação ao ar primário no queimador modificado foi mantida em $\phi = 1,81$.

A Figura 29 mostra a imagem térmica da superfície externa da porta, obtida com a câmera termográfica para as duas condições de operação na potência de 2 kW. A paleta de cores da coluna à direita mostra a escala de temperaturas em Celsius, o triângulo vermelho na caixa de análise indica o ponto de máxima temperatura, o triângulo azul indica o ponto de temperatura mínima e a cruz vermelha indica o centro da caixa.

Figura 29 – Distribuição de temperatura na porta de vidro obtido pela câmera de termográfica IV para os testes com o queimador original e modificado na potência de 2 kW.



Obs.: Escala de cores: temperaturas em Celsius, triângulo vermelho: ponto de máxima temperatura, triângulo azul: ponto de temperatura mínima, cruz vermelha: centro da caixa. Fonte- Autor

A Tabela 14 mostra os resultados da comparação entre as medições para os queimadores original e modificado na potência de 2 kW. A diferença percentual máxima entre as temperaturas médias é menor que 2% e entre as temperaturas do centro do quadro de análise é próximo de 0%. A diferença percentual máxima entre os desvios padrões das duas medições, tendo o queimador original como referência, é menor que 7 %. Nota-se que esta diferença é também afetada pela imagem maior no caso da configuração original. Portanto, considera-se que existe boa concordância entre os resultados dos dois queimadores.

Tabela 14 - Comparação entre os valores dos testes com o queimador original e modificado na potência de 2 kW.

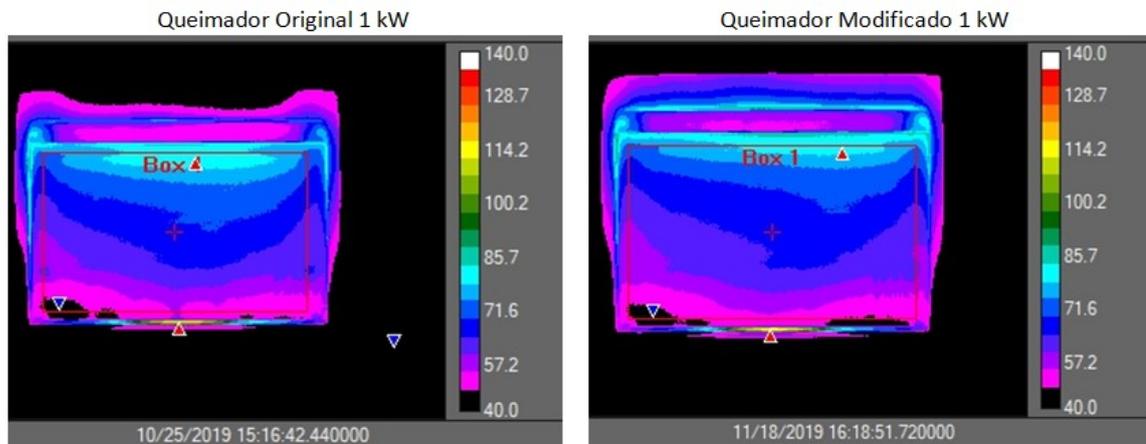
	Potência (kW)	\dot{V}_{comb} (lpm)	\dot{V}_{ar} (lpm)	T_m (°C)	Desv Padrão (°C)	Centro (°C)	Max (°C)	Min (°C)	T_{CG} (°C)
Original	2	3,392	-	87,3	11,5	92,1	110,8	55,9	
Modificado	2	3,392	19,1	89,1	10,7	92,1	113,9	58,7	231,4
Erro %	-	-	-	2,0	6,8	0,0	2,7	4,6	-

Obs.: T_m : temperatura média da caixa de análise, Desv padrão: desvio padrão das temperaturas locais em relação à média, Centro: temperatura no centro, Max: temperatura máxima, Min: temperatura mínima.

Fonte – Autor

A Figura 30 mostra a imagem térmica da superfície externa da porta, obtida com a câmera termográfica para as duas condições de operação na potência de 1 kW.

Figura 30 - Distribuição de temperatura na porta de vidro obtido pela câmera de termográfica IV para os testes com o queimador original e modificado na potência de 1 kW.



Obs.: Escala de cores: temperaturas em Celsius, triângulo vermelho: ponto de máxima temperatura, triângulo azul: ponto de temperatura mínima, cruz vermelha: centro da caixa. Fonte- Autor

A Tabela 15 mostra os resultados da comparação entre as medições para os queimadores original e modificado na potência de 1 kW. A diferença percentual máxima entre as temperaturas médias é menor que 2 % e entre as temperaturas do centro do quadro de análise é próximo de 0 %. Portanto, considera-se que existe boa concordância entre os resultados dos dois queimadores.

Tabela 15 - Comparação entre os resultados dos testes com o queimador original e modificado na potência de 1 kW.

	Potência (kW)	\dot{V}_{comb} (lpm)	\dot{V}_{ar} (lpm)	T_m (°C)	Desv Padrão (°C)	Centro (°C)	Max (°C)	Min (°C)	T_{CG} (°C)
Original	1	1,696	-	62,0	7,9	63,8	79,4	43,9	-
Modificado	1	1,696	9,5	60,7	7,1	62,0	77,8	44,0	151
Erro %	-	-	-	2,1	10,6	2,8	2,0	0,0	-

Obs.: T_m : temperatura média da caixa de análise, Desv padrão: desvio padrão das temperaturas locais em relação à média, Centro: temperatura no centro, Max: temperatura máxima, Min: temperatura mínima.

Fonte – Autor

Na medição com potência térmica de 1 kW, observa-se que a temperatura do centro geométrico é 151 °C. Realizou-se então um teste para determinar o comportamento dos dois queimadores na potência necessária para manter a temperatura do centro geométrico em 200 °C. A potência necessária foi de 1,6 kW.

A Tabela 16 mostra os resultados da comparação entre os dois queimadores. A Figura 31 mostra a imagem de termografia nesta condição para os dois queimadores.

Tabela 16 - Comparação dos resultados dos testes com o queimador original e modificado.

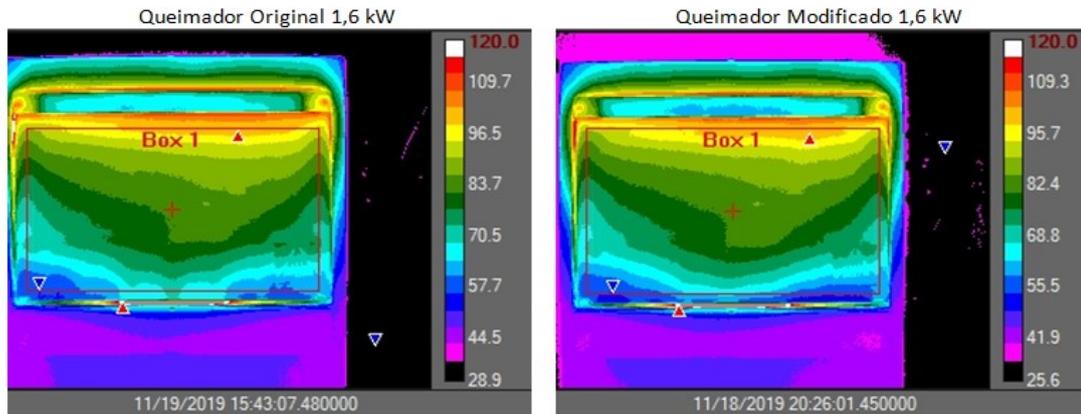
Queimador original						
<i>Pot (kW)</i>	<i>T_m (IV)</i> porta (°C)	Desv padrão (°C)	Centro (°C)	Max (°C)	Min (°C)	<i>T_{CG}</i> (°C)
3	113,3	11,8	119,7	136,0	80,0	-
2	87,3	11,5	92,1	110,8	55,9	-
1	62,0	7,9	63,8	79,4	43,9	-
1,6	77,6	9,7	80,4	101,1	52,4	199,3
Queimador modificado						
3	116,3	12,2	123,4	136,0	80,0	-
2	89,1	10,7	92,1	113,9	58,7	-
1	60,7	7,1	62,0	77,8	44,0	-
1,6	76,4	10,6	79,8	100,2	49,6	201,9

Obs.: *T_m*: temperatura média da caixa de análise, Desv padrão: desvio padrão das temperaturas locais em relação à média, Centro: temperatura no centro, Max: temperatura máxima, Min: temperatura mínima.

Fonte – Autor

Nos resultados reportados nas Figura 29, Figura 30 e Figura 31, o fogão estava sem a mesa superior e sem a capa de proteção traseira. Este ensaio nessa configuração foi realizado a fim de se conhecer apenas a natureza do forno, removendo então algumas partes responsáveis pelo envelope. Observa-se novamente uma boa concordância entre os campos de temperatura na porta do forno nas duas condições.

Figura 31 - Distribuição de temperatura na porta de vidro obtido pela câmera de termográfica IV para os testes com o queimador original e modificado na potência de 1,6 kW.



Obs.: Escala de cores: temperaturas em Celsius, triângulo vermelho: ponto de máxima temperatura, triângulo azul: ponto de temperatura mínima, cruz vermelha: centro da caixa.

Fonte- Autor

Como conclusão, entende-se que a modificação do queimador, ao reproduzir adequadamente as formas da chama medidas no experimento com análise de sombra, também resulta em operação consistente do forno em relação ao queimador original. Desta forma, os experimentos podem ser realizados mantendo a vazão de combustível e o ar primário constantes, independentemente das modificações sujeitas ao forno.

5.2 SIMULAÇÃO DE UM CASO DE BASE E TESTE DO MODELO DE SIMULAÇÃO

Nesta seção, escolheu-se um caso de base e comparou-se as medições com as previsões do modelo. O objetivo foi explicar o comportamento experimental observado no fogão e determinar o desvio encontrado entre as temperaturas medidas e aquelas determinadas pela modelagem.

Nesta análise, lembra-se que a temperatura do centro geométrico da cavidade é fixada em 200 °C, tanto para a modelagem como para os experimentos. Para obter este valor na modelagem, lembrando que ele é uma resposta do modelo do termopar, o qual troca calor por convecção e radiação, a temperatura do chão móvel é variada até que a temperatura do termopar (centro geométrico) atinja 200 °C. O valor ajustado de temperatura do chão móvel é comparado com o valor medido e a diferença é atribuída como uma imprecisão do modelo. Ainda, dada a

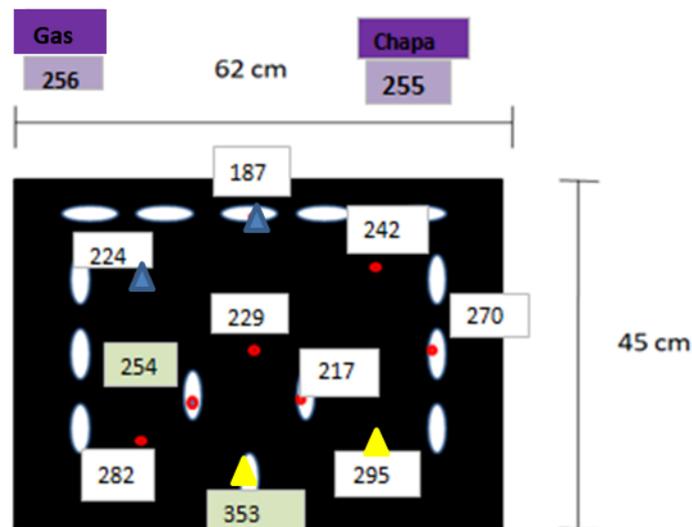
imprecisão na medição da temperatura da chaminé, devido às entradas de ar ambiente por frestas no corpo da chaminé e na sua ligação com a cavidade, a temperatura da chaminé também é utilizada como um parâmetro de ajuste, que é variado no modelo de forma a obter-se a melhor previsão das temperaturas medidas nos orifícios do chão móvel, sem, no entanto, impactar na temperatura calculada para o centro geométrico. Esse requisito fixa a variação aceitável da temperatura da chaminé dentro de uma faixa estreita.

Nas subseções a seguir, analisa-se cada uma das paredes da cavidade do forno.

5.2.1 Chão móvel

A Figura 32 mostra os valores de temperatura medidos, em graus Celsius, nas posições de cada termopar do chão móvel. Os triângulos em amarelo representam as temperaturas máximas, os triângulos em azul representam as temperaturas mínimas e os quadros roxos representam a média das temperaturas, em cada superfície. Conforme abordado no Capítulo 2, as imagens das superfícies do fogão são sempre mostradas na forma como um observador, posicionado diretamente à frente da superfície, a observaria. Portanto, a imagem do chão móvel é como se vista por um observador acima dele, olhando para baixo. Os valores no interior dos quadros com fundo roxo são os valores de temperatura promediados na área da superfície. Para o chão móvel, é mostrado também o valor médio para o ar quente que escoava nas aberturas.

Figura 32 - Temperaturas medidas, em graus Celsius, nas posições de cada termopar, na superfície do chão móvel (6). Os valores nos quadros com fundo roxo são os valores promediados na área da superfície metálica (chapa) e na área dos orifícios (gás).



Fonte - Autor

A temperatura máxima medida foi 353 °C em uma abertura diretamente acima do queimador. Observa-se também uma assimetria nas temperaturas superficiais e nos orifícios. As temperaturas da metade da direita estão, em média, 20 °C acima das temperaturas da metade da esquerda. Este valor representa, no máximo, 10 % de diferença entre as temperaturas dos dois lados. Embora este seja um valor relativamente pequeno e dentro das incertezas usuais dos modelos de resistência térmica, será visto abaixo que este efeito tem reflexo nas temperaturas das demais superfícies.

Do ponto de vista de modelagem, existe uma relativa complexidade na interação do chão móvel com a chama. Assim, optou-se no modelo por usar as temperaturas medidas no chão móvel como dados de entrada. As taxas de transferência de calor do chão móvel para as demais superfícies são, portanto, os valores de saída do modelo.

A partir das medições, utilizou-se os valores de 256 °C para o ar quente entrando na cavidade a partir dos orifícios do chão móvel e de 255 °C como a temperatura média da superfície metálica do chão móvel. De acordo com as medições preliminares para o queimador, a potência do queimador foi fixada em 1867 W.

Com estes dados e após implementar as transferências de calor entre todas as superfícies (conforme será mostrado abaixo), a temperatura do centro geométrico prevista pelo programa foi de 200,1 °C, enquanto no experimento foi de exatamente 200,0 °C.

As taxas de transferência de calor por radiação e convecção a partir do chão móvel calculadas pelo modelo são 599,6 W e 337,8 W. A taxa de escoamento de energia que sobra devido a efeitos convectivos da chama e perda de calor é de 929,6 W. Assim, a soma total é 1867 W, que é igual à potência térmica do queimador.

Tabela 17 - Comparação entre medições e resultados da modelagem térmica para o chão móvel (6).

	T_{sup} (°C)	T_{ori} (°C)	T_{CG} (°C)	Q_{adv} (W)	Q_6 (W)
Experimental	255	256	200,0	-	-
Modelagem	265	268,9	200,1	929,6	937,4

Fonte – Autor

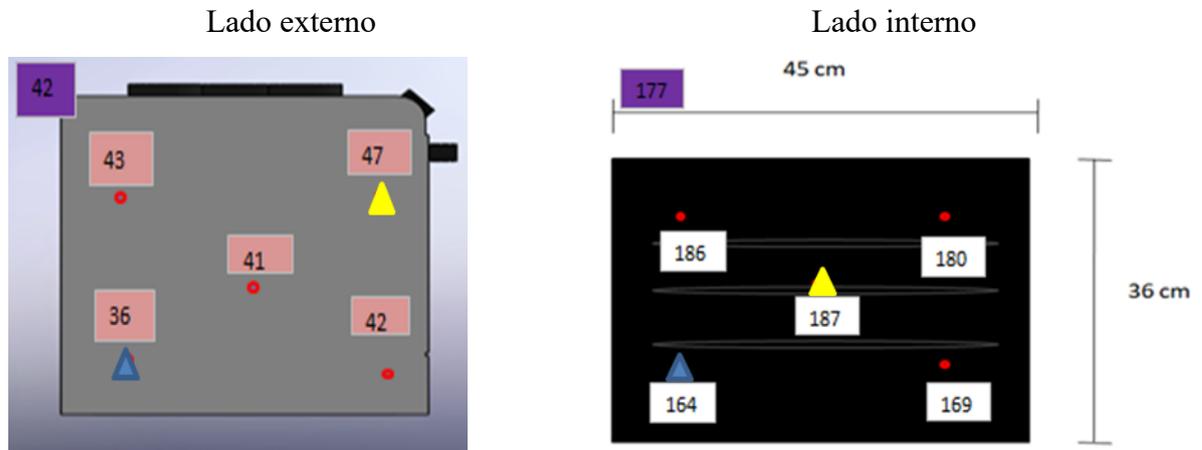
5.2.2 Lateral esquerda

A Figura 33 mostra os valores de temperatura medidos, em graus Celsius, nas posições de cada termopar, nas superfícies externa (à esquerda) e interna (à direita). Os valores no interior dos quadros com fundo roxo são os valores de temperatura promediados na área da superfície.

A maior temperatura do lado externo, 47°C , se encontra no canto superior direito da lateral esquerda do forno (o canto superior próximo à porta). Na superfície interna, a maior temperatura foi de 187°C e se encontra no centro da face. A mínima temperatura do lado externo está no canto inferior esquerdo da superfície próximo ao fundo e não coincide com a temperatura mínima da superfície interna, que é igual a 164°C no canto inferior esquerdo (próximo à porta).

O chão móvel é a superfície mais quente no lado interno e transmite calor por radiação para as demais superfícies. Portanto, do lado interno, as regiões com menor fator de forma em relação ao chão móvel recebem menor taxa de transferência de calor por radiação. Ainda, próximo às arestas das faces o escoamento gerado por convecção natural é menos intenso, gerando uma menor transferência de calor por convecção. Portanto, espera-se menores temperaturas superficiais do lado interno nas regiões inferiores, conforme mostram as medições. Do ponto de vista horizontal, espera-se temperaturas menores próximas à porta, visto que a taxa de transferência de calor é maior na porta. Este aspecto é coerente com as medições, exceto na superfície externa. O fato de a superfície externa próxima à porta ser mais quente que o centro revela a possibilidade de condução de calor da cavidade interna para a externa, na posição mais próxima à porta, através da chapa ou das fixações internas, um aspecto não modelado neste trabalho. Sugere também a possibilidade de que alguma mudança estrutural nas fixações possa resultar em temperaturas ainda menores na superfície externa.

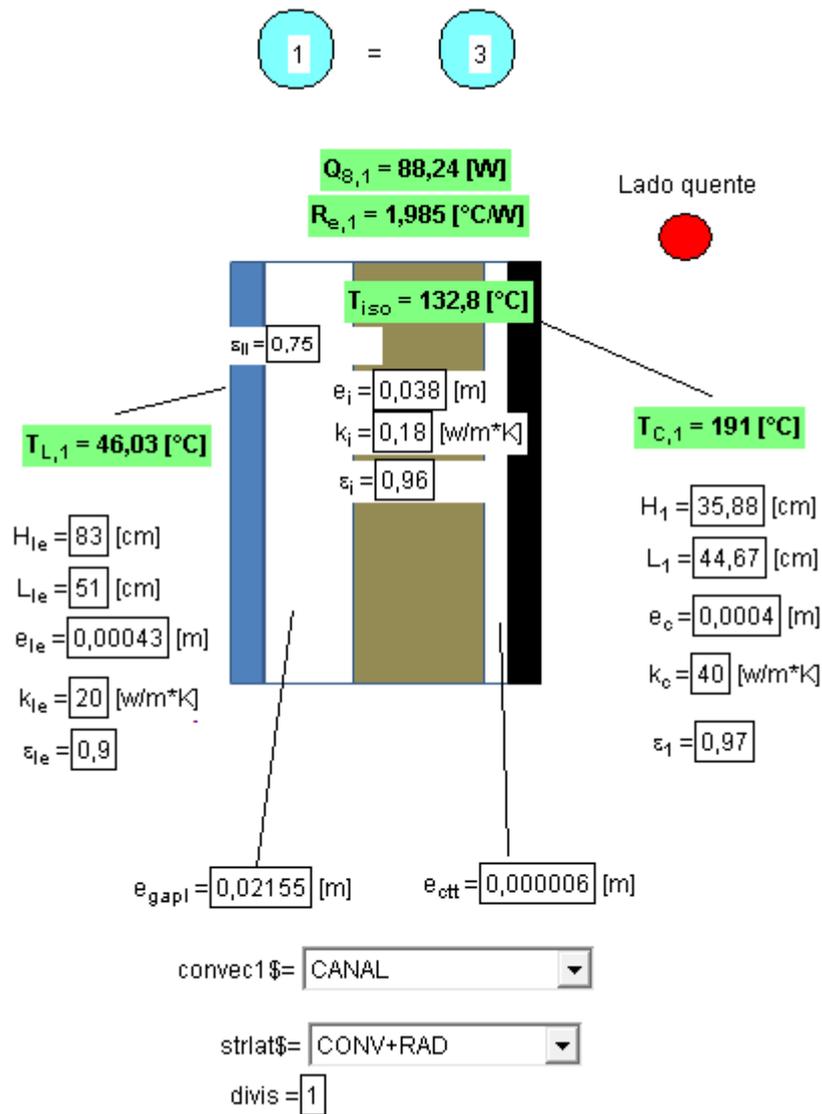
Figura 33 - Temperaturas medidas, em graus Celsius, nas posições de cada termopar, nas superfícies externa (à esquerda) e interna (à direita), da parede lateral esquerda (1). Os valores nos quadros com fundo roxo são os valores promediados na área.



Fonte – Autor

A Figura 34 mostra as dimensões e propriedades utilizadas como dados de entrada na modelagem. Os dados de saída, calculados pelo modelo, são a temperatura de cada superfície, a taxa de transferência de calor e a resistência térmica efetiva da parede. O modelo calcula as temperaturas médias das superfícies e considera que o forno tenha construção e propriedades térmicas simétricas. As seleções de condições do gap mostradas na figura são de canal aberto, com transferência por convecção e radiação e apenas um único canal.

Figura 34 - Resultados da modelagem para as paredes laterais esquerda e direita.



Fonte – Autor

A Tabela 18 compara as temperaturas médias encontradas na simulação e os valores promediados das medições. Observa-se um desvio máximo de 9,6 % na previsão da temperatura externa. O modelo ainda indica uma perda de calor total de 88,2 W e uma resistência efetiva local de 1,985 °C/W. Esta parede apresenta a maior resistência térmica efetiva $R_{e,i}$ quando comparada com as outras paredes.

Tabela 18 - Comparação entre medições e resultados da modelagem térmica para a lateral esquerda (1).

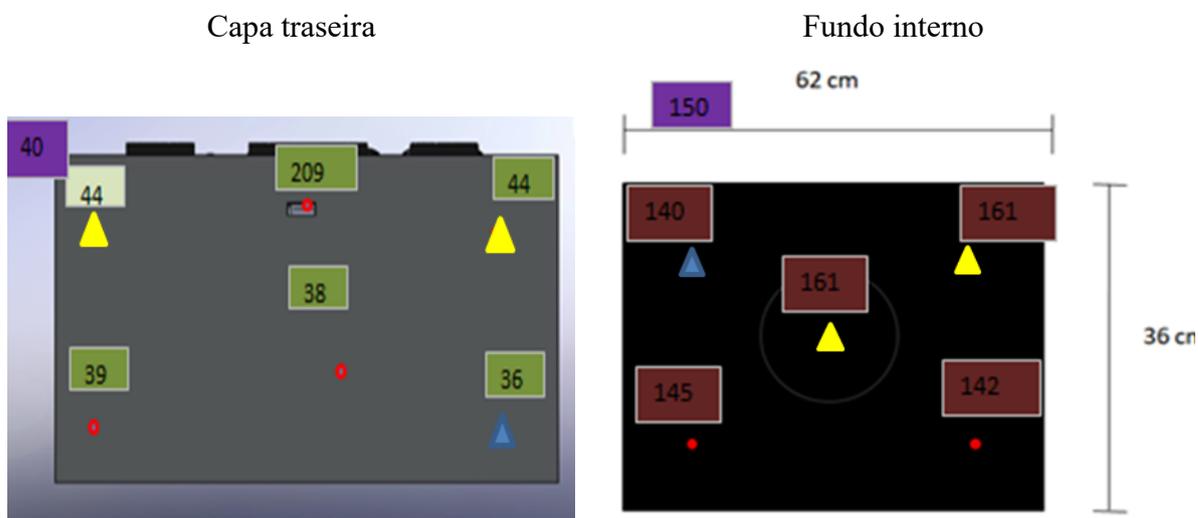
	T_{Li} (°C)	T_{Ci} (°C)	T_{ISO} (°C)	$R_{e,1}$ (°C/W)	Q_I (W)
Experimental	42	177	-	-	-
Modelagem	46	191	132,8	1,985	88,2
Diferença (%)	9,6	8,0			

Fonte – Autor

5.2.3 Fundo

A Figura 35 mostra os valores medidos para a parede do fundo. Na capa de proteção traseira (externa), a maior temperatura encontra-se no canto superior esquerdo e no direito simetricamente coincide com o ponto de maior temperatura do lado interno no fundo da cavidade. Para esta face do fogão o ponto de temperatura mínima lado interno foi no canto superior esquerdo. Também é mostrada a temperatura do ar quente na chaminé, que é 209 °C.

Figura 35 - Temperaturas medidas, em graus Celsius, nas posições de cada termopar, nas superfícies externa (à esquerda) e interna (à direita), da parede do fundo (2). Os valores nos quadros com fundo roxo são os valores promediados na área.

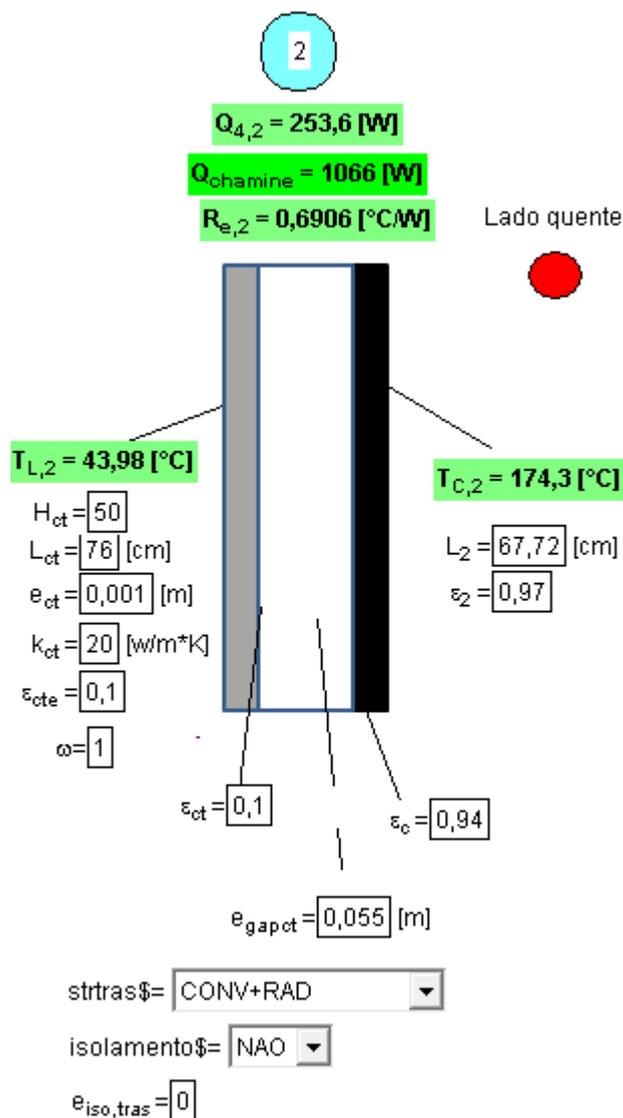


Fonte – Autor

A Figura 36 mostra as dimensões e propriedades utilizadas como dados de entrada na modelagem e os valores calculados como saída para a parede do fundo. As seleções de

condições do gap mostradas na figura são de transferência por convecção e radiação em um canal aberto.

Figura 36 - Resultados da modelagem para as paredes do fundo.



Fonte - Autor

A Tabela 19 compara as temperaturas médias encontradas na simulação e os valores promediados das medições. Observa-se um desvio máximo de 16 % na previsão da temperatura externa. O modelo ainda indica uma perda de calor total de 253,6 W pela parede, por convecção

e radiação, e 1066 W pelo escoamento na chaminé. Observa-se que, devido à não aplicação de isolamento térmico entre a capa traseira e a cavidade, esta é a face com o menor isolamento térmico. A resistência efetiva local é 0,69 °C/W, sendo 65,2 % menor que a resistência térmica efetiva local da parede lateral.

O maior erro percentual nas previsões se encontra na capa traseira. Em parte, isto se deve à superfície de proteção não ser inteiramente sólida. A existência de ranhuras induz ainda mais escoamento por empuxo, fazendo com que haja mais troca de calor. Na parte externa da capa traseira, considerou-se uma condição de convecção combinada, devido à presença das ranhuras e também devido ao uso da coifa, para remoção dos gases de exaustão, criando um escoamento forçado na região traseira do fogão.

Tabela 19 - Comparação entre medições e resultados da modelagem térmica para o fundo (2). A temperatura de chaminé é um valor de entrada no programa na estimativa do ar de infiltração.

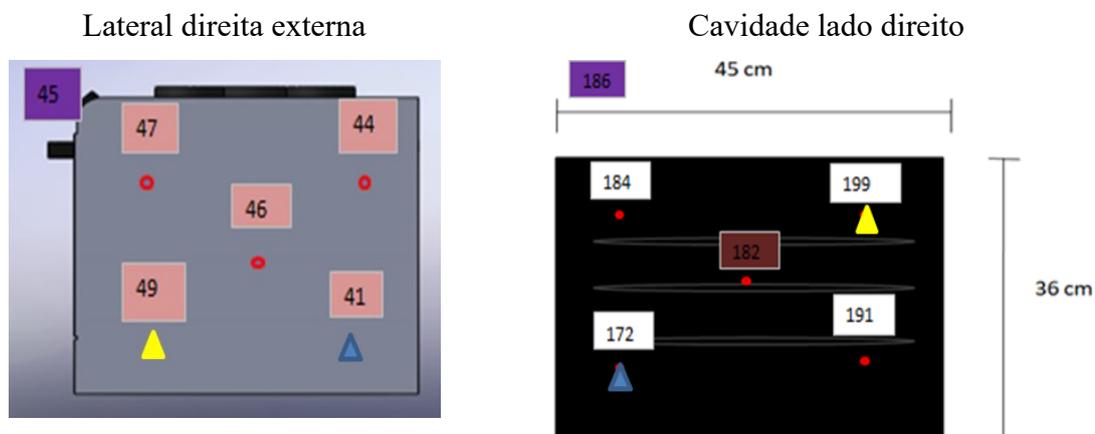
	T_{L2} (°C)	T_{C2} (°C)	T_{cham} (°C)	$R_{e,2}$ (°C/W)	Q_2 (W)	Q_{cham} (W)
Experimental	40	150	209	-	-	-
Modelagem	44	174,9	146	0,69	253,6	1066
Diferença (%)	9,9	16	30,1	-	-	-

Fonte – Autor

5.2.4 Lateral direita

A Figura 37 mostra os valores medidos para a parede lateral direita. A temperatura média da parede lateral direita é maior que a da esquerda, tanto na superfície interna, quanto no lado externo, indicando uma assimetria térmica no forno. Na cavidade interna, a maior temperatura se encontra na extremidade superior direita, próximo à porta. Isto pode ser causado por um desbalanceamento nas chamas do queimador do forno, os quais favorecem o fornecimento de ar quente e radiação na região direita frontal do chão móvel, ou também um empenamento do teto da cavidade.

Figura 37 - Temperaturas medidas, em graus Celsius, nas posições de cada termopar, nas superfícies externa (à esquerda) e interna (à direita), da parede do lado direito (3). Os valores nos quadros com fundo roxo são os valores promediados na área.



Fonte - Autor

A Tabela 20 compara as temperaturas médias encontradas na simulação e os valores promediados das medições. A parede lateral direita tem a mesma constituição da parede lateral esquerda. Embora na modelagem assume-se que as paredes sejam simétricas, a modelagem prevê os valores médios com menos de 3% de erro. O modelo ainda indica uma perda de calor total de 88,2 W. A resistência efetiva local é 1,985 °C/W, idêntica à da parede lateral esquerda.

Tabela 20 - Comparação entre medições e resultados da modelagem térmica para a parede lateral direita (3).

	T_{L3} (°C)	T_{C3} (°C)	T_{ISO} (°C)	$R_{e,3}$ (°C/W)	Q_3 (W)
Experimental	45	186	-	-	-
Modelagem	46	191	132,8	1,985	88,2
Desvio (%)	2,2	3			

Fonte – Autor

5.2.5 Porta

A Figura 38 mostra os valores medidos para a parede frontal. A parede frontal é feita de vidro para permitir a visualização do interior da cavidade. A presença de duas lâminas de vidro, a interna e a externa, dificulta as medições e a modelagem. Observa-se na Figura 38 que o local da temperatura máxima na superfície externa é o canto superior direito, atingindo 81 °C. Porém, nas imagens de termografia, a temperatura máxima é de 94,71 °C e se encontra um

pouco mais à esquerda e próximo do pegador. Portanto, a parte as incertezas na medição com a câmera de termografia, o ponto de maior temperatura na porta não é captado pelos termopares. A porta é feita de vidro, um material menos condutor que os metais, é sujeita a um campo de radiação e convecção complexo e, assim, apresenta uma dispersão elevada na sua distribuição de temperatura. Portanto, a análise do campo de temperaturas na porta precisa ser complementada com imagens de termografia, ou requereria um mapeamento com um número muito maior de termopares.

Figura 38 - Temperaturas medidas, em graus Celsius, nas posições de cada termopar, nas superfícies externa (à esquerda) e interna (à direita), da porta (4). Os valores nos quadros com fundo roxo são os valores promediados nas áreas. Também é mostrada a imagem da câmera.

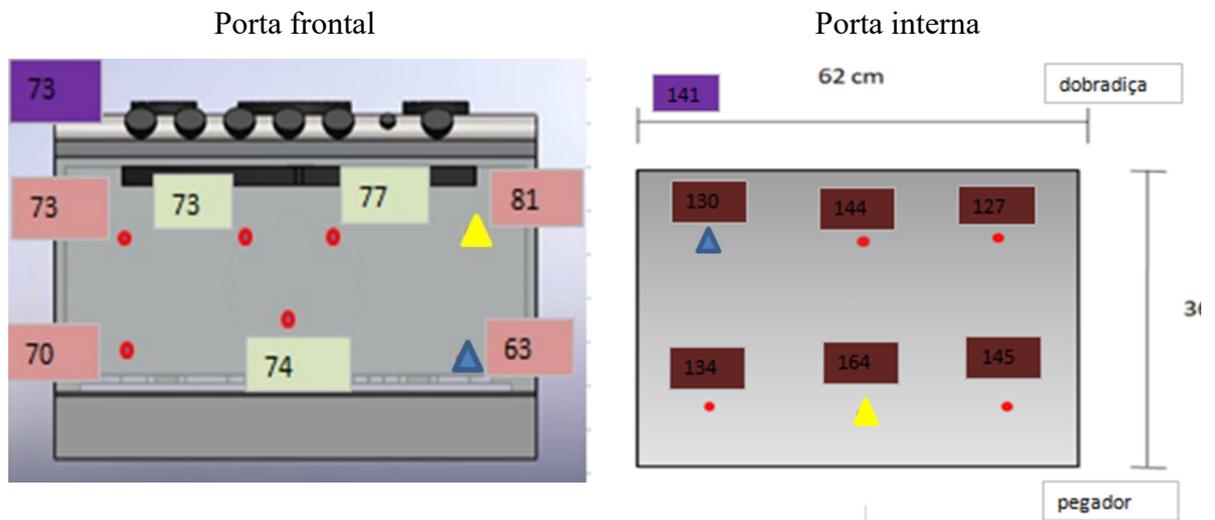
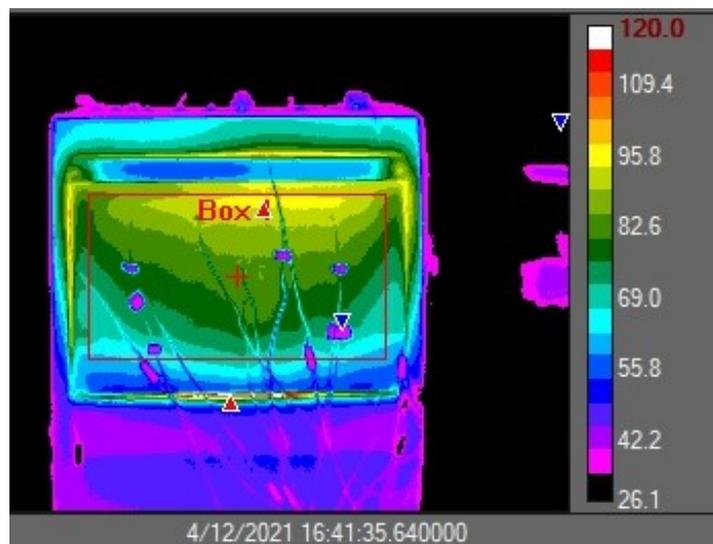


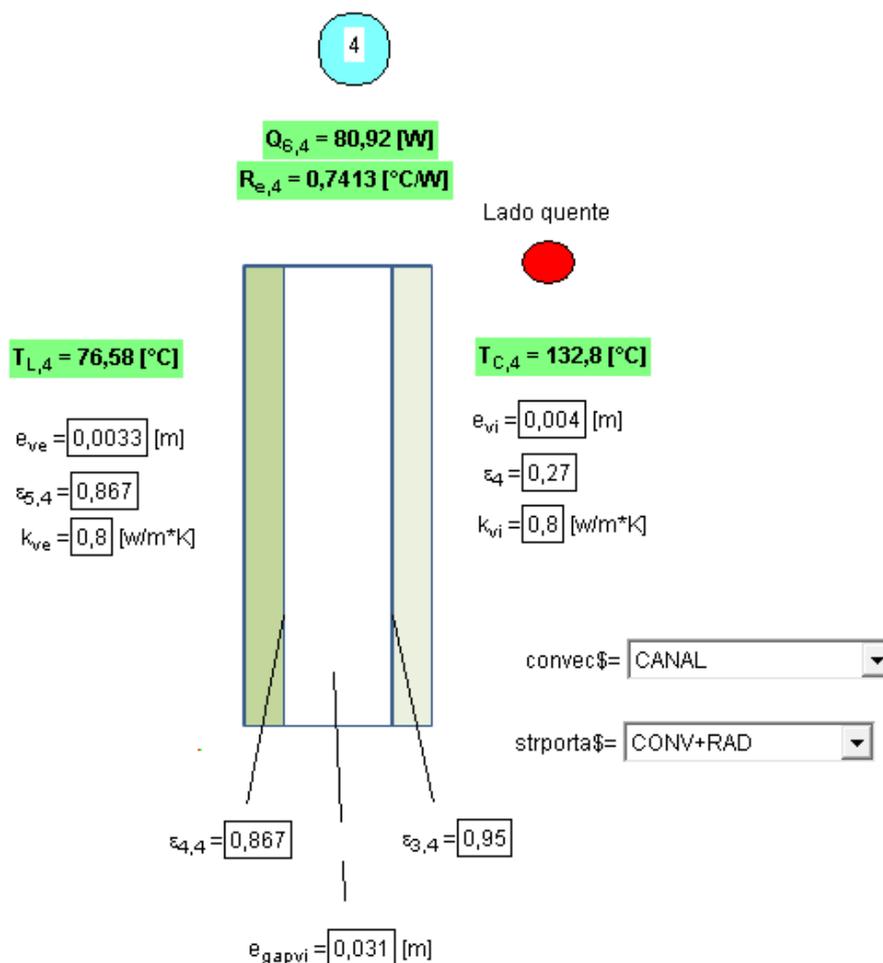
Imagem térmica da superfície externa da porta.



A Figura 39 mostra as dimensões e propriedades utilizadas como dados de entrada na modelagem e os valores calculados como saída para a porta (4). As seleções de condições do gap mostradas na figura são de transferência por convecção e radiação em um canal aberto.

A Tabela 21 compara as temperaturas médias encontradas na simulação e os valores promediados das medições. Embora a complexidade dos fenômenos que ocorrem na porta, a modelagem prevê os valores médios com menos de 6 % de desvio. O modelo ainda indica uma perda de calor total de 81 W. A resistência efetiva local é 0,741 °C/W, 62,6 % menor que a resistência térmica efetiva da parede lateral. Portanto, verifica-se que o efeito de isolamento térmico na porta, com a utilização da janela com duas folhas de vidro e com o espaçamento de ar, é relativamente próximo ao do fundo.

Figura 39 - Resultados da modelagem para a porta (4).



Fonte – Autor

Tabela 21 - Comparação entre medições e resultados da modelagem térmica para a porta (4).

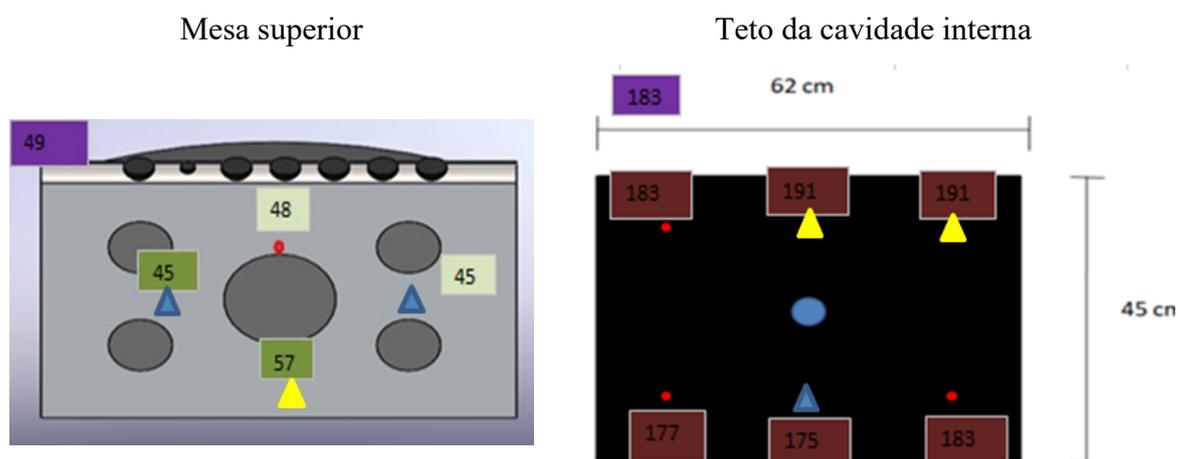
	T_{L4} (°C)	T_{C4} (°C)	$R_{e,4}$ (°C/W)	Q_4 (W)
Experimental	73	141	-	-
Modelagem	76,5	132,8	0,74	80,9
Diferença (%)	4,9	6		

Fonte – Autor

5.2.6 Teto

A Figura 40 mostra os valores medidos para o teto da cavidade do forno. Na superfície superior, a mesa, o local com maior temperatura se encontram próximo à saída dos gases quentes de exaustão e atinge 57 °C. Na superfície interior, o teto da cavidade do forno, o local com maior temperatura é o canto frontal direito, ou seja, do lado direito, próximo à porta. Como já discutido acima, isto pode ser causado por um desbalanceamento nas chamas do queimador do forno, os quais favorecem o fornecimento de ar quente e radiação na região inferior direita frontal do chão móvel.

Figura 40 - Temperaturas medidas, em graus Celsius, nas posições de cada termopar, nas superfícies externa (à esquerda) e interna (à direita), do teto (5). Os valores nos quadros com fundo roxo são os valores promediados nas áreas.

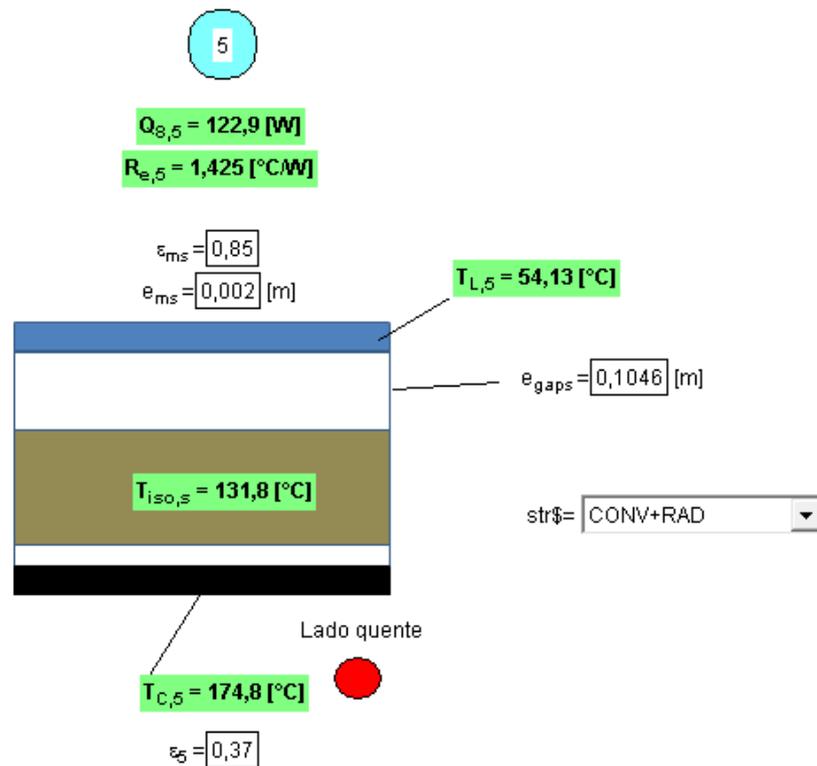


Fonte – Autor

A Figura 41 mostra as dimensões e propriedades utilizadas como dados de entrada na modelagem e os valores calculados como saída para o teto (5). As seleções de condições do gap

mostradas na figura são de transferência por convecção e radiação em uma cavidade fechada, aquecida por baixo. A convecção na superfície superior foi considerada apenas como convecção natural, visto que o escoamento gerado pela coifa tem pouca influência na superfície horizontal.

Figura 41 - Resultados da modelagem para o teto (5).



Fonte – Autor

A Tabela 22 compara as temperaturas médias encontradas na simulação e os valores promediados das medições. A modelagem prevê os valores médios com menos de 10,4 % de desvio. O modelo ainda indica uma perda de calor total de 98 W. A resistência efetiva local é 1,425 °C /W, 28 % menor que a resistência térmica efetiva da parede lateral. Portanto, verifica-se que o isolamento térmico no teto, principalmente usado para proteção dos eletrônicos e redução da temperatura da mesa, é efetivo nesta proteção, mas é ainda cerca de 1/3 menor que o isolamento térmico das paredes laterais.

Tabela 22 - Comparação entre medições e resultados da modelagem térmica para o teto (5).

	T_{L5} (°C)	T_{C5} (°C)	T_{ISO} (°C)	$R_{e,5}$ (°C/W)	Q_5 (W)
Experimental	49	183	-	-	-
Modelagem	54,1	174,9	131,8	1,425	122,9
Diferença (%)	10,4	4			

Fonte – Autor

5.2.7 Resumo dos resultados

A Tabela 23 apresenta um resumo dos resultados. Os resultados do modelo para a temperatura das superfícies externas tendem a superestimar as medições em valores de 2,2 % a 10,4 %. A Figura 42 ilustra os desvios entre as temperaturas previstas e medidas para as superfícies internas. A curva em 45 graus representa a reprodução exata das medições pelo modelo. Verifica-se graficamente que as previsões estão dentro de 10 % das medições, com exceção da chaminé. Lembra-se que a temperatura da chaminé é ajustada visando a melhor reprodução das temperaturas dos orifícios do chão móvel e a medição na chaminé apresenta grande incerteza de medição. Já para as temperaturas internas, o modelo tende a superestimar os valores de temperatura entre 3 % e 17 % com exceção do teto e da porta, para os quais os desvios foram de -4 % e -6 %. A Figura 43 ilustra os desvios entre as temperaturas previstas e medidas para as superfícies externas.

A transferência de calor por radiação é maior do que por convecção nas superfícies internas, em valores de 44 % a 93 %, com exceção do vidro interno, para o qual a transferência de calor por convecção foi 15 % maior que a por radiação. Nas superfícies externas, 78 % do calor trocado é por radiação térmica. A máxima transferência de calor total ocorre pelo fundo, seguido pela porta. A soma total das taxas de transferência de calor pelas superfícies é 789 W.

As resistências térmicas efetivas locais variam de 0,69 °C/W para a parede do fundo até 1,99 °C/W para a parede lateral. Dos valores de resistências térmicas efetivas locais, a resistência efetiva global para esta unidade é 0,22 °C/W. A eficiência térmica global (baseada em PCI) é estimada em 58 %, ou seja, nesta unidade, 42 % da energia do combustível é perdida para o ambiente através das paredes da cavidade.

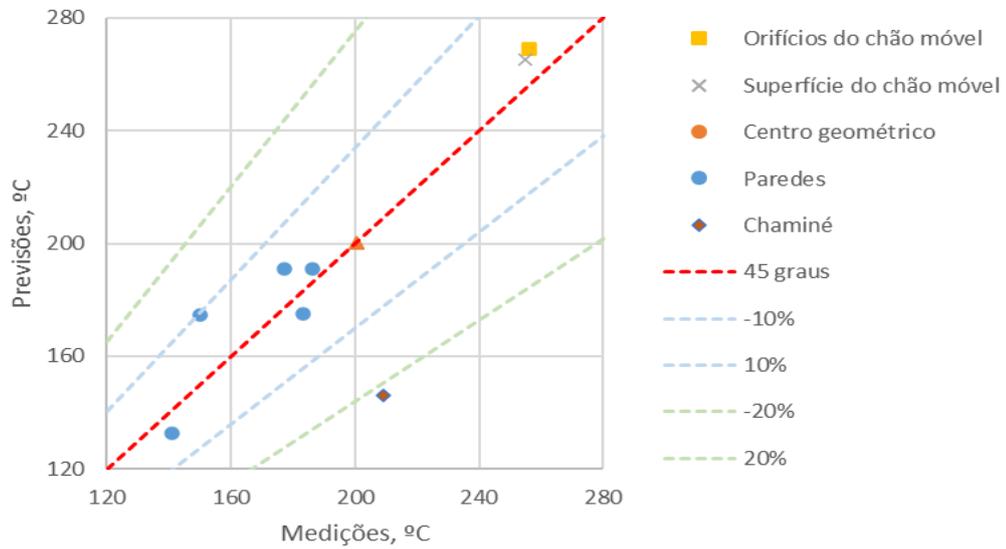
Considerando que os resultados se mostram coerentes, dentro de uma faixa de desvios aceitável, parte-se para a análise dos resultados do modelo para todas as variações estudadas.

Tabela 23 - Resumo dos valores medidos e calculados pelo modelo para o caso de base.

Medição Modelagem						
Valores de referência	T (°C)	T (°C)	Q_{adv} (W)	Q_{conv} (W)	Q_{rad} (W)	Q_{total} (W)
Centro geométrico	200,5	200,1				
Superfície do chão móvel	255	265		337,8	599,6	937,4
Orifícios do chão móvel	256	269				
Chaminé	209	146	1066			1066
Superfícies externa	$T_{L,i}$ (°C)	$T_{L,i}$ (°C)	Desv. $T_{L,i}$ (%)	Q_{conv} (W)	Q_{rad} (W)	Q_{total} (W)
Lateral esquerda	42	46	9,6%	34,8	53,4	88,2
Lateral direita	45	46	2,2%	34,8	53,4	88,2
Capa traseira	40	44	9,9%	249,1	4,5	253,6
Porta	73	77	4,9%	135,3	101	236,3
Mesa	49	54	10,4%	56,3	66,6	122,9
Superfícies internas	$T_{C,i}$ (°C)	$T_{C,i}$ (°C)	Desv. $T_{C,i}$ (%)	Q_{conv} (W)	Q_{rad} (W)	Q_{total} (W)
Cavidade esquerda	177	191	8%	5,5	82,7	88,2
Cavidade direita	186	191	3%	5,5	82,7	88,2
Fundo	150	175	17%	23,5	230,1	253,6
Porta	141	133	-6%	127,6	108,6	236,2
Teto	183	175	-4%	15,2	107,8	123,0
Outros resultados	T_{ISO} (°C)	$R_{e,i}$ (°C/W)				
Lateral esquerda	132,8	1,985				
Lateral direita	132,8	1,985				
Fundo	--	0,6906				
Porta	--	0,7413				
Teto	131,8	1,425				
Vazões volumétricas	\dot{V} (SLPM)					
Combustível	3,053					
Ar de combustão estequiométrico	31,15					
Ar de infiltração	350,8					
Ar quente (total)	385					
Resultados globais	R_{gl} (°C/W)	η_{gl} (%)				
Resistência térmica global	0,222					
Eficiência térmica global		57,7				

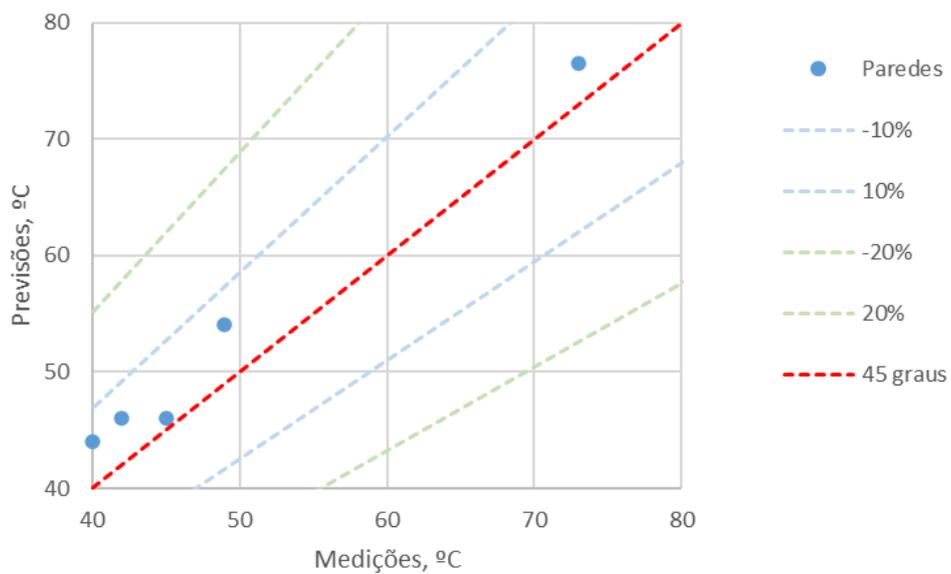
Fonte - Autor

Figura 42 - Desvios entre as previsões do modelo e as medições para as temperaturas das superfícies internas. A temperatura do centro da cavidade é fixada em 200 °C.



Fonte - Autor

Figura 43 - Desvios entre as previsões do modelo e as medições para as temperaturas das superfícies externas.



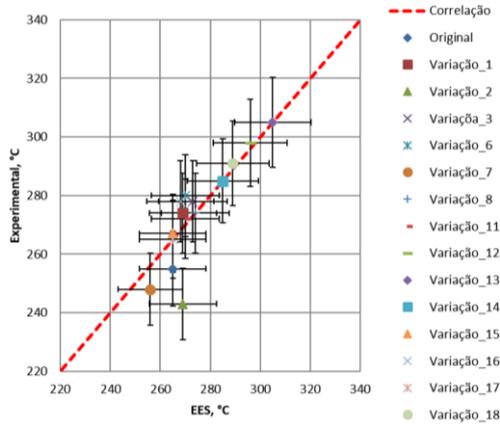
5.3 ANÁLISE DA APLICAÇÃO DO MODELO PARA AS VARIAÇÕES

5.3.1 Comparação entre temperaturas medidas e previstas

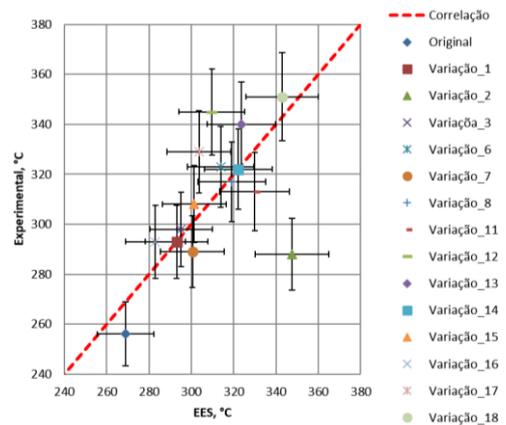
O modelo foi aplicado às variações do planejamento experimental mostrado na Tabela 13. Para cada caso, foram comparados os valores das variáveis de saída do modelo com aqueles medidos. A Figura 44 mostra a comparação entre medições e previsões das temperaturas. A curva em 45 graus representa a reprodução exata das medições pelo modelo. Os intervalos de confiança para 95 % de cobertura são representados pelas barras horizontais e verticais. Na Figura 44(a), observa-se que a reprodução das temperaturas do chão móvel é bastante adequada, com exceção da condição original e das variações 7 e 18. Já para os orifícios do chão móvel, na Figura 44(b), a dispersão dos desvios é maior, resultado da maior variabilidade dos valores medidos em cada orifício e do seu efeito relativo na cavidade. Na Figura 44(c), verifica-se que os desvios da temperatura da norma, 200 °C, se mantiveram abaixo de 3 % para todos os experimentos. Conforme já observado acima, existe grande incerteza na medição da temperatura da chaminé. Este aspecto é evidenciado na dispersão mostrada na Figura 44(d), na qual apenas alguns experimentos apresentam baixos desvios. As demais figuras mostram o comportamento das temperaturas das paredes. Em geral, a medida que as variações de projeto de parede se tornam mais significativas, principalmente com a alteração dos espaços com ar, o modelo apresenta maiores desvios. Isso se deve principalmente à dificuldade de prever a transferência de calor em cavidades internas parcialmente ventiladas, como são as regiões com ar no interior das paredes.

Figura 44 - Comparação entre medições e previsões do modelo para as variações do planejamento experimental, para as temperaturas calculadas pelo modelo.

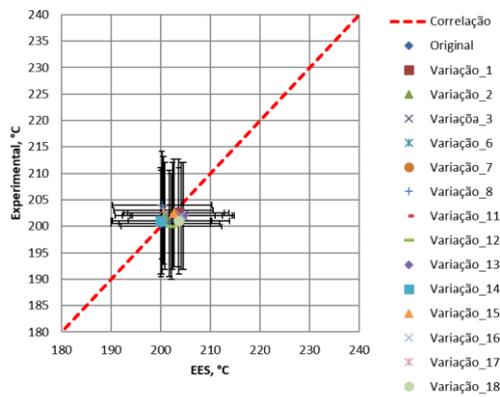
a. Chão móvel



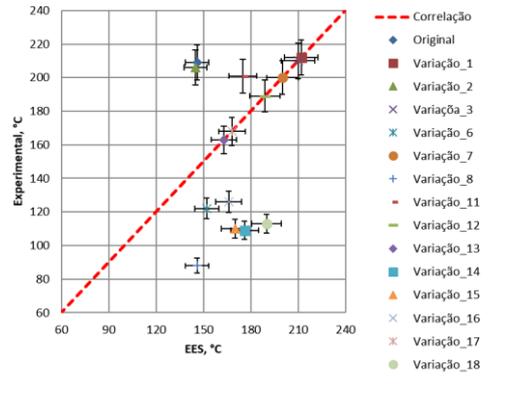
b. Orifícios chão móvel



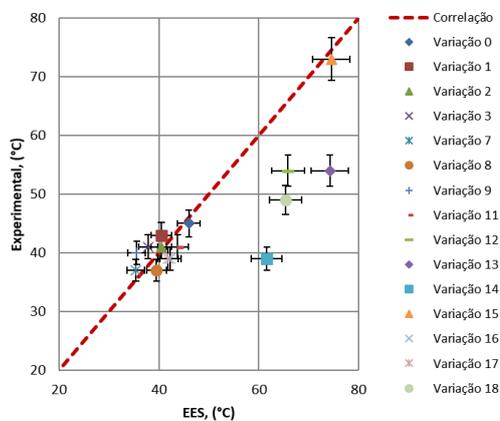
c. Centro geométrico



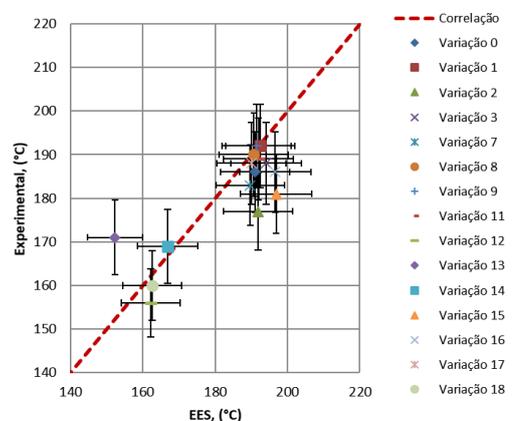
d. Chaminé



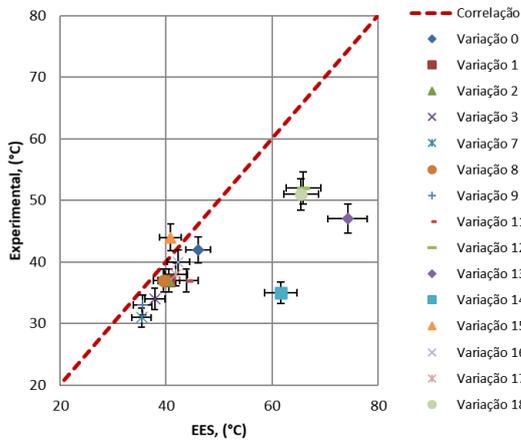
e. Lateral direita



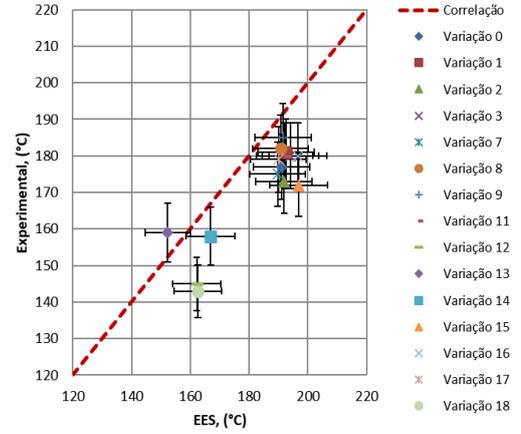
f. Cavidade direita



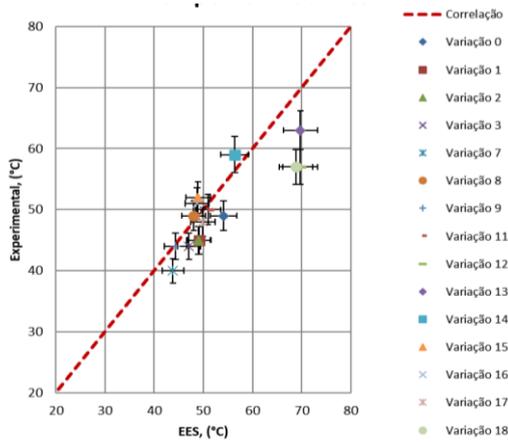
g. Lateral esquerda



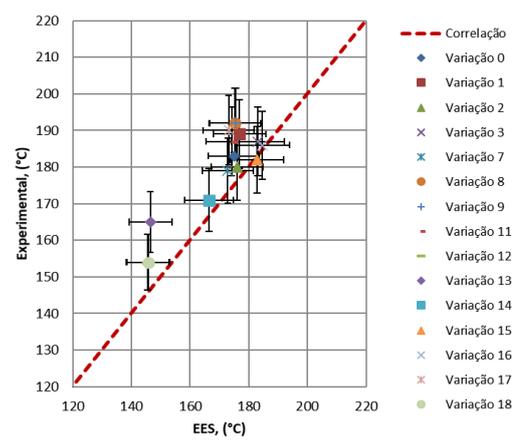
h. Cavidade esquerda



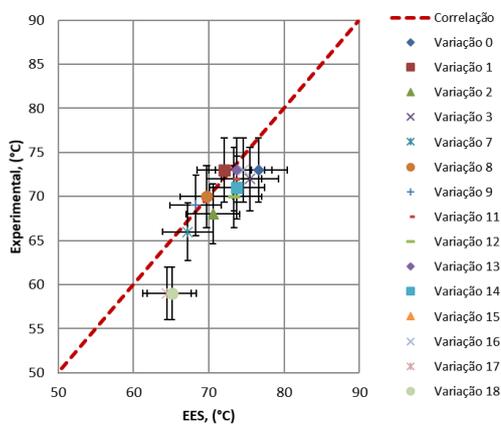
i. Mesa



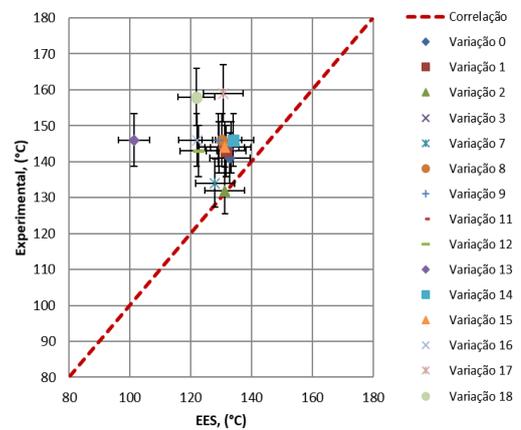
j. Teto



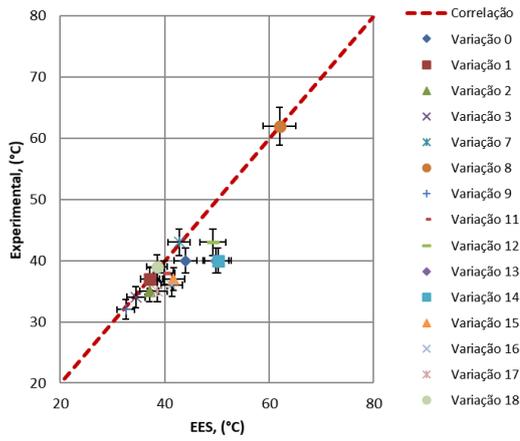
k. Porta



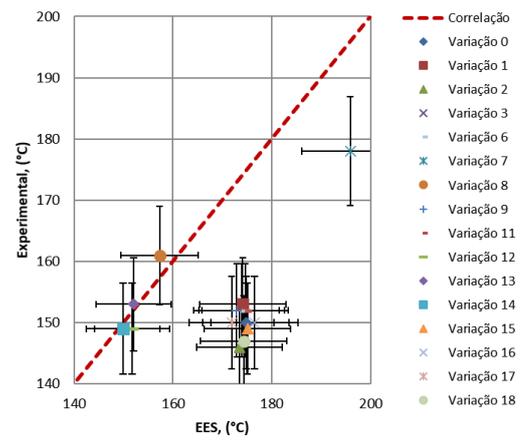
l. Porta interna



m. Capa traseira



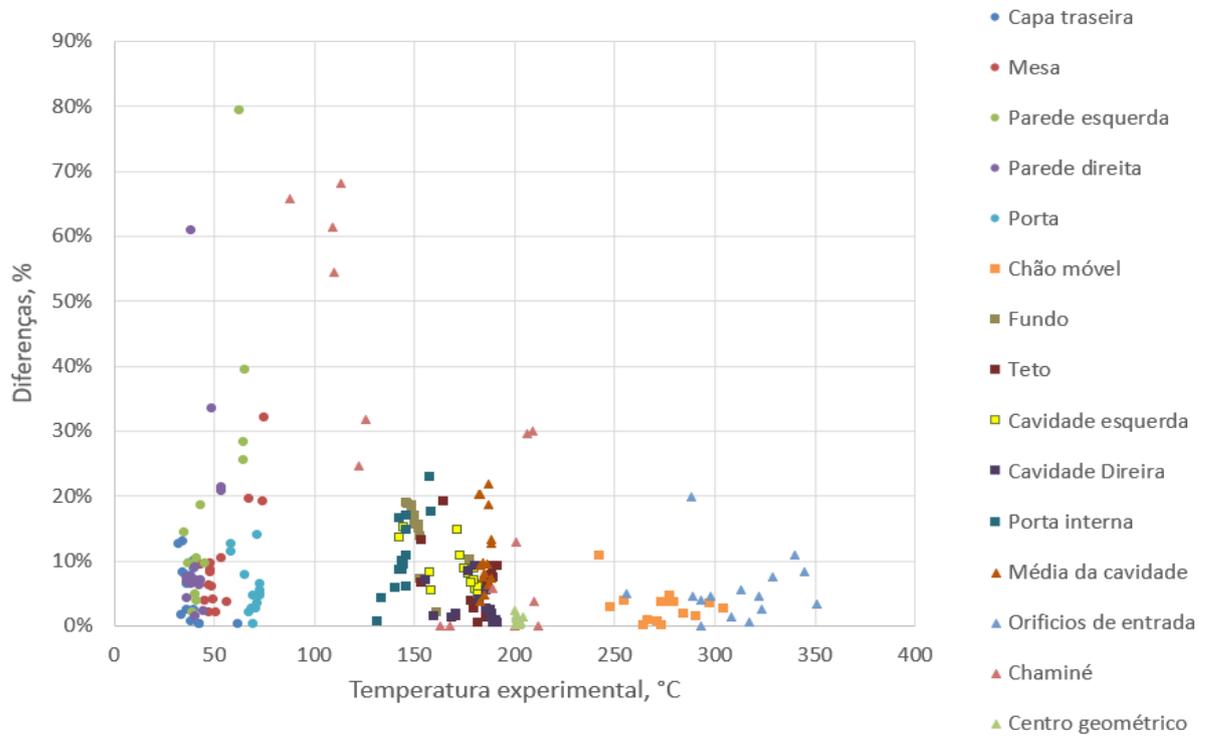
n. Fundo



Fonte - Autor

A Figura 45 mostra a diferença entre as temperaturas medidas e as previstas pelo modelo para cada condição mostrada na Figura 44.

Figura 45 - Diferenças entre as temperaturas medidas e previstas pelo modelo.



Fonte - Autor

Em geral, as diferenças foram inferiores a 20%. As maiores diferenças foram registradas na chaminé, devido aos erros relacionados ao posicionamento do termopar e da presença de frestas que causam trocas de ar. Em outras condições, as diferenças para as temperaturas das laterais esquerda e/ou direita também permaneceram acima de 20 %. Estas condições correspondem às situações nas quais existem espaçamentos entre a chapa e o isolamento maiores que o espaçamento original de fábrica e o modelo não captura a transferência de calor nestas condições acuradamente.

A Tabela 24 resume os valores dos desvios máximos encontrados entre medições e experimentos. Observa-se que, em geral, o modelo prevê as medições em um intervalo de 18 %. Desvios máximos de até 45 % foram encontrados para as variações 7 - acrescentar isolamento no fundo, 8 - impedir a circulação de ar no fundo, sem isolamento, 11 - confinar o ar na parede lateral, com isolamento, 12 - eliminar o isolamento na parede lateral, 13 - confinar o ar na parede lateral, sem isolamento, 14 - cobrir o isolamento lateral com revestimento refletivo, 16 - confinar o ar na parede lateral, com isolamento novo, 17 – vidro na porta interna com ambos lados com revestimento baixo emissivo e 18 – vidro na porta interna com ambos lados com revestimento baixo emissivo e sem isolamento. A maioria das previsões resultam em temperaturas maiores que as medições, com exceção das superfícies internas do teto e da porta.

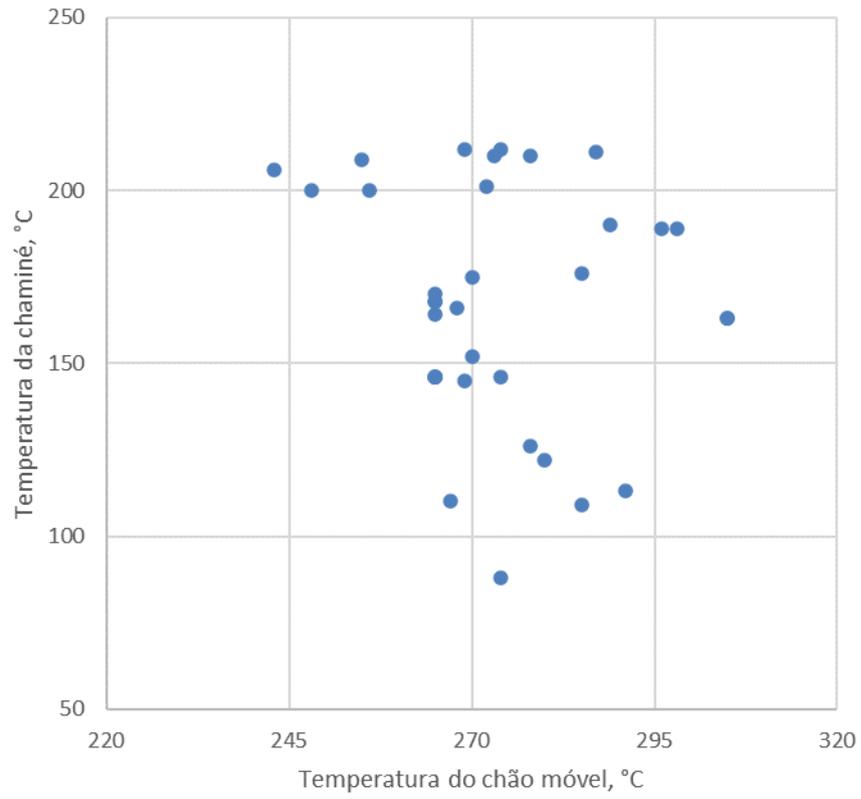
Os erros associados à medição da temperatura na chaminé também podem ser apreciados nas Figuras 45 e 46. A Figura 45 mostra a temperatura da chaminé em função da temperatura do chão móvel. O aumento da temperatura do chão móvel é diretamente proporcional ao aumento da potência do queimador, a qual poderia levar a um aumento geral de todas as temperaturas do fogão. Porém, observa-se que a temperatura da chaminé tem correlação fraca com a temperatura do chão móvel. Em grande parte dos ensaios, a temperatura da chaminé tende para um limite superior, constante em relação à temperatura do chão móvel, em torno de 210 °C. As situações em que a temperatura da chaminé cai para valores abaixo de 150 °C podem revelar dificuldades do modelo em prever o comportamento da cavidade.

Tabela 24 - Valores dos desvios máximos encontrados entre medições e experimentos e as variações nas quais estes desvios foram observados.

Temperatura	Local	Desvios máximos (variação)
Centro geométrico		2 % (8)
Chão móvel	Superfície	11 % (2)
	Orifícios	20 % (2)
Ar quente na chaminé		68 % (18)
Parede esquerda	Interna	14 % (15)
	Externa	76 % (14)
Parede direita	Interna	11 % (13)
	Externa	58 % (14)
Fundo (capa traseira)	Interna	19 % (2)
	Externa	25 % (14)
Teto (mesa)	Interna	11 % (13)
	Externa	22 % (12)
Porta	Interna	31 % (13)
	Externa	10 % (18)

Fonte - Autor

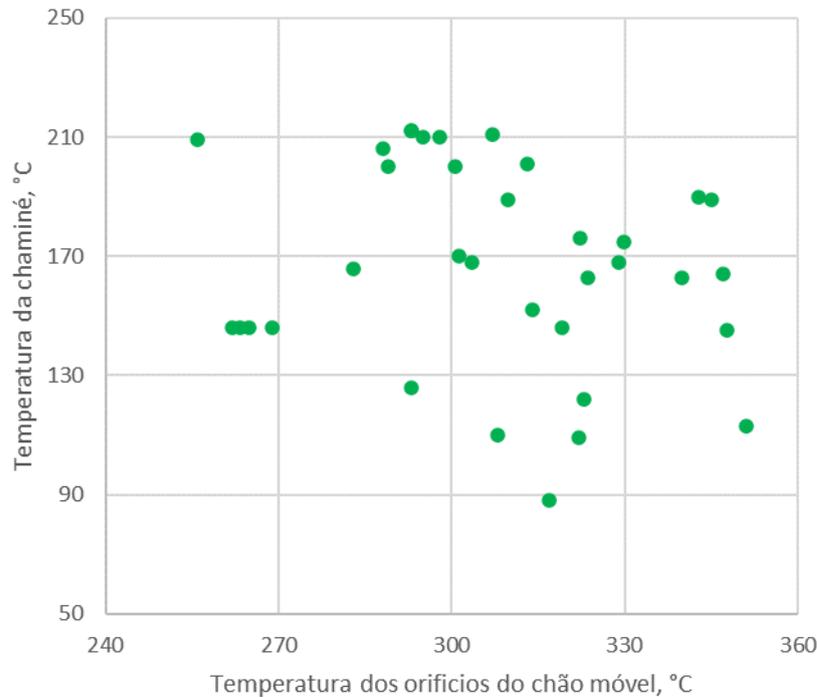
Figura 45 - Temperatura da chaminé medida mostrada em função da temperatura do chão móvel.



Fonte - Autor

A Figura 46 mostra a temperatura da chaminé em função da temperatura dos orifícios. Novamente observa-se uma fraca correlação e, possivelmente, uma saturação da temperatura na chaminé próximo ao valor 210 °C.

Figura 46 - Temperatura da chaminé medida mostrada em função da temperatura dos orifícios do chão móvel.



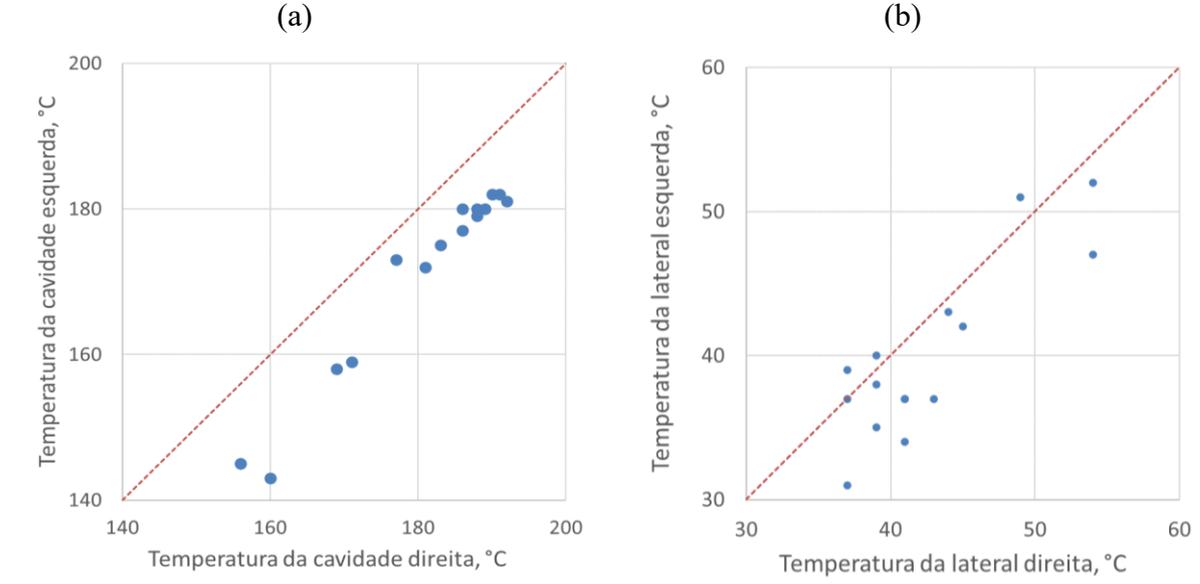
Fonte - Autor

A inexistência de correlação entre a temperatura da chaminé e as duas temperaturas principais que determinam a temperatura na cavidade revela que existem outros fatores afetando o registro da temperatura da chaminé, principalmente, aqueles relacionados com o posicionamento do termopar e com a troca de ar nas frestas da chaminé.

Em relação à assimetria do forno, a Figura 47(a) compara as temperaturas medidas para as superfícies internas esquerda e direita. Observa-se que a temperatura média do lado interno direito é superior à do lado esquerdo e um fato curioso é que para alguns ensaios este desbalanceamento interno não afetou o lado externo do forno, conforme a Figura 47(b). Os pontos acima da linha pontilhada representam ensaios em que a temperatura média da lateral esquerda ficou superior à da lateral direita, indicando que a assimetria da cavidade não se reflete no involucre em todos os ensaios. Provavelmente, esta assimetria está associada à um

desbalanceamento de campo de radiação, ou campo de velocidade do escoamento, resultante do posicionamento do queimador na unidade testada.

Figura 47 - Comparação entre a temperatura do lado direito com o lado esquerdo.



Fonte - Autor

5.3.2 Aspectos da transferência de calor por convecção e radiação

A Figura 48 mostra os valores calculados de coeficiente médio de transferência de calor por convecção para cada superfície em função da temperatura do chão móvel.

Figura 49 – Coeficiente médio efetivo de transferência de calor por radiação em cada superfície em função da temperatura do chão móvel.

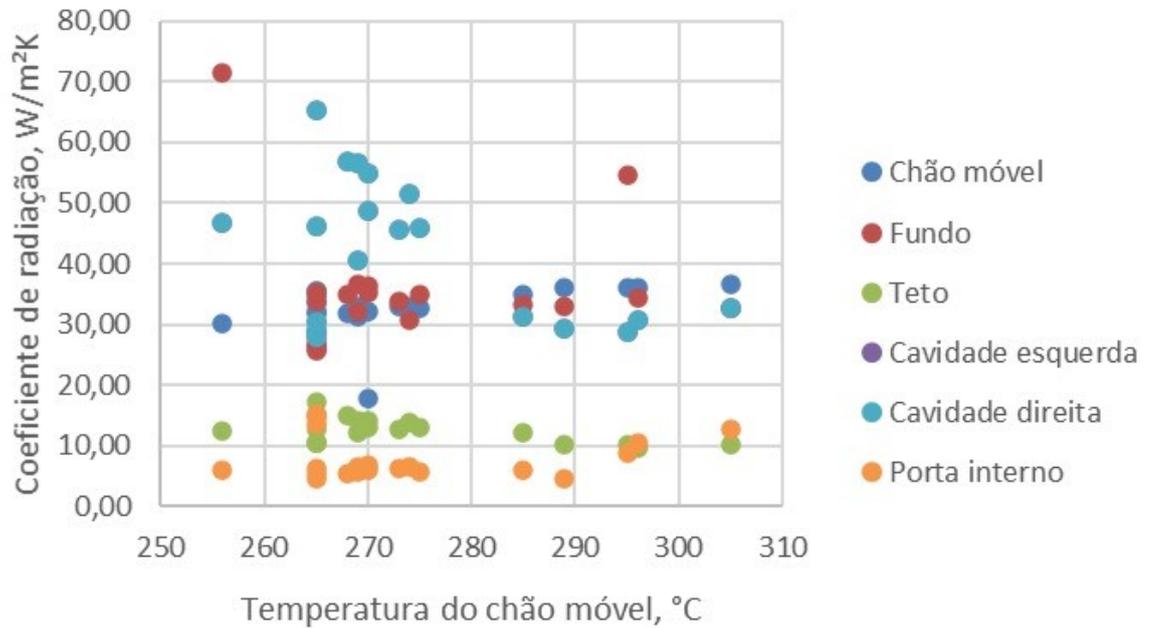
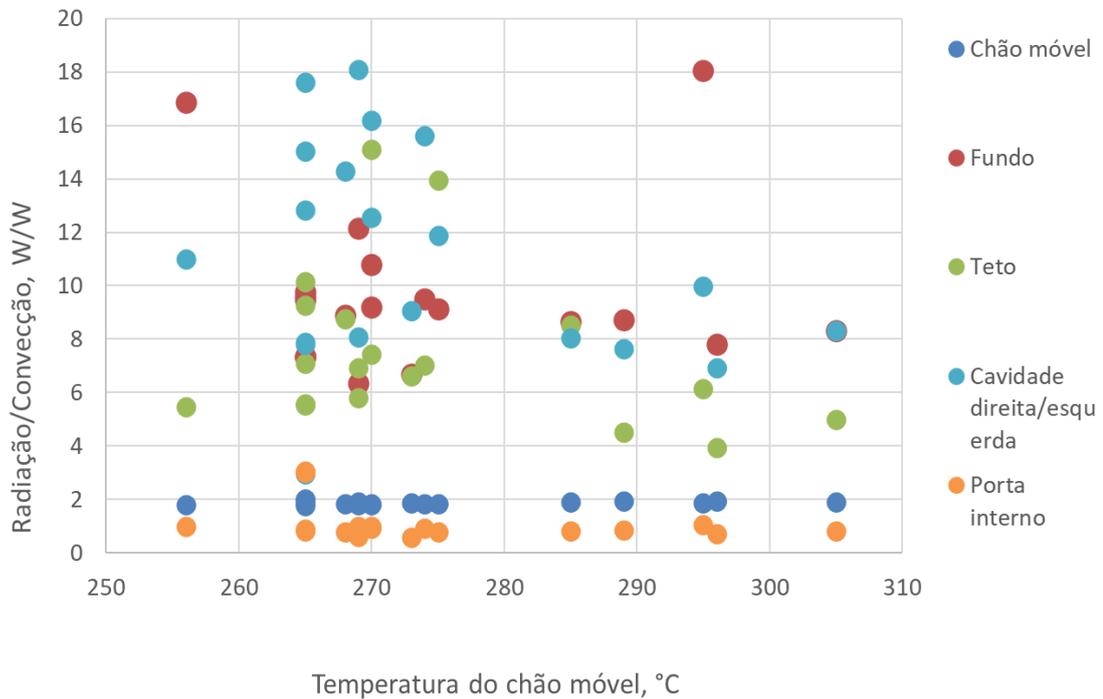


Figura 50 - Razão entre a transferência de calor por radiação e a transferência por convecção de acordo com as temperaturas do chão móvel.



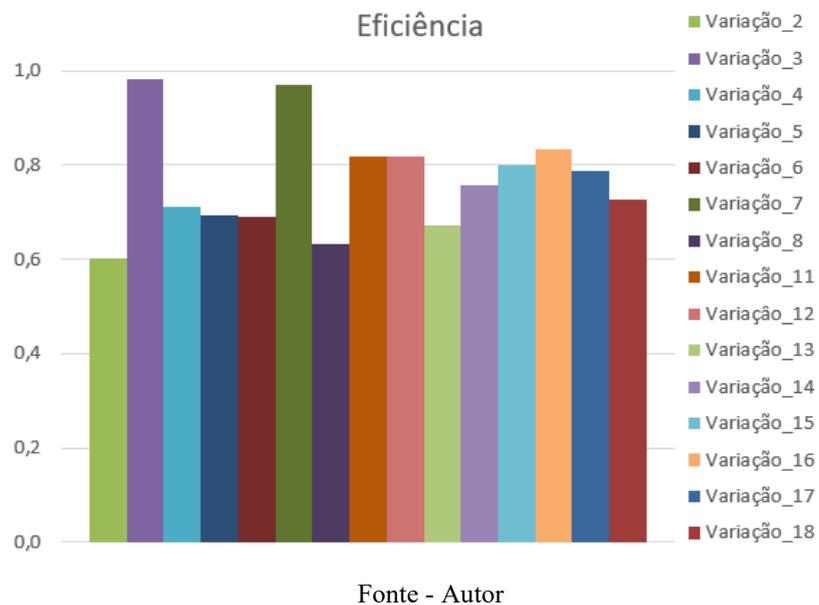
Fonte - Autor

5.3.3 Comparação entre parâmetros de desempenho

Os principais parâmetros de desempenho globais são a eficiência térmica, uma medida da perda de calor pelas paredes, as resistências efetivas das superfícies da cavidade e a resistência efetiva global do forno.

A Figura 51 mostra os valores calculados de eficiência térmica para cada variação simulada. Os valores de eficiência térmica foram escalonados em relação ao maior valor encontrado de eficiência térmica, que foi o observado para a variação 3. As maiores eficiências normalizadas foram encontradas para as variações 3 (porta com cavidade fechada), 7 (com isolamento traseiro), 11 (com o espaçamento de ar lateral confinado com caixa contendo 8 subdivisões), 12 (sem isolamento), 15 (com novo material isolante), 16 (novo material isolante + cavidade lateral fechada) e 17 (vidro duplo baixo emissivo).

Figura 51 - Eficiência térmica das variações simuladas. Os valores de eficiência foram normalizados em relação ao valor máximo (Variação 3).

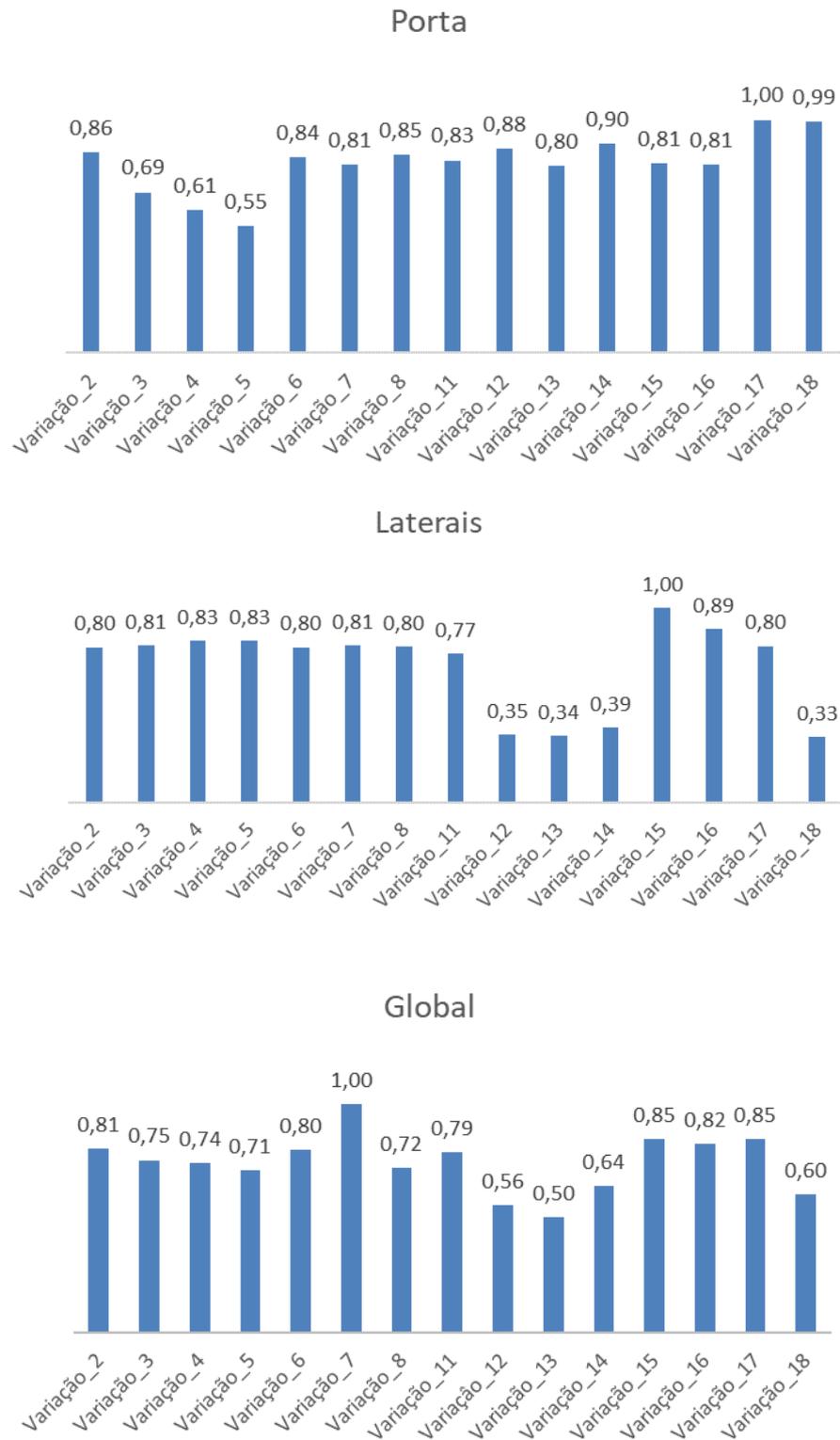


Outros parâmetros de desempenho relacionados à perda de calor para o ambiente são as resistências efetivas das superfícies e global do forno. A Figura 52 mostra os valores das resistências efetivas para cada parede, escalonadas em relação ao valor máximo. As variações que trazem benefício para a redução da perda de calor pela porta de vidro são as variações: 2 (queimador tipo cast), 6 (vedação da porta melhorada), 8 (restringindo a circulação de ar no fundo), 11 (restringir o escoamento do espaçamento de ar das laterais), 12 (sem isolamento), 14 (sem isolamento apenas revestimento refletivo), 17 (porta dupla com revestimento baixo emissivo), 18 (sem isolamento + porta dupla com revestimento baixo emissivo).

As paredes laterais são pouco influenciadas pelas variações aplicadas, com exceção das variações 12 (sem isolamento), 13 (confinar o ar na parede lateral, sem isolamento), 14 (sem isolamento, apenas revestimento refletivo) e 18 (sem isolamento + porta dupla com revestimento de baixa emissão).

Do ponto de vista global, a cavidade mais isolada termicamente foi aquela da configuração 7 (com isolamento traseiro). A face traseira é a que apresenta a menor resistência térmica e o aumento desta resistência resulta no maior aumento da resistência térmica global.

Figura 52 - Resistências térmicas efetivas da porta e das laterais e resistência térmica efetiva global das variações, normalizadas em relação aos respectivos valores máximos.



Fonte - Autor

As variações que resultam em maior aumento da resistência global são: 2 (queimador tipo cast), 7 (com isolamento traseiro), 15 (com novo material isolante), 16 (novo material isolante + cavidade lateral fechada), 17 (vidro duplo baixo emissivo).

6 CONCLUSÃO

Neste trabalho, mediu-se as temperaturas das superfícies e escoamentos em um forno de cocção a gás e comparou-se as medições com previsões de um modelo térmico, para diferentes escolhas de isolamento térmico nas paredes da cavidade. As medições não seguiram as normas de certificação de produtos. O objetivo foi desenvolver e testar o modelo térmico através da comparação com as medições.

A simulação térmica de um caso de referência, mostrou que o modelo térmico previu as temperaturas medidas com desvios máximos de 30 % para a temperatura da chaminé, 10 % para as superfícies externas e 16 % para as superfícies internas.

Várias modificações foram então aplicadas ao protótipo em teste, incluindo mudanças geométricas e de materiais. Em geral, o modelo térmico determinou as temperaturas com desvios inferiores a 20 % dos valores medidos. Desvios da ordem de 50 % a 70 % foram observados para a previsão das temperaturas do escoamento na chaminé, um aspecto que resulta de dificuldades no posicionamento do termopar na chaminé e trocas de gases através de frestas.

Os valores dos coeficientes médios de convecção nas superfícies internas variaram de 5 a 20 W/m²-K. Os maiores valores de coeficiente de convecção foram observados para o chão móvel e para o teto. O coeficiente de convecção para o chão móvel cresce com a sua temperatura. Para as outras superfícies, existe um valor de mínimo para temperaturas de chão móvel em torno de 290 °C.

Os valores do coeficiente médio efetivo de transferência de calor por radiação nas superfícies internas variaram de 5 a 70 W/m²-K. O chão móvel, apesar de ter a maior transferência de calor líquida por radiação, não apresenta o maior coeficiente efetivo. Isto se deve ao fato de que este também apresenta a maior diferença de temperatura, desta forma, compensando a alta taxa de transferência de calor líquida por radiação. O maior coeficiente efetivo de transferência de calor por radiação foi observado para o fundo na situação com isolamento térmico. Observa-se também que o valor para a porta é o menor de todas as superfícies, resultado da baixa emissividade do vidro interno.

O aumento da temperatura do chão móvel não implicou em aumento da razão entre as taxas de transferência de calor por radiação e convecção nas superfícies internas, inclusive, mostrando um comportamento invertido para as paredes laterais. No maior número de ensaios, a faixa de temperatura do chão móvel em que se tem a maior taxa de calor por radiação está

entre 260 °C à 280 °C. No chão móvel observa-se que a radiação corresponde a duas vezes a convecção e para a porta estas taxas de transferência de calor são equivalentes. Este aspecto mostra a grande redução da radiação na superfície interna da porta obtida com a utilização do vidro de baixa emissividade.

O desempenho global da cavidade foi observado através da eficiência térmica global, uma medida da perda de calor pelas paredes, das resistências térmicas efetivas das superfícies da cavidade e da resistência térmica efetiva global do forno.

As maiores eficiências térmica globais foram encontradas para as variações 3 (porta com cavidade fechada), 7 (com isolamento traseiro), 11 (com o espaçamento de ar lateral confinado com caixa contendo 8 subdivisões), 12 (sem isolamento), 15 (com novo material isolante), 16 (novo material isolante + cavidade lateral fechada) e 17 (vidro duplo baixo emissivo).

Com relação à resistência térmica global da porta, as variações que trazem benefício para a redução da perda de calor pela porta de vidro são as variações: 2 (queimador tipo cast), 6 (vedação da porta melhorada), 8 (restringindo a circulação de ar no fundo), 11 (restringir o escoamento do espaçamento de ar das laterais), 12 (sem isolamento), 14 (sem isolamento apenas revestimento refletivo), 17 (porta dupla com revestimento baixo emissivo), 18 (sem isolamento + porta dupla com revestimento baixo emissivo).

Do ponto de vista global, a cavidade mais isolada termicamente foi aquela da configuração 7 (com isolamento traseiro). A face traseira é a que apresenta a menor resistência térmica e o aumento desta resistência resulta no maior aumento da resistência térmica global. As variações que resultam em maior aumento da resistência global são: 2 (queimador tipo cast), 7 (com isolamento traseiro), 15 (com novo material isolante), 16 (novo material isolante + cavidade lateral fechada), 17 (vidro duplo baixo emissivo).

Para trabalhos futuros, recomenda-se:

1. Melhora dos modelos de previsão de taxa de transferência de calor em locais confinados no interior das paredes do forno.
2. Simulação em modelo CFD dos escoamentos dos gases quentes no interior da cavidade, juntamente com um modelo por volumes finitos principalmente para o fundo e a porta de vidro.
3. Novos métodos de medição de temperatura na chaminé, a fim de reduzir a incerteza na determinação da temperatura de saída dos gases quentes.

4. Medição da composição dos gases na chaminé, principalmente oxigênio ou dióxido de carbono, de forma a corroborar indiretamente o valor medido de vazão de infiltração de ar.

7 REFERÊNCIAS

ABRAHAM, J. P.; SPARROW, E. M. A simple model and validating experiments for predicting the heat transfer to a load situated in an electrically heated oven. **Journal of Food Engineering**, p. 409-415, 2004.

AL-NASSER, M.; FAYSSAL, I.; MOUKALLED, F. Numerical Simulation of Bread Baking in a Convection Oven. **Applied thermal Engineering**, n. 184, p. 116-252, 2021.

ARGUS. Argus White PaperÇ Statistical Review of Global LPG 2019. **https://www.argusmedia.com/-/media/Files/white-papers/statistical-review-of-global-lpg-2016.ashx#:~:text=The%20Statistical%20Review%20of%20Global,and%20how%20it%20has%20developed.&text=On%20the%20demand%20side%2C%20an,the%20residential%20and%20petrochemic**, 2019.

B.E.N. **Balço Energético Nacional- Relatório Síntese 2021**. Empresa de Pesquisa Energética. [S.l.]. 2021.

BÄTZNER, L. N. et al. Thermal and Fluid Dynamics Analysis of Dometic Gas Ovens. **13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering**, Uberlandia, 2010.

BP. Statistical Review of World Energy 2021. **https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/statistical-review/bp-stats-review-2021-full-report.pdf**, 2021. Acesso em: Janeiro 2022.

CAPABLO, J.; POLANCO, N. G.; DOYLE, J. Modeling of Energy Performance of Domestic Oven: Experimental Validation. **8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics**, Lisbon, Portugal, June 2013.

CARZINO, M. C. **Projeto e Análise para Dimensionamento Automático de Fornos para Cozimento de Pães e Biscoitos**. Curitiba: [s.n.], 2006.

CHHANWAL, N. et al. Computational Fluid Dynamics (CFD) Modeling of an Electrical Heating Oven for Bread Baking Process. **Journal of Food Engineering**, n. 100, p. 452-460, 2010.

E.P.E. **Atlas da Eficiência Energética - Brasil - Relatório de indicadores**. Empresa de Pesquisa Energética. [S.l.]. 2020.

EUROSTAT. Energy consumption in households - Statistics Explained 2021. **https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-**

explained/index.php?title=Energy_consumption_in_households#:~:text=Energy%20consumption%20in%20households%20by%20type%20of%20end%2Duse,-In%20the%20EU&text=Main%20cooking%20devices%20require%206.1,final%20energy%20c, 2021.

GIODA, A.; TONIETTO, G. B.; LEON, A. P. D. Exposição ao uso da lenha para cocção no Brasil e sua relação, Rio de Janeiro, 2017.

GLASSMAN, I.; YETTER, R. A. **Combustion**. 4. ed. San Diego: [s.n.], 2007.

GRABOWSKI, S. et al. Heat Transfer Coefficients on Cakes Baked in a Tunnel Type Industrial Oven. **Journal of Food Science**, Julho 1999.

HASSAN, N. H.; SALLEH, R. M.; IBRAHIM, A. U. K. Effect of Convection Mode on Radiation Heat Transfer. **International Journal of Chemical Engineering and Applications**, v. 3, December 2012.

IBANEZ, C.; A., W. **Ánalise e Desenvolvimento de uma Metodologia de Projeto de Queimadores atmosféricos Tipo Tubo Perfurado**. [S.l.]: Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, 2005.

IBRAHIM, U. K.; SALLEH, R. M. Network Representation Model Development for Radiation Analysis in Baking Oven. **IEEE Symposium on Business, Engineering and Industrial Application**, 2012.

IEA. Global Energy Review 2019. https://iea.blob.core.windows.net/assets/dc48c054-9c96-4783-9ef7-462368d24397/Global_Energy_Review_2019.pdf, 2019. Acesso em: Janeiro 2022.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de Transferência de calor e de Massa**. [S.l.]: [s.n.], 2008.

KOKOLJ, U.; SKERGET, L.; RAVNIK, J. A Numeric Model of the Shortbread Baking Process in a Forced Convection Oven. **Applied Thermal Engineering**, n. 111, p. 1304-1311, 2017.

LABOREO, E. R.; SAGUES, C.; LLORENTE, S. Dynamic Heat and Mass Transfer Model of an Eletrica Oven for Energy analysis. **Applied thermal Engineering**, n. 93, 2016.

LEE, A. **Numerical Investigation of the Temperature Distribution in an Industrial Oven**. [S.l.]: [s.n.], 2004.

MISTRY, H. et al. A methodology to model flow-thermals inside a domestic gas oven. **Applied Thermal Engineering**, p. 103-111, Setembro 2010.

ÖZDEMİR, B. Simulation of Turbulent Combustion in a Self-Aerated Domestic Oven. **Applied Thermal Engineering**, n. 184, 2021.

ÖZILGEN, M.; HEIL, J. R. Mathematical Modeling of Transient Heat and Mass Transport in a Baking Biscuit, Novembro 1993.

PANTANGI, V. K. et al. Performance Analysis of Domestic LPG Cooking Stoves. **International Energy Journal** 8, p. 139-144, 2007.

REK, ; RUDOLF , ; ZUN,. Application of CFD Simulation in the Development. **Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering**, n. 58, p. 134-144, 2012.

RITCHIE, H.; ROSER, M. <https://ourworldindata.org/energy>. **Our World in Data**, 2020.

SAKIN, M.; KAYMAK-ERTEKIN, F.; ILICALI, C. Simultaneous heat and mass transfer simulation applied to convective oven cupcake baking. **Journal of Food Engineering**, p. 463-474, Abril 2007.

SAKIN, M.; KAYMAK-ERTEKIN, F.; ILICALI, C. Convection and radiation combined surface heat transfer coefficient in baking ovens. **Journal of Food Engineering**, 2009.

SARDI, K.; YANNIOTIS, S. Numerical Modeling of Heat Transfer in The Food Industry- Recent Developments and Applications. **WIT Transactions on State of the Art in Science and Engineering**, n. Vol 3, 2007.

SCHEERLINCK, V. P. et al. Computational fluid dynamics modeling and validation of the isothermal airflow in a forced convection oven. **Journal of Food Engineering**, n. 43, p. 41-43, 2000.

SILVA, A. K. Análise de um Forno de Cocção de Pães Assistido por Termossifões de Duas Fases. **Dissertação de Mestrado Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica-UFSC**, 2021.

SILVA, R. L. et al. Thermal Performance and Flame Temperatures on LPG Radial Burners in Domestic Cookers, December 2019.

URNS, S. **An Introduction to Combustion: Concepts and Applications**. [S.l.]: [s.n.], 1996.

VERBOVEN, P. et al. Computational Fluid Dynamics Modelling, and Validation of the Temperature Distribution in a Forced Convection Oven. **Journal of Food Engineering**, n. 43, p. 61-73, 2000.

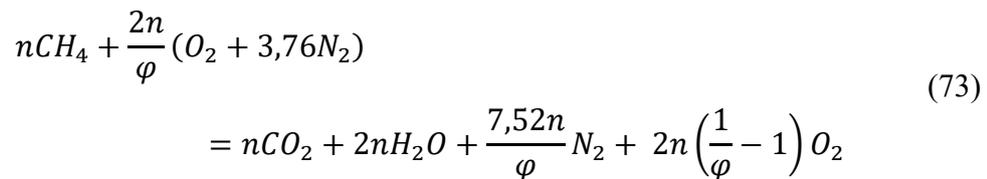
8 APÊNDICE A – MODELAGEM TÉRMICA

Neste Apêndice, apresenta-se de forma detalhada as equações utilizadas na modelagem térmica.

GASES INTERNOS

A composição dos gases na cavidade interna é simplificada pelo mecanismo de reação global para o metano descrito pela (73). Atmosfera no interior da cavidade é composta de CO_2 , H_2O em vapor, N_2 e O_2 nas seguintes frações mássicas descritas pelas Equações de (74) à (77).

Mecanismo de reação global



Fração mássica de CO_2

$$y_{CO_2} = \frac{1}{3 + \frac{7,52}{\varphi} + 2 \left(\frac{1}{\varphi} - 1 \right)} \quad (74)$$

Fração mássica de H_2O

$$y_{H_2O} = \frac{2}{3 + \frac{7,52}{\varphi} + 2 \left(\frac{1}{\varphi} - 1 \right)} \quad (75)$$

Fração mássica de N₂

$$y_{N_2} = \frac{\frac{7,52}{\varphi}}{3 + \frac{7,52}{\varphi} + 2\left(\frac{1}{\varphi} - 1\right)} \quad (76)$$

Fração mássica de O₂

$$y_{O_2} = \frac{2\left(\frac{1}{\varphi} - 1\right)}{3 + \frac{7,52}{\varphi} + 2\left(\frac{1}{\varphi} - 1\right)} \quad (77)$$

Cálculos feitos internamente pelo EES:

Convecção placa plana vertical

$$Nu^{natural} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (78)$$

Convecção placa plana horizontal

Número de Nusselt combinado:

$$Nu = (Nu_{lam}^{10} + Nu_{tub}^{10})^{1/10} \quad (79)$$

Número de Nusselt para regime laminar:

$$Nu_{lam} = \frac{1,4}{\ln \left(1 + \frac{1,4}{(0,835C_{bar,l}Ra_L^{1/4})} \right)} \quad (80)$$

$$C_{bar,l} = \frac{0,671}{(1 + (0,492/Pr)^{9/16})^{4/9}} \quad (81)$$

Número de Nusselt para regime turbulento:

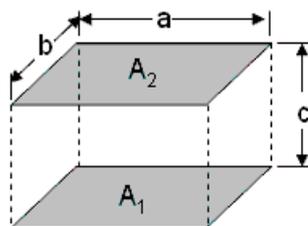
$$Nu_{tub} = C_{t,U} Ra_L^{1/3} \quad (82)$$

$$C_{t,U} = \frac{0,14(1 + 0,0107Pr)}{(1 + 0,01Pr)} \quad (83)$$

Coefficiente do número de Reynolds para a convecção forçada na capa traseira

$$0,04 \leq \omega \leq 2 \quad (84)$$

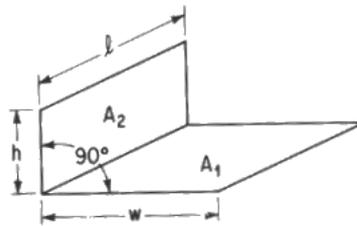
FATORES DE FORMA



$$F_{1-2} = \frac{2}{\pi XY} \left\{ \ln \left[\frac{(1+X^2)(1+Y^2)}{1+X^2+Y^2} \right]^{1/2} + X\sqrt{1+Y^2} \tan^{-1} \frac{X}{\sqrt{1+Y^2}} \right. \\ \left. + Y\sqrt{1+X^2} \tan^{-1} \frac{Y}{\sqrt{1+X^2}} - X \tan^{-1} X - Y \tan^{-1} Y \right\} \quad (85)$$

$$X = \frac{a}{c}; \quad Y = \frac{b}{c}$$

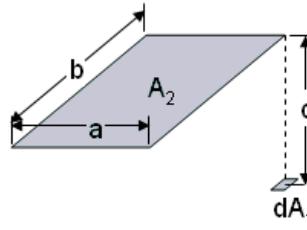
Referência: <http://www.thermalradiation.net/section/C-11.html> apud Hottel, 1931; Hamilton and Morgan; Byun, 1999, Narayana, 1998



$$F_{1-2} = \frac{1}{W\pi} \left(W \tan^{-1} \frac{1}{W} + H \tan^{-1} \frac{1}{H} - \sqrt{H^2+W^2} \tan^{-1} \sqrt{\frac{1}{H^2+W^2}} \right. \\ \left. + \frac{1}{4} \ln \left\{ \frac{(1+W^2)(1+H^2)}{1+W^2+H^2} \left[\frac{W^2(1+W^2+H^2)}{(1+W^2)(W^2+H^2)} \right]^{W^2} \left[\frac{H^2(1+H^2+W^2)}{(1+H^2)(H^2+W^2)} \right]^{H^2} \right\} \right) \quad (86)$$

$$H = \frac{h}{l}; \quad W = \frac{w}{l}$$

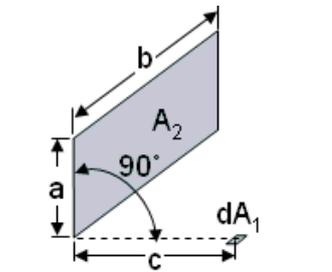
Reference <http://www.thermalradiation.net/section/C-14.html> apud Hottel, 1931; Hamilton and Morgan; Byun, 1999.



$$F_{d1-2} = \frac{1}{2\pi} \left\{ \frac{A}{(1+A^2)^{1/2}} \tan^{-1} \left[\frac{B}{(1+A^2)^{1/2}} \right] + \frac{B}{(1+B^2)^{1/2}} \tan^{-1} \left[\frac{A}{(1+B^2)^{1/2}} \right] \right\} \quad (87)$$

$$A = \frac{a}{c}; \quad B = \frac{b}{c}$$

Referência: Hottel, 1931; Hamilton and Morgan, 1952. Apud Hottel, 1931; Hamilton and Morgan, 1952.



$$F_{d1-2} = \frac{1}{2\pi} \left[\tan^{-1} \left(\frac{1}{C} \right) - \frac{C}{Y} \tan^{-1} \left(\frac{1}{Y} \right) \right] \quad (88)$$

$$A = \frac{a}{b}; \quad C = \frac{c}{d}; \quad Y = (A^2 + C^2)^{1/2}$$

Referência: <http://www.thermalradiation.net/sectionb/B-4.html> apud Hamilton and Morgan, 1952.

9 APÊNDICE B - PROGRAMA DE SIMULAÇÃO TÉRMICA

Programa: Simulação Térmica de Fornos de Cocção a Gás
Autor: Eng. Mecânico Randhy M. A. Santos randhy@labcet.ufsc.br

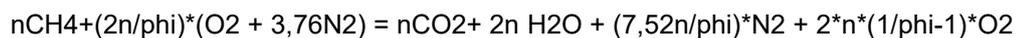
Resumo das principais hipóteses simplificativas:

1- Convecção dos gases na cavidade interna combinada: efeito da convecção natural somado com efeito de convecção forçada (escoamento teórico com velocidade de 1 m/s) efeito calculado apenas nas superfícies verticais e planas da cavidade interna.

2- O número de Nusselt da convecção combinada é calculado como:

$$Nu_{comb}^n = Nu_{natural}^n + Nu_{forçado}^n, \text{ sendo } n=3$$

3- A fração molar dos gases internos foi estimada como sendo a fração molar para a combustão de 1 mol de metano com excesso de ar e $\phi=0,2$ seguindo a seguinte equação global:



4- O efeito da temperatura média no termo convectivo do balanço de energia das superfícies da cavidade interna com exceção da porta, $Q_{conv} = ((T_{cg} + T_s)/2 - T_s) / R_{conv}$, onde T_{cg} é a temperatura do centro geométrico e T_s a temperatura superficial da cavidade, R_{conv} é a resistência de convecção avaliada na temperatura do gás e na temperatura da superficial da cavidade (temperatura do gás foi aproximada como sendo a temperatura da chaminé)

5- A temperatura do gás interno de convecção foi aproximada como sendo igual a temperatura dos gases na saída da chaminé

6- O gás interno não participa na troca térmica de radiação

7- Todas as superfícies da cavidade foram consideradas como sendo difusas e opacas

8- A superfície interna da porta foi aproximada como sendo difusa e opaca, no balanço de energia foi estimado que a porta tem transmissividade 50% da radiação que recebe das demais superfícies

9- A porta foi aproximada como sendo um canal aberto

10- O sensor de temperatura recebe fluxo de calor por efeito convectivo e por radiação térmica, onde o forno por seu tamanho em comparação ao sensor atua como um corpo negro emitindo radiação para o sensor. No sensor foi colocado um cubo de alumínio para amortecer flutuação térmicas. A emissividade do alumínio Anodizado, cinza claro, opaco é de 0,97, como objetos pequenos dentro de cavidade grandes tem efeitos absorptivos igual aos efeitos emissivos pela lei de Kirchhoff

https://contemp.com.br/arquivos-ftp/IR-Fixos/Tabela_de_Emissividades.pdf

11- O fator de forma das superfícies para o sensor de temperatura foi escolhido o fator de forma da condição de uma laca plana para um ponto

12- A capa traseira recebe convecção combinada com $n=3$, e escoamento teórico de 45 m/s para a variação-0. As ranhuras da capa traseira provocam um aumento na transferência de calor que foi caracterizado como sendo um escoamento forçado

13- No balanço de energia interna o chão móvel emite apenas calor por radiação térmica para o chão (tablado de madeira) o efeito de convecção não foi incluído

14- Entre o isolamento e a cavidade interna é considerado um espaço de ar igual a $6 \cdot 10^{-6}$ metros, este espaçamento tem a capacidade de transmitir calor apenas por condução

15- Entre o isolamento e o invólucro lateral há a opção escolha do tipo de mecanismo irá atuar na transferência de calor de maneira em paralela. Área de transferência de calor é igual a área cavidade interna e a transferência por radiação e calculada de maneira que toda a radiação de deixa a cavidade é absorvida pelo invólucro

16- O gap de ar entre os vidros da porta é 20% da área da cavidade na parte frontal

17- No cálculo da eficiência do forno não é incluído o calor perdido pelos gases na chaminé

18- A queima foi considerada sem a presença de CO então foi possível aproximar razão de equivalência $\phi=1$, a vazão de ar para essa razão de equivalência é composta pela parcela de ar primário mais ar secundário.

10 APÊNDICE C – RESULTADOS DAS MEDIÇÕES E SIMULAÇÕES DO CASO DE BASE

Configuração original

1. Temperaturas das superfícies internas:

Temperaturas das superfícies internas			Chão móvel	Fundo	Teto	Cavidade esquerda	Cavidade direita	Porta interna	Centro geométrico	Gases internos	Média da cavidade	Orifícios de entrada
Medido	T _{c,exp}	°C	255	150	183	177	186	141	200,5		183	256
Previsto	T _{c,calc}	°C	265	174,8	174,9	191	191	132,8	200,1	146		268,9
Diferença		%	4%	17%	4%	8%	3%	6%	0%			5%

2. Temperaturas das superfícies externas:

Temperaturas das superfícies externas			Capa traseira	Mesa	Parede esquerda	Parede direita	Porta	Ambiente	Chaminé	Eficiência térmica (%)	Massa de ar de infiltração (kg/s)
Medido	T _{L,exp}	°C	40	49	42	45	73	25	209		
Previsto	T _{L,calc}	°C	43,98	54,13	46,03	46,03	76,58	25	146	57,72	6,92E-03
Diferença		%	9,95%	10,47%	9,60%	2,29%	4,90%	0,00%	30,14%		

3. Taxas de transferência de calor nas superfícies do forno:

Taxas de transferência de calor			Chão móvel	Fundo	Teto	Cavidade esquerda	Cavidade direita	Porta interna	Total
Convecção superficial	Q _{calc_c}	W	337,8	23,51	15,16	5,507	5,51	127,6	515,1
Percentage m do total		%	66%	5%	3%	1%	1%	25%	100%
Radiação	Q _{calc_r}	W	599,6	230,1	107,8	82,73	82,73	108,6	1211,6
Percentage m do total		%	49%	19%	9%	7%	7%	9%	100%
Total (conv+rad)	Q _{calc}	W	937,4	253,61	122,96	88,24	88,24	236,2	1726,6
Percentage m do total		%	54%	15%	7%	5%	5%	14%	100%

4. Coeficientes de convecção para as superfícies do forno:

Coeficiente de troca térmica			Chão móvel	Fundo	Teto	Cavidade esquerda	Cavidade direita	Porta interna	Média	Previsão numérica, Ref [1]
Coeficiente de convecção superficial	h _c	W/m ² -K	17,62	7,496	3,96	7,549	7,549	7,54	8,62	11
Coeficiente equivalente de radiação	h _r	W/m ² -K	31,27	36,68	14,06	56,68	56,68	6,64	33,67	8
Coeficiente de troca de calor equivalente	h _k	W/m ² -K	48,89	44,176	18,02	64,229	64,229	14,18	42,29	19

5. Resistência equivalente de cada parede:

Q_i, W Taxa de transferência de calor para o ambiente através da parede i
 T_{CG}, C Temperatura do centro geométrico
 T_{amb}, C Temperatura do ambiente externo

$$Re_i = (T_{CG} - T_{amb}) / Q_i$$

Resistência equivalente		Chão móvel	Fundo	Teto	Parede esquerda	Parede direita	Porta
Re _i	°C/W	-	0,69	1,43	1,99	1,99	0,74
Re _i ^{Ref [2]}	K/W	-	-	2,69	2,03	2,03	0,53

6. Resistência global do forno:

Q_{total}, W Soma das taxas de transferência de calor de todas as paredes para o ambiente
 T_{CG}, C Temperatura do centro geométrico
 T_{amb}, C Temperatura do ambiente externo

$$R_g = (T_{CG} - T_{amb}) / Q_{total}$$

Resistência global	Reg	°C/W	0,2219

Matriz de Fatores de forma

F _{ij}	F _{i1}	F _{i2}	F _{i3}	F _{i4}	F _{i5}	F _{i6}
F_{1j}	0	0,2037	0,0908	0,2037	0,2509	0,2509
F_{2j}	0,1343	0	0,1343	0,217	0,2572	0,2575
F_{3j}	0,0908	0,2037	0	0,2037	0,2509	0,2509
F_{4j}	0,1343	0,217	0,1343	0	0,2572	0,2572
F_{5j}	0,133	0,2065	0,133	0,2065	0	0,321
F_{6j}	0,136	0,2113	0,136	0,2113	0,3053	0

- 1 Lateral esquerda
- 2 Fundo
- 3 Lateral direita
- 4 Porta
- 5 Superior
- 6 Chão móvel

F _{ij} ^{Ref [3]}	F _{i1}	F _{i2}	F _{i3}	F _{i4}	F _{i5}	F _{i6}
F_{1j}	0	0,1819	0,1774	0,1819	0,1774	0,1594
F_{2j}	0,1819	0	0,1774	0,1633	0,1774	0,1777
F_{3j}	0,2384	0,2384	0	0,2383	0,249	0,2384
F_{4j}	0,1862	0,1672	0,1816	0	0,2383	0,1819
F_{5j}	0,2384	0,2384	0,249	0,3128	0	0,1774
F_{6j}	0,1594	0,1777	0,1774	0,18119	0,132	0

- 1 Lateral esquerda
- 2 Fundo
- 3 Mesa
- 4 Porta
- 5 Lateral direita
- 6 Chão móvel

Fonte- Autor

Referencia [1] - Convection and radiation combined surface heat transfer coefficient in baking ovens Melike Sakin *, Figen Kaymak-Ertekin, Coskan Ilicali

Referencia [2] - THERMAL AND FLUID DYNAMICS ANALYSIS OF DOMESTIC GAS OVENS Bätzner, Louise N.; Nasciemnto, Donato G.; Catapan, Rafael C.; Fomentin, Helena N.; Oliveira, Amir A. M.

Referencia [3] - Effect of Convection Mode on Radiation Heat Transfer Distribution in Domestic Baking Oven Nur Hanim Hassan, Ruzitah Mohd Salleh, and Umami Kalthum Ibrahim

11 APÊNDICE D – ERROS DE MEDIÇÃO DOS TERMOPARES

