UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JEAN FRANÇA SANTOS AQUINO

ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE VIDROS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA PARA USO COMO SUBSTRATO EM APLICAÇÕES FOTOVOLTAICAS E ESTUDO TEÓRICO DE UM PIROLISADOR

FORTALEZA
2014

JEAN FRANÇA SANTOS AQUINO

ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE VIDROS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA PARA USO COMO SUBSTRATO EM APLICAÇÕES FOTOVOLTAICAS E ESTUDO TEÓRICO DE UM PIROLISADOR

Dissertação submetida à Coordenação do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Processos, equipamentos e sistemas para energias renováveis.

Orientador: Prof. Dr. Francisco Nivaldo Aguiar Freire

FORTALEZA

2014

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca de Pós-Graduação em Engenharia - BPGE

A669e Aquino, Jean França Santos.
Estudo do comportamento de vidros em função da temperatura para uso como substrato em aplicações fotovoltaicas e estudo teórico de um pirolisador / Jean França Santos Aquino. – 2014.
120 f. : il. color., enc. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica e de Produção. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2014.
Área de Concentração: Processos, Equipamentos e Sistemas para Energias Renováveis.
Orientação: Prof. Dr.. Francisco Nivaldo Aguiar Freire.

1. Engenharia Mecânica. 2. Combustão. I. Título.

CDD 620.1

JEAN FRANÇA SANTOS AQUINO

ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE VIDROS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA PARA USO COMO SUBSTRATO EM APLICAÇÕES FOTOVOLTAICAS E ESTUDO TEÓRICO DE UM PIROLISADOR

Dissertação submetida à Coordenação do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Processos, equipamentos e sistemas para energias renováveis.

Aprovada em ___ / ___ / ___

BANCA EXAMINADORA

_____

Prof. Dr. Francisco Nivaldo Aguiar Freire (Orientador)
Universidade Federal do Ceará

_____

Prof. Dra. Ana Fabíola Leite Almeida
Universidade Federal do Ceará

_____

Prof. Dr. Daniel Xavier Gouveia
Instituto Federal do Ceará

AGRADECIMENTOS

A Deus, por me dar saúde, paz e por restaurar minha força para me fazer superar as adversidades.

Ao meu orientador Francisco Nivaldo Aguiar Freire, pelo apoio, orientações e todas as experiências compartilhadas durante o período de mestrado.

Aos professores Ana Fabíola Leite Almeida e William Magalhães Barcellos, pelas contribuições para o engradecimento deste trabalho.

Ao professor Daniel Xavier Gouveia, por ter aceitado participar da minha banca examinadora e pelas sugestões para a melhor apresentação deste trabalho.

A todos os professores do programa de pós-graduação em engenharia mecânica, pela contribuição no meu aperfeiçoamento acadêmico e profissional.

Aos meus pais, Francisco Santos Aquino e Maria Efigênia França Aquino, às minhas irmãs Juliana França Santos Aquino e Jeanne França Santos Aquino, ao meu sobrinho Alan Deyves França Aquino Pinheiro e à minha namorada Luana Almada de Souza, pelo apoio, carinho e amor essencial durante toda a minha vida, pois sem eles o caminho até a vitória seria muito mais complicado.

Aos integrantes do LAFFER (Laboratório em Filmes Finos e Energias Renováveis): Katiane, Karine, Álvaro, Edwalder, Marcone, Ítalo e, em especial, Natanael e Paulo Herbert, cujas ajudas foram indispensáveis para a realização deste trabalho.

Aos secretários do programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica: Juliana Arruda Lima e Valdi de Matos de Almeida Junior.

Ao Raphael Vazami, pela doação do filtro cerâmico de carbeto de silício para o LAFFER.

À CAPES, pela concessão da bolsa que me permitiu desenvolver este projeto.

RESUMO

O uso de substrato de vidro para ser utilizado em sistema fotovoltaico é muito comum, no entanto, os substratos são submetidos a elevadas temperaturas como no caso de obtenção de vidro recoberto com SnO_2 (dióxido de estanho), onde a temperatura de operação atinge valores próximos a 600ºC. Desta forma, um estudo do comportamento da dilatação do vidro em diferentes espessuras e sob a temperatura de 600ºC foi realizado com o objetivo de observar a influência dos mesmos nos vidros utilizados como substratos e, assim, prevenir os possíveis defeitos de trinca e quebra de vidro dentro do forno. Além do estudo associado ao vidro, um projeto teórico de um pirolisador com essas características foi idealizado para a obtenção das camadas de SnO_2 sobre o vidro, agregando inovações como o uso de gás natural queimando em meio poroso como fonte de calor e o uso de um pirolisador para substituir os fornos resistivos.

Palavras-chave: vidros, combustão de filtração, sistema fotovoltaico.

ABSTRACT

The use of a glass substrate for use in photovoltaic system is very common, however, the substrates are subjected to high temperatures as in the case of obtaining glass covered with SnO2 (tin dioxide), where the operating temperature reaches values close to 600 ° C. Thus, a study of the glass expansion behavior with different thicknesses under temperature of 600 ° C was conducted in order to observe the influence of the same glass used as substrates, and thus, prevent possible defects cracks and broken glass inside the oven. Besides the study associated with the glass, a theoretical design of a pyrolyzer with these characteristics has been designed for obtaining layers of SnO2 on the glass, adding innovations such as the use of natural gas burning in porous media as heat source and the use of a pyrolyzer to replace the resistive furnaces.

Keywords: glass, filtration combustion, photovoltaic system.

Índice

Agradecimentos iv

Resumo v

Abstract vi

Índice vii

Lista de Figuras.. ix

Lista de Tabelas.. xii

Lista de Símbolos xiii

Letras gregas xv

Sub-índices xvi

Abreviaturas xvii

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO 1

1.1 Objetivos 4

1.2 Objetivos Específicos 4

CAPÍTULO 2 – FUNDAMENTOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 5

2.1 Fundamentos e definições 5

2.1.1 Princípios de termodinâmica aplicada 7

2.1.2 Princípios de transferência de calor 10

2.1.2.1 Condução unidimensional em regime estacionário 11

2.1.2.2 Condução em regime transiente 13

2.1.2.3 Convecção livre 28

2.2 Software SolidWorks 32

CAPÍTULO 3 – ESTUDO DO COMPORTAMENTO DO VIDRO EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA E ESPESSURA 33

3.1 Materiais e metodologia 33

3.2 Metodologia do balanço de energia no vidro 36

3.3 Análise do resfriamento do vidro 38

3.4 Análise do aquecimento do vidro e comparação com os testes experimentais 41

CAPÍTULO 4 – PROJETO DO PIROLISADOR 56

4.1 Introdução ao projeto 56

4.2 Concepção do pirolisador 63

4.2.1 Sistema de aquecimento 63

4.2.2 Refratários 65

4.3 Projeto executivo discutido 68

4.4 Balanço de energia gerada no pirolisador 73

4.5 Sugestões de trabalhos futuros 77

CAPÍTULO 5 – CONCLUSÕES 79

REFERÊNCIAS 80

ANEXO A – TABELA DA CONDUÇÃO TRANSIENTE EM UMA PAREDE PLANA E AS PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DO AR 89

ANEXO B – PROGRAMA ITERATIVO PARA TRANSFERÊNCIA DE CALOR 91

ANEXO B.1. CÓDIGO DO PROGRAMA DE RESFRIAMENTO 94

ANEXO B.2. CÓDIGO DO PROGRAMA DE AQUECIMENTO 96

ANEXO C – DESENHOS TÉCNICOS DO PIROLISADOR 98

Lista de Figuras

Figura 1. Esquema de uma célula solar de filmes finos 2

Figura 2. Enunciado de Clausius 6

Figura 3. Enunciado de Kelvin-Planck 7

Figura 4. Transferência de calor através de uma parede plana 11

Figura 5. Resfriamento de um metal quente forjado 14

Figura 6. Resposta transiente de temperatura dos sólidos com capacidade concetrada para diferentes tempos constantes de τ_t 16

Figura 7. Efeito do número de Biot na distribuição de temperatura de regime estacionário em uma parede plana com convecção na superfície 17

Figura 8. Distribuições de temperaturas transientes para diferentes números de Biot em uma parede plana simetricamente resfriada por convecção 18

Figura 9. Superfície de controle para análise geral da capacidade concentrada 20

Figura 10. Sistema unidimensional com temperatura inicial uniforme sujeita a condições súbitas de convecção da parede plana 24

Figura 11. Desenvolvimento da camada limite em uma placa vertical, aquecido: (a) perfil de velocidade na camada limite para a posição x. (b) perfil de temperatura na camada limite para a posição x. (c) condições de escoamento de transição da camada limite 29

Figura 12. Programação de funcionamento do forno 33

Figura 13. Multímetro (a) e Montagem da bancada de testes(b) 34

Figura 14. Vista do vidro dentro do forno (a) e termômetro infravermelho Fluke 35

Figura 15. Vidros utilizados nos testes experimentais 36

Figura 16. Modelo teórico de análise do vidro 38

Figura 17. Gráfico teórico da análise do resfriamento e aquecimento dos vidros 42

Figura 18. Curva de aquecimento do forno em relação à temperatura do vidro – 1,0 mm 44

Figura 19. Curva de aquecimento do forno em relação à temperatura do vidro – 4,0 mm 44

Figura 20. Curva de aquecimento do forno em relação à temperatura do vidro – 6,0 mm 45

Figura 21. Curva de aquecimento do forno em relação à temperatura do vidro – 8,0 mm 45

Figura 22. Curva de aquecimento do forno em relação à temperatura do vidro – 10,0 mm ... 46

Figura 23. Curva de aquecimento do forno em relação à temperatura do vidro – 12,0 mm ... 46

Figura 24. Relação entre a temperatura do forno e a temperatura do vidro – 1,0 mm 47

Figura 25. Relação entre a temperatura do forno e a temperatura do vidro – 4,0 mm 47

Figura 26. Relação entre a temperatura do forno e a temperatura do vidro – 6,0 mm 48

Figura 27. Relação entre a temperatura do forno e a temperatura do vidro – 8,0 mm 48

Figura 28. Relação entre a temperatura do forno e a temperatura do vidro – 10,0 mm 49

Figura 29. Relação entre a temperatura do forno e a temperatura do vidro – 12,0 mm 49

Figura 30. Comparação da relação entre a temperatura do forno e a temperatura dos vidros...50

Figura 31. Teste teórico e experimental do vidro de 1,0 mm 51

Figura 32. Teste teórico e experimental do vidro de 4,0 mm 51

Figura 33. Teste teórico e experimental do vidro de 6,0 mm 52

Figura 34. Teste teórico e experimental do vidro de 8,0 mm 52

Figura 35. Teste teórico e experimental do vidro de 10,0 mm 53

Figura 36. Teste teórico e experimental do vidro de 12,0 mm 53

Figura 37. Vidros que apresentaram fratura ao final dos testes..... 54

Figura 38. Esquema de um queimador volumétrico típico..... 58

Figura 39. Perfil da distribuição de temperatura da combustão de filtração do metano em relação à combustão adiabática em função da razão de equivalência Φ..... 58

Figura 40. Demonstração da estabilização da frente de chama de um queimador radiante 60

Figura 41. Desenho esquemático do processo de combustão em meios porosos inertes sendo: q_k – fluxo de calor condutivo pelo gás e pelo sólido, q_r – fluxo de calor radiante, q_u – fluxo de calor por convectivo, T_g – temperatura dos gases, T_s – Temperatura do sólido, Y_c – concentração de combustível e u_{ch} – velocidade de chama 63

Figura 42. Caldeira 64

Figura 43. Esferas de alumina 64

Figura 44. Fibra cerâmica de kaowool 65

Figura 45. Concreto refratário inferior (a) e Refratário lateral de mulita (b) 66

Figura 46. Concreto refratário superior (a) e concreto refratário inferior (b)..... 67

Figura 47. Refratário frontal de mulita 67

Figura 48. Vista exterior em 3D do pirolisador 68

Figura 49. Carrinho de grafite refratário 69

Figura 50. Vista frontal interna do pirolisador 70

Figura 51. Fotos do filtro de carbeto de silício 71

Figura 52. Vista lateral em corte do pirolisador 72

Figura 53. Exemplos de filtros cerâmicos e fibras metálicas utilizadas em queimadores porosos, sendo: (a) carbeto de silício, (b) alumina, (c) fibra metálica (Ferro, Cromo e Alumínio) e (d) zircônia..... 78

Figura B.1. Área de trabalho do IHT com o código do programa do resfriamento do vidro de 1,0 mm..... 91

Figura B.2. Janela com os resultados do vidro de 1,0 mm 92

Figura B.3. Janela de varredura 92

Figura B.4. Janela com os resultados para o tempo de 1,0 minuto 93

Figura C.1. Alumina densa em U 98

Figura C.2. Caldeira 99

Figura C.3. Concreto refratário inferior 100

Figura C.4. Refratário frontal de mulita 101

Figura C.5. Concreto refratário superior 102

Figura C.6. Refratário lateral de mulita 103

Lista de Tabelas

Tabela 1. Coeficientes utilizados na aproximação pelo primeiro termo para as séries de soluções para condução unidimensional transiente da parede plana 26

Tabela 2. Cálculos iniciais da análise do resfriamento do vidro 39

Tabela 3. Resultados encontrados no IHT para o resfriamento dos vidros 40

Tabela 4. Condições de contorno no aquecimento do forno 41

Tabela 5. Resultados dos testes experimentais dos vidros 43

Tabela 6. Comparação do tempo do reaquecimento dos vidros 54

Tabela 7. Especificações técnicas da mulita 66

Tabela 8. Componentes externos do pirolisador 68

Tabela 9. Especificações do grafite 69

Tabela 10. Componentes internos do pirolisador 70

Tabela 11. Vazões de gás natural veicular e ar para a realização dos testes 77

Tabela A.1. Quatro primeiras raízes da equação transcendental, $\xi_n \tan \xi_n = Bi$, para condução transiente em uma parede plana 89

Tabela A.2. Propriedades termofísicas do Ar à pressão atmosférica 90

Lista de Símbolos

A – Área ..... [m²]

A_q – Área da seção transversal do queimador ..... [m²]

A_s – Área superficial do meio poroso ..... [m²]

Bi – Número de Biot .....

c_p – Calor específico ..... [J/kg.K]

e – Porosidade Volumétrica .....

$\dot{E}_e$, $\dot{E}_s$ – Taxa de transferência de energia interna para dentro e para fora, respectivamente, através da superfície do sistema devido à transferência de calor ..... [J/s]

$\dot{E}_{ar}$, $\dot{E}_{st}$ – Taxa de energia interna armazenada no interior do sistema ..... [J/s]

$\dot{E}_g$ – Taxa da geração de energia interna no interior do sistema ..... [J/s]

f – Razão combustível /ar .....

g – Gravidade ..... [m/s^2]

h_{fg} – Entalpia de vaporização ..... [J/kg

h_{reac} – Entalpia de reação por unidade de massa ..... [J/kg]

k – Condutividade térmica ..... [W/mK]

l_{ex} – Comprimento do trocador de calor ..... [m]

L – Comprimento do reator ..... [m]

$\dot{m}$ – Vazão Mássica ..... [kg/s]

n – Concentração molar ..... [kmol/m^3]

$\overline{Nu_L}$ – Número de Nusselt ..... [kmol/m^3]

p – Pressão ..... [Pa]

PCI – Poder calorífico inferior ..... [kJ/kg]

ppi – poros por polegada ..... [poros/in]

Pr – Número de Prandtl .....

PM – Peso molecular ..... [kg/kmol]

q_x – Taxa de transferência de calor por condução.....[W]

q''_x – Taxa de transferência de calor na direção x por unidade de área perpendicular à direção da transferência, sendo proporcional ao gradiente de temperatura, dT/dx, nesta direção.[W/m^2]

$\dot{Q}$ – Potência.....[W]

$\dot{Q}_{rad}$ – A taxa de transferência de calor por radiação do queimador para o ambiente externo…….....[W]

Q_o – Energia interna inicial em relação à temperatura do fluido. .....[J]

REC – Região de estabilização da chama.....

RP – Região de pré-aquecimento .....

R_{aL} – Número de Rayleigh .....

R_u – Constante universal do gás perfeito .....[J/kmol.K]

$\dot{S}_r$ – Taxa de liberação de energia térmica na reação de combustão .....[W]

T – Temperatura .....[K]

T_{rad} – Temperatura da superfície do queimador .....[K]

T_{viz} – Temperatura do ambiente .....[K]

u – Velocidade .....[m/s]

u_{ch} – Velocidade de chama no meio poroso .....[m/s]

V – Volume.....[m^3]

v_{gf} – Velocidade do escoamento dos gases .....[m/s]

vis – Visível.....

x – Coordenada espacial na linha de centro..... [m]

t – Coordenada temporal.....[s]

t^* – Número de Fourier adimensional.....

Letras Gregas

α – Difusividade Térmica ..... [m^2/s]

β – Coeficiente de expansão térmica ..... [K^{-1}]

ε – emissividade.....

ρ – Densidade.....[kg/m^3]

υ – Viscosidade cinemática..... [m^2/s]

σ – Constante de Stephan-Boltzmann.....[$5{,}67.10^{-8}$ $W/m^2.K^4$]

Φ – Razão de equivalência .....

Sub-Índices

0 – entrada / ambiente / referente a uma condição inicial

ad – adiabática

al – alumina

c – combustível / câmara de combustão

CH_4 – metano

e – entra

ex – extração de calor

exch – trocadores de calor

g – gás / geração de energia

i – inicial

ig – ignição

H_2O – água

O_2 – oxigênio

p – poro / parede metálica

N_2 – nitrogênio

r – radiação / reação / reagentes

s – estequiométrico / sólido / superfície / sai

wall – parede

∞ – ambiente

Abreviaturas

CF – Combustão de Filtração

IHT – Interactive Heat Transfer

PV – Fotovoltaico (do inglês, *Photovoltaic*)

SCFH – Pés cúbicos por hora padrão (do inglês, *standard cubic feet per hour*)

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

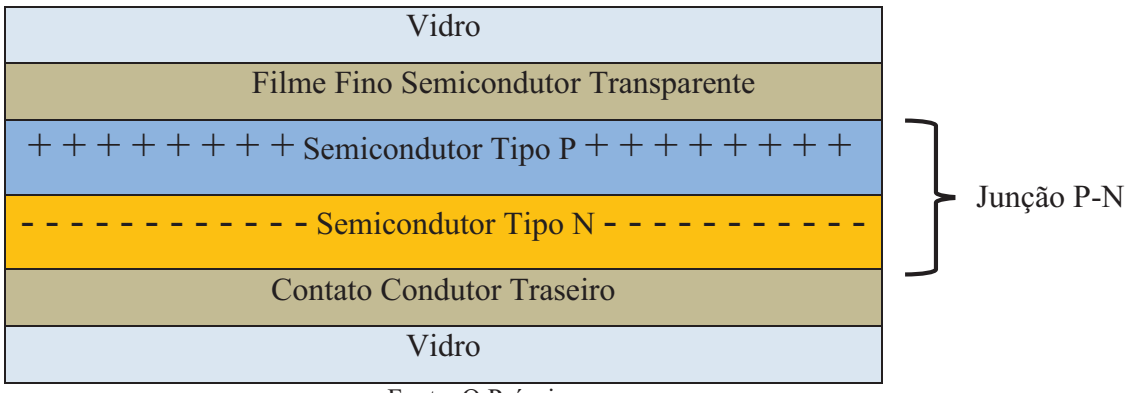
A energia é essencial para o desenvolvimento dos países, entretanto, o contínuo uso de combustíveis fósseis ocasiona problemas ambientais (Quaschning, 2005). Em virtude disso, o uso de energia renovável torna-se uma alternativa importante para a preservação do meio ambiente. Alguns exemplos das fontes de energia renováveis são energia solar, eólica e biomassa. Entre todas as energias renováveis disponíveis na matriz energética mundial, a energia solar é a que mais se destaca, pois, anualmente, a taxa de energia que atinge a superfície terrestre é de 3,9.1024 J e a taxa de consumo mundial é de 4,1.1020 J (Quaschning, 2005; Patrocínio, 2010). Nesse contexto, os países buscam cada vez mais se posicionarem de forma apropriada quanto ao acesso de recursos energéticos confiáveis, e ainda, que garantam um mínimo impacto ambiental, buscando a exploração de forma sustentável. Portanto, nos últimos anos, o interesse de empresas e dos governos por sistemas de geração de energia elétrica baseados em fontes alternativas, tais como: turbinas eólicas, microturbinas, células combustíveis e painéis solares fotovoltaicos, têm aumentado de forma significativa. O interesse é impulsionado pelo contínuo crescimento da demanda por energia elétrica associada com as pesquisas que apontam para o esgotamento das reservas de combustíveis em um futuro não distante (Cepel, 2004). Na busca por novas energias, o uso de sistemas solares fotovoltaicos (sistemas PV) é uma das soluções que vem sendo aplicadas em diversos locais do mundo (Robert, Matthew e Ausilio, 2003), tendo como vantagens: operação silenciosa, baixo impacto ambiental, caráter sustentável, entre outras.

Para a fabricação de células solares fotovoltaicas são utilizadas diversas técnicas como: microemulsão, rotas hidrotérmicas, condensação de fase gasosa, sol-gel, spray-pirólise, entre outras (Santos, 2012). Entre os materiais utilizados para células fotovoltaicas, o dióxido de estanho (SnO_2) vem sendo estudado e utilizado em inúmeras aplicações tecnológicas como: dispositivos eletro-ópticos, sensores, catalisadores e células fotovoltaicas (Benhebal et al., 2011), (Grossmann et al., 2011), (Karshoglu; Uysal; Akbulut, 2011), (Kim et al., 2011), (Kocemba; Rynkowski, 2011), (Li et al., 2011), (Oshima; Takemoto; Yoshino, 2011), (Pan; Li, 2011), (Yoshida et al., 2008). As características do material semicondutor de SnO_2 são: boa condutividade elétrica, alta reflexão a radiação infravermelha, possui boa aderência ao vidro, boa transmitância óptica no espectro da luz visível, possui alta dureza mecânica e resistente a altas temperaturas (Kim, 2008; Stjerna, 1992).

Um método bastante utilizado para a fabricação de células solares fotovoltaicas é o método de spray-pirólise. Esse método consiste em fazer incidir um "spray" (grande número de gotas, extremamente pequenas, impulsionadas por um gás de arraste) contendo uma solução iônica de um sal de interesse contra um substrato previamente aquecido. Ao entrar em contato com esse substrato, as substâncias sofrem decomposição pirolítica, ocorrendo as reações que dão origem ao composto desejado. A composição dos filmes finos formados pode ser controlada pela concentração da solução precursora (Perednis et al, 2005; Charpentier et al, 2000; Ohring, 1992). Na literatura podem ser encontradas variações de construção dos sistemas de deposição com diferentes tipos de bico atomizador (Perednis et al, 2005) e sistemas de formação do spray (Charpentier et al, 2000; Gaudon et al, 2004; Matsuzaki et al, 1999; Menzler et al, 2003; Setoguchi et al, 1990; Will et al, 2000). As propriedades dos filmes finos obtidos por spray pirólise dependem das condições de deposição, ou seja, dos parâmetros de deposição. Os principais parâmetros de deposição por spray pirólise que devem ser controlados para obtenção de filmes com as propriedades e a reprodutibilidade desejada são: temperatura do substrato (ºC), fluxo de solução química (mL/min), pressão do gás de arraste (kgf/cm^2), composição da solução (% átomos), distância entre o bico atomizador e a amostra (cm) e o tempo de deposição (min) (Gomes, 2002; Ohring, 1992; Rodrigues, 2008; Setoguchi et al, 1990 e Will et al, 2000).

É comum a utilização do substrato de vidro na fabricação de célula solar de filmes finos (Figura 1). O contato semicondutor transparente frontal possui alta transmissão ótica de espectro visível e alta condutividade elétrica. Um dos materiais utilizados no semicondutor transparente frontal é o filme fino de dióxido de estanho, o SnO_2. A síntese do filme fino é feita através da técnica de spray pirólise que consiste em aplicar uma fina camada com a ajuda de um spray, onde a solução de SnO_2 é aplicada nas lâminas de vidro.

Figura 1. Esquema de uma célula solar de filmes finos.



Fonte: O Próprio.

O gerador de “spray” usado para atomização da solução a ser aspergida no substrato de vidro aquecido é composto por aerógrafo mistura interna *ALFA 4* da *APREX*, sistema condutor de ar (tubulação metálica + mangueira) e compressor *Twister* da *SCHULZ*. As soluções utilizadas para produzir o vidro condutor de dióxido de estanho contêm cloreto de estanho II ($SnCl_2.2H_2O$), fluoreto de amônio (NH_4F), ácido clorídrico (HCl) e água. O substrato de vidro é aquecido a 600 ºC. A solução é aspergida no vidro durante vários ciclos de operação. Tais ciclos consistem em aspergir a solução sobre o vidro aquecido, recolocar o vidro no forno e assim reiniciar o processo (Lima, 2013).

A técnica de spray-pirólise é utilizada no LAFFER-UFC (Laboratório em Filmes Finos e Energias Renováveis) para produzir células solares fotovoltaicas na temperatura de 600 ºC. O problema da utilização dessa técnica é que o tempo de aquecimento do vidro no interior do forno não está dimensionado, podendo ocasionar trincas no vidro.

O presente trabalho surge, então, como uma proposta para prevenir trincas na utilização do substrato de vidro para aplicações fotovoltaicas no LAFFER (Laboratório em Filmes Finos e Energias Renováveis). O trabalho se restringe a um estudo experimental comparativo de vidros com diferentes espessuras em função de sua temperatura para ser aplicado em sistemas fotovoltaicos utilizando um forno resistivo *Mufla* na temperatura de 600 ºC. Não foi aplicado o substrato de dióxido de estanho nos testes experimentais em cada vidro. A metodologia experimental do trabalho consiste em colocar o vidro fora do forno durante o tempo de 1,0 minuto e recolocá-lo dentro do forno para encontrar o tempo em que o vidro demora para aquecer até 600 ºC. Este trabalho visa a ser empregado para dimensionar o tempo em que é aplicado o substrato de dióxido de estanho nos vidros de várias espessuras, podendo, assim, ser usado por outros pesquisadores utilizando a técnica de spray-pirólise para o aperfeiçoamento do processo. A partir desses resultados, surgiu a proposta de um estudo teórico de um pirolisador, ou seja, um forno que emprega uma tecnologia de combustão não-convencional, a Combustão de Filtração (CF), visando melhorar a qualidade do processo de fabricação da célula solar fotovoltaica, pois a temperatura do substrato influencia as propriedades morfológicas dos filmes finos (Matsuzaki et al 1999; Perednis et al, 2005, Sampath et al, 1999). Essa tecnologia, reconhecida como “limpa” pelos baixos índices de NO_x e CO normalmente obtidos (Kennedy et al, 1999), propõe-se uma forma barata e eficaz de lidar com gases contaminantes, em questão, visando o desenvolvimento de novos equipamentos/tecnologias voltados ao sistema de geração de energia.

1.1. Objetivos

Neste trabalho, o foco principal é o estudo do comportamento do vidro em função da temperatura a que o mesmo foi submetido para que o filme de SnO_2 seja obtido. Foi observada também a influência da espessura dos vidros na absorção de calor. Diante dos testes realizados em fornos resistivos, foi possível projetar um modelo teórico de um forno usando combustão de por filtração utilizando o vidro com a espessura que apresentou o melhor tempo de recuperação de calor e com a temperatura mais uniforme entre todos os vidros testados.

1.2. Objetivos Específicos

1) Levantar o gráfico da curva de aquecimento do forno em relação à temperatura do vidro com várias espessuras diferentes até 600 ºC.
2) Determinar o vidro de espessura mais adequada para a qualidade de fabricação de filmes finos.
3) Estudar o comportamento da transferência de calor nos vidros em diferentes espessuras.
4) Fazer ajustes para a elaboração de um projeto teórico de um pirolisador.
5) Determinar o dimensionamento do pirolisador para uso de combustão por filtração.

CAPÍTULO 2 – FUNDAMENTOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Fundamentos e definições

A palavra termodinâmica origina-se das palavras gregas *therme* (calor) e *dynamics* (força). Seu estudo formal começou em meados do século XIX através das considerações sobre a força motriz do calor: a capacidade de os corpos quentes produzirem trabalho. Hoje o escopo é mais abrangente, tratando-se basicamente da energia e das relações entre as propriedades da matéria (Moran, 2002). Para a análise em termodinâmica é definido o termo sistema, que é usado para identificar o objeto da análise, uma vez que o sistema é definido e todas as interações relevantes com os outros sistemas são identificadas, onde uma ou mais leis ou relações físicas são aplicadas. O sistema é tudo aquilo que desejamos estudar.

Existem basicamente dois tipos básicos de sistema. Eles são conhecidos como sistemas fechados e volumes de controle. O sistema fechado refere-se a uma quantidade fixa de matéria, enquanto um volume de controle é uma região do espaço através do qual a massa pode escoar. O valor do trabalho líquido realizado por ou sobre um sistema fechado submetido a um processo adiabático entre dois estados depende somente dos estados inicial e final, e não dos detalhes do processo adiabático (Moran, 2002, p 32). Este princípio é chamado de primeira lei da termodinâmica.

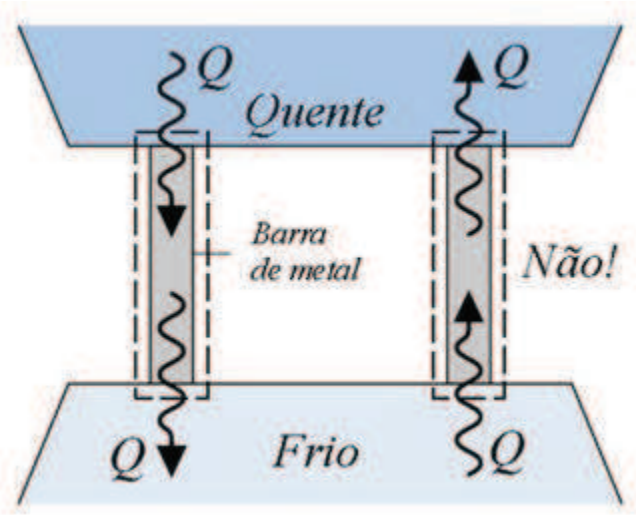
A energia interna é a soma das energias potencial e cinética e de todas as partículas que constituem um sistema. Por esta razão, é considerada uma propriedade do sistema, que depende somente do estado inicial e final do processo. A convenção de sinais da taxa de calor que está sendo transferida dentro do sistema é $Q > 0$, quando o sistema recebe calor e $Q < 0$, quando o sistema perde calor. Então, quanto maior a energia interna de um sistema, maior será seu potencial de realização de trabalho (W). Quando o sistema se expande e perde energia para o meio externo, convenciona-se que $W > 0$, e quando o sistema se contrai e recebe energia do meio externo, convenciona-se que $W < 0$ (Moran, 2002). Se um sistema troca energia com a vizinhança por trabalho e por calor, então a variação da sua energia interna é dada por:

$$U_f - U_o = \Delta U = Q - W \tag{1}$$

Dentre vários enunciados alternativos da Segunda Lei da Termodinâmica, dois são frequentemente utilizados: Clausius e Kevin-Planck.

O enunciado de Clausius da Segunda Lei afirma que é impossível para qualquer sistema operar de maneira que o único resultado seria a transferência de energia sob a forma de calor de um corpo mais frio para um corpo mais quente, conforme representado na Figura 2. O enunciado de Clausius não elimina a possibilidade de transferência de energia sob a forma de calor de um corpo mais frio para um corpo mais quente, uma vez que isso é exatamente o que os refrigeradores e bombas de calor fazem. Entretanto, como as palavras "único resultado" no enunciado sugerem, quando uma transferência de calor de um corpo mais frio para um corpo mais quente ocorre, deve existir algum outro efeito no interior do sistema que acompanha a transferência de calor, sua vizinhança, ou ambos. Se o sistema opera em um ciclo termodinâmico, seu estado inicial é restabelecido após cada ciclo, logo o único local que deve ser examinado para tais outros efeitos é a sua vizinhança. Por exemplo: a refrigeração de alimentos é realizada por refrigeradores movidos a motores elétricos que necessitam de trabalho de sua vizinhança para operar. O enunciado de Clausius indica que é impossível construir um ciclo de refrigeração que opere sem um aporte de trabalho.

Figura 2. Enunciado de Clausius.

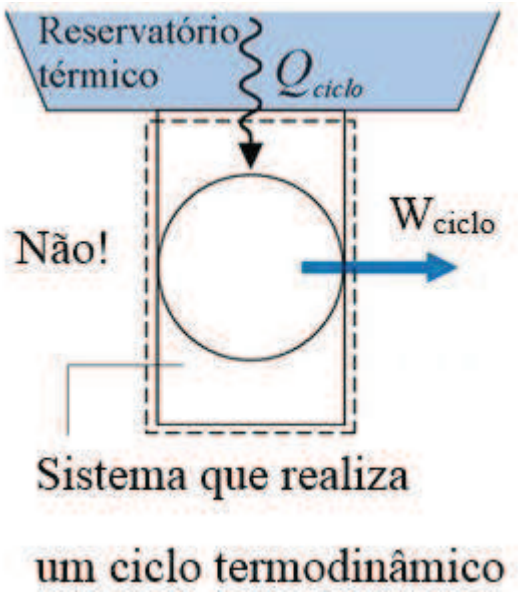


Fonte: Moran, 2002 e Borgnakke, 2013.

Antes de apresentar o enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei, o conceito de reservatório térmico será introduzido. Um reservatório térmico é um tipo especial de sistema que sempre mantém uma temperatura constante mesmo que adicionada ou removida a energia através de transferência de calor representado na Figura 3. O enunciado de Kevin-Planck da Segunda Lei afirma que é impossível para qualquer sistema operar em um ciclo termodinâmico

e fornecer uma quantidade líquida de trabalho para as suas vizinhanças enquanto recebe energia por transferência de calor de um único reservatório térmico. O enunciado de Kelvin-Planck não elimina a possibilidade de o sistema desenvolver uma quantidade líquida de trabalho a partir da transferência de calor de um único reservatório térmico. Ele apenas nega essa possibilidade se o sistema percorrer um ciclo termodinâmico. O enunciado de Kelvin Planck pode ser expresso analiticamente. A forma analítica do enunciado de Kelvin Planck é: $W_{ciclo} \leq 0$ (único reservatório). As palavras "único reservatório" enfatizam que o sistema se comunica termicamente apenas com um único reservatório à medida que seu ciclo é efetuado.

Figura 3. Enunciado de Kelvin-Planck.



Fonte: Moran, 2002 e Borgnakke, 2013.

2.1.1. Princípios de termodinâmica aplicada

Quando acontece uma reação química, as ligações entre as moléculas dos reagentes são quebradas e os átomos e os elétrons reagrupam-se formando os produtos. Na maioria dos combustíveis, os três principais elementos químicos combustíveis são o enxofre, o hidrogênio e o carbono. O enxofre, na maioria das vezes, não contribui para a liberação de energia, porém, ele pode resultar, de forma significativa, em problemas de poluição ambiental e corrosão.

Uma combustão é dita completa quando todo o carbono presente no combustível se queima formando dióxido de carbono, todo o enxofre se queima formando dióxido de enxofre, todo o hidrogênio se queima formando água e todos os outros elementos combustíveis forem

totalmente oxidados. A combustão é dita incompleta quando estas condições não forem satisfeitas (Moran, 2002).

A composição do ar seco é 79% de nitrogênio e 21% de oxigênio. Assim quando o ar fornece o oxigênio em uma reação de combustão, cada mol de oxigênio é acompanhado por 3,76 mols de nitrogênio. A razão combustível-ar ou o seu inverso a razão ar-combustível são dois parâmetros que frequentemente são usados para determinar a quantidade de combustível e ar em certo processo de combustão.

A razão ar-combustível é a razão entre a quantidade de ar em uma reação pela quantidade de combustível. Esta razão pode ser escrita em base molar (moles de ar dividido por moles de combustível) ou em base mássica (massa de ar dividida pela massa de combustível). A conversão entre estes valores é feita utilizando-se os pesos moleculares do ar, M_{ar}, e do combustível M_{comb}.

A fórmula da razão ar combustível é:

$$\frac{\text{massa de ar}}{\text{massa de comb}} = \frac{\text{moles de ar X Mar}}{\text{moles de comb X Mcomb}} = \frac{\text{moles de ar}}{(\text{moles de comb})\left(\frac{\text{Mar}}{\text{Mcomb}}\right)} \tag{2}$$

Ou

$$\text{AC} = \overline{\text{AC}}\left(\frac{\text{Mar}}{\text{Mcomb}}\right) \tag{3}$$

Onde $\overline{\text{AC}}$ é a razão ar-combustível em base molar e AC é a razão em uma base mássica.

Para os cálculos de combustão, o peso molecular do ar é 28,97 $\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$.

A quantidade mínima de ar que fornece oxigênio suficiente para a combustão completa de todo o hidrogênio, enxofre e carbono presente no combustível é denominada quantidade teórica de ar.

Para um combustível hidrocarbonado, isso significa que os únicos produtos possíveis são CO_2, N_2 e H_2O e também O_2, caso seja fornecido um excesso de ar. Caso o combustível tenha uma combustão completa, as respectivas quantidades de produtos podem ser determinadas pela aplicação do princípio de conservação de massa à equação química. Quando a quantidade de ar suprida é menor do que a quantidade teórica, os produtos podem incluir CO_2 juntamente com CO, e também se pode ter combustível que não queimou nos produtos. Ao contrário dos casos

de combustão completa considerados aqui, os produtos de combustão de um processo de combustão real e suas quantidades relativas somente podem ser determinados por medições.

Entre os tipos de dispositivos para a medição da composição dos produtos de combustão encontram-se o analisador de Orsat, o cromatógrafo de gás, o analisador infravermelho e o detector de ionização de chama. Dados obtidos através destes dispositivos podem ser utilizados para a determinação das frações molares dos produtos gasosos de combustão.

Basicamente as reações de combustão serão expressas por equações químicas sob a forma:

$$\text{Combustível} + \text{oxidante} \rightarrow \text{produtos} \tag{4}$$

Para a combustão estequiométrica de um mol de metano com ar seco padrão produzindo produtos saturados, a reação global estequiométrica pode ser representada por:

$$CH_4 + 2(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow CO_2 + 2\ H_2O + 7{,}52N_2 \tag{5}$$

Para a combustão real de um mol de metano com ar seco padrão produzindo produtos saturados, a reação global real pode ser representada por:

$$CH_4 + \frac{2}{\phi}(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow CO_2 + 2\ H_2O + \frac{7{,}52}{\phi}\ N_2 \tag{6}$$

Outro parâmetro importante é a razão de equivalência (Φ) que é a razão entre a verdadeira razão ar-combustível para a combustão completa com a quantidade teórica de ar. Essa razão indica a quantidade de combustível presente nos reagentes, em relação à quantidade de combustível necessária para obter-se uma mistura estequiométrica. A razão de equivalência é definida conforme,

$$\Phi = \frac{f}{f_s} \tag{7}$$

Onde a fração mássica entre a massa de combustível e a massa de ar seco é definida como

$$f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{ar}} \tag{8}$$

sendo $\dot{m}_c$ e $\dot{m}_{ar}$ os fluxos mássicos de ar e combustível respectivamente. A variável f_s se refere à razão entre a massa de combustível e a massa de ar avaliada na condição estequiométrica.

Então, quanto menor o valor de Φ, mais pobre em combustível será a mistura, ou seja, menor a quantidade de combustível presente nos reagentes. Pode-se dizer também que para valores de razão de equivalência menores que a unidade, a mistura reagente possui excesso de ar, enquanto para valores maiores que a unidade, a mistura possui excesso de combustível.

Em um queimador poroso a eficiência de radiação é definida como a razão entre a taxa de transferência de calor por radiação do queimador para o ambiente externo e a taxa de liberação de energia térmica pela combustão, conforme a equação (9),

$$n_{rad} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{\dot{S}_r} \tag{9}$$

O valor da taxa de radiação de calor por radiação ($\dot{Q}_{rad}$) é calculado a partir da medição da temperatura do ambiente (T_{viz}) e da temperatura da superfície do queimador (T_{rad}), da emissividade média hemisférica da superfície do queimador (ε) e da área superficial do queimador poroso (A_q). A taxa de liberação de energia térmica pela combustão é calculada a partir do poder calorífico inferior (Δh_r) do combustível e da vazão mássica ($\dot{m}_c$). Essa definição considera a combustão total do combustível para produtos saturados de combustão.

Para um ambiente aberto onde o queimador opera, $\dot{Q}_{rad}$ é definido como:

$$\dot{Q}_{rad} = A_q \varepsilon \sigma (T_{rad}^4 - T_{viz}^4) \tag{10}$$

E $\dot{S}_r$ como:

$$\dot{S}_r = \dot{m}_c \Delta h_r \tag{11}$$

2.1.2. Princípios de Transferência de calor

A transferência de calor é a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura. Sempre que existir uma diferença de temperatura em um meio ou entre meios diferentes, ocorre, necessariamente, transferência de calor. Para o estudo teórico da

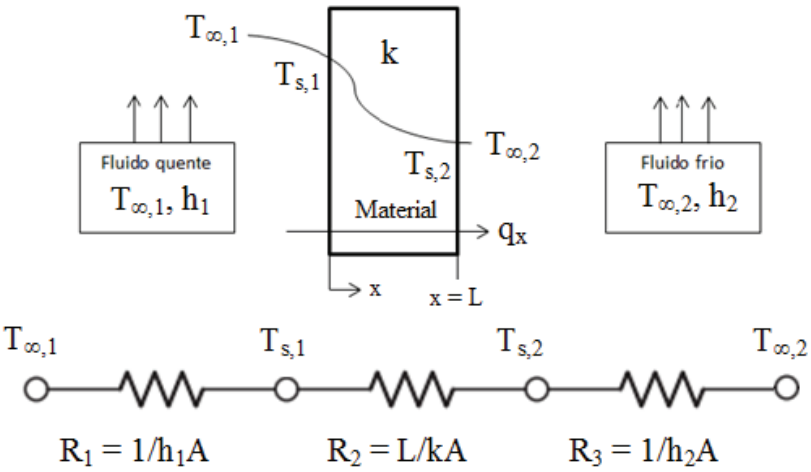
transferência de calor no pirolisador e no vidro com o forno de resistência elétrica será mostrado a revisão da literatura sobre a condução, convecção e radiação. Aplicando a primeira lei da termodinâmica para análise da transferência de calor em um determinado instante (t), a lei pode ser postulada como: a taxa na qual a energia térmica e mecânica entram em um volume de controle, mais a taxa na qual a energia térmica é gerada no interior do volume de controle, menos a taxa na qual as energias térmica e mecânica deixam o volume de controle deve ser igual à taxa do aumento da energia armazenada no interior do volume de controle. Uma forma geral para a exigência da conservação de energia pode ser expressa, então, com base nas taxas, por:

$$\dot{E}_e + \dot{E}_g - \dot{E}_s = \frac{dE}{dt} = \dot{E}_{ar} \tag{12}$$

2.1.2.1. Condução Unidimensional em Regime Estacionário

Para uma condução unidimensional em uma parede plana, o calor é transferido na direção x e a temperatura é função apenas dessa coordenada. Para se determinar a transferência de calor através de uma parede plana que separa dois fluidos de diferentes temperaturas, observe a Figura 4. A transferência ocorre de $T_{\infty,1}$ que é a convecção do fluido quente para a superfície da parede $T_{s,1}$, por condução através da parede e por convecção de $T_{s,2}$ até $T_{\infty,2}$. O sistema é caracterizado por condições de regime estacionário se a temperatura em cada ponto é independente do tempo.

Figura 4. Transferência de calor através de uma parede plana.



Fonte: Incropera, 2002.

Para a condição de regime estacionário sem geração ou absorção de energia no interior da parede, a distribuição de temperatura na parede pode ser determinada pela resolução da equação de calor:

$$\frac{d}{dx}\left(k\frac{dT}{dx}\right) = 0 \tag{13}$$

A equação acima pode ser integrada duas vezes para a solução geral.

Aplicando as condições em x = 0 e x = L, no qual temos $T(0) = T_{s,1}$ e $T(L) = T_{s,2}$. Obtêm-se em x = 0, $T_{s,1} = C_2$ e em x = L, $T_{s,2} = C_1L + C_2 = C_1L + T_{s,1}$. De forma similar em x = L, $T_{s,2} = C_1L + C_2 = C_1L + T_{s,1}$ no qual $\frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{L} = C_1$. Substituindo na solução geral, a distribuição de temperatura fica:

$$T(x) = (T_{s,2} - T_{s,1})\frac{x}{L} + T_{s,1} \tag{14}$$

Da equação anterior fica claro que a condução unidimensional em regime estacionário, em uma parede plana, condutividade térmica constante e sem geração de calor, a temperatura varia linearmente com x. A taxa de transferência de calor por condução, q_x (W), através de uma parede plana A, é então o produto do fluxo térmico pela área, $q_x = q_x^{''}A$. O sinal de menos é consequência do fato de que o calor é transferido no sentido da diminuição da temperatura. A lei de Fourier é:

$$q_x = -kA\frac{dT}{dx} = kA/L\,(T_{s,1} - T_{s,2}) \tag{15}$$

Observe que k significa condutividade térmica do material na unidade de (W/m.K) e A é a área em m^2. O fluxo térmico $q_x^{''}$ (W/m^2) é a taxa de transferência de calor na direção x por unidade de área perpendicular à direção da transferência, sendo proporcional ao gradiente de temperatura, dT/dx, nesta direção:

$$q_x^{''} = q_x/A = \frac{k}{L}(T_{s,1} - T_{s,2}) \tag{16}$$

Existe uma analogia da resistência térmica com a carga elétrica. Assim como uma resistência elétrica é associada com a condução de eletricidade, uma resistência térmica pode ser associada com a condução de calor. A resistência térmica é definida como a razão entre o potencial motriz e a taxa correspondente de transferência. A resistência térmica para a condução em uma parede plana é:

$$R_{t,\,cond} = \frac{Ts,1 - Ts,2}{q_x} = \frac{L}{kA} \tag{17}$$

A resistência térmica para a convecção é:

$$R_{t,\,conv} = \frac{Ts - T\infty}{q_x} = \frac{1}{hA} \tag{18}$$

Observando a Figura 4 e aplicando a taxa de transferência de calor em separado de cada elemento do circuito. Uma vez que q_x é constante em todo o circuito, segue que:

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{1/h_1A} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{L/kA} = \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{1/h_2A} \tag{19}$$

Quando as resistências térmicas se encontram em série, elas podem ser somadas, segue que:

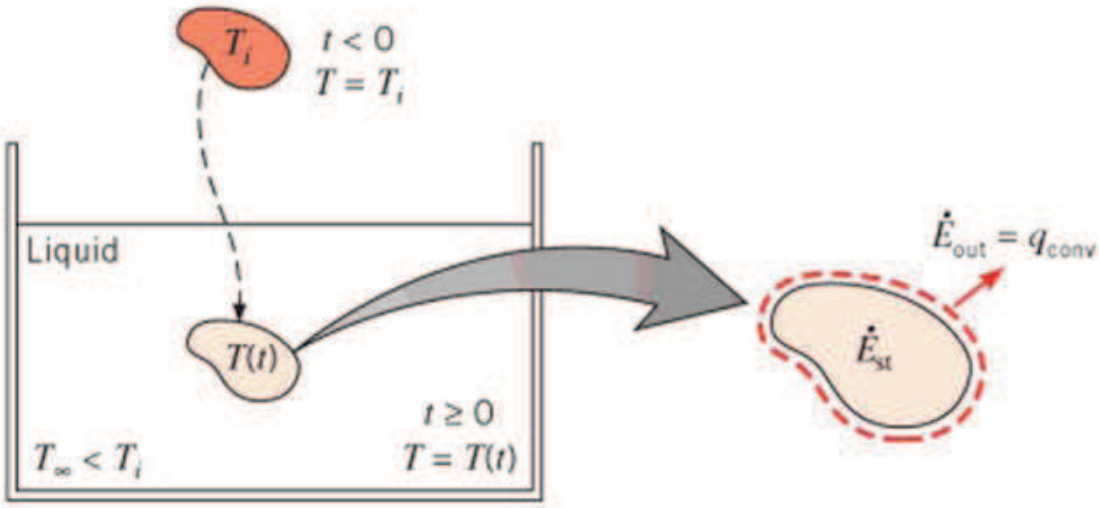
$$R_{tot} = \frac{1}{h_1A} = \frac{L}{L/kA} = \frac{1}{1/h_2A} \tag{20}$$

2.1.2.2. Condução em regime transiente

Em problemas de transferência de calor, na maioria das vezes a transferência de calor é dependente do tempo. Um problema simples de condução transiente é aquele em que um sólido sofre uma mudança repentina em seu ambiente térmico. Esse exemplo mostra o método de capacitância concentrada. Esse método levanta a hipótese de que o gradiente de temperatura no interior do sólido pode ser desprezado. Na Figura 5, considere um metal que se encontra inicialmente a uma temperatura uniforme T_i e é temperado ao ser imerso em um líquido de menor temperatura $T_\infty < T_i$. Inicialmente a têmpera foi iniciada no tempo $t = 0$, a temperatura do sólido irá diminuir para tempos $t > 0$, até que alcance, por fim, T_∞. Essa redução de

temperatura é devido a transferência de calor por convecção na interface sólido-líquido. A essência do método da capacitância concentrada é a hipótese de que a temperatura do sólido é espacialmente uniforme em qualquer instante durante o processo transiente. Então isso implica que os gradientes de temperatura no interior do sólido sejam desprezíveis. A partir da Lei de Fourier, a condução de calor na ausência de gradiente de temperatura implica a existência de uma condutividade térmica infinita. Tal condição é claramente impossível. Entretanto, essa condição é aproximada se a resistência à condução no interior do sólido for pequena comparada com a resistência à transferência de calor entre o sólido e sua vizinhança (Incropera, 2002).

Figura 5. Resfriamento de um metal quente forjado.



Fonte: Incropera, 2011.

Aplicando a equação 12 ao volume de controle da Figura 5, essa exigência assume a forma:

$$-\dot{E}_s = \dot{E}_{ar} \tag{21}$$

Ou

$$-hA_s(T-T_\infty) = \rho V c \frac{dT}{dt} \tag{22}$$

Introduzindo a diferença de temperatura

$$\theta \equiv T - T_\infty \tag{23}$$

E reconhecendo que $\frac{d\theta}{dt} = \frac{dT}{dt}$, segue que

$$\frac{\rho Vc}{hA_s} \frac{d\theta}{dt} = -\theta \tag{24}$$

Separando variáveis e integrando a partir da condição inicial, para a qual t = 0 e T(0) = T_i, obtemos $\frac{\rho Vc}{hA_s} \int_{\theta i}^{\theta} \frac{d\theta}{dt} = - \int_0^t dt$

Onde

$$\theta_i \equiv T_i - T_\infty \tag{25}$$

Efetuando as integrações, segue que

$$\frac{\rho Vc}{hA_s} \ln \frac{\theta_i}{\theta} = t \tag{26}$$

ou

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} = \exp\left[-\left(\frac{hA_s}{\rho Vc}\right) t\right] \tag{27}$$

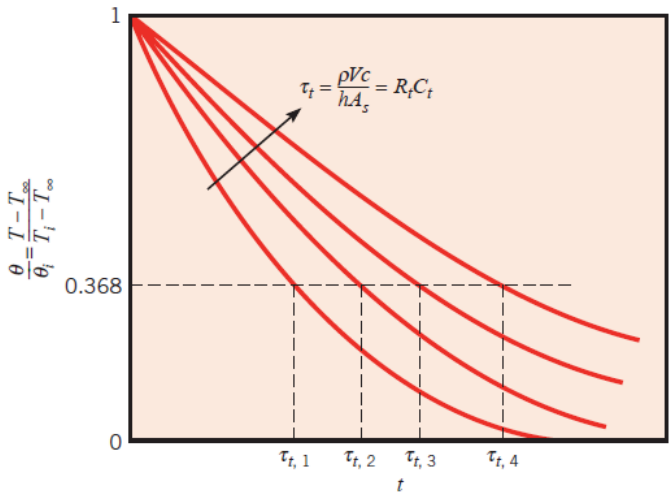
A equação 26 pode ser utilizada para determinar o tempo necessário para que o sólido alcance uma determinada temperatura T, ou, a equação 27 pode ser utilizada para calcular a temperatura alcançada por um sólido em um determinado tempo. Os resultados anteriores apontam que a diferença de temperatura do fluido e do sólido deve decair exponencialmente para zero conforme t se aproxima do infinito. Esse comportamento é mostrado na Figura 6.

A equação 27 mostra que a grandeza ($\rho Vc/hA_s$) pode ser interpretado como uma constante de tempo térmico. Esse tempo pode ser representado como

$$\tau_t = \left(\frac{1}{hA_s}\right) (\rho Vc) = R_t\, C_t \tag{28}$$

Onde R_t é a resistência à transferência de calor por convecção e C_t é a capacidade térmica concentrada do sólido. Qualquer aumento em R_t ou em C_t fará com que o sólido responda mais lentamente a variações em seu ambiente térmico e irá aumentar o tempo necessário para alcançar o equilíbrio térmico ($\theta = 0$). Esse comportamento é análogo à queda de tensão que ocorre quando um capacitor é descarregado através de um resistor em um circuito elétrico RC.

Figura 6. Resposta transiente de temperatura dos sólidos com capacidade concentrada para diferentes tempos constantes de tempo τ_t.



Fonte: Incropera, 2011.

Para determinar a transferência de energia total Q ocorrendo até um instante de tempo t, escrevemos simplesmente:

$$Q = \int_0^t q \, dt = h \, A_s \int_0^t \theta \, dt \tag{29a}$$

Substituindo para θ a partir da equação 27 e integrando, obtemos

$$Q = (\rho V c) \, \theta_i \, [1 - \exp(-\frac{t}{\tau_t})] \tag{29b}$$

A grandeza Q é relacionada à variação de energia interna do sólido, e, da equação 12,

$$- Q = \Delta E_{ar} \tag{29c}$$

Para resfriamentos, Q é positivo e o sólido está sujeito a uma queda na energia. As equações 26, 27 e 29 também se aplicam a situações em que o sólido é aquecido ($\theta < 0$), nas quais Q é negativo e a energia interna do sólido aumenta.

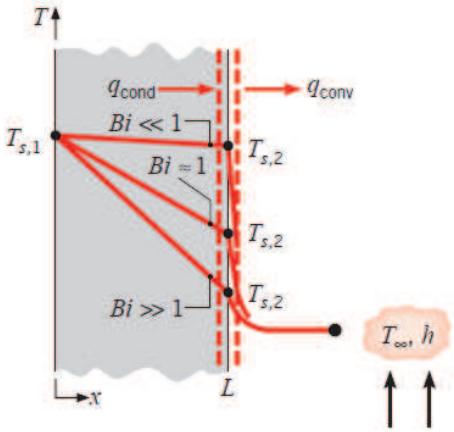
Para a validação do método da capacitância concentrada, é necessário desenvolver um critério adequado, considere em regime estacionário através de uma parede plana, como na Figura 7. Entretanto seja admitida condição de regime estacionário, esse critério é imediatamente extensível a processos transientes. Uma superfície é mantida a uma temperatura $T_{s,1}$ e a outra superfície encontra-se exposta a um fluido de temperatura $T_\infty < T_{s,1}$.

A temperatura dessa superfície terá um valor intermediário $T_{s,2}$, para o qual $T_\infty < T_{s,2} < T_{s,1}$. Assim sendo, sobre condições de regime estacionário, o balanço de energia da superfície se reduz a $\frac{kA}{L}(T_{s,1} - T_{s,2}) = hA\,(T_{s,2} - T_\infty)$:

Onde k é a condutividade térmica do sólido, rearrumando, obtemos então:

$$\frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{T_{s,2} - T_\infty} = \frac{L/kA}{1/hA} = \frac{R_{cond}}{R_{conv}} = \frac{hL}{k} \equiv Bi \qquad (30)$$

Figura 7. Efeito do número de Biot na distribuição de temperatura de regime estacionário em uma parede plana com convecção na superfície.

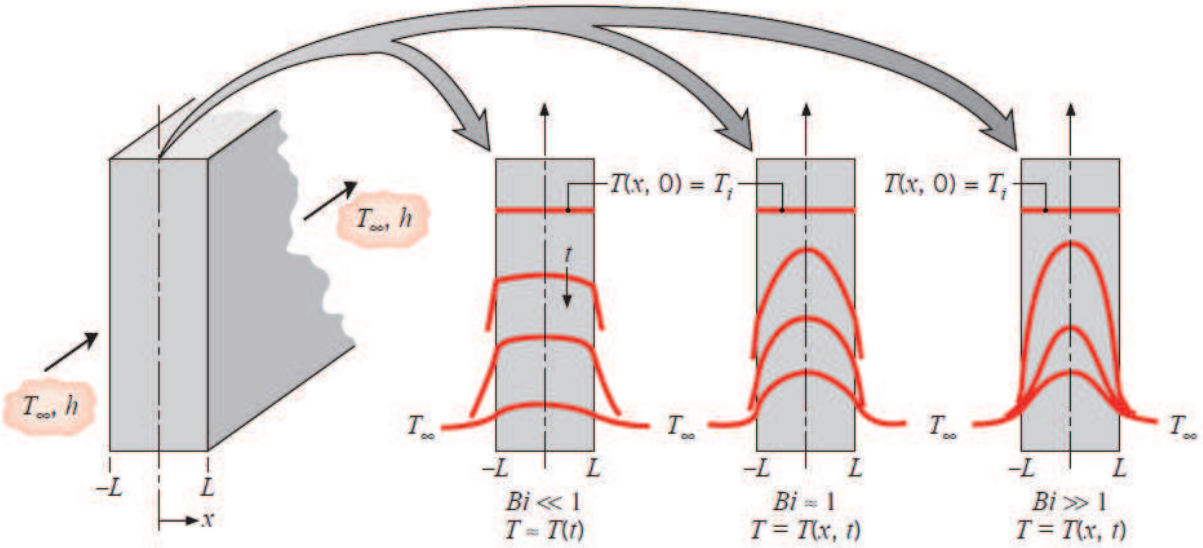


Fonte: Incropera. 2011.

A grandeza (hL/k) na equação 30 é um parâmetro adimensional. Ele é chamado de número de Biot, e seu papel é fundamental para problema de condução que envolva efeitos de convecção superficial. De acordo com a equação 30 e conforme mostrado na Figura 7, o número de Biot fornece uma medida da queda de temperatura no sólido relativa à diferença de

temperatura entre a superfície e o fluido. Se Bi << 1,0, a resistência à condução no interior do sólido é muito menor que a resistência à convecção através da camada limite do fluido. Assim sendo, a consideração de uma distribuição uniforme é razoável. O número de Biot foi introduzido devido ao fato de sua importância na análise de problema de condução transiente.

Figura 8. Distribuições de temperaturas transientes para diferentes números de Biot em uma parede plana simetricamente resfriada por convecção.



Fonte: Incropera, 2011.

A Figura 8 mostra as distribuições de temperaturas transientes numa parede plana. Considere a parede plana que se encontra inicialmente a uma temperatura uniforme T_i e está sujeita ao resfriamento por convecção quando é imersa em um fluido de $T_\infty < T_i$. O problema pode ser tratado como unidimensional em x, e estamos interessados na variação de temperatura com a posição e o tempo T (x,t). Essa variação é função do número de Biot, e três condições são mostradas na Figura 8. Para Bi << 1,0, a gradiente de temperatura no sólido é pequena e $T(x,t) \approx T(t)$. Na prática, toda a diferença de temperatura é entre o sólido e o fluido, e a temperatura do sólido permanece aproximadamente uniforme conforme decresce para T_∞.

Entretanto, para valores de número de Biot de moderados a altos, os gradientes de temperatura no interior do sólido são significativos. Logo, T = T(x,t). Observe que, para Bi >> 1,0, a diferença de temperatura através do sólido é muito maior do que aquela entre o sólido e o fluido. Logo, a primeira etapa ao se calcular o número de Biot, é verificar se a condição abaixo é satisfeita:

$$Bi = \frac{hL_c}{k} < 0{,}1 \qquad (31)$$

O erro associado à utilização do método da capacidade concentrada é pequeno. Por conveniência, é costume definir o comprimento característico L_c da equação 31 como a razão entre o volume do sólido e a área superficial, $L_c \equiv \frac{V}{A_s}$. Tal definição facilita o cálculo de Lc para sólidos de formas complicadas e reduz para a metade da espessura L para uma parede plana de espessura 2L (Figura 8). Observando que como $L_c \equiv \frac{V}{A_s}$. O expoente da equação 27 pode ser representado como: $\frac{hA_s t}{\rho V c} = \frac{ht}{\rho c L_c} = \frac{hL_c}{k}\frac{k}{\rho c}\frac{t}{L_c^2} = \frac{hL_c}{k}\frac{\alpha t}{L_c^2}$

ou

$$\frac{hA_s t}{\rho V c} = \text{Bi.Fo} \tag{32}$$

onde

$$\text{Fo} \equiv \frac{\alpha t}{L_c^2} \tag{33}$$

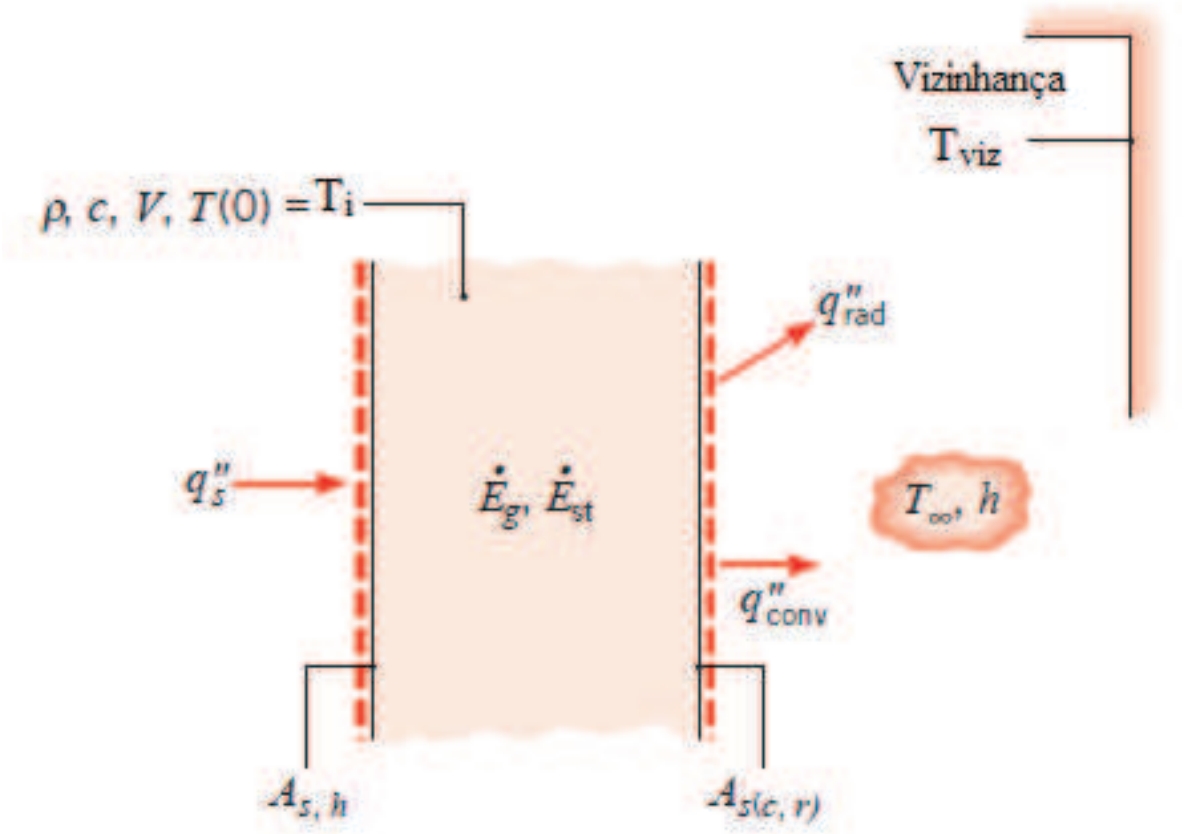
é chamado número de Fourier. É um tempo adimensional, que, com o número de Biot, caracteriza problemas de condução transiente. Substituindo a equação 32 na equação 27, obtemos

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} = \exp\left[-(\text{Bi.Fo})\right] \tag{34}$$

Na análise geral da capacitância concentrada, embora a condução transiente seja de modo comum iniciada pela transmissão de calor por convecção para ou a partir de um fluido em contato, outros processos podem forçar condições térmicas transientes no interior do sólido. Por exemplo, um sólido pode ser separado de uma grande vizinhança por um gás ou pelo vácuo. Se as temperaturas do sólido e da vizinhança diferirem, a troca de calor por radiação causa uma variação na energia térmica interna havendo assim mudança na temperatura do sólido. Variações de temperatura podem também ser forçadas aplicando um fluxo de calor em uma parte da, ou em toda a, superfície e/ou iniciando a geração de energia térmica no interior do sólido. O aquecimento da superfície pode, por exemplo, ser aplicado pela fixação de um filme

fino ou de um aquecedor elétrico de placa à superfície, enquanto a energia térmica pode ser gerada pela passagem de uma corrente elétrica ao longo do sólido.

Figura 9. Superfície de controle para análise geral da capacidade concentrada.



Fonte: Incropera, 2011.

A Figura 9 apresenta uma situação para a qual condições térmicas no interior de um sólido podem ser simultaneamente influenciadas por radiação, convecção, fluxo de calor aplicado à superfície e geração de energia interna. Assume-se que, inicialmente (t = 0), a temperatura do sólido (T_i) diverge da do fluido, T_∞, e da vizinhança, T_{viz}, e que os aquecimentos volumétrico e superficial ($\dot{q}$ e q''_s) são iniciados. O fluxo de calor imposto q''_s e a transferência de calor por convecção-radiação ocorrem em partes mutuamente excludentes da superfície, $A_{s(h)}$ e $A_{s(c,r)}$, respectivamente, e a transferência por convecção-radiação é presumida como sendo a partir da superfície. Além disso, embora a convecção e a radiação tenham sido dadas para a mesma superfície, as superfícies podem, de fato, divergir ($A_{s,r} \neq A_{s,c}$). Aplicando a conservação de energia em qualquer instante t, segue da equação 12 que

$$q''_s A_{s,h} + \dot{E}_g - (q''_{conv} + q''_{rad}) A_{s(c,r)} = \rho V c \frac{dT}{dt} \tag{35}$$

ou

$$q''_s A_{s,h} + \dot{E}_g - h(T - T_\infty) + \varepsilon\sigma(T^4 - T^4_{viz}) A_{s(c,r)} = \rho V c \frac{dT}{dt} \tag{36}$$

A equação 36 é uma equação diferencial ordinária não-homogênea, de primeira ordem e não-linear, que não pode ser integrada para obter uma solução exata. Entretanto, soluções exatas podem ser obtidas para versões mais simplificadas da equação. Por exemplo, se não há fluxo de calor ou geração impostos e a convecção também é inexistente (um vácuo) ou deprezível em relação a radiação, a equação 36 se reduz a

$$\rho V c \frac{dT}{dt} = -\varepsilon\sigma A_{s,r} (T^4 - T^4_{viz}) \tag{37}$$

Separando as variáveis e integrando a partir da condição inicial para um tempo qualquer t, segue que

$$\frac{\varepsilon\sigma A_{s,r}}{\rho V c} \int_0^t dt = \int_{Ti}^{T} \frac{dT}{T^4 - T^4_{viz}} \tag{38}$$

Avaliando ambas as integrais e rearranjando, o tempo necessário para alcançar a temperatura T torna-se

$$t = \frac{\rho V c}{4\varepsilon\sigma T^3_{viz} A_{s,r}} \{ \ln\left|\frac{T_{viz} + T}{T_{viz} - T}\right| - \ln\left|\frac{T_{viz} + T_i}{T_{viz} - T_i}\right| + 2\,[\tan^{-1}(\frac{T}{T_{viz}}) - \tan^{-1}(\frac{T_i}{T_{viz}})] \} \tag{39}$$

Esta expressão não pode ser utilizada para avaliar T explicitamente em função de t, T_i e T_{viz}, nem reduz imediatamente ao resultado limite para $T_{viz} = 0$ (radiação para o espaço infinito). Contudo, retornando à equação 38, sua solução para $T_{viz} = 0$ resulta em

$$t = \frac{\rho V c}{3\varepsilon A_{s,r}\sigma} (\frac{1}{T^3} - \frac{1}{T_i^3}) \tag{40}$$

Muitas vezes acontecem problemas em que o método de capacidade concentrada é inapropriado e aproximações alternativas devem ser utilizadas. Independentemente do método a ser considerado, o fato é que a gradiente de temperatura no interior do meio não é mais desprezível. Em sua forma mais geral, o problema de condução transiente é descrito pela equação da difusão de calor em coordenadas cartesianas:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{k\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{k\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{k\partial T}{\partial z}\right) + \dot{q} = \frac{\rho c_p \partial T}{\partial t} \tag{41}$$

A solução para a equação diferencial parcial da equação 41 fornece a variação de temperatura com o tempo e as coordenadas espaciais. Contudo, para a parede plana da Figura 8, apenas uma coordenada espacial é necessária para descrever a distribuição interna de temperatura. Sem geração interna e considerando a condutividade térmica constante, a equação 41 reduz-se a:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \left(\frac{1}{\alpha}\right)\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right) \tag{42}$$

Para resolver a equação 42 para a distribuição de temperatura T(x,t), é necessário especificar uma condição inicial e duas condições de contorno. Para o problema típico de condução transiente da Figura 8, a condição inicial é

$$T(x,0) = T_i \tag{43}$$

e as condições de contorno são

$$\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_{x=0} = 0 \tag{44}$$

e

$$-k\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_{x=L} = h\,[T(L,t) - T_\infty] \tag{45}$$

A equação 43 presume uma distribuição de temperatura uniforme no tempo t = 0. A equação 44 reflete a exigência da simetria para o plano central da parede e a equação 45

descreve a condição à qual a superfície encontra-se sujeita para o tempo $t > 0$. Das equações 42 até 45, é claro que, além da dependência em x e t, as temperaturas na parede também dependem do número de parâmetros físicos. Em particular

$$T = T\,(x, t, T_i, T_\infty, L, k, \alpha, h) \tag{46}$$

Considere a variável dependente T. Se a diferença de temperatura $\theta \equiv T - T_\infty$ é dividida pela diferença máxima de temperatura possível $\theta_i \equiv T_i - T_\infty$ uma forma adimensional da variável dependente pode ser definida como

$$\theta^* \equiv \frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} \tag{47}$$

Assim sendo, θ^* deve estar na faixa $0 \leq \theta^* \leq 1$. A coordenada espacial adimensional pode ser definida como:

$$x^* \equiv \frac{x}{L} \tag{48}$$

Onde L é a metade da espessura da parede plana, e um tempo adimensional pode ser definida como:

$$t^* \equiv \frac{\alpha t}{L^2} = Fo \tag{49}$$

onde t^* é equivalente ao número de Fourier adimensional (Equação 33). Substituindo as definições das equações 47 até 49 nas equações 42 até 45, a equação de calor torna-se:

$$\frac{\partial^2 \theta^*}{\partial x^{*2}} = \frac{\partial \theta^*}{\partial Fo} \tag{50}$$

e as condições de contorno tornam-se

$$\theta^*\,(x^*, 0) = 1{,}0 \tag{51}$$

$$\left.\frac{\partial \theta^*}{\partial x^*}\right|_{x^* = 0} = 0 \tag{52}$$

e

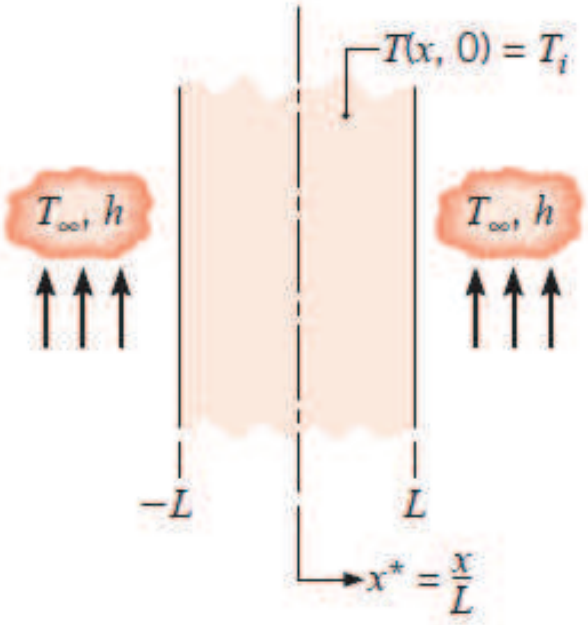
$$\left.\frac{\partial \theta^*}{\partial x^*}\right|_{x^*=1} = -\,Bi\,\theta^*(1, t^*) \tag{53}$$

onde o número de Biot é Bi = hL/k. Na forma adimensional, a dependência da função pode agora ser representada como

$$\theta^* = f(x^*, Fo, Bi) \tag{54}$$

Comparando as equações 46 e 54, a vantagem considerável associada com a representação do problema na forma adimensional se torna evidente. A equação 54 implica que, para uma dada geometria, a distribuição da temperatura transiente é uma função universal de x^*, Fo e Bi. Ou seja, a solução adimensional assume a forma prescrita que não depende de um valor particular de T_i, T_∞, L, k, α ou h (Incropera, 2002, pp 179).

Figura 10. Sistema unidimensional com temperatura inicial uniforme sujeita a condições súbitas de convecção da parede plana.



Fonte: Incropera, 2011.

Considere a parede plana de espessura 2L apresentada na Figura 10. Se a espessura for pequena em relação à largura e à altura da parede, é razoável considerar que a solução ocorra exclusivamente na direção x. Se a parede estiver inicialmente a uma temperatura uniforme, $T(x,0) = T_i$ e for subitamente imersa em um fluido de $T_\infty \neq T_i$, as temperaturas resultantes podem ser obtidas pela resolução da equação 50 sujeita às condições das equações 51 a 53. Em que as condições de convecção para as superfícies em $x^* = \pm 1$ são as mesmas, a distribuição de temperatura em qualquer instante deve ser simétrica ao plano intermediário ($x^* = 0$). Uma solução exata desse problema foi obtida e é da forma (Schneider, 1955)

$$\theta^* = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \exp(-\zeta_n^2 \, Fo) \cos(\zeta_n^2 \, x^*) \tag{55a}$$

onde $Fo = \alpha t/L^2$, o coeficiente C_n é

$$C_n = \frac{4 \operatorname{sen}\zeta_n}{2\zeta_n + \operatorname{sen}(2\zeta_n)} \tag{55b}$$

e os valores discretos (autovalores) de ζ_n são raízes positivas da equação transcendental

$$\zeta_n \tan \zeta_n = Bi \tag{55c}$$

As quatro primeiras raízes dessa equação são fornecidas no Anexo A.

Para valores de $Fo > 0{,}2$, as soluções de séries infinitas (equação 55) podem ser aproximadas pelo primeiro termo da série. Utilizando a aproximação, a forma adimensional da distribuição transforma-se em:

$$\theta^* = C_1 \exp(-\zeta_1^2 \, Fo) \cos(\zeta_1 \, x^*) \tag{56}$$

ou

$$\theta^* = \theta_o^* \cos(\zeta_1 \, x^*) \tag{57}$$

onde $\theta_o^* \equiv \frac{T_o - T_\infty}{T_i - T_\infty}$ representa a temperatura do plano intermediário ($x^* = 0$)

$$\theta_o^* = C_1 \exp(-\zeta_1^2 \, Fo) \tag{58}$$

Uma implicação na equação 59 é a dependência da temperatura em relação ao tempo em qualquer posição no interior da parede é a mesma que a da temperatura intermediária. Os coeficientes C_1 e ζ_1, das equações 55b e 55c, respectivamente, são dados na Tabela 1 para uma faixa dos números de Biot.

Tabela 1. Coeficientes utilizados na aproximação pelo primeiro termo para as séries de soluções para condução unidimensional transiente da parede plana.

Bi	ζ_1 (rad)	C_1	Bi	ζ_1 (rad)	C_1
0,01	0,0998	1,0017	0,8	0,7910	1,1016
0,02	0,1410	1,0033	0,9	0,8274	1,1107
0,03	0,1732	1,0049	1,0	0,8603	1,1191
0,04	0,1987	1,0066	2,0	1,0769	1,1795
0,05	0,2217	1,0082	3,0	1,1925	1,2102
0,06	0,2425	1,0098	4,0	1,2646	1,2287
0,07	0,2615	1,0114	5,0	1,3138	1,2402
0,08	0,2791	1,0130	6,0	1,3496	1,2479
0,09	0,2956	1,0145	7,0	1,3766	1,2532
0,1	0,3111	1,0160	8,0	1,3978	1,2570
0,15	0,3779	1,0237	9,0	1,4149	1,2598
0,2	0,4328	1,0311	10,0	1,4289	1,2620
0,25	0,4801	1,0382	20,0	1,4961	1,2699
0,3	0,5218	1,0450	30,0	1,5202	1,2717
0,4	0,5932	1,0580	40,0	1,5325	1,2723
0,5	0,6533	1,0701	50,0	1,5400	1,2727
0,6	0,7051	1,0814	100,0	1,5552	1,2731
0,7	0,7506	1,0919	∞	1,5707	1,2733

Fonte: Incropera, 2002, pp. 180.

Na análise de condução transiente em uma parede plana é útil conhecer a energia total que saiu (ou entrou) em um tempo qualquer t . Aplicando a conservação de energia na parede plana para o intervalo delimitado pela condição (t = 0) e um tempo qualquer t > 0

$$E_e - E_s = \Delta E_{ar} \tag{59}$$

Equacionando a energia transferida da parede Q para E_s e estabelecendo $E_e = 0$ e $\Delta E_{ar} = E(t) - E(0)$, segue que

$$Q = -\,[E(t) - E(0)] \tag{60}$$

ou

$$Q = -\int \rho V c\,[T(x,t) - T_i]\,dV \tag{61}$$

onde a integração é realizada no volume de controle da parede. É conveniente adimensionalizar esse resultado introduzindo a grandeza $Q_o = \rho V c(T_i - T_\infty)$ que pode ser interpretada como a energia interna inicial da parede em relação à temperatura do fluido. Ela também é a máxima quantidade de transferência de energia que poderia ocorrer se o processo fosse prolongado até um tempo $t = \infty$. Então, admitindo propriedades constantes, a razão entre a energia total transferida da parede em um intervalo de tempo t e a transferência máxima possível é

$$\frac{Q}{Q_o} = \int \frac{-[T(x,t) - T_i]}{T_i - T_\infty}\frac{dV}{V} = \frac{1}{V}\int (1 - \theta^*)dV \tag{62}$$

Empregando a forma apropriada da distribuição de temperatura para a parede plana (equação 56), a integração dada pela equação 61 pode ser realizada para obtermos

$$\frac{Q}{Q_o} = 1 - \left(\frac{\operatorname{sen}\zeta_1}{\zeta_1}\right)\theta_o^* \tag{63}$$

Onde θ_o^* pode ser determinado a partir da equação 58, utilizando a Tabela 1 para valores de coeficientes C_1 e ζ_1. Como consideração adicional a parede plana de espessura L, que se

encontra isolada em um lado ($x^* = 0$) e sujeita ao transporte convectivo no outro lado ($x^* = +1$). Essa equivalência é consequência do fato de que, independentemente de a exigência simétrica ou adiabática ser dada em $x^* = 0$, a condição de contorno é da forma $\partial\theta^*/\partial x^* = 0$. Deve-se observar que para determinar a resposta transiente de uma parede plana a uma variação repentina na temperatura superficial. O processo é equivalente ao de um coeficiente de convecção infinito, para o qual o número de Biot é infinito ($Bi = \infty$) e a temperatura do fluido T_∞ é substituída pela temperatura da superfície T_s.

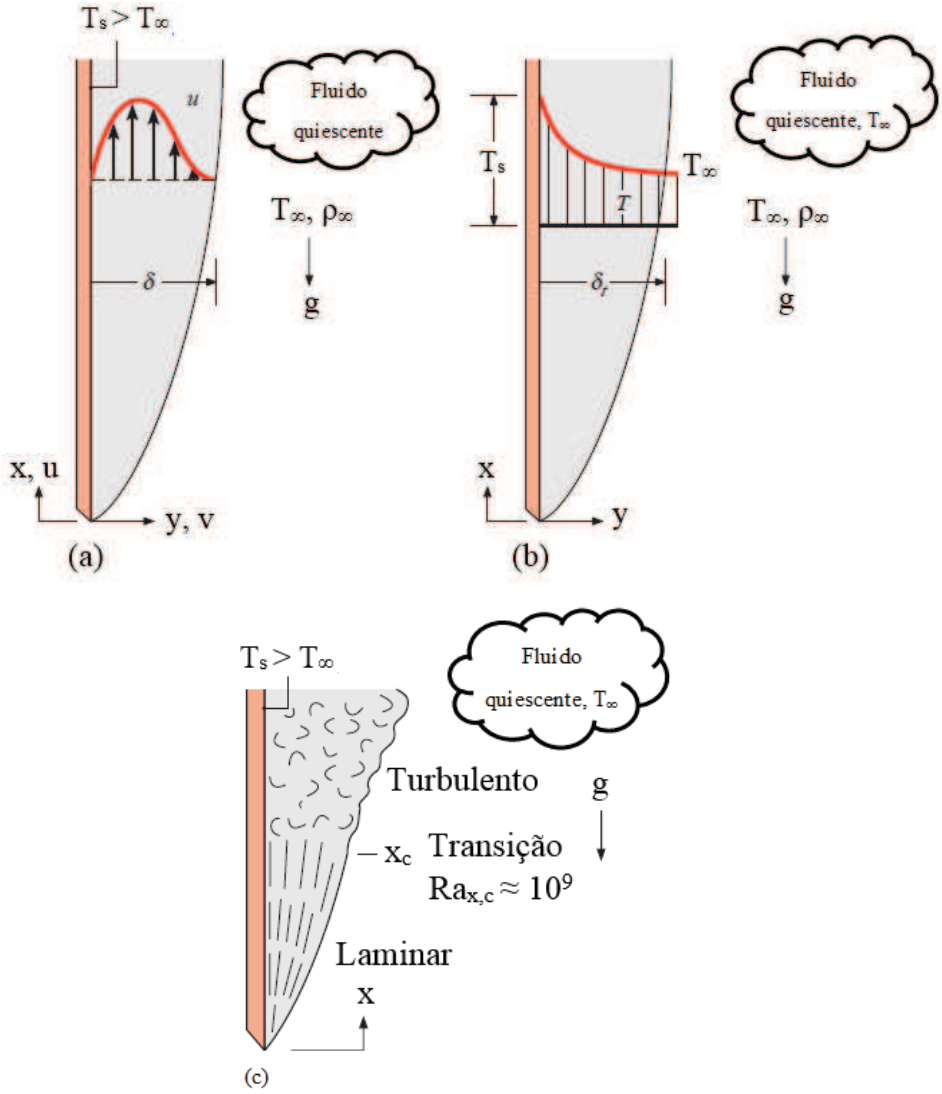
2.1.2.3. Convecção Livre

A convecção livre é um processo em que a transferência de calor ocorre devido às correntes de convecção que são induzidas pelas forças de flutuação, que surgem a partir das diferenças de massa específica causadas pelas variações de temperatura do fluido (Incropera, 2002). Como as velocidades do escoamento com convecção livre (ou natural) são geralmente muito menores que as associadas aos escoamentos com convecção forçada, as taxas correspondentes de transferência de calor também são menores. Entretanto, em muitos sistemas térmicos, a convecção livre pode fornecer a maior resistência à transferência de calor e assim desempenhar um papel importante no projeto ou desempenho do sistema. A convecção livre é frequentemente o modo preferido de transferência de calor por convecção, especialmente em sistemas eletrônicos, por razões de espaço limitado, operação livre de manutenção e custos operacionais reduzidos. A convecção livre influencia fortemente a transferência de calor de tubos, os transformadores, as linhas de transmissão, os aquecedores de piso, assim como as aplicações como aparelho de som, televisão e laptops. Também é relevante para as ciências ambientais, onde é responsável pelos movimentos oceânicos e atmosféricos.

Para ilustrar a natureza do desenvolvimento da camada limite nos escoamentos com convecção livre é representado a placa vertical aquecida (Figura 11) que se encontra imersa em um fluido refrigerante extensivo quiescente. Um meio extensivo é, em princípio, um meio infinito, e um fluido quiescente é aquele que está em repouso exceto nas vizinhanças $T_s > T_\infty$, o fluido próximo à placa tem massa específica menor que o fluido na região quiescente. O gradiente de massa específica do fluido e o campo gravitacional criam a força de flutuação, que induz a camada limite do escoamento com convecção livre na qual o fluido aquecido sobe. A camada limite cresce à proporção que mais fluido da região em repouso vai sendo envolvido (arrastado). A distribuição resultante de velocidade está ilustrada na Figura 11a. A velocidade

é nula na superfície (condição sem deslizamento). Com o aumento da distância y da placa, a velocidade aumenta até um valor máximo e então decresce para zero conforme $y \rightarrow \infty$ na região quiescente. Observe também que além do valor máximo da velocidade o gradiente de velocidade decresce e se torna zero (condição sem cisalhamento). Essas condições definem a espessura δ da camada limite. Na convecção livre, os escoamentos com camadas limites hidrodinâmica e térmica são acoplados: os efeitos térmicos induzem escoamento que, por sua vez, afeta a distribuição da temperatura. Essa situação é oposta ao escoamento com convecção forçada onde as condições controlam o transporte de energia.

Figura 11. Desenvolvimento da camada limite em uma placa vertical, aquecido: (a) perfil de velocidade na camada limite para a posição x. (b) perfil de temperatura na camada limite para a posição x. (c) condições de escoamento de transição da camada limite.



Fonte: Incropera, 2002; Kreith, 2003 e Cengel, 2007.

A distribuição de temperatura é apresentada na Figura 11b. Em y = 0, o fluido encontra-se na temperatura na temperatura de superfície, T_s, e o perfil apresenta um gradiente acentuado na superfície (y = 0), que decresce na direção y à proporção que a temperatura decresce finalmente até a temperatura do fluido em repouso, T_∞. Note também que o gradiente de temperatura se torna finalmente zero, correspondente à ausência de transferência de calor na região em repouso.

O coeficiente de transferência de calor por convecção se relaciona com o gradiente de temperatura no fluido na superfície. Isto é, gradientes acentuados são associados a camadas limites mais finas e maiores fluxos de calor. Para a placa vertical da Figura 11a, espera-se que o coeficiente de transferência de calor por convecção seja maior quando estiver próximo ao bordo de ataque (x = 0) e decresça com x.

Como nos escoamentos com convecção forçada, os escoamentos com convecção livre podem estar submetidos a instabilidades que provocam distúrbios a serem amplificados, levando à transição de escoamento laminar em turbulento (Figura 11c). A transição em uma camada limite no escoamento com convecção livre depende da magnitude relativa das forças de flutuação e das forças viscosas no fluido. É usual correlacionarmos a ocorrência da transição em termos do número de Rayleigh, que é o produto do número de Grashof pelo número de Prandtl. Onde o número de Rayleigh é baseado no comprimento característico L da geometria.

A equação da forma dada pela equação 64 foi desenvolvida para a placa vertical.

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\upsilon\alpha} \tag{64}$$

O parâmetro adimensional que desempenha o papel de caracterizar os escoamentos com convecção livre é o número de Grashof, ou seja, ele é a razão entre as forças de flutuação e as viscosas.

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\upsilon^2} \tag{65}$$

Os parâmetros-chave relacionados à flutuação são a diferença de temperatura ($T_s - T_\infty$) ou, se for um processo de aquecimento, ($T_\infty - T_s$), e o coeficiente volumétrico de expansão térmica β é uma propriedade termodinâmica que relaciona a variação de massa específica com a temperatura. Para um gás ideal, $\rho = \frac{p}{RT}$, e segue que

$$\beta = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial\rho}{\partial T}\right)_p = \frac{1}{\rho}\frac{p}{RT^2} = \frac{1}{T} \tag{66}$$

Onde T é a temperatura absoluta. Para os líquidos e gases não ideais, β deve ser obtido das tabelas apropriadas (Incropera, 2002, pp. 659 a 662). Observe que todas as propriedades do coeficiente volumétrico de expansão térmica são calculadas na temperatura de filme $T_f \equiv \frac{T_s+T_\infty}{2}$.

A temperatura de filme é definida como a média entre a temperatura da superfície e a temperatura da corrente livre. Entretanto, é importante considerar as correlações que necessitam da avaliação de propriedades na temperatura de corrente livre e incluir um coeficiente de propriedade para levar em conta o efeito de a propriedade não ser constante.

Para escoamentos com convecção livre, esperamos que o coeficiente de transferência de calor por convecção possa ser representado por equações funcionais da forma: $\overline{Nu_L} = f\,(Gr_L, Pr)$. A barra superior indica uma média sobre a superfície da geometria imersa de comprimento característico L. As correlações empíricas mais comuns para os cálculos de engenharia na área térmica têm a forma

$$\overline{Nu_L} = \frac{\bar{h}L}{k} = C\,Ra_L^n \tag{67}$$

Geralmente, n = 1/4 e 1/3 para escoamento laminar e turbulento, respectivamente. Para o escoamento turbulento segue então que $\bar{h}_L$ é independente de L. A equação 67 é o gradiente de temperatura adimensional na superfície. O $\bar{h}_L$ é a medida do coeficiente de transferência de calor por convecção. Em Engenharia, na área de transferência de calor por convecção, o número de Nusselt é determinado a partir de amplos conjuntos de medições experimentais realizadas em superfícies de geometrias e tipos de escoamentos específicos. Tais funções são chamadas de correlações empíricas e aparecem sempre acompanhadas pelas especificações referentes à geometria da superfície e às condições de escoamento.

Para o escoamento laminar a fórmula de correlação utilizada para obter uma melhor precisão é (Churchill, 1975):

$$\overline{Nu_L} = 0{,}68 + 0{,}670\,Ra_L^{1/4}/[1+(0{,}492/Pr)^{9/16}]^{4/9} \quad Ra_L \leq 10^9 \tag{68}$$

Para placas inclinadas e horizontais, as correlações são para a superfície superior da placa aquecida ou superfície inferior da placa resfriada (Goldstein, 1973 e Lloyd, 1974):

$$\overline{Nu_L} = 0{,}54\ Ra_L^{1/4}\ (10^4 \leq Ra_L \leq 10^7) \tag{69}$$

$$\overline{Nu_L} = 0{,}15\ Ra_L^{1/3}\ (10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}) \tag{70}$$

E para a superfície inferior da placa aquecida ou superfície superior da placa resfriada (Goldstein, 1973 e Lloyd, 1974):

$$\overline{Nu_L} = 0{,}27\ Ra_L^{1/4}\ (10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}) \tag{71}$$

2.2. Software SolidWorks

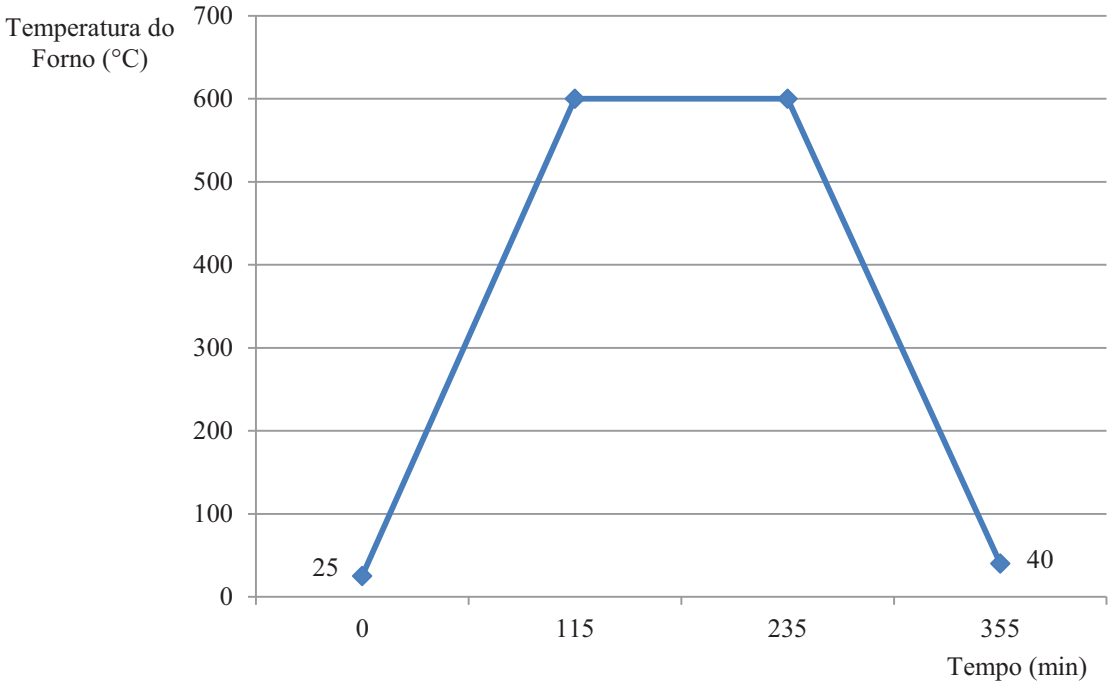
O *software* de projeto mecânico *SolidWorks* é uma ferramenta de projeto baseada em entidades, paramétrica, fácil de utilizar, porque trabalha com a interface gráfica do Windows™. É um *software* de CAD desenvolvido em 1993 pela SolidWorks® Corporation, adquirida em 1997 pela Dassault Systèmes S.A. Nesse *software*, cria-se modelos sólidos 3D totalmente associativos com ou sem restrições utilizando relações automáticas ou definidas pelo usuário para capturar as intenções de projeto. Da mesma forma que uma montagem é feita de certo número de peças, um modelo no *SolidWorks* é feito de elementos constituintes individuais, chamados entidades. As entidades podem ser classificadas a partir de *sketch* ou aplicadas. As entidades a partir de *sketch* estão baseadas em um desenho 2D. Geralmente um *sketch* é transformado em um sólido por revolução, extrusão, entre outros. As entidades aplicadas são criadas diretamente no modelo sólido. Chanfros e arredondamentos são exemplos desse tipo de entidade. O *SolidWorks* mostra graficamente a estrutura baseada em entidades de seu modelo em uma janela especial chamada Feature Manager® na qual está a árvore do projeto que não apenas mostra a sequência em que as entidades foram criadas, como também dá acesso as informações associadas (Predabon, 2007).

CAPÍTULO 3 – ESTUDO DO COMPORTAMENTO DO VIDRO EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA E ESPESSURA

3.1. Materiais e metodologia

Para a realização dos testes experimentais deste trabalho foram utilizados cinco vidros com as dimensões de 100 x 50 mm para (4, 6, 8, 10, 12) mm de espessura em cada teste e um vidro de 76,2 x 25,4 para 1,0 mm de espessura. O forno de resistência elétrica *Mufla Digital Splabor* de modelo *SP-1200DRP7* foi utilizado nos testes experimentais e a programação de funcionamento desse forno é representada na Figura 12. O forno funciona com uma potência de 3,5 kW e 380 V a 440 V e suas dimensões internas são 20 x 15 x 15 cm. O controlador do forno é da marca *Volvos N1100*. O funcionamento do forno foi organizado para alcançar a temperatura de 600ºC em 115 min e permanecer em 600ºC durante 120 min. Os equipamentos utilizados para a obtenção dos resultados foram: suporte cerâmico, pá, pinça metálica, multímetro *PClink RS232* e termômetro infravermelho *Fluke 62 MAX+*.

Figura 12. Programação de funcionamento do forno.



Fonte: O Próprio.

Neste trabalho, foram utilizadas as seguintes etapas experimentais:

1 – Colocou-se a lâmina de vidro no suporte cerâmico e depois no forno;

2 – Colocou-se o termopar do tipo k através de uma abertura de entrada na parte frontal do forno e utilizou-se algumas cerâmicas para servir de apoio para o termopar encostar-se à parte superior do vidro;

3 – Conectou-se o termopar do tipo k com o Multímetro PClink RS232 da Figura 13 (a) para se medir a temperatura do vidro.

4 – Ligou-se o forno na programação de 600ºC com a taxa de 5 ºC/min.

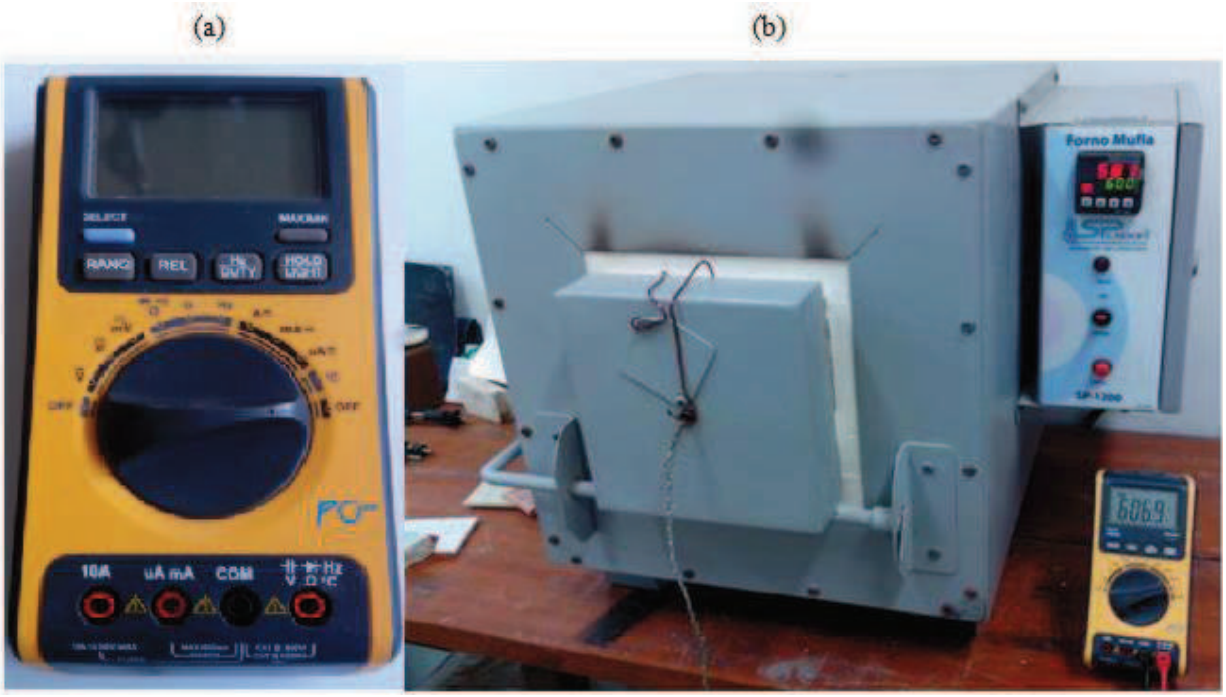
5 – Anotou-se o valor da temperatura do vidro, temperatura do forno e o tempo para achar a curva de aquecimento a cada 1,0 minuto.

6 – Retirou-se o vidro com o molde de cerâmica utilizando a pinça e a pá metálica.

7 – Utilizou-se o termômetro infravermelho *Fluke* da Figura 14 (b), esperou-se o tempo de 1 min e mediu-se a temperatura do vidro.

8 – Colocou-se de volta no forno o molde com o vidro até o reaquecimento. Anotou-se o tempo de reaquecimento, temperaturas do forno e do vidro.

Figura 13. Multímetro (a) e Montagem da bancada de testes (b)



Fonte: O Próprio.

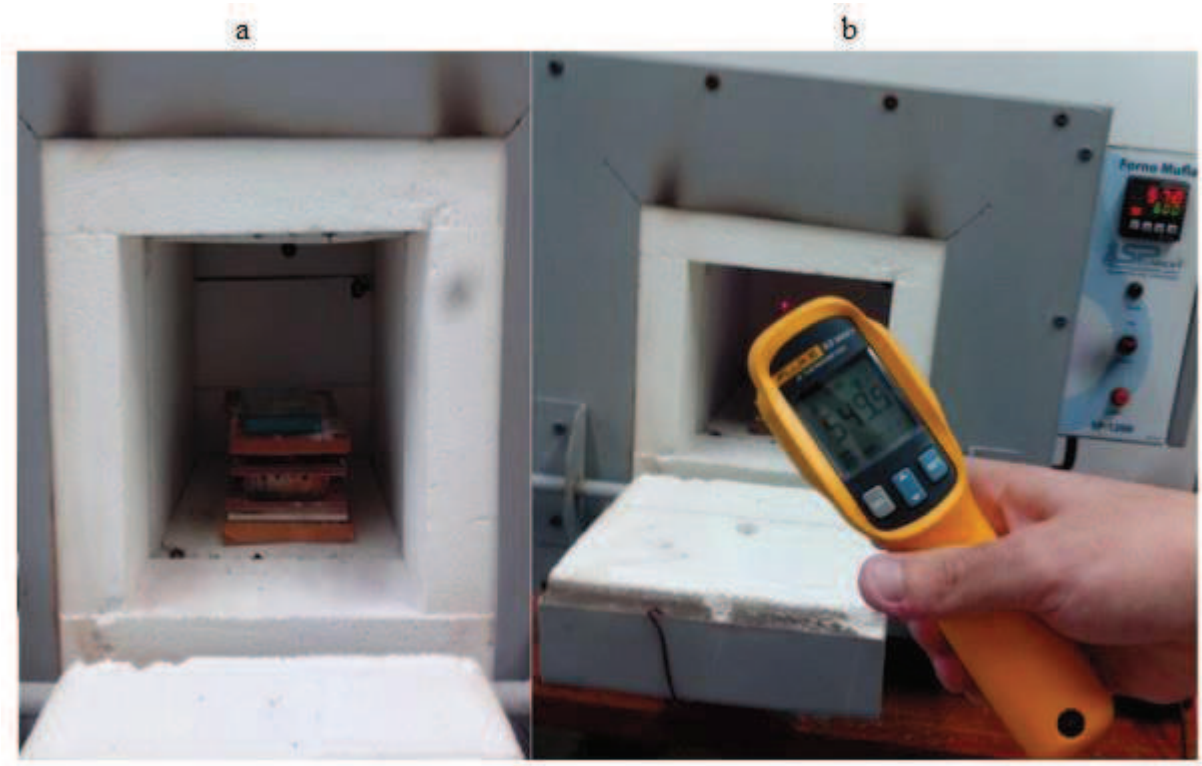
A técnica utilizada para a conversão da radiação térmica emitida pela superfície de um objeto, que é invisível ao olho humano devido ao seu comprimento de onda, em imagens visuais do perfil de temperatura é chamada de termografia por infravermelhos. É utilizado um equipamento de termografia por infravermelhos que capta a radiação térmica (ou infravermelha) emitida pela superfície em estudo sem a necessidade de qualquer contato. A termografia por infravermelho é uma técnica não destrutiva com diversas aplicações, mas que necessita de duas condições para sua aplicabilidade (Titman, 2001).

a) O objeto ou superfície tem de apresentar uma temperatura diferente do meio em que se encontra inserida de modo a realçar a sua localização.

b) Na ausência de condições anteriores, pode ser aplicada uma fonte de calor ou de frio na superfície com diferentes temperaturas e taxas de modo a realçar defeitos ou anomalias.

A presença de defeitos a certa profundidade da superfície interfere com o fluxo de calor que a atravessa, causando variações locais de temperatura superficial, as quais podem ser detectadas através da aplicação da termografia por infravermelhos (Meola, 2007).

Figura 14. Vista do vidro dentro do forno (a) e termômetro infravermelho *Fluke* (b).

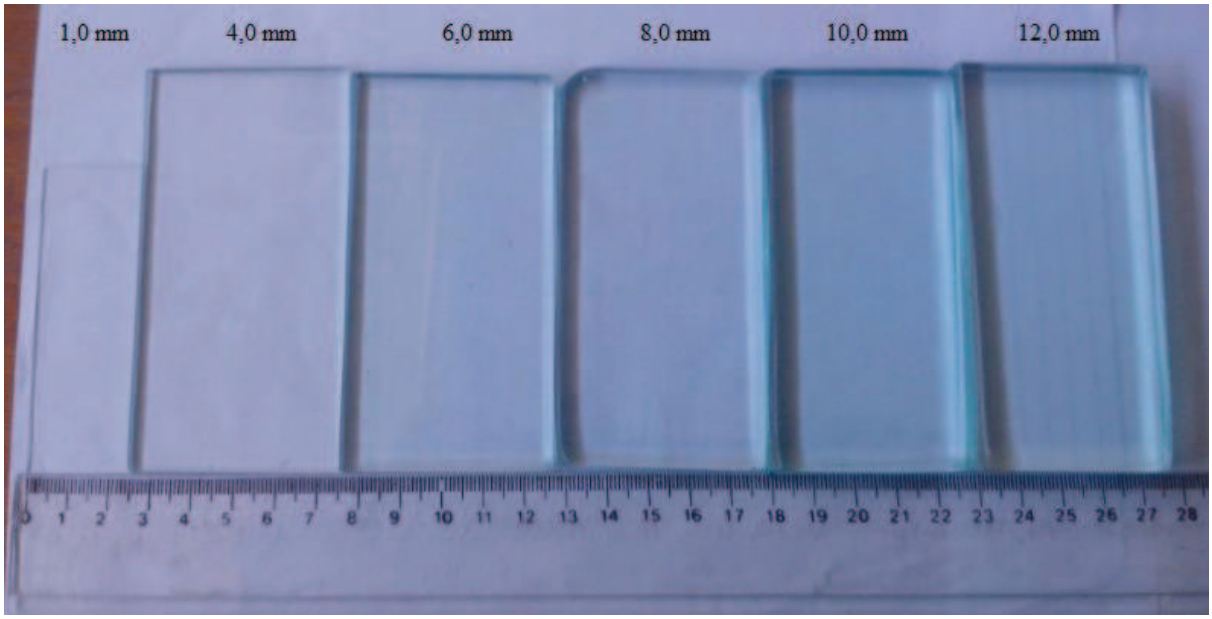


Fonte: O Próprio.

3.2. Metodologia do balanço de energia no vidro

A Figura 15 apresenta os vidros utilizados nos testes. O balanço de energia foi feito nas laterais do vidro.

Figura 15. Vidros utilizados nos testes experimentais.



Fonte: O Próprio.

A análise teórica do balanço de energia do vidro e sua interação com o ambiente externo é baseada nas equações de conservação de energia acrescidas de condições de contorno e propriedades termofísicas. É importante fazer a análise da taxa de resfriamento de cada vidro levando-se em consideração as suas perdas de calor por convecção e por radiação.

As hipóteses iniciais e os cálculos para a análise de transferência de calor no resfriamento dos vidros são:

a. A temperatura do ambiente é 25ºC.
b. O vidro está inclinado no ambiente externo do forno.
c. As propriedades termofísicas do vidro são constantes: ρ_{vidro} = 2.800 kg/m^3, $c_{p,vidro}$ = 800 J/kg.K, k_{vidro} = 0,81 W/m.K (Kreith, 2003, pp A10).
d. A taxa de radiação é insignificante no resfriamento.
e. Para o vidro de 1,0 mm, o coeficiente de convecção adotado foi de 10,0 W/m^2.K, pois foi o coeficiente mais adequado para comparação com os dados experimentais.

f. Nos vidros de 4,0 até 12,0 mm, foi adotada a equação 67 para o cálculo do coeficiente de convecção.

g. A temperatura dos vidros ao se retirar do forno é de 600ºC.

h. Analisou-se a temperatura do vidro no tempo de 60 segundos, pois esse é o tempo máximo em que é feito a deposição do filme fino.

As etapas de cálculo de transmissão de calor no vidro são:

1 – Calculou-se a temperatura média do vidro com o ar.

2 – Foi feito a interpolação linear das propriedades termofísicas da Tabela A.2 extraídas do Incropera, 2002, pág 654.

3 – Calculou-se o número de Rayleigh para a perda de calor nas laterais do vidro usando a equação 64.

4 – Calculou-se o número de Nusselt pela equação 68.

5 – Calculou-se o coeficiente de convecção pela equação 67.

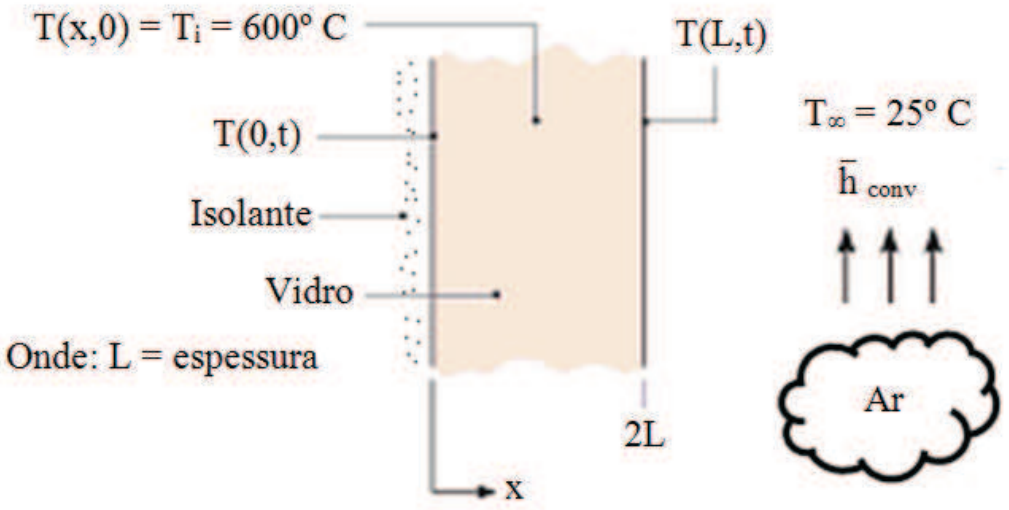
Para a próxima etapa de análise do vidro foi utilizado o *software* IHT (*Interactive Heat Transfer*) versão 2.0. IHT é um programa de análise de transferência de calor desenvolvido pela IntelliPro (Incropera, 2001). No Anexo C, encontram-se os códigos de resolução dos problemas de cada um dos vidros, onde foi calculada a temperatura da superfície do vidro durante o resfriamento de 1,0 min. Também onde foi calculado o tempo de aquecimento do vidro a partir de 1 min até a temperatura de 600 ºC do vidro com as novas condições de contorno.

Para a análise do aquecimento do vidro, foi considerado a medição do valor da temperatura da superfície encontrada no IHT. Dentro do forno, o vidro foi aquecido pelo efeito da radiação térmica produzida pelas resistências elétricas. O forno tem uma taxa de aquecimento de 5 ºC/min. O coeficiente de transferência de calor por radiação entre o vidro e a temperatura do forno foi calculado em cada minuto para que se encontre o tempo de aquecimento de cada um dos vidros. A fórmula utilizada para encontrar o coeficiente é:

$$h_{rad} = \varepsilon\sigma\,(T_s + T_{viz})\,(T_s^2 + T_{viz}^2) \qquad (72)$$

A Figura 16 ilustra a representação do modelo teórico de análise do vidro.

Figura 16. Modelo teórico de análise do vidro.



Fonte: Incropera, 2002, pp 182.

Na seção 3.3, será feita uma análise teórica do resfriamento de cada um dos vidros. Na análise do resfriamento dos vidros foram consideradas somente as perdas de calor laterais para comparação dos seus resultados.

3.3. Análise do resfriamento do vidro

A temperatura de filme é $T_f = (T_s + T_\infty)/2 = (600 + 25)/2 = 312{,}5°$ C, isso implica que $T_f = 312{,}5 + 273 = 585{,}5$ K.

Fazendo a interpolação linear do ar em 585,5K em função dos dados da Tabela A.2.

$$\frac{550 - 585{,}5}{550 - 600} = \frac{0{,}6329 - \rho_{ar}}{0{,}6329 - 0{,}5804} = \frac{1{,}040 - c_{p,ar}}{1{,}040 - 1{,}051} = \frac{45{,}57.10^{-6} - \upsilon_{ar}}{45{,}57.10^{-6} - 52{,}69.10^{-6}} =$$

$$= \frac{43{,}9.10^{-3} - k_{ar}}{43{,}9.10^{-3} - 46{,}9.10^{-3}} = \frac{66{,}7.10^{-6} - \alpha_{ar}}{66{,}7.10^{-6} - 76{,}9.10^{-6}} = \frac{0{,}683 - Pr}{0{,}683 - 0{,}685}$$

Os dados encontrados para o ar são:

$\rho_{ar} = 0{,}595625$ kg/m^3, $c_{p,ar} = 1{,}04781$ kj/kg.K, $\upsilon_{ar} = 5{,}06252.10^{-5}$ m^2/s,

$k_{ar} = 4{,}603.10^{-2}$ W/m.K, $\alpha_{ar} = 7{,}3942.10^{-5}$ m^2/s, Pr = 0,68442.

Essas propriedades serão adotadas como referência na análise de cada um dos vidros.

O número de Rayleigh é dado pela equação 64.

$Ra_L = g\beta(T_s - T_\infty)L^3/\upsilon\alpha$

Adotando: $g = 9{,}8\ m/s^2$. $\beta = 1/T_f = 1/585{,}5$

$Ra_L = 9{,}8.(1/585{,}5).(600\text{-}25) * L^3/(5{,}06252.10^{-5} . 7{,}3942.10^{-5}) = 2{,}571041435*10^9*L^3$

O valor de L é o valor da espessura de cada um dos vidros. A correlação adotada é dada pela equação 68.

$\overline{Nu_L} = 0{,}68 + 0{,}670\ Ra_L^{1/4}/[1+(0{,}492/Pr)^{9/16}]^{4/9}\quad Ra_L \leq 10^9$

Para o vidro de 4,0 mm:

$Ra_L = 2{,}571041435*10^9*(0{,}004)^3 = 164{,}54665$

$\overline{Nu_L} = 0{,}68 + 0{,}670\ (164{,}54665)^{1/4}/[1+(0{,}492/0{,}68442)^{9/16}]^{4/9} = 2{,}51419$

O coeficiente de convecção da equação 67:

$\overline{Nu_L} = \frac{\bar{h}L}{k}$, então: $\bar{h} = \frac{k}{L}\overline{Nu_L} = \frac{4{,}603.10^{-2}}{0{,}004} * 2{,}51419 = 28{,}93\ W/m^2.K$

A Tabela 2 mostra os cálculos do número de Biot de cada um dos vidros.

Tabela 2. Cálculos iniciais da análise do resfriamento do vidro.

Vidro Espessura (m)	Ra_L	$\overline{Nu_L}$	$\bar{h}_{conv}$ W/m².K	T_{vidro} (°C)	T_∞ (°C)	Bi_{conv}
0,001	-	-	10	600	25	0,006173
0,004	164,54665	2,51419	28,93	600	25	0,07143
0,006	555,34495	3,16607	24,29	600	25	0,08996
0,008	1316,37321	3,76473	21,66	600	25	0,1070
0,010	2571,04143	4,32670	19,91	600	25	0,1229
0,012	4442,75960	4,86106	18,65	600	25	0,1381

Fonte: O Próprio.

O Ra_L (número de Rayleigh) na 2ª coluna da Tabela 3 mostra os valores encontrados pela equação 64. O $\overline{Nu_L}$ (número de Nusselt) na 3ª coluna são os valores encontrados pela equação 68. A 4ª coluna apresenta os valores encontrados pela equação 67 para encontrar o coeficiente de convecção de cada um dos vidros. A 4ª, 5ª e 6ª coluna são as condições de contorno para a análise teórica de cada um dos vidros. A 7ª coluna é o valor calculado do número de Biot pela equação 31.

A análise do número de Biot da convecção na superfície lateral de cada vidro mostrou que os vidros de 1,0, 4,0 e 6,0 mm apresentam uma resistência à condução no interior do sólido

muito baixa em comparação à resistência à convecção. Já os vidros de 8,0, 10,0 e 12,0 mm apresentam um valor de Biot maior que 0,1 e isso indica que existe um gradiente de temperatura entre a superfície inferior do vidro e a superfície superior do vidro. Isso é uma desvantagem para a fabricação de filmes finos pelo fato de que durante as várias aplicações do substrato no vidro, isto é, para os vidros de espessura de 8,0, 10,0 e 12,0 mm mostrados na Tabela 2, eles vão apresentar uma maior chance de sofrer fratura térmica causada pela diferença de temperatura entre as suas superfícies superior e inferior. A Tabela 3 apresenta a análise comparativa entre a temperatura do vidro medida experimentalmente durante o período de resfriamento de 1,0 minuto e a temperatura encontrada nas condições de contorno de cada coeficiente de convecção estimada teoricamente.

Tabela 3. Resultados encontrados no IHT para o resfriamento dos vidros.

Espessura (mm)	1,0	4,0	6,0	8,0	10,0	12,0
$T_{\text{vidro Experimental}}$ (°C)	373,3	422	460,7	480	490,2	497
h_{conv} (W/m²K)	10,0	28,93	24,28	21,66	19,91	18,64
$T_{\text{vidro Teórico}}$ (°C)	361,2	409,6	477,2	507,4	523,3	532,3
Erro relativo (%)	3,35	3,02	3,45	5,40	6,32	6,63

Fonte: O Próprio.

Na Tabela 3 foi analisada a comparação entre os coeficientes de convecção estimados teoricamente e as temperaturas encontradas pelo IHT. Essa tabela mostra que o vidro perde muito mais calor pela influência da espessura do vidro. O coeficiente de convecção lateral do vidro mostra que à medida que a espessura do vidro é aumentada para uma mesma área superficial, o vidro perde menos temperatura em ordem crescente de 4,0 até 12,0 mm. A 2ª linha mostra os valores encontrados nas medições experimentais com o tempo de um minuto encontrados pelo termômetro infravermelho *Fluke*.

Os erros percentuais mostram que a diferença entre a temperatura teórica do vidro e a temperatura medida experimentalmente estão próximas pelas perdas de calor nas laterais em alguns vidros. Para o vidro de 1,0 mm, a hipótese do coeficiente de convecção de 10 W/m^{2}K mostrou que a temperatura medida no IHT está próxima do comportamento do teste experimental. Nos outros vidros, a diferença de temperatura é menor que 7,0% e esses erros relativos são resultados do erro de precisão do termômetro infravermelho *Fluke*.

3.4. Análise do aquecimento do vidro e comparação com os testes experimentais

As condições de contorno para a análise do aquecimento do vidro serão feitas conforme a Tabela 4.

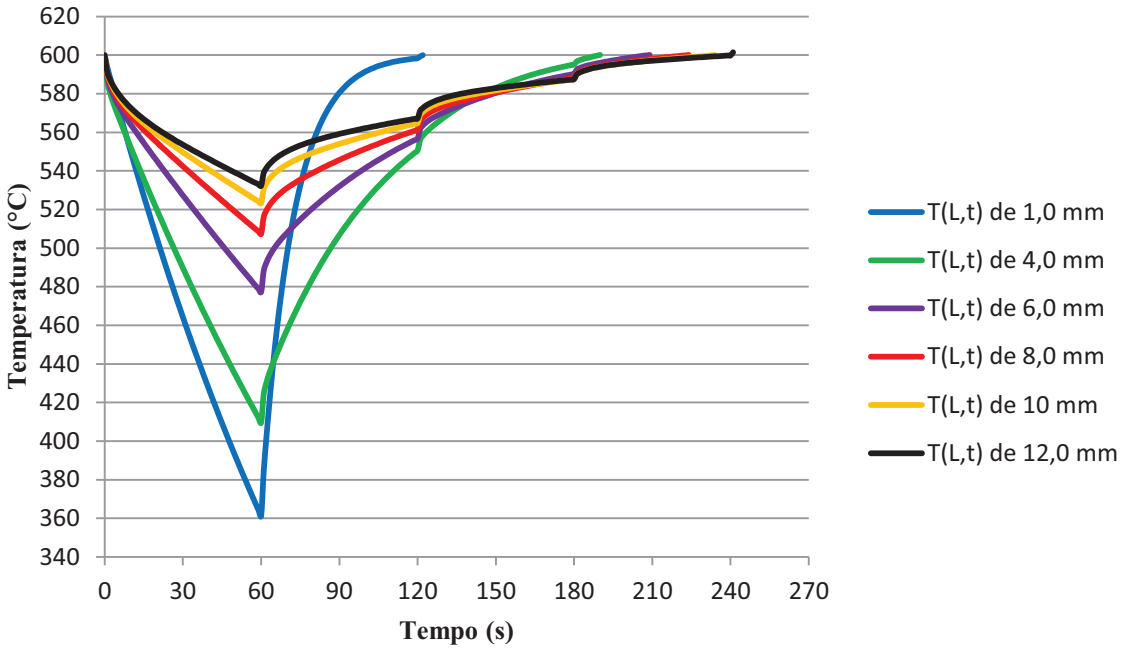
Tabela 4. Condições de contorno no aquecimento do forno.

Condições de contorno				Bi $_{radiação}$
Inicial				
Vidro Espessura (m)	T $_{vidro\ teórico}$ (°C)	T $_{Forno}$ (°C)	h $_{radiação}$ (W/m²K)	
0,001	361,2	600	94,53	0,05835
0,004	409,6	600	102,9	0,25408
0,006	477,2	600	115,8	0,42905
0,008	507,4	600	122,1	0,60304
0,010	523,3	600	125,5	0,77496
0,012	532,3	600	127,5	0,94462
Condições de contorno				Bi $_{radiação}$
1,0 minuto				
Vidro Espessura (m)	T $_{vidro\ teórico}$ (°C)	T $_{Forno}$ (°C)	h $_{radiação}$ (W/m²K)	
0,001	598,4	605	144,2	0,08901
0,004	550,8	605	132,8	0,32809
0,006	556,7	605	134,2	0,49716
0,008	561,3	605	135,3	0,66815
0,010	564,8	605	136,1	0,84023
0,012	567,2	605	136,7	1,01245
Condições de contorno				Bi $_{radiação}$
2,0 minutos				
Vidro Espessura (m)	T $_{vidro\ teórico}$ (°C)	T $_{Forno}$ (°C)	h $_{radiação}$ (W/m²K)	
0,004	595,2	610	144,6	0,35716
0,006	590,2	610	143,4	0,53119
0,008	588,1	610	142,9	0,70572
0,010	587,5	610	142,8	0,88125
0,012	587,5	610	142,8	1,05750
Condições de contorno				Bi $_{radiação}$
3,0 minutos				
Vidro Espessura (m)	T $_{vidro\ teórico}$ (°C)	T $_{Forno}$ (°C)	h $_{radiação}$ (W/m²K)	
0,012	599,8	615	147,04	1,089190

Fonte: O Próprio.

A Figura 17 apresenta o resultado da análise teórica de cada vidro.

Figura 17. Gráfico teórico da análise do resfriamento e aquecimento dos vidros.



Fonte: O Próprio.

Analisando a partir do número de Biot em cada vidro pelo efeito da troca de radiação térmica entre o vidro e o forno, observou-se que, à medida que a espessura dos vidros aumenta, isso implica em um número de Biot maior que 0,1, indicando que existe uma diferença significativa entre a temperatura da superfície superior e a temperatura da superfície inferior do vidro. O vidro de 1,0 mm foi o único que apresentou o número de Biot menor que 0,10 e isso indica uma melhor uniformidade de temperatura no vidro. Observa-se na Figura 17, no tempo de 0 a 60 segundos, que o vidro de 1,0 mm foi o que perdeu mais temperatura em menos tempo.

Nos outros vidros, à medida que a espessura aumentava, isso implicava em um número de Biot crescente (conforme mostrado na Tabela 4) e em uma menor perda de calor pelas laterais do vidro (conforme o coeficiente de convecção $\bar{h}_{conv}$ mostrado em ordem decrescente na Tabela 2, com exceção do vidro de 1,0 mm). No período de aquecimento, o vidro de 1,0 mm absorveu o calor por radiação mais rapidamente do que os outros vidros. À medida que a espessura do vidro é aumentada, aumenta a resistência à condução no interior do sólido e, consequentemente, resulta em um maior tempo para se alcançar a temperatura de 600ºC.

As Figuras 18 até 23 mostram a curva de aquecimento do forno em relação à temperatura do vidro nos testes experimentais. Inicialmente a temperatura do forno é maior do que a

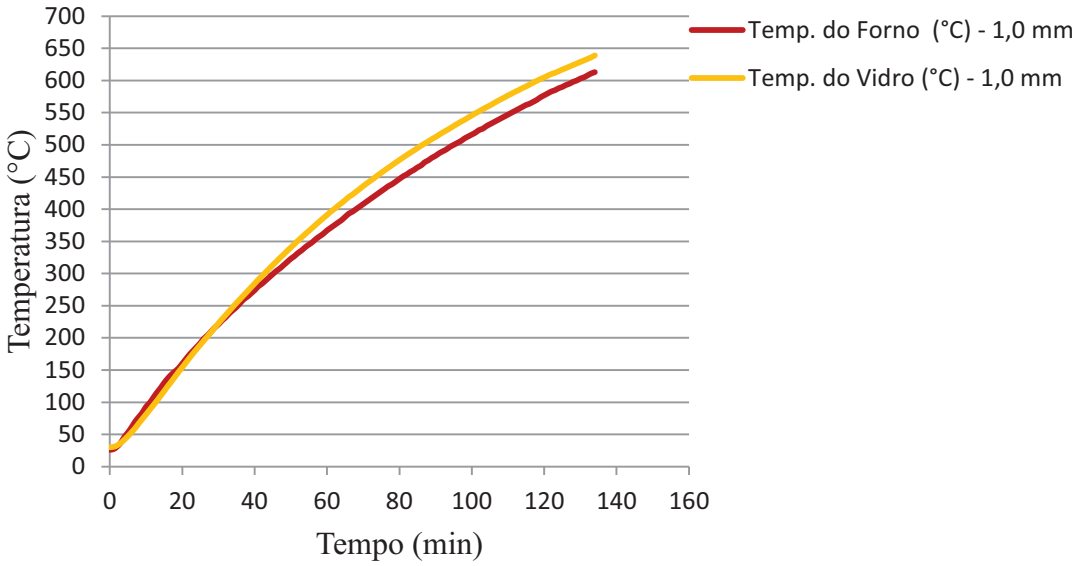
temperatura do vidro. Ao longo do tempo, no intervalo entre 30 min e 50 min, a temperatura do vidro se iguala à temperatura do forno devido aos efeitos de troca de calor por radiação térmica dentro do forno. Em todos os testes a partir de 200ºC, os efeitos de radiação térmica no vidro foram o suficiente para que a sua temperatura ficasse em equilíbrio com a temperatura do forno, porém, passados 30 minutos, as temperaturas dos vidros superaram a temperatura do forno. Esse fenômeno é causado pelo aumento do fluxo de calor por convecção e radiação dentro do forno e isso aumenta a temperatura da superfície do vidro. E então, como a variação do fluxo da radiação varia com a temperatura elevada à quarta potência, enquanto o fluxo de convecção varia linearmente, conclui-se que a contribuição relativa da radiação ao fluxo total de calor aumentará com o aumento da temperatura e a da convecção diminuirá (Incropera, 2002, pp 14). Na Tabela 5, são apresentados os resultados dos testes realizados com cada um dos vidros.

Tabela 5. Resultados dos testes experimentais dos vidros.

Espessura	$T_{inicial,forno}$	$T_{inicial,vidro}$	$T_{equilíbrio}$	$t_{equilíbrio}$	$T_{final,forno}$	$T_{final,vidro}$	$\Delta t_{vidro,forno}$	t total	$\frac{T_{forno}}{T_{vidro}}$
m	°C	°C	°C	Min	°C	ºC	ºC	min	
1	37	36,6	~221	30	~600	~626,5	26,5	126	0,957
4	36	34,1	~290	40	~599	~624,7	25,7	124	0,958
6	41	36,9	~248	31	~600	~629,6	29,6	125	0,953
8	40	40,2	~297	41	~600	~626,7	26,7	126	0,957
10	40	35,1	~225	49	~601	~623,6	22,6	124	0,963
12	43	47,9	~296	43	~601	~626,1	25,1	131	0,959

Fonte: O Próprio.

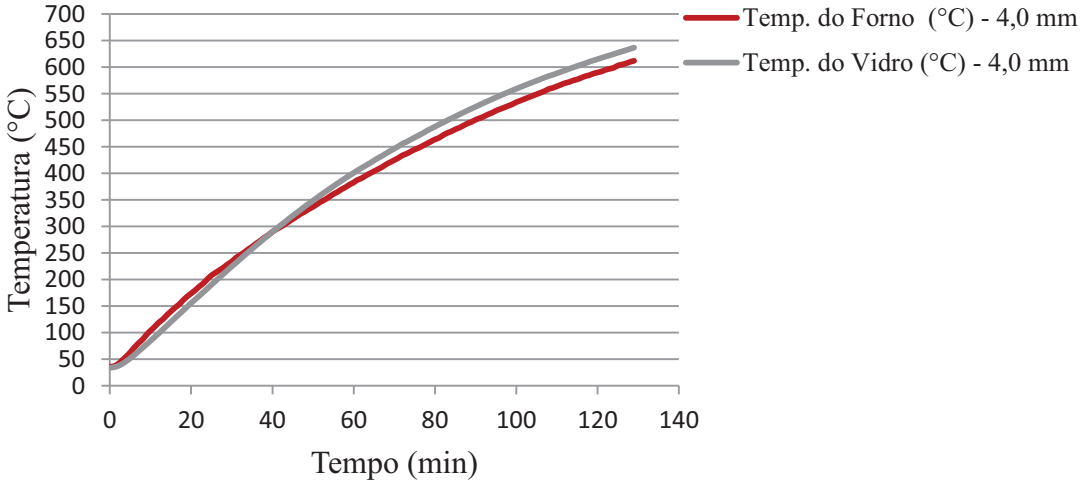
Figura 18. Curva de aquecimento do forno em relação à temperatura do vidro – 1,0 mm.



Fonte: O Próprio.

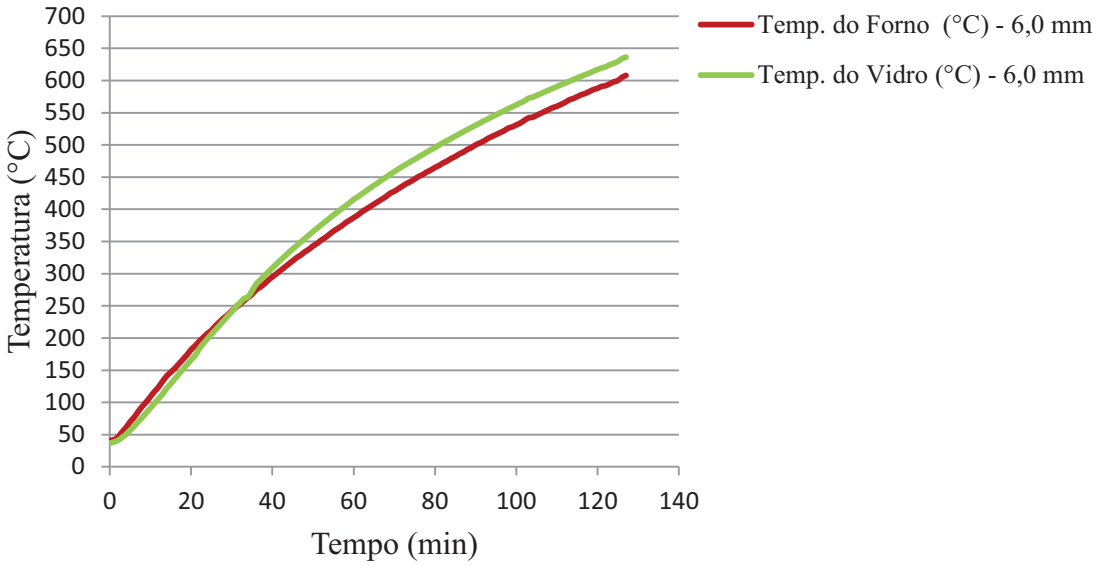
Nas Figuras 18 e 19, as temperaturas do vidro e do forno estão aproximadamente iguais, porém, ao ligar-se o forno na taxa de 5 ºC/min, o forno fica inicialmente mais quente que o vidro. No tempo entre 30 a 40 min, as temperaturas dos vidros se igualam à temperatura do forno. A partir de então, o vidro fica aquecendo até atingir uma diferença máxima aproximada entre 25,7 ºC a 26,5 ºC medida pelo termopar tipo k. O erro de precisão do termopar tipo k é de aproximadamente 0,75 % ou 2,2 ºC (Ecil, 2014).

Figura 19. Curva de aquecimento do forno em relação à temperatura do vidro – 4,0 mm.



Fonte: O Próprio.

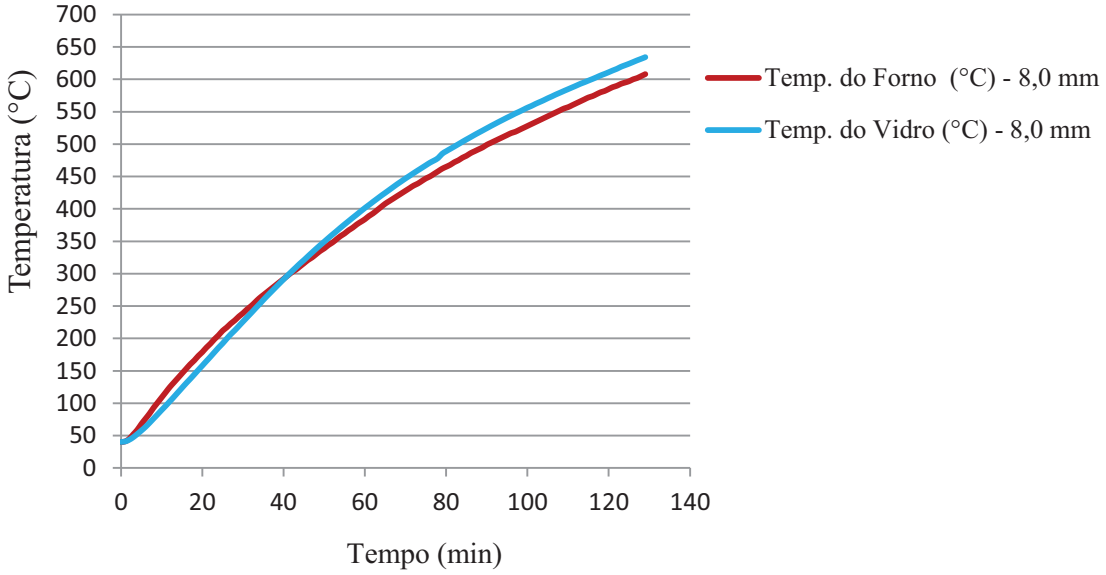
Figura 20. Curva de aquecimento do forno em relação à temperatura do vidro – 6,0 mm.



Fonte: O Próprio.

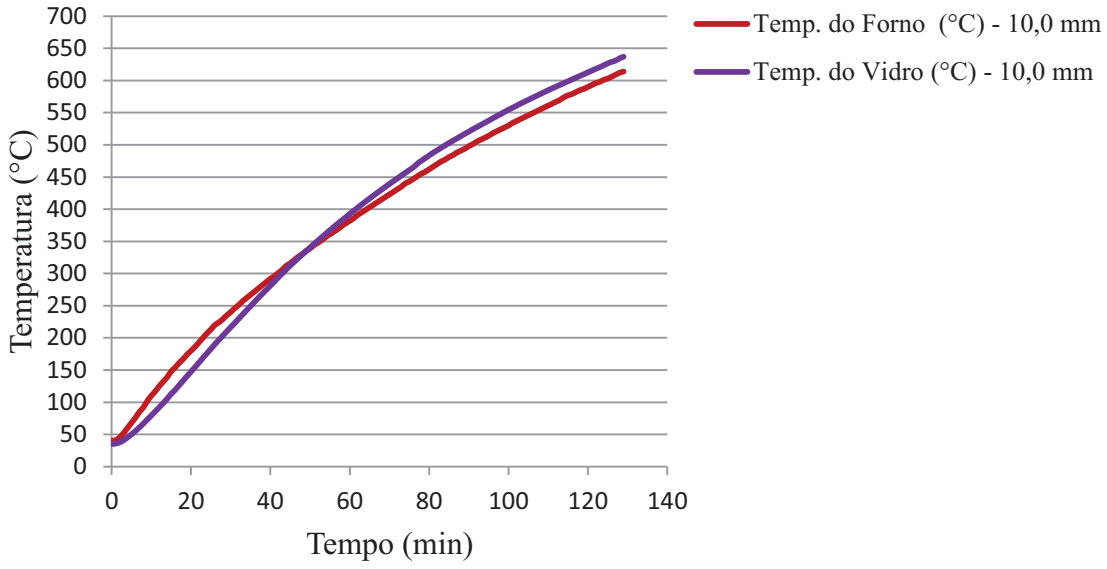
Nas Figuras 20 e 21, as temperaturas do vidro e do forno se igualam entre 31 e 41 min e a diferença de temperatura fica entre 29,6 e 26,7 ºC. No período de 125 a 126 min, os vidros de 6,0 e 8,0 mm de espessura chegam a 600ºC.

Figura 21. Curva de aquecimento do forno em relação à temperatura do vidro – 8,0 mm.



Fonte: O Próprio.

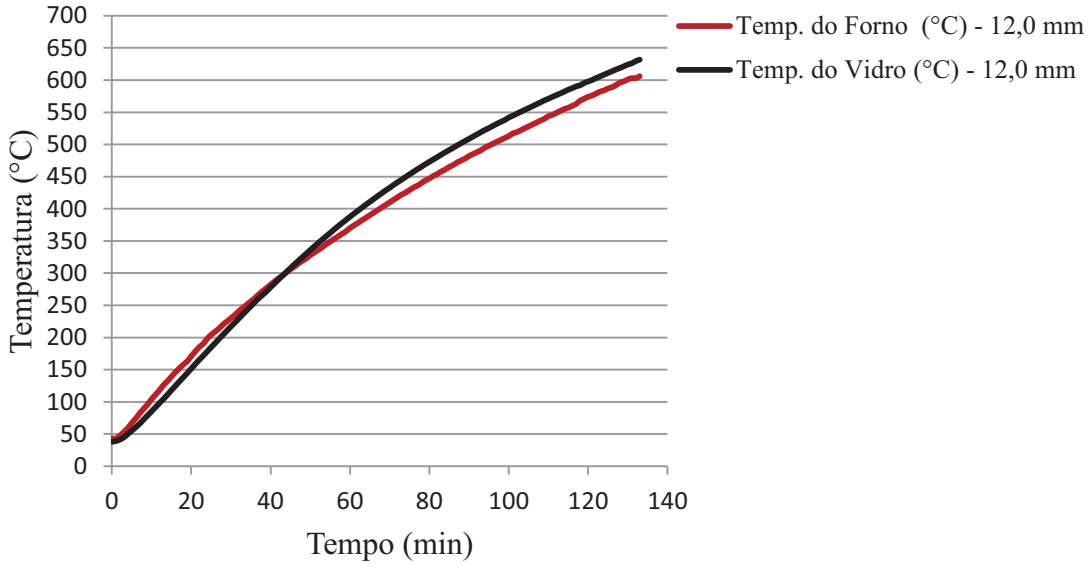
Figura 22. Curva de aquecimento do forno em relação à temperatura do vidro – 10,0 mm.



Fonte: O Próprio.

Nas Figuras 22 e 23, as temperaturas do vidro e do forno se igualam entre 43 e 49 min e a diferença de temperatura é entre 22,6 e 25,1 ºC.

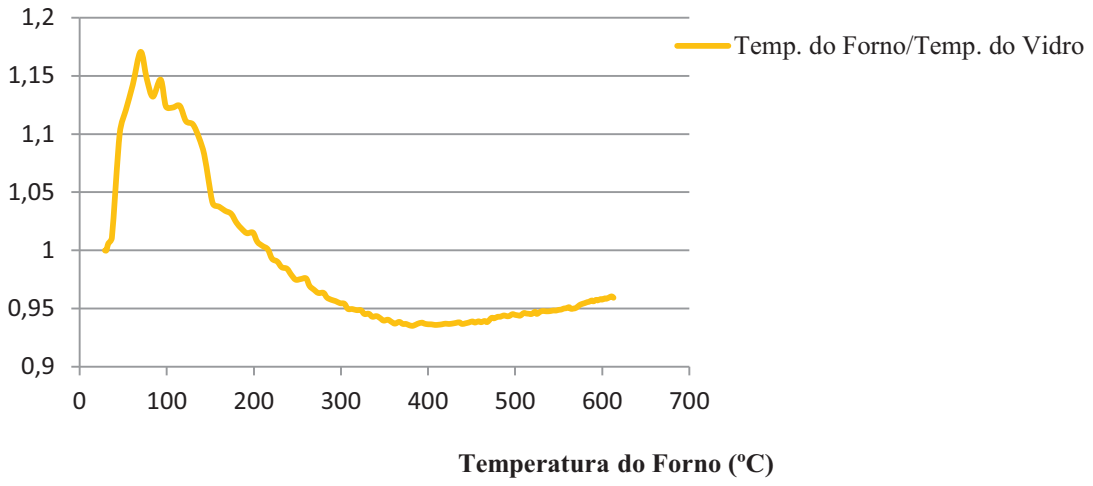
Figura 23. Curva de aquecimento do forno em relação à temperatura do vidro – 12,0 mm.



Fonte: O Próprio.

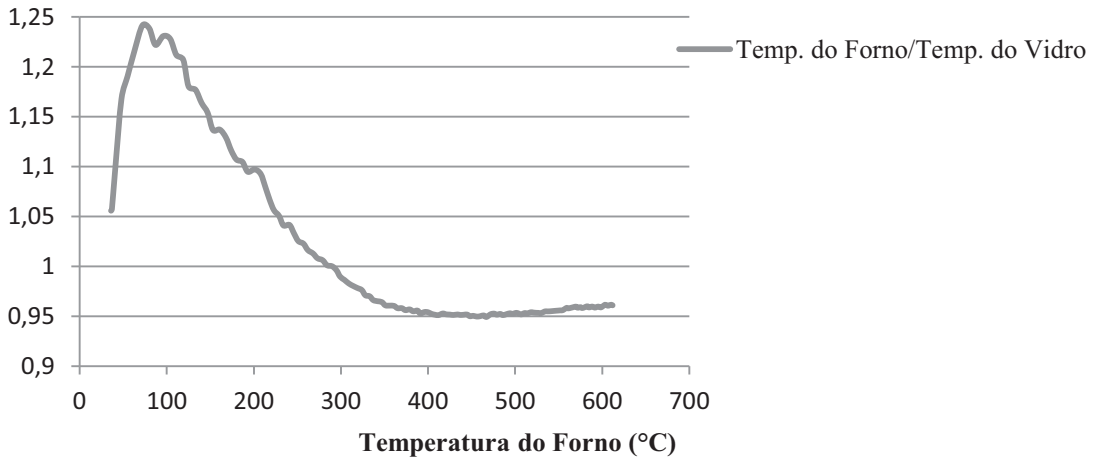
As Figuras 24 até 29 mostram a relação entre a temperatura do forno em relação à temperatura do vidro durante o aquecimento do vidro no tempo de 2 horas. Todos os vidros apresentam uma relação entre a temperatura do forno e a do vidro variando entre 0,953 a 0,963. O teste experimental também demonstrou que a relação entre a temperatura do forno e a temperatura do vidro ficou próximo a 95%, sendo esse valor próximo à emissividade do vidro encontrada na literatura (Kreith, 2003, PP A8). Na 5ª coluna da Tabela 5 mostra o tempo em que a temperatura do forno fica em equilíbrio com a temperatura do vidro.

Figura 24. Relação entre a temperatura do forno e a temperatura do vidro – 1,0 mm.



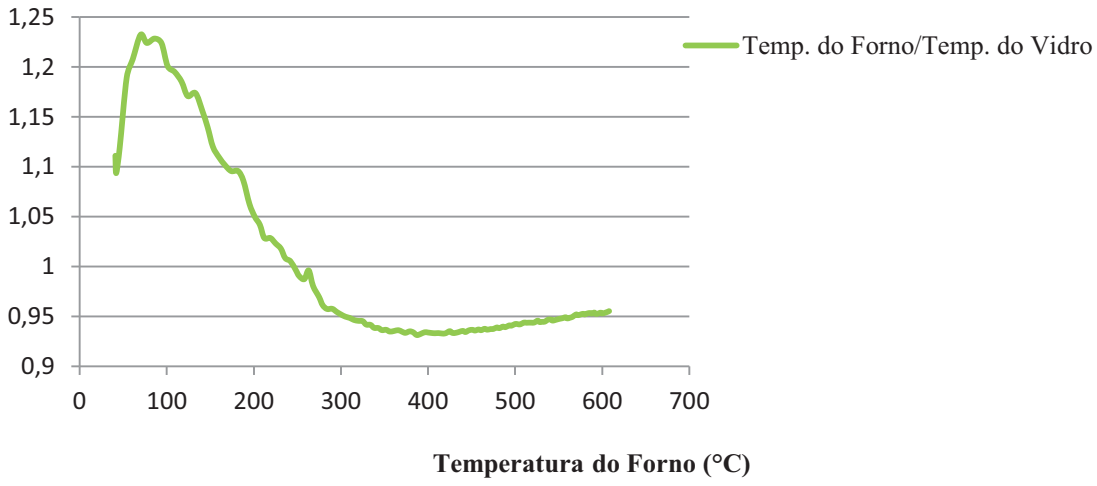
Fonte: O Próprio.

Figura 25. Relação entre a temperatura do forno e a temperatura do vidro – 4,0 mm.



Fonte: O Próprio.

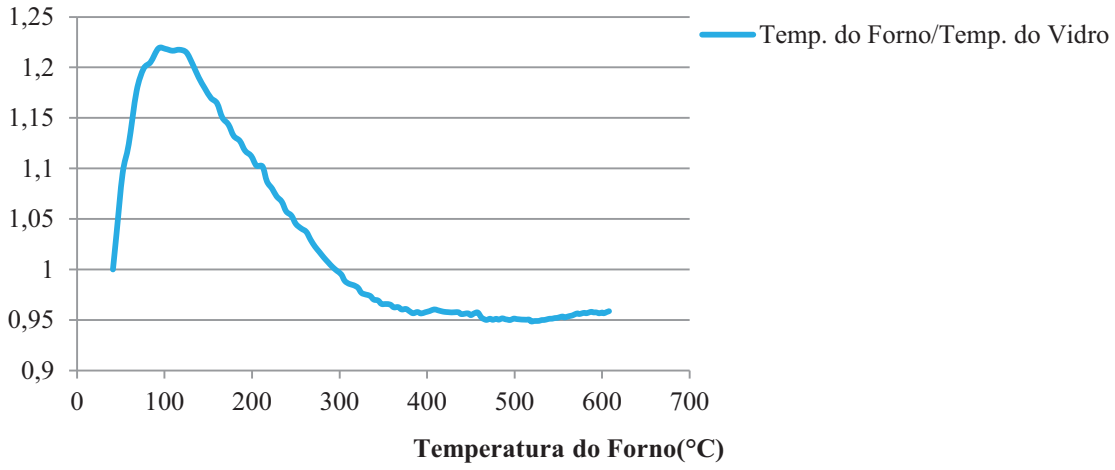
Figura 26. Relação entre a temperatura do forno e a temperatura do vidro – 6,0 mm.



Fonte: O Próprio.

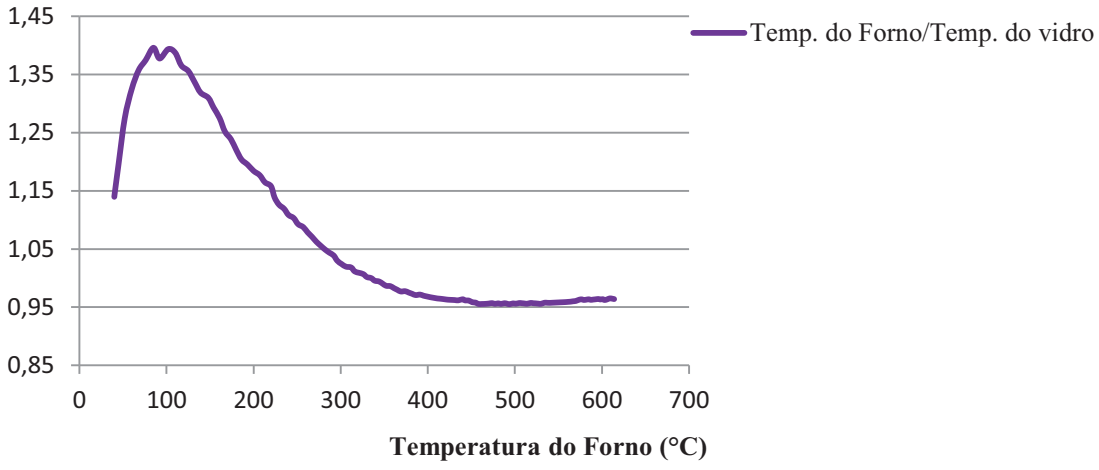
Nas Figuras 26 e 27, entre a temperatura de 200 ºC e 300º C a temperatura do vidro se iguala à temperatura do forno.

Figura 27. Relação entre a temperatura do forno e a temperatura do vidro – 8,0 mm.



Fonte: O Próprio.

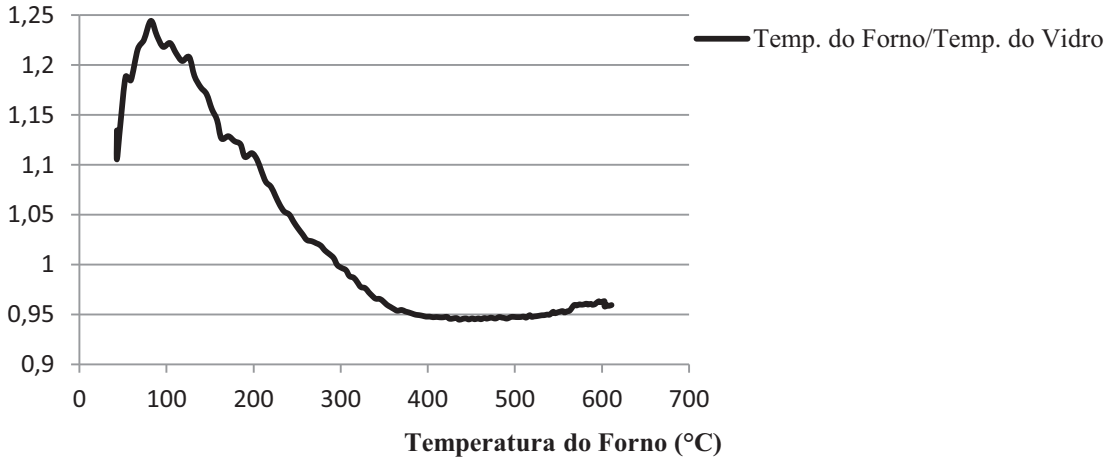
Figura 28. Relação entre a temperatura do forno e a temperatura do vidro – 10,0 mm.



Fonte: O Próprio.

Inicialmente, a temperatura do forno é maior que a temperatura do vidro, como representado nas Figuras 28 e 29. Entre o tempo de 40 a 50 minutos a temperatura do vidro, supera a temperatura do forno representado na 5ª coluna da Tabela 5.

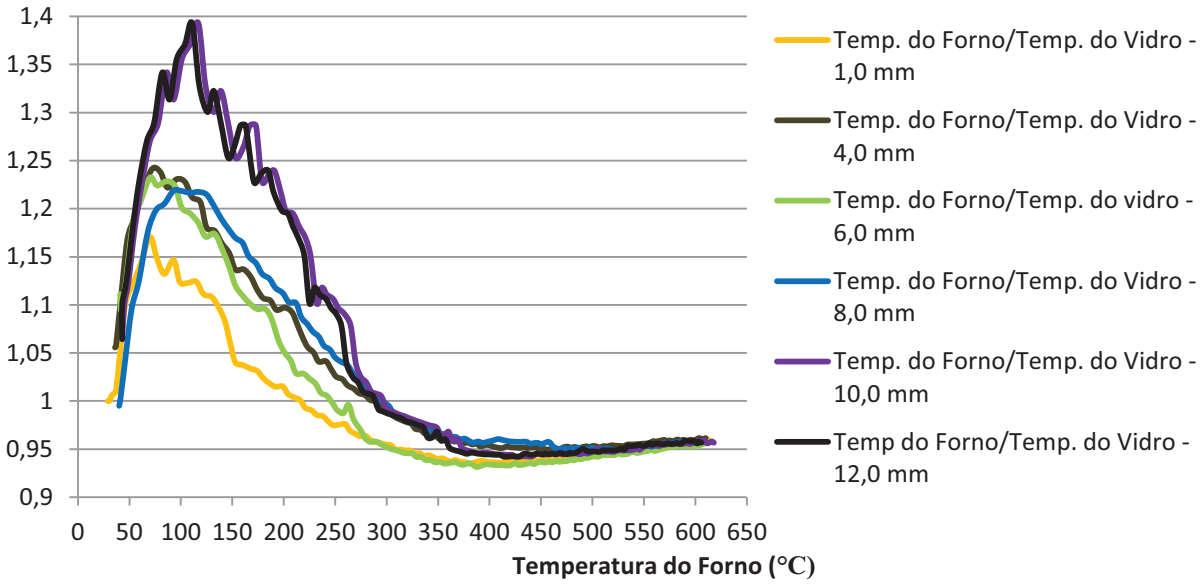
Figura 29. Relação entre a temperatura do forno e a temperatura do vidro – 12,0 mm.



Fonte: O Próprio.

A Figura 30 mostra a comparação entre a temperatura do forno e a temperatura do vidro de todos os vidros testados. Os vidros de 10,0 e 12,0 mm de espessura apresentaram maior gradiente de temperatura do que os outros vidros próximos da temperatura ambiente de 25 ºC até temperaturas próximas de 100 ºC. Depois disso, todos os vidros superaram a temperatura do forno entre a temperatura de 200 ºC e 300 ºC.

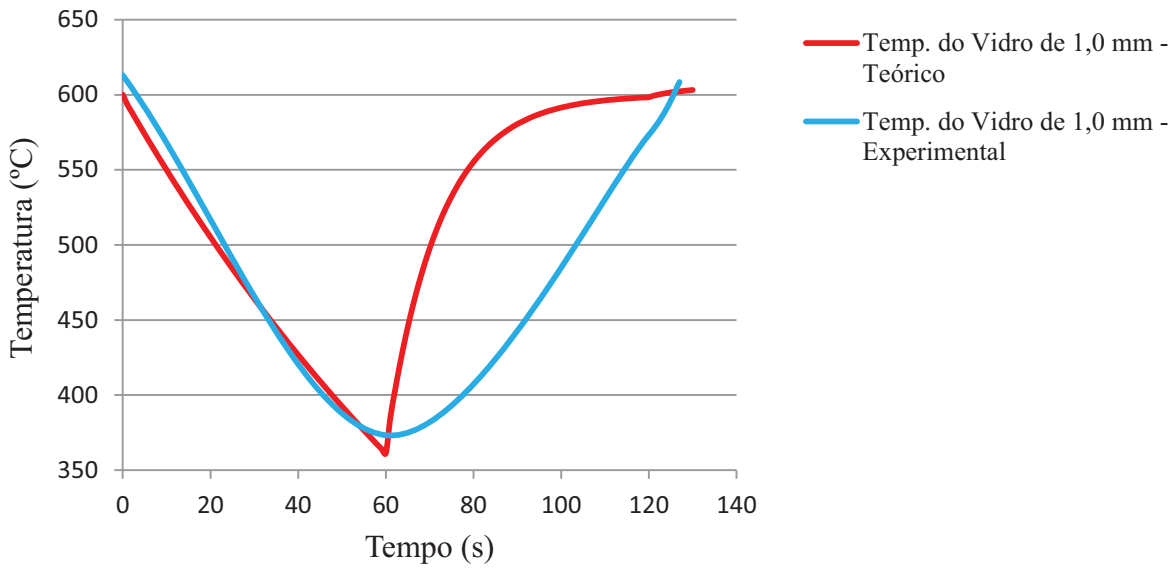
Figura 30. Comparação da relação entre a temperatura do forno e a temperatura dos vidros.



Fonte: O Próprio.

As Figuras 31 até 36 mostram a comparação entre o tempo de resfriamento e de aquecimento de cada um dos vidros entre os testes experimentais e o teórico. O vidro de 1,0 mm atingiu a temperatura de 600 ºC em menos de 2,0 min. Os vidros de 4, 6, 8, 10 mm de espessura atingiram a temperatura requerida em tempos maiores que 2,0 min e o de 12,0 mm em tempo maior que 3,0 min. A Tabela 6 mostra o tempo que cada um dos vidros alcançou a temperatura de 600 ºC.

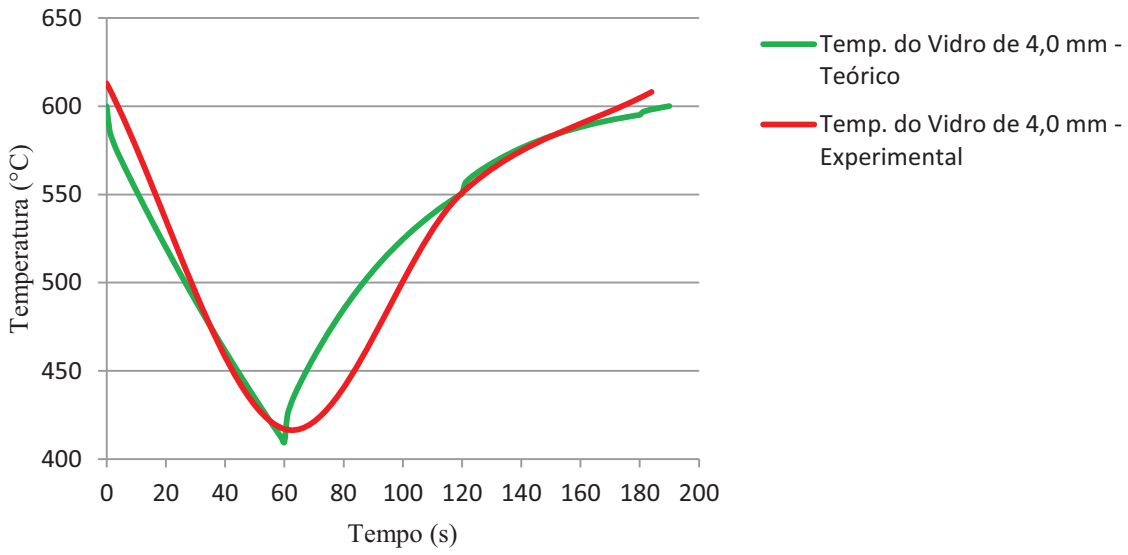
Figura 31. Teste teórico e experimental do vidro de 1,0 mm.



Fonte: O Próprio.

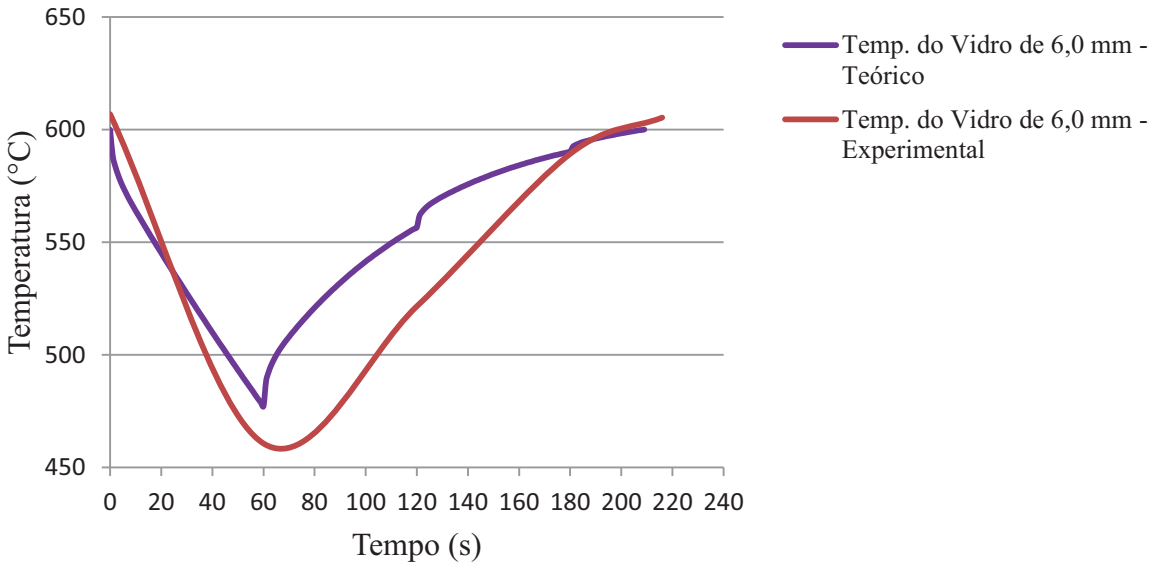
Nos testes experimentais de cada vidro, ao ser retirado do forno, o vidro encontrava-se em temperaturas variando de 600 até 618 ºC e a temperatura do forno variando de 600 até 608 ºC. Na Figura 31, o vidro de 1,0 mm foi retirado com a temperatura do forno em 608 ºC e a temperatura do vidro em 613 ºC. Na Figura 32, o vidro de 4,0 mm inicialmente estava com a temperatura do forno em 608 ºC e temperatura do vidro em 613 ºC.

Figura 32. Teste teórico e experimental do vidro de 4,0 mm.



Fonte: O Próprio.

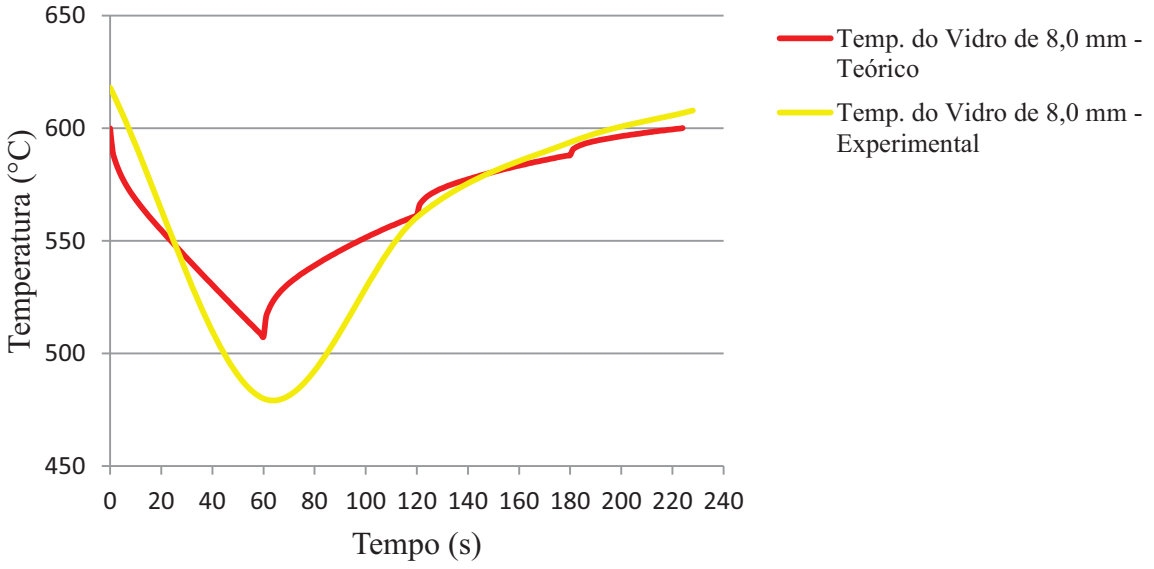
Figura 33. Teste teórico e experimental do vidro de 6,0 mm.



Fonte: O Próprio.

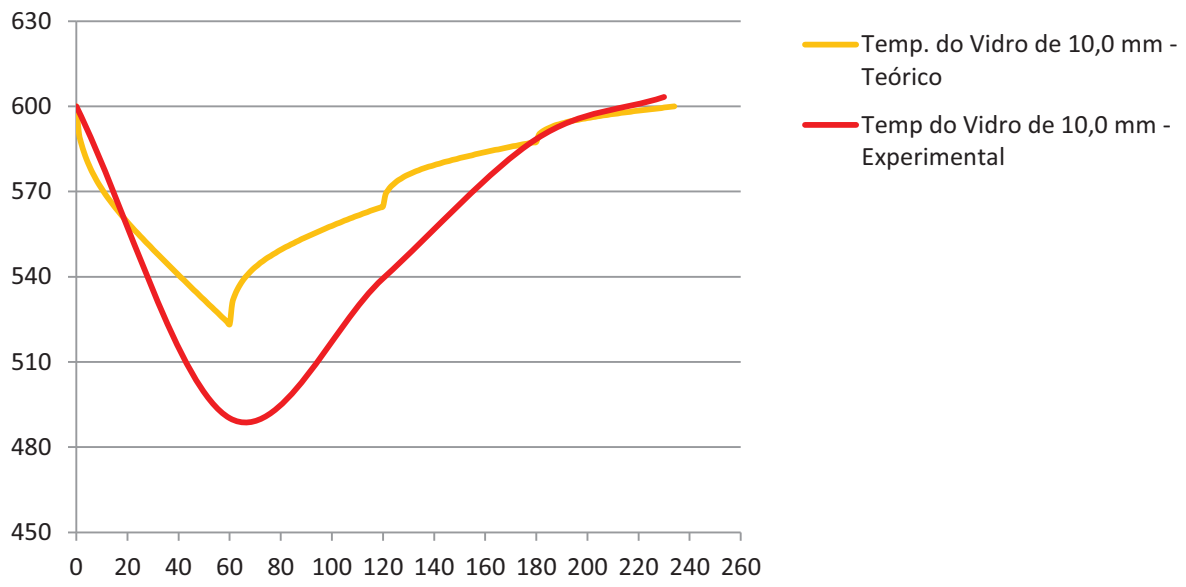
Na Figura 33, o vidro de 6,0 mm está inicialmente com a temperatura de 606,9 ºC e a temperatura do forno em 600 ºC. Na Figura 34, o vidro de 8,0 mm estava com temperatura de 618ºC e temperatura do forno em 607ºC.

Figura 34. Teste teórico e experimental do vidro de 8,0 mm.



Fonte: O Próprio.

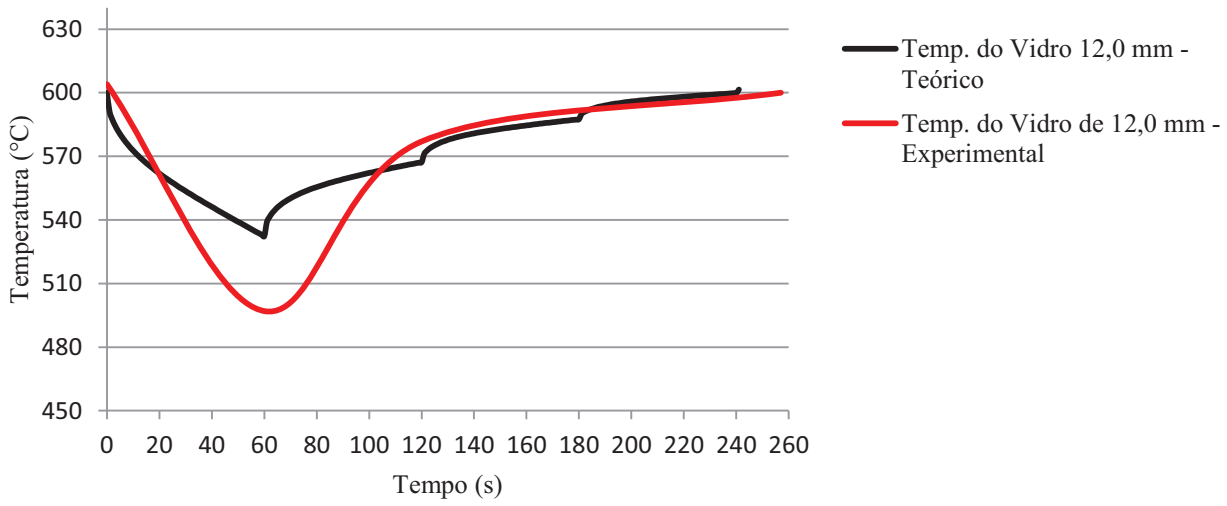
Figura 35. Teste teórico e experimental do vidro de 10,0 mm.



Fonte: O Próprio.

Na Figura 35, o vidro de 10,0 mm está inicialmente com a temperatura de 611,0 ºC e a temperatura do forno em 600 ºC. Na Figura 36, o vidro de 12,0 mm estava com temperatura de 608ºC e temperatura do forno em 604ºC.

Figura 36. Teste teórico e experimental do vidro de 12,0 mm.



Fonte: O Próprio.

Os vidros de 8,0 a 10,0 mm de espessura apresentaram trincas em seu interior durante os testes realizados, como mostrados na Figura 37. Essas trincas ocorreram por causa da grande diferença de temperatura entre a superfície inferior e superior do vidro. O seu número de Biot é maior que 0,1.

Figura 37. Vidros que apresentaram fratura ao final dos testes.

Fonte: O Próprio.

Tabela 6. Comparação do tempo do reaquecimento dos vidros.

Espessura (mm)	1	4	6	8	10	12
Tempo teórico (min)	01:02	02:10	02:29	02:44	02:54	03:01
Tempo experimental (min)	01:23	02:04	02:36	02:48	02:50	03:17

Fonte: O Próprio.

Os testes demonstraram que o vidro de 1,0 mm perde muito mais calor rapidamente, mas, em compensação, ele absorve o calor mais rapidamente para se alcançar a temperatura de 600ºC. Os vidros de 4,0 até 12,0 mm apresentaram um número de Biot maior que 0,1 e isso

influencia negativamente para o tratamento térmico de deposição do filme fino, pois os vidros com essas espessuras podem sofrer uma dilatação térmica o suficiente para trincar o vidro.

A capacidade do vidro a resistir a esse tipo de falha ao choque térmico é conhecida por resistência ao choque térmico. Para o vidro, o choque térmico pode ser prevenido pela alteração das condições externas, de modo tal que as taxas de resfriamento e aquecimento sejam reduzidas e os gradientes de temperaturas sejam minimizados (Callister, 2002, pp 456).

CAPÍTULO 4 – PROJETO DO PIROLISADOR

4.1. Introdução ao Projeto

A lâmina de vidro 76,2 x 25,4 x 1,0 mm apresentou a melhor recuperação de calor dentro do forno e por esse motivo foi escolhida para servir de base para a fabricação do carrinho de grafite refratário do pirolisador. O LAFFER não utiliza o forno de resistência elétrica para a fabricação dos filmes finos por causa da solução de ácido clorídrico ser utilizada para o substrato do filme fino, consequentemente existem várias desvantagens pelo seu uso. O fato do forno de resistência elétrica trabalhar em elevada temperatura de 600ºC e em um ambiente de atmosfera corrosiva pela presença de ácido clorídrico na solução precursora provoca a destruição dos elementos resistivos tradicionais por corrosão e prejuízo à vida útil do forno. Por essa razão, é importante o projeto do pirolisador operando com combustão de filtração em que fosse capaz de manter a temperatura de operação requerida para a deposição dos filmes de SnO_2. A parede do pirolisador será revestida de material cerâmico que protege do meio corrosivo.

A tecnologia de base que está sendo empregada no desenvolvimento deste projeto de pesquisa é "Combustão de Filtração" (CF), também conhecida como "Combustão em Meios Porosos". A combustão de filtração é o processo de combustão ocorrendo nos interstícios de uma matriz porosa, que preenche completamente a câmara de combustão da caldeira, modificando significativamente os fenômenos de transferência de calor presentes no processo. Esse material preenche a câmara de combustão parcialmente ou totalmente, mudando significantemente os fenômenos presentes no processo. O meio poroso, por sua vez, pode ser constituído de diferentes materiais (quartzo, carbeto de silício, alumina, entre outros) (Kaviany, 1995) (Barra, et al. 2003). A combustão de filtração caracteriza-se por um processo de recuperação de calor internamente auto-organizado, em que a combustão de uma mistura de ar-combustível em um meio poroso diferencia-se de forma significativa da chama homogênea (Souza, 2009). De acordo com Kennedy et al. (1995), essa diferença pode ser atribuída a dois principais fatores:

I. A difusão efetiva da mistura de gases fluindo no meio poroso, favorecendo a transferência de calor. O calor da reação é armazenado no meio poroso quase que totalmente e uma parte da energia gerada no processo, que seria liberada pela exaustão, é reaproveitada na câmara de combustão através do meio poroso. O meio poroso faz com que o calor seja armazenado e faz a recirculação do mesmo na mistura nova que está chegando à zona de reação.

Segundo Hannamura et al. (1993), o meio poroso armazena a energia em forma de calor e é absorvida por radiação e condução em regiões próximas a zona de reação, e parte é transportada por convecção através dos gases de combustão, ou seja, ao passar por um meio poroso, esses gases realizam uma intensa transferência de calor.

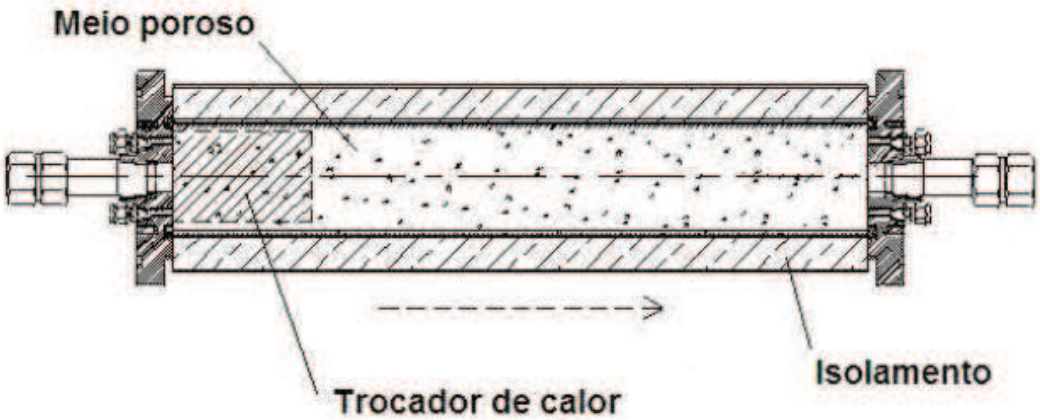
II. A superfície interna altamente desenvolvida do meio poroso, o que resulta em transferência de calor entre o gás e o sólido.

A transferência de calor intersticial promove um baixo grau de não equilíbrio térmico entre as fases gasosa e sólida, permitindo que a onda térmica acople a onda de combustão. E isso é caracterizado como o regime de baixa velocidade, como definido por Babkin (1993). A propagação da onda de combustão, em sentido contrário ou em sentido transiente coincidente ao do escoamento da mistura ar-combustível, depende da razão de equivalência e da velocidade do escoamento da mistura empregada na reação. Isso define, respectivamente, os regimes de operação subadiabático e superadiabático. Duas zonas de reação afastam-se uma da outra em direção às extremidades do reator, que propicia uma transferência de calor intensa nas proximidades dos trocadores de calor (Camelo, 2012).

O projeto utiliza um queimador poroso volumétrico. A Figura 38 mostra os principais componentes de um queimador volumétrico típico. O queimador é composto por trocadores de calor, compondo assim um equipamento compacto. O dimensionamento deste tipo de queimador possui baixas relações de equivalência e capacidade de operar em uma ampla faixa de potência.

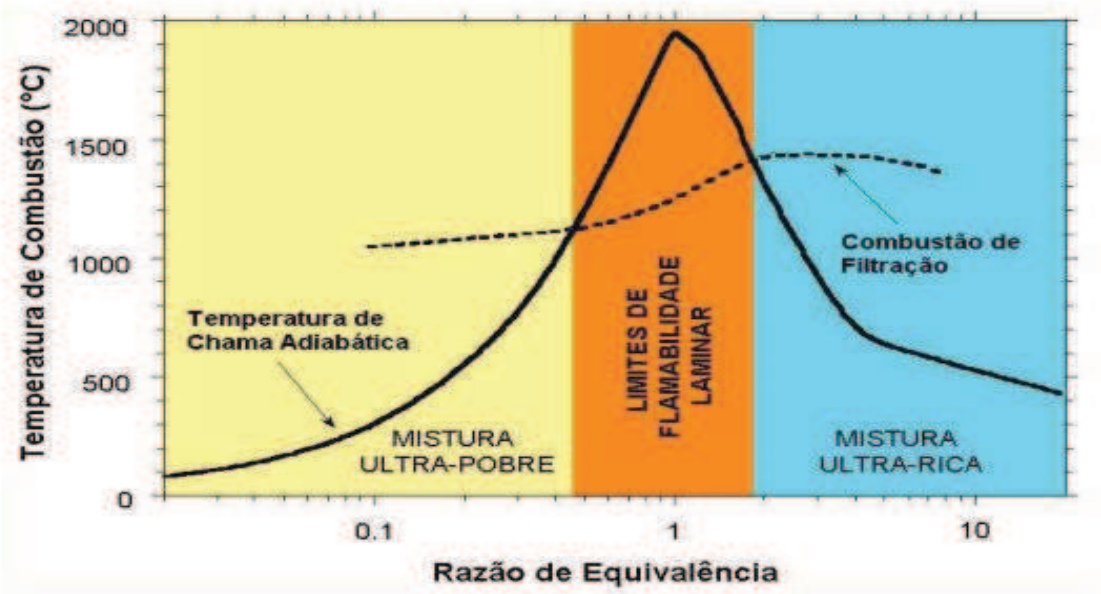
Os queimadores convencionais de mercado não chegam até os limites de inflamabilidade conseguidos em laboratório, como mostrado na Figura 39 dedicado ao metano (a faixa de razão de equivalência está entre 0,45 e 1,7). Entretanto, aplicando um meio poroso, é possível experimentar razões de equivalência ultra-baixas e ultra-ricas, atingindo valores surpreendentes, em torno de 0,1 e 10, respectivamente. A combustão de filtração utilizada em aquecedores e queimadores de caldeira estendem de forma considerável os limites de inflamabilidade da mistura ar-combustível, até as regiões ultra-pobres ou ultra-ricas (em regiões de misturas de conteúdo de calor ultra-baixo), mantendo excelente estabilidade da reação, o que é impossível em queimadores convencionais, como exibido na Figura 39 (Contarin et al., 2001).

Figura 38. Esquema de um queimador volumétrico típico.



Fonte: Souza, 2009.

Figura 39. Perfil da distribuição de temperatura da combustão de filtração do metano em relação à combustão adiabática em função da razão de equivalência Φ.



Fonte: Souza, 2009.

Geralmente, os queimadores pré-misturados utilizam controles complexos de emissões de poluentes. De forma alternativa, a combustão de filtração é favorável a um projeto simples de reator que promove a formação típica de um perfil de temperatura trapezoidal centralizado no queimador. Em condições de misturas ultra-pobres ou ultra-ricas, é possível operar no regime superadiabático na combustão de filtração, na região onde o perfil de distribuição de temperatura apresenta valores superiores ao perfil de temperatura como mostrado na Figura 39. Essas propriedades resultam em uma baixa temperatura característica de menos de 1600 K, que

permite emissões de poluentes ultrabaixas de CO e NOx (Barcellos et al., 2003). Operando com metano técnico, Barcelos et al obtiveram valores de emissão inferiores a 1 ppm de NOx e a 0,5 ppm de CO, quando aplicadas razões de equivalência inferiores a 0,3. Os estudos de Souza (2009) foram importantes para o presente trabalho O uso da tecnologia da "Combustão de Filtração" empregada pelo autor apresentaram os seguintes resultados: baixos índices de emissões de NO_x e CO, temperaturas de exaustão próximas a temperatura ambiente, ampla faixa de estabilidade e boa eficiência. Neste trabalho, serão utilizados para o estudo teórico, os principais parâmetros utilizados pelo autor para o estudo teórico do queimador que são: $0,30 < \Phi < 0,90$, onde Φ é a razão de equivalência e $0,20 < v_{gf} < 0,30$ m/s, onde v_{gf} é a velocidade de escoamento dos gases.

De acordo com Barcellos et al. (2006), as eficiências térmicas medidas experimentalmente, que correspondem à eficiência de extração, estão na faixa de 93 a 70 %, dependendo da velocidade de escoamento dos gases empregados e da razão de equivalência. É possível acontecer alguns fenômenos de instabilidade que são caracterizados pela configuração dos perfis de eficiência, que podem alterar essa tendência. Isso ocorre pelo fato do protótipo trabalhar em uma faixa ampla de operação. Fazer um projeto em uma faixa de vazão, velocidade do gás e da água adequadas possibilitaria em uma melhor estabilidade experimental, que se observa no processo de vaporização da água nos trocadores e no processo de combustão. Quando a razão de equivalência e a velocidade dos gases são baixas, de forma relativa, a quantidade de água precisa ser proporcional à extração de energia do processo de combustão, e então, os trocadores de calor do protótipo em estudo não são arrefecidos plenamente. Trabalhando nessa condição, o protótipo desenvolvido pode representar um risco à segurança. Contudo, as instabilidades podem se apresentar no processo devido à combinação das altas razões de equivalência e das altas velocidades de escoamento (Souza, 2009).

Neste projeto, será utilizada a tecnologia de queimadores porosos radiantes. Para o projeto do forno, foi escolhida a utilização de três esponjas cerâmicas de carbeto de silício e uma placa de alumina de alta pureza. As características dos materiais serão discutidas com mais detalhes na Seção 4.3.

Os queimadores porosos radiantes são construídos a partir de uma cerâmica ou de uma estrutura porosa metálica onde a reação de combustão acontece. No início da década de 1980, essa tecnologia começou a ser intensamente pesquisada (Takeno e Sato, 1979; Takeno et al., 1981 e Kotani e Takeno, 1982) e se caracteriza justamente por altas taxas de transferência de calor direcional por radiação térmica a partir do meio sólido, baixa emissão de poluentes e alta

eficiência de combustão. Segundo Howell (1996), a inserção dessa estrutura de alta condutividade faz com que a mistura gás e ar seja pré-aquecida antes da zona de reação, promovendo um aumento na taxa de reação química, aumento da temperatura da zona de reação, que pode chegar a valores acima da temperatura adiabática de chama e menor emissão de poluentes. As esponjas cerâmicas utilizadas na fabricação de queimadores porosos são caracterizadas pela densidade linear de poros e pela porosidade volumétrica. Segundo Howell et al. (1996), a densidade linear de poros varia de 65 ppi (25,3 ppcm) até 10 ppi (3,9 cm) e a porosidade fica em torno de 85 %. A dificuldade de propagação da chama através do meio poroso é ocasionada devido à diminuição do tamanho dos poros. Esse fenômeno ocorre porque, quando o tamanho dos poros é reduzido, aumenta a área interfacial específica (m^2/m^3) entre as fases gás e sólido. A transferência de energia é aumentada devido ao aumento da área de troca de calor entre as fases, ocasionando a diminuição da temperatura da chama e dificultando a sua propagação (Trimis e Durst, 1996). Esta limitação é utilizada em queimadores porosos para formar uma barreira à passagem da frente de chama.

Na Figura 40, pode-se observar uma demonstração da estabilização da frente de chama de um queimador radiante.

Figura 40. Demonstração da estabilização da frente de chama de um queimador radiante.

Fonte: Trimis et al., 1997

As vantagens da presença do meio poroso são: maior velocidade de chama, menor emissão de poluentes, queima de combustíveis de baixo poder calorífico e o aumento da eficiência de combustão, fazendo com que o queimador alcance maiores temperaturas. A

eficiência térmica total disponibilizada pelo combustível pode chegar até 40 %, onde ela é fornecida através da matriz sólida aquecida pela reação de combustão e pelos gases quentes escoando em seu interior transferindo calor através de radiação (Hardesty e Weinberg, 1974 e Howell et al., 1996).

No mercado de trabalho, os queimadores porosos são utilizados em várias indústrias, como as de secagem de madeira e papel, termoformagem de peças plásticas e na manufatura de revestimentos cerâmicos e de vidro. Atualmente, foi estudada essa tecnologia de queimadores porosos radiantes na fabricação de papelão (Seyed-Yagoobi et al., 2000). Nos testes realizados ao longo da seção de secagem utilizando no total cinco conjuntos de queimadores porosos radiantes, verificou-se um aumento de 13 a 36 % na velocidade de produção, dependendo da gramatura de papel, sem detrimento à sua qualidade final. No setor industrial de fabricação de revestimentos cerâmicos, a utilização de queimadores porosos radiantes é uma alternativa vantajosa. Nessa indústria utilizaram-se fornos com queimadores de chama livre. O rendimento térmico global da manufatura das peças feitas pelo uso da transferência de calor por convecção dos gases aquecidos pelo processo de combustão foi na ordem de 10 % levando em consideração que o excesso de ar foi de 600 %. A vantagem do queimador poroso radiante em controlar a potência térmica radiante ocasionou um forno equipado com queimador que transfere calor de forma homogênea para as peças ao longo de sua seção transversal, através do aumento da potência dos queimadores nas extremidades. Isto consequentemente diminui o excesso de ar total, proporcionando uma melhor qualidade do processo e economia (Salazar e Oliveira, 2006).

Os vários aspectos da queima em meios porosos radiantes podem ser vistos no desenho esquemático da Figura 41. Existem duas regiões distintas onde é dividido o queimador poroso: uma região de pré-aquecimento (RP), com poros de pequeno tamanho, e uma região de estabilização de chama (REC), com poros grandes. O objetivo desta interface entre duas regiões de tamanhos de poros diferentes é exercer uma força para a estabilização da chama dentro do meio poroso. A chama segue na REC e então é barrada na RP tendendo a se estabilizar entre as duas regiões. Geralmente é empregado nos estudos experimentais em queimadores porosos radiantes as esponjas cerâmicas com RP de 65 ppi e REC de 10 ppi (Khanna et al., 1994; Hsu et al, 1993 e Chaffin et al., 1991).

A Figura 41 mostra o perfil de concentração de combustível (Y_c) através do queimador e os perfis de temperatura do sólido (T_s) e dos gases (T_g). A compreensão dos perfis é feita analisando de forma detalhada a interação entre o processo de transferência de energia entre o

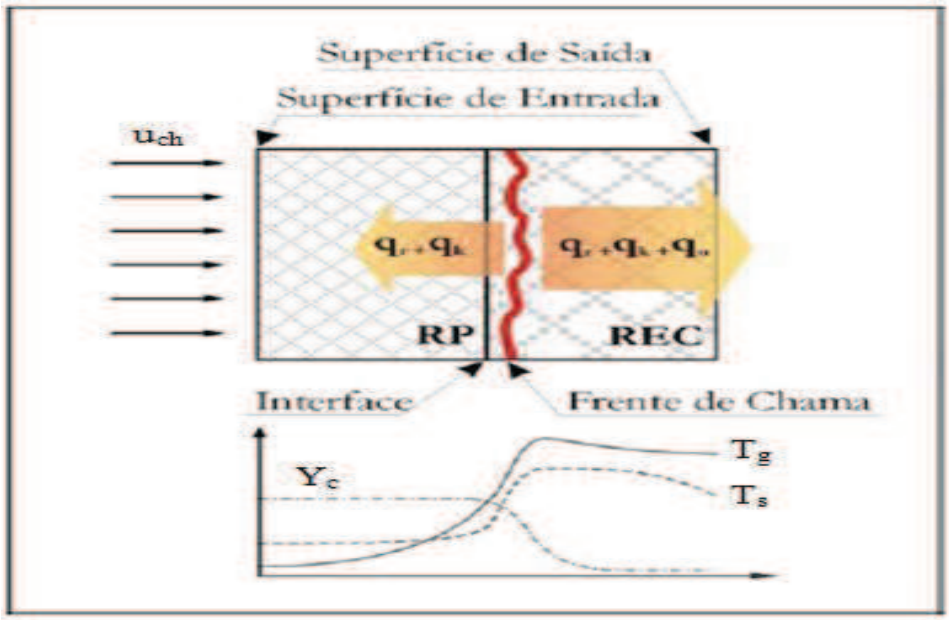
gás e o sólido e a reação química. Os gases entram no queimador com uma temperatura inicial e ao longo do tempo que escoam, eles são aquecidos devido à troca de calor com a fase sólida.

Existe um balanço de energia entre os fluxos de calor por radiação e condução através do meio e o fluxo convectivo carregado da mistura. Em um determinado ponto ocorre a ignição dos reagentes e o calor gerado pela reação química é balanceado pela radiação e condução. Os produtos da reação fluem na direção da superfície do queimador, aquecendo o meio poroso que irradia calor para as regiões mais frias antes da chama. Logo ao entrar no meio poroso, T_g é menor que T_s, consequentemente, os gases são aquecidos pela matriz sólida. Em um determinado local, devido à reação de combustão, T_s é superado por T_g, ocasionando a transferência de calor do gás para o sólido. Os perfis de T_s e T_g chegam ao ponto máximo na posição da frente de chama e, em seguida, caem. A queda de T_s ocorre devido à transferência de calor por radiação do sólido para o ambiente e da T_g é explicada pelo fato do gás transferir calor para o sólido. Na Figura 41, também é apresentada uma representação esquemática de um queimador poroso radiante. Basicamente, o queimador é constituído por um meio poroso (fase sólida), dentro do qual escoa uma mistura reagente (fase gasosa), onde acontece a combustão.

A matriz sólida na região da chama transfere calor por radiação e por condução da região quente para a região fria anterior a chama, gerando um processo de recirculação de calor. O balanço energético da recirculação de calor é somado à energia liberada pela reação química, gerando altas temperaturas de combustão e maiores taxas de reação. Como consequência, ocorre o aumento da inflamabilidade de uma mistura reagente, possibilitando a queima de combustíveis com baixo poder calorífico ou misturas pobres de combustível. Outra vantagem é que as emissões de poluentes provenientes da queima incompleta do combustível, tais como hidrocarbonetos não queimados e CO, são menores do que em sistemas de recirculação de calor.

A formação de poluentes como o NOx pode ser aumentada devido às altas temperaturas de combustão, no entanto, a vantagem destes queimadores em operar em baixas razões de equivalência contribui para seus baixos valores de emissões de NOx.

Figura 41. Desenho esquemático do processo de combustão em meios porosos inertes sendo: q_k – fluxo de calor condutivo pelo gás e pelo sólido, q_r – fluxo de calor radiante, q_u – fluxo de calor por convectivo, T_g – temperatura dos gases, T_s – Temperatura do sólido, Y_c – concentração de combustível e u_{ch} – velocidade de chama.



Fonte: Pereira (2002)

.

4.2. Concepção básica do pirolisador

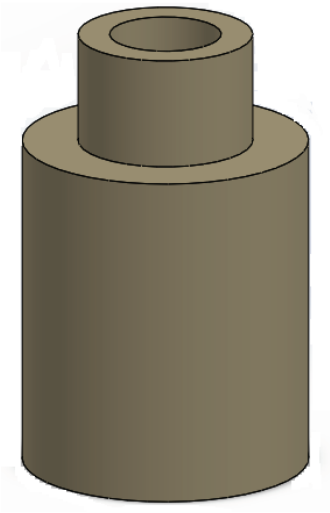
O pirolisador é constituído de: caldeira, esferas de alumina, refratários (laterais, inferior e superior), chaminé, trilho, bandeja, placa de alumina, esponja cerâmica, revestimento externo e portinhola.

4.2.1. Sistema de aquecimento

O projeto funciona através da combustão de filtração. O núcleo da caldeira é constituído de um tubo de cerâmica refratária de mulita o qual cria um meio poroso de porosidade de ε = 0,4 ao ser constituído de esferas de alumina (Al_2O_3) de diâmetro de 5,5 mm aproximadamente que preenche a câmara de combustão (Souza, 2009). As características da alumina são: condutividade térmica superior à maioria dos óxidos cerâmicos, alta resistência em temperaturas altas e baixas, dureza e resistência ao ataque químico (Souza, 2011).

A Figura 42 representa o desenho esquemático da caldeira.

Figura 42. Caldeira.



Fonte: O Próprio.

A mistura ar-combustível entra na caldeira através do furo principal, localizado no centro da flange. Os outros dois furos menores existem na flange para permitir a passagem do trocador de calor de tubo de cobre. Eles servem de entrada e saída de água para resfriamento da flange.

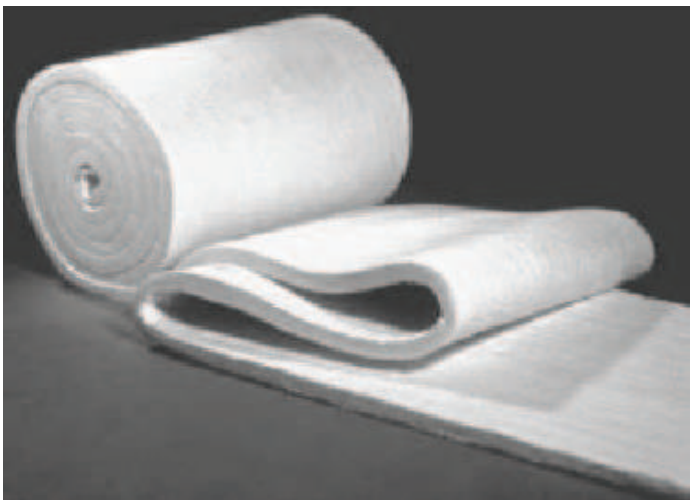
Na Figura 43, são mostrados as esferas de alumina.

Figura 43. Esferas de alumina.

Fonte: O Próprio.

Na parte externa da caldeira será colocado uma camada de 3 mm de isolamento de fibra cerâmica (kaowool) interposta. Essa camada serve para evitar perda de calor pelas paredes do refratário. Na parte inferior da caldeira, existe um flange de alumínio que retêm o meio poroso dentro do tubo. Os benefícios do uso do kaowool são: baixa condutividade térmica, alta flexibilidade que facilita cortes e instalação e boas características acústicas. A fibra cerâmica possui várias aplicações como por exemplo: trocadores de calor, estufas, selagem e revestimento das portas de fornos, entre outros (Termocon, 2014). Na Figura 44, é mostrado a fibra cerâmica de kaowool.

Figura 44. Fibra Cerâmica de kaowool.



Fonte: Termocon, 2014

Na parede interna do pirolisador será utilizada a tecnologia de queimadores porosos radiantes.

4.2.2. Refratários

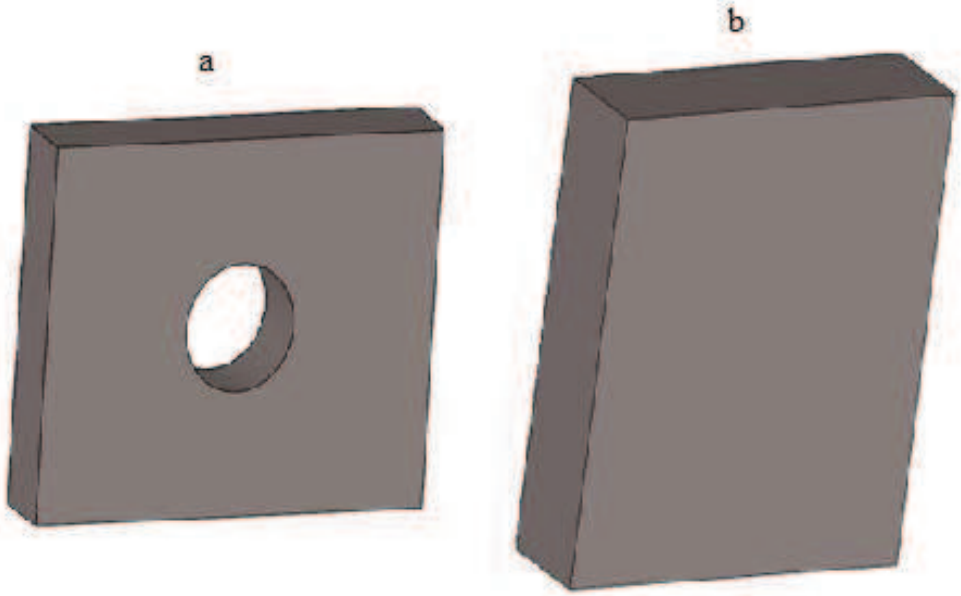
Os refratários externos do pirolisador foram projetados de modo que evitassem a perda de calor por condução, convecção e radiação através da passagem dos produtos da queima do gás natural pelas parede do mesmo. O material utilizado nos refratários é mulita e concreto refratário. A empresa fabricante do refratário da mulita forneceu as especificações técnicas da mulita mostrada na Tabela 7. Os desenhos dos refratários são apresentados entre as Figuras 45 e 47.

Tabela 7. Especificações técnicas da mulita.

Análise Química	Composto Químico	(%)
Óxido de Alumínio	Al_2O_3	70,55
Dióxido de Silício	SiO_2	25,2
Óxido de Magnésio	MgO	2,6
Óxido Férrico	Fe_2O_3	0,6
Dióxido de Titânio	TiO_2	0,25
Óxido de Potássio	K_2O	0,2
Óxido de Sódio	Na_2O	0,5
Óxido de Cálcio	CaO	0,10
Análise Física	Mínimo	Máximo
Absorção de Água (%)	12	16
Porosidade Aparente (%)	27	35
Densidade Aparente (g/cm^3)	2	2,2
Módulo de Ruptura à Frio (kgf/cm^2)	240	320
Dilatação Térmica à 325 °C (10^{-7} $ºC^{-1}$)	28	38
Temperatura Máxima de Trabalho (ºC)	-	1300

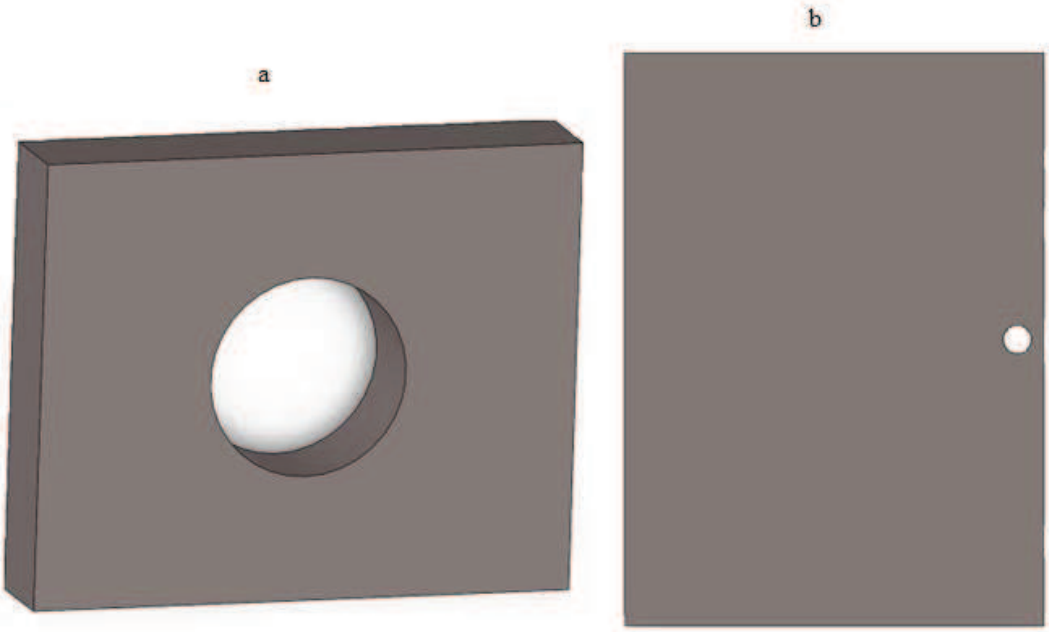
Fonte: Refratários Paulista, 2014.

Figura 45. Concreto refratário inferior (a) e Refratário lateral de mulita (b).



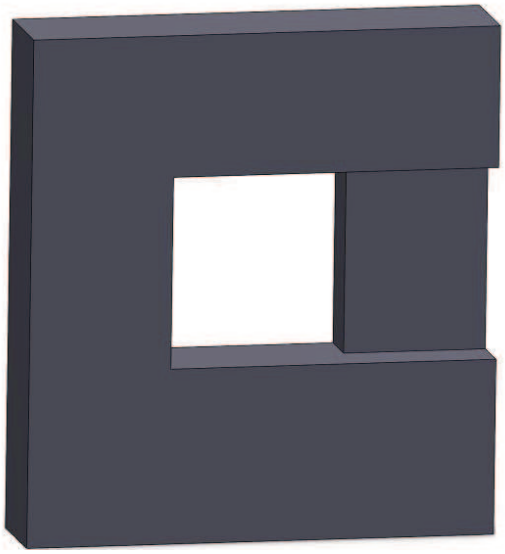
Fonte: O Próprio.

Figura 46. Concreto refratário superior (a) e Concreto refratário posterior (b).



Fonte: O Próprio.

Figura 47. Refratário frontal de mulita.



Fonte: O Próprio.

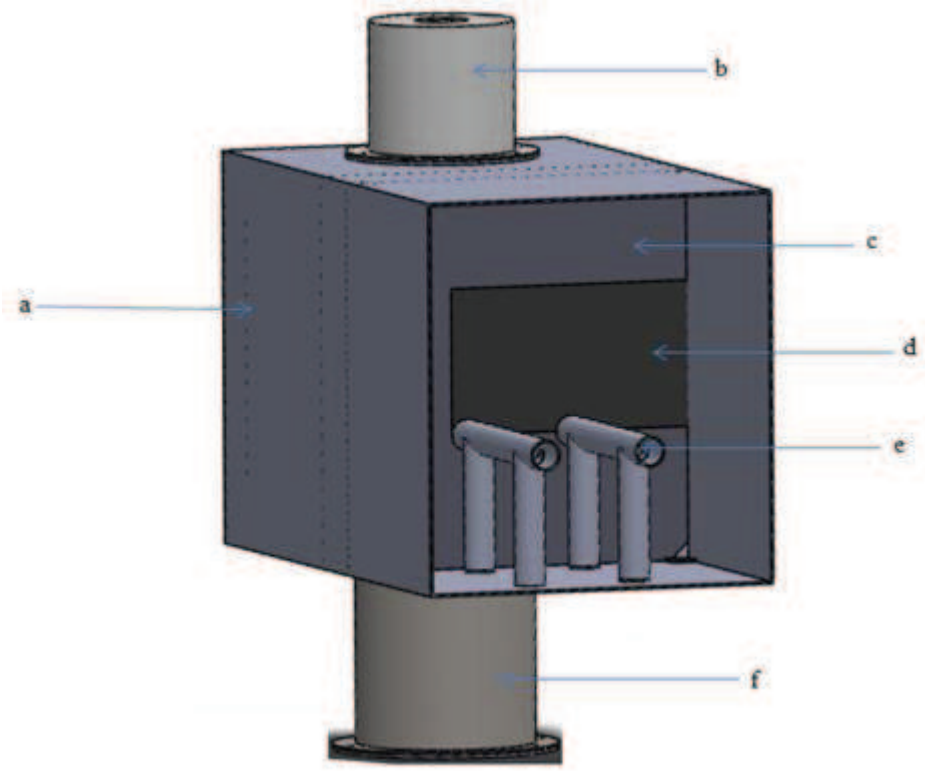
A Seção 4.3 discute, com mais detalhes, as dimensões dos refratários.

4.3. Projeto executivo discutido

O projeto do pirolisador foi desenvolvido no *software* SolidWorks.

A Figura 48 apresenta o projeto do pirolisador em 3D da sua vista exterior, enquanto que a Tabela 8 apresenta a legenda dos componentes externos do pirolisador.

Figura 48. Vista exterior em 3D do pirolisador.



Fonte: O Próprio.

Tabela 8. Componentes externos do pirolisador.

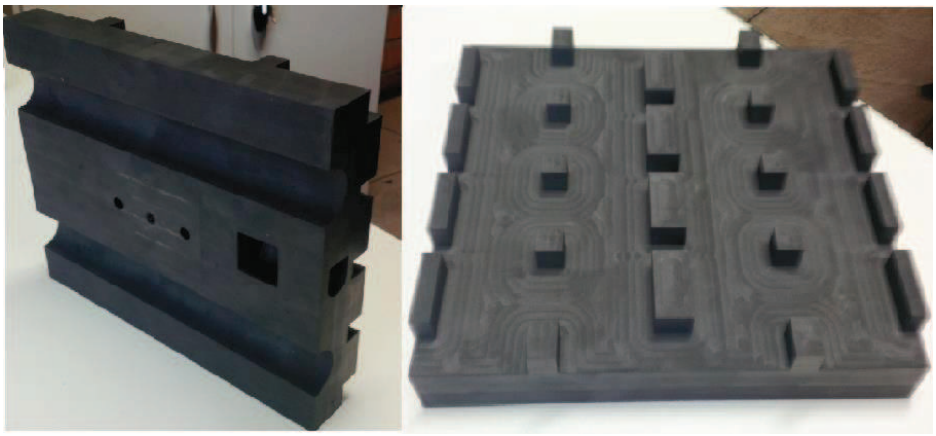
Item	Componente	Item	Componente
A	Proteção exterior de aço inoxidável	D	Portinhola Refratária
B	Chaminé Refratária	E	Suporte de aço inoxidável
C	Refratário Frontal de Mulita	F	Caldeira

Fonte: O Próprio.

A proteção exterior é feita de aço inoxidável. Esse material foi escolhido pelo fato do laboratório trabalhar em ambiente insalubre contendo ácido para fabricação de filmes finos, sendo o aço inoxidável é altamente resistente à corrosão (oxidação superficial) em uma grande variedade de ambiente. O seu elemento predominante é o cromo (Callister, 2002, pp. 250).

O suporte de aço inoxidável foi feito para o projeto de um carrinho de grafite refratária como mostrado na Figura 49. Esse carrinho foi feito para serem colocados os vidros com o filme fino para tratamento térmico.

Figura 49. Carrinho de grafite refratário.



Fonte: O Próprio.

O projeto do carrinho refratário foi feito para que a superfície inferior do vidro não sofra muita interferência com a transferência de calor por condução. Na superfície superior do carrinho serão colocados os vidros e então deslizados através do suporte de aço inoxidável até o pirolisador para o tratamento térmico do vidro a 600ºC. As dimensões foram projetadas para colocar os vidros de 76,2 x 25,4 x 1,0 mm. O grafite foi escolhido, pois tem uma baixa condutividade térmica, baixo coeficiente de expansão térmica e permite o desenvolvimento de formas complexas. Na Tabela 9 estão mostradas as especificações do grafite. Na parte frontal do carrinho foi projetada uma superfície para ser colocada uma chave para o carrinho ser retirado do pirolisador em altas temperaturas.

Tabela 9. Especificações do grafite.

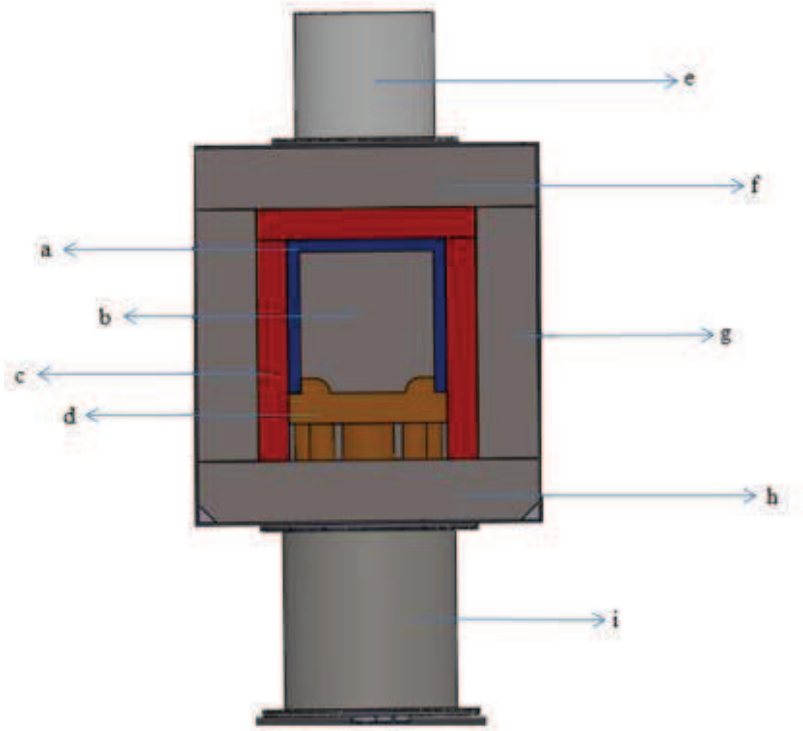
Determinação	Especificações
Densidade (g/cm^3)	1,8
Resistência Elétrica (μΩ.m)	13
Força de Compressão (MPa)	140
Resistência a Flexão (MPa)	180
Coeficiente de expansão térmica (x 10^{-6}/ °C)	5,0

Fonte: SteelCarbon, 2014.

A portinhola refratária será feita de mulita para reter o calor dentro do pirolisador. A maçaneta da portinhola será feita de aço inoxidável pelo fato do material cerâmico ser um material de difícil usinabilidade. No Anexo C, são apresentados os desenhos técnicos do pirolisador. O refratário frontal de mulita apresenta 60 mm de espessura com o objetivo de impedir que o gás escape pela parte frontal do forno e impedir que o calor escape do carbeto de silício. A mulita apresenta uma baixa condutividade térmica de 2,8 a 3,1 W/m.K e é adequada para este projeto.

A Figura 50 apresenta a vista frontal interna do projeto do pirolisador, enquanto que a Tabela 10 apresenta a legenda dos componentes internos do pirolisador.

Figura 50. Vista frontal interna do pirolisador.



Fonte: O Próprio.

Tabela 10. Componentes internos do pirolisador.

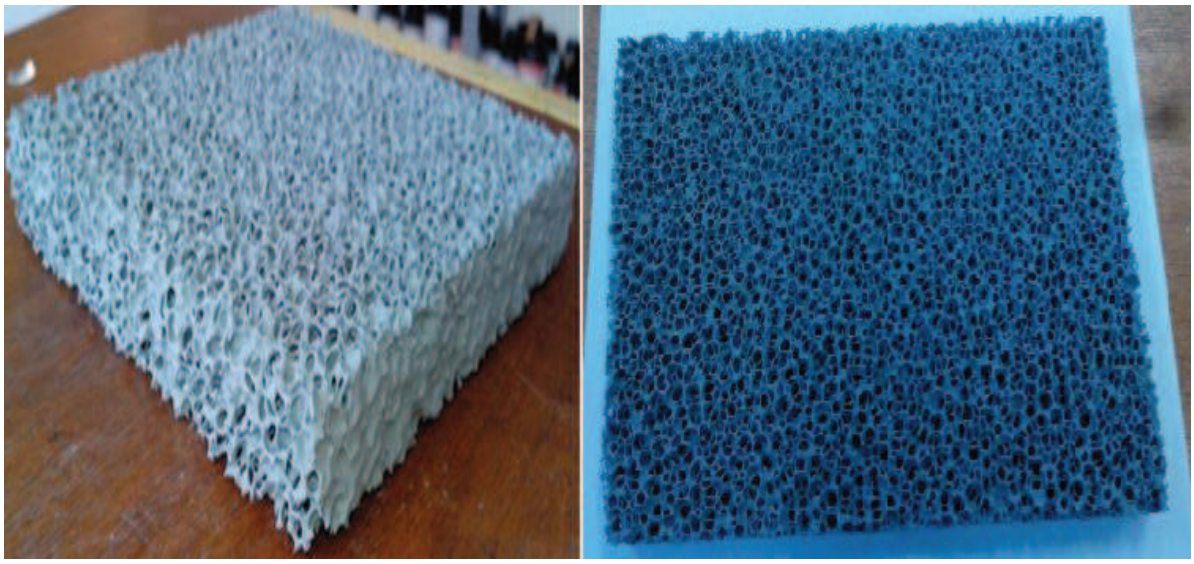
A	Placa de alumina em U	F	Concreto refratário superior
B	Câmara	G	Refratário de mulita
C	Filtro cerâmico de SiC	H	Concreto refratário inferior
D	Base refratária	I	Caldeira
E	Chaminé refratária		

Fonte: O Próprio

A placa em alumina em U é um material com alta pureza em teor de alumina. Essa alta concentração em alumina é para que a alumina se comporte como um bom condutor de calor para aquecer o pirolisador. As suas dimensões são de 180 mm de comprimento, 125 mm de altura e 10 mm de espessura. A alumina ficou no formato em U com o objetivo de que o calor gerado no reator seja igualmente dividido entre os 2 filtros cerâmicos de carbeto de silício na cor vermelha apresentado na Figura 50 e o valor de 10 mm ficou estabelecido nesse tamanho para que, além de ser um bom condutor de calor, a cerâmica de alto teor de alumina ainda tenha uma boa resistência mecânica. As características da alumina em alta pureza são: alta dureza, elevada resistência a ácidos fortes, alta refratariedade (Jomon, 2014). A alumina em alta pureza contém mais de 98% de alumina em sua composição e ela pode ser utilizada até a temperatura de 1700ºC. As paredes da alumina em U vão apresentar uma uniformidade em temperatura constante para a fabricação dos filmes finos com o vidro de 1,0 mm.

O filtro cerâmico de carbeto de silício é um material condutor com alta condutividade térmica – 20 W/m.K a 1000ºC até 150 W/m.K a 20ºC, boa resistência ao choque térmico e pequena expansão térmica (Pereira, 2002). O projeto consiste em 3 placas de carbeto de silício nas paredes laterais e na parte superior do pirolisador de modo que o calor fique uniformemente distribuído dentro da câmara. Na Figura 51, está mostrada a foto do filtro cerâmico de carbeto de silício. O Carbeto de silício no projeto apresenta 65% de porosidade e 10 ppi (poros por polegada). As dimensões das 3 placas são de: 180 x 180 x 25 mm.

Figura 51. Fotos do filtro de carbeto de silício.

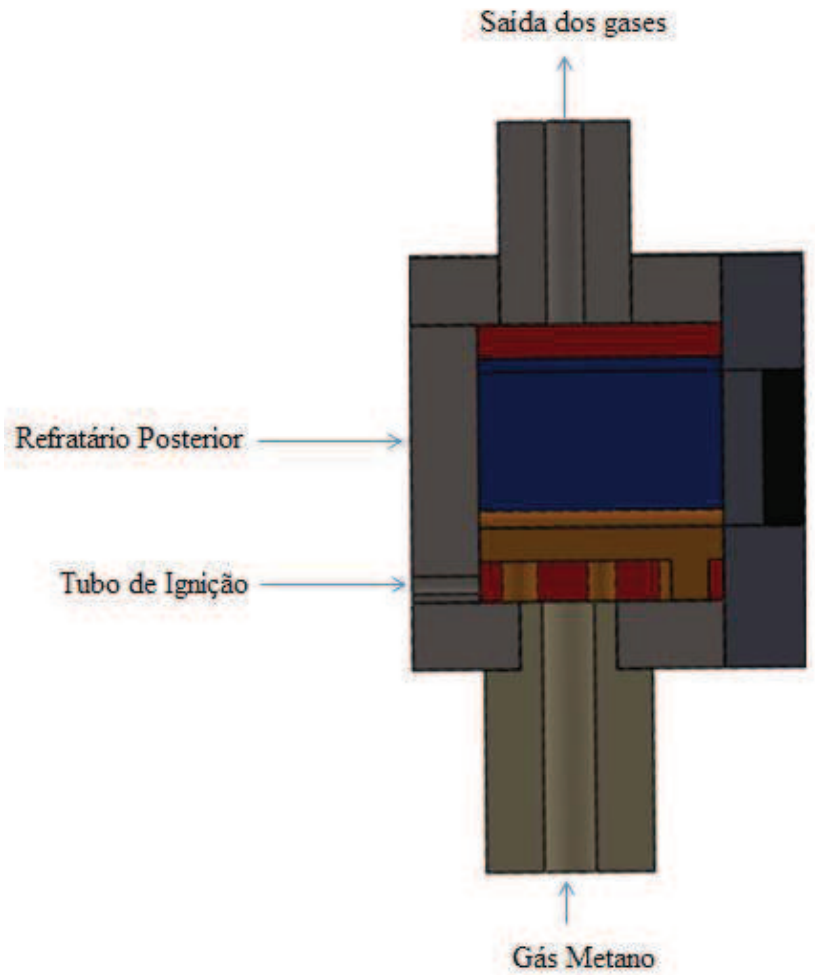


Fonte: O Próprio.

O refratário superior e inferior do pirolisador são feitos de concreto refratário. O refratário de mulita é difícil de ser usinado e por esse motivo foi definido que os refratários superior e inferior do pirolisador sejam feitos de concreto refratário, pelo fato de serem feitos a partir de agregados leves, de baixa densidade e de baixa condutividade térmica. Todas as dimensões dos refratários estão com 50 mm de espessura (Ibar ltda, 2014).

A Figura 52 mostra a vista lateral em corte do Pirolisador. Na parte posterior do pirolisador encontra-se o tubo de ignição do pirolisador. A taxa de vazão dos gases combustível será medida e controlada através do auxílio de rotâmetros da marca *Dwyer*, com uma escala de 0 a $3{,}93.10^{-5}$ m^3/s (0 a 5 SCFH) (ar) cada um. A pressão à montante dos rotâmetros é mantida constante por um regulador de pressão, conectado à tubulação. A vazão do ar é medida por rotâmetro *Dwyer* com uma escala de $3{,}93.10^{-5}$ m^3/s a $3{,}93.10^{-4}$ m^3/s (5 a 50 SCFH) (Ar). Isso é importante para o controle da energia gerada no reator (Camelo, 2012).

Figura 52. Vista lateral em corte do pirolisador.



Fonte: O Próprio.

4.4. Balanço de energia gerada no pirolisador

O combustível que será utilizado no pirolisador será o gás natural veicular (GN), que pode ser o gás de uso prático para qualquer condição de uso. Existem várias substâncias de hidrocarbonetos gasosos encontrados no gás natural e cujo componente preponderante é sempre o metano (CH_4). No GN bruto, além dos hidrocarbonetos mais pesados, fazem parte dos componentes de enxofre, impurezas mecânicas, nitrogênio (N_2), dióxido de carbono (CO_2), água (H_2O) e sulfeto de hidrogênio (H_2S). Os principais parâmetros comerciais do GN são o teor de gases inertes, o teor de H_2S, o teor de enxofre total, o poder calorífico e o ponto de orvalho da água. Existem muitos compostos no GN e, apesar dessa variabilidade, os parâmetros fundamentais para a especificação comercial são: o teor de gases inertes, o ponto de orvalho da água, poder calorífico, teor de H_2S e o seu teor de enxofre total (Camelo, 2012, Moran, 2002).

Para simplificação de análise foi considerado somente o CH_4.

A equação 73 abaixo mostra a equação algébrica do gás natural.

$$CH_4 + \alpha(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow a.CO_2 + b.H_2O + c.N_2 \quad (73)$$

Portanto o balanço algébrico da equação 73:

Para o Carbono:

$$a = 1$$

Para o Hidrogênio:

$$b = 2$$

Para o Oxigênio:

$$\alpha = 2$$

Para o Nitrogênio:

$$c = 7{,}52$$

Com os resultados a equação 73 fica igual a:

$$CH_4 + 2(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 7{,}52N_2 \quad (74)$$

Agora calculando a massa molar do Metano:

$$PM_{CH4} = 12 + 1 * 4 = 16{,}0 \text{ kg/kmol.}$$

Para 1 kmol de metano implica:

$$M_{CH4} = 16{,}0 \text{ kg}$$

Para o ar o Peso Molecular é:

$$PM_{ar} = [(2*32) + (2 * 3{,}76 *28)]$$

Portanto,

$$PM_{ar} = 274{,}56 \text{ kg/kmol}$$

Para 1 mol de ar implica:

$$m_{ar} = 274{,}56 *1 = 274{,}56 \text{ kg}$$

Sendo a massa total:

$$m_{total} = m_{gás\ natural} + m_{ar} = 16{,}0 + 274{,}56 = 290{,}56 \text{ kg}$$

E a razão mássica combustível-ar para essa composição de gás natural é respectivamente:

$$f_s = (F/A)_{estequiométrico\ gás\ natural} = 16/274{,}56$$

$$f_s = 0{,}058275$$

Da equação dos Gases Ideais, obteve-se que:

$$PV = nRT$$

$$PV = mRT/PM$$

E,

$$\rho = (P * PM)/(R*T)$$

Sendo,

$$\overline{R} = 8{,}314 \text{ kJ/kmol.K}$$

Então:

$$R_{ar} = \overline{R} /PM_{ar} = (8{,}314\text{kJ/kg.K})/(28{,}97\text{kg/kmol})$$

$$R_{ar} = 0{,}286986537 \text{ kJ/kgK} = 0{,}286986537 \text{ J/gK}$$

$$R_{gás\ natural} = \overline{R} /PM_{gás\ natural} = (8{,}314\text{kJ/kg.K})/(16{,}00\text{kg/kmol})$$

$$R_{gás\ natural} = 0{,}519625 \text{ kJ/kgK} = 0{,}519625 \text{ J/gK}$$

Cálculo da densidade:

$$\rho_{ar} = (P /R_{ar}*T)$$

$$\rho_{gás\ natural} = (P /R_{gás\ natural}*T)$$

$$\rho_{ar} = [(10^5\text{N/m}^2) /[(0{,}286986537 \text{ kJ/kgK})*(300\text{K})]* (1 \text{ kJ}/10^3 \text{ N.m})$$

$$\rho_{ar} = 1{,}161494671 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{gás\ natural} = (P /R_{gás\ natural}*T)$$

$$\rho_{ar} = [(10^5\text{N/m}^2) /[(0{,}519625 \text{ kJ/kgK})*(300\text{K})]* (1 \text{ kJ}/10^3 \text{ N.m})$$

$$\rho_{gás\ natural} = 0{,}641488252 \text{ kg/m}^3$$

Sendo o volume específico igual a:

$$\upsilon_{ar} = 1/\rho_{ar}$$

$$\upsilon_{gás\ natural} = 1/\rho_{gás\ natural}$$

$$\upsilon_{ar} = 1/1{,}161494671$$

$$\upsilon_{ar} = 0{,}86095961\ m^3/kg$$

$$\upsilon_{gás\ natural} = 1/0{,}641488252$$

$$\upsilon_{gás\ natural} = 1{,}558875\ m^3/kg$$

Da equação da continuidade, tem-se que:

$$\dot{m} = \rho A V$$

A vazão volumétrica é dada por:

$$\dot{V} = A V$$

A área por:

$$A = \pi\ d^2/4$$

E finalmente, a razão de equivalência:

$$\Phi = f/fs = (F/A)_{real\ gás\ natural} / (F/A)_{estequiométrico\ gás\ natural}$$

A vazão do ar é ajustada de forma experimental.

Tabela 11. Vazões de gás natural veicular e ar para a realização dos testes.

Velocidade Gás (m/s)		Razão de Equivalência						
	Vazão SCFH (pé³/h)	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,2	GN	1,92	2,57	3,14	3,67	4,32	4,92	5,43
	Ar	94	94	93	92	92	91	90
0,3	GN	2,91	3,78	4,73	5,63	6,48	7,34	8,24
	Ar	143	140	140	139	137	136	135

Fonte: Camelo, 2012

A Tabela 11 mostra as vazões utilizadas pelos pesquisadores (Camelo, 2012) e (Souza, 2009) e apresenta os resultados de extração medidas experimentalmente, que estão na faixa de 0,50 kW $\leq Q_{ex} \leq$ 3,2 kW para o metano. A tecnologia empregada e os dados de referência dos pesquisadores citados serão usados como referência para a realização deste projeto. O calor gerado pelo reator é proporcional ao poder calorífico inferior do gás natural. Na parte inferior do reator será estabelecido um trocador de calor por água com um diâmetro de 8,0 mm para o controle da energia gerada do pirolisador.

4.5. Sugestões de trabalhos futuros

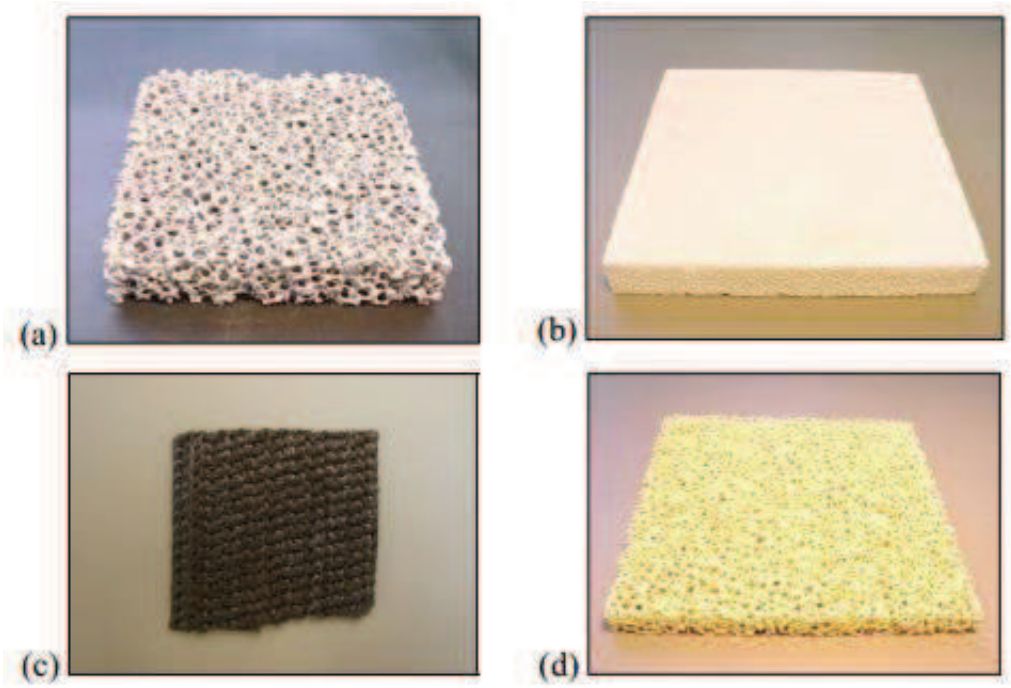
Com a conclusão do presente trabalho, abrem-se novas possibilidades de pesquisa na área de filmes finos e de combustão em meios porosos. Sendo assim, podem-se fazer as seguintes sugestões:

1. Fazer uma análise experimental comparativa entre o número de aplicações do substrato no vidro de 1,0 mm versus o tempo de reaquecimento do vidro entre o tempo de 2,0 a 5,0 minutos para estabelecer um padrão de qualidade na fabricação e, consequentemente, aumentar a eficiência da célula solar fotovoltaica.
2. Fazer uma análise experimental entre o número de aplicações do substrato no vidro de 1,0 mm em função de suas espessuras produzidas para determinar a transmitância de cada célula solar fotovoltaica.
3. Fazer aplicações do substrato nos vidros de maior espessura (8,0, 10,0 e 12,0 mm) com temperatura superior a temperatura ambiente como por exemplo 80 ºC e com o tempo fora do forno com menos de 30 segundos e além disso com no máximo 3 aplicações para

evitar que os vidros trinquem e assim aperfeiçoar o processo de fabricação de células solares fotovoltaicas em vidros de maior espessura.

4. Calcular, no pirolisador, a influência da transferência de calor por radiação entre as paredes do pirolisador sobre cada um dos vidros que serão fabricados no mesmo.
5. Desenvolver modelos numéricos através de *softwares* como o *Labview*, o *Matlab*, o *Ansys* e o *Openfoam,* ou desenvolver modelos usando a linguagem *C++,* para determinar a transferência de calor do pirolisador e determinar a influência da transferência de calor entre o meio poroso de carbeto de silício e a alumina em U.
6. Desenvolver modelos de predição de propriedades térmicas das estruturas porosas de interesse na área da combustão.
7. Utilizar o cromatógrafo para medir a quantidade de poluentes produzidos no pirolisador. E, além disso, utilizar o biogás como combustível do pirolisador.
8. Utilizar outros materiais representados na Figura 51 tendo em vista a maximização da eficiência de radiação e a minimização da emissão de poluentes para o desenvolvimento da tecnologia de combustão em meios porosos. E também testar os materiais com diferentes porosidades e densidades lineares.

Figura 53. Exemplos de filtros cerâmicos e fibras metálicas utilizadas em queimadores porosos, sendo: (a) carbeto de silício, (b) alumina, (c) fibra metálica (Ferro, Cromo e Alumínio) e (d) zircônia.



Fonte: Francisco, 2008.

CAPÍTULO 5 – CONCLUSÕES

O método de coordenadas espaciais foi utilizado na análise teórica do resfriamento e aquecimento dos vidros. Essa técnica de análise do resfriamento e aquecimento do vidro é validada pelo fato da curva experimental ter ficado muito próxima da análise teórica do vidro com as condições de contorno utilizadas no software IHT.

Os testes experimentais com os vidros de 1,0 até 12,0 mm demonstraram que o vidro de menor espessura perde mais calor rapidamente, porém apresenta um tempo de recuperação de calor mais rápido do que os outros vidros de maior espessura. O número de Biot dos vidros de 4,0 até 12,0 mm no período de aquecimento do vidro mostrou que os vidros de maior espessura apresentaram teoricamente e experimentalmente um número de Biot maior que 0,1, além disso, foi mostrado que o tempo até atingir a temperatura de 600ºC é maior que 2,0 min. O vidro de 1,0 mm apresentou o melhor resultado, pois em menos de 2,0 minutos ele alcançou a temperatura de tratamento térmico do vidro.

O projeto concebido do pirolisador foi adequado satisfatoriamente a todos as características desejadas para obtenção de vidros que podem ser utilizados como substratos em células solares fotovoltaico, desde a fonte de calor que é baseada na combustão em meios porosos, como os refratários sugeridos para construção da câmara de combustão e a antecâmara do pirolisador. A conclusão baseada em estudos experimentais mostrou que a melhor combinação entre retenção de calor e recuperação de calor foi obtida pelo vidro que apresentou a espessura de 1,0 mm. O projeto executivo do pirolisador foi adequado à rotina de produção dos vidros recobertos com filmes finos de SnO_2, inclusive no que diz respeito à retirada e colocação do vidro, alvo de aquecimento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMBRIEX S/A – IMPORTAÇÃO E COMÉRCIO, 2014. Disponível em: <http://www.ambriex.com.br/produtos-detalhes-produto.php?id=35>. Acesso em: 01 de Junho de 2014.

BABKIN, V. S., **Filtration combustion of gases, present state of affairs and prospects,** Pure and Applied chemistry 65, 1993. Pp. 335-344.

BARCELLOS, W. M.; SAVELIEV, A. V.; KENNEDY, L.A., **Low emission saturated steam boiler with reciprocal flow inert porous media combustor operating on ultra-lean natural gas/air mixtures,** Proceedings of the 17th Seventh International Conference on Energy for a clean Environment, Clean Air, Lisbon, Portugal, 2003.

BARCELLOS, W. M.; SAVELIEV, A.V.; KENNEDY, L.A., **A Combustão em meios porosos de fluxo recíproco aplicada ao desenvolvimento de caldeira de vapor de baixa emissão e alta eficiência**, I Seminário da Rede GasEnergia Tecnologia e Desenvolvimento, Petrobrás, Brasil, 2006.

BARRA, A.J.; DIEPVENS, G.; ELLZEY, J.L.; HENNEKE, M.R., **Numerical Study of the effects of material properties on flame stabilization in a porous burner,** Combustion and Flame 134, 2003. pp. 369-379.

BENHEBAL, H.; CHAIB, M.; LEONARD, A.; LAMBERT, S. D.; CRINE, M. **Synthesis, characterization and photocatalytic properties of alkali metals doped tin dioxide.** Journal of Molecular Structure, Amsterdam, v. 1004, n. 1-3, p. 222-226, 2011.

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, RICHARD EDWIN. **Fundamentos da Termodinâmica.** São Paulo, SP: Blucher, c2013. 728 p. (série Van Wylen).

CALLISTER, W. D. **Ciência e Engenharia dos Materiais: Uma introdução**. Editora: LTC, 2002, pp. 250 e 456.

CAMELO, A. R. S., **Combustão do Biogás e do Gás Natural com Elevadas Concentrações de H_2S e CO_2 em caldeira de queimador poroso.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2012.

CENGEL, YUNUS A. **Heat and mass transfer:** a practical approach. 3rd ed. Boston, Massachusetts: McGraw-Hill, 2007. 901 p.

CHAFFIN, C. et al. **Experimental Investigation of premixed combustion with highly porous media.** ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings, v.4, p. 219-224, 1991.

CHARPENTIER, P.; FRAUGNAUD, P.; SCHLEICH, D. M.; GEHAIN, E.; **Preparation of thin film SOFCs working at reduced temperature**; *Solid States Ionics*; Vol 135; 2000; pp 373-380.

CHURCHILL, S. W., and H. H. S. CHU, **"Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate,"** Int. J. Heat Mass Transfer, 18, 1323, 1975.

CONTARIN, F. **Porous medium reciprocal flow burner with heat extraction**. Thesis submitted for partial fullfillment of the requirements for the degree of Master os Science in Mechanical Engineering in the Graduate College of the University of Illinois at Chicago, Chicago, Illinois, 2001. 160 p.

ECIL PRODUTOS E SISTEMAS DE MEDIÇÃO E CONTROLE LTDA, 2014. Disponível em: <http://www.ecil.com.br/temperatura-industrial/pirometria/termopares/termopar-tipo-k/>. Acesso em: 15 de maio de 2014).

ESMERALDO, F. S., **Desenvolvimento de uma célula solar fotoeletroquimica utilizando a mesoporfirina como sensibilizador orgânico.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2013.

FILHO, I. M. D. S.; **Produção de filmes finos de SnO2 pelo método de spray pirólise utilizando um forno a gás natural com combustão de filtração**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2012.

FRANCISCO, R. W. **Estudo da estabilização de chama em queimador poroso radiante não adiabático.** Dissertação, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

GAUDON, M.; DJURADO, E.; MENZLER, N.; **Morphology and sintering behaviour of yttria stabilized zirconia (8-YSZ) powders synthesized by spray pyrolysis**; *Ceramics International*; Vol. 30; 2004; pp 2295–2303.

GOLDSTEIN, R. J., E. M. SPARROW, and D. C. JONES, **"Natural Convection Mass Transfer Adjacent to Horizontal Plates,"** Int. J. Heat Mass Transfer, 16, 1025, 1973.

GOMES, A. F.; **Filmes finos de cromita de lantânio intrínsecos e dopados com Ca e Mn**; Dissertação de mestrado; UENF; Campos dos Goytacazes; RJ; Agosto-2002.

GROSSMANN, K.; KOVACS, K. E.; PHAM, D. K.; MAEDLER, L.; BARSAN, N.; WEIMAR, U. **Enhancing performance of FSP SnO2-based gas sensors through Sb-doping and Pd-functionalization.** *Sensors and Actuators B - Chemical, Lausanne*, v. 158, n. 1, p. 388-392, 2011.

CEPEL. **Manual de Engenharia para sistemas fotovoltaicos**. Rio de Janeiro: [s.n.], 2004.

HANNAMURA, K.; ECHIGO, R. ZHDANOK, S., **Superadiabatic combustion in porous media,** International Journal of Heat and Mass Transfer 36, 1993. pp. 3201-3209.

HARDESTY, D. R.; WEINBERG, F. J. **Burners producing large excess enthalpies, Combustion Science and Technology**, v. 8, pp. 201-214, 1974.

HOWELL, J. R.; HALL, M. J.; ELLZEY, J. L. **Combustion of hydrocarbon fuels within porous inert media. Progress in Energy and Combustion Science**, v. 22, pp. 121-145, 1996.

HSU, P. F., EVANS, W. D., HOWELL, J. R. **Experimental and numerical study of premixed combustion within non homogeneous porous ceramics.** Combustion Science and Technology, v. 90, pp. 149-172, 1993.

IBAR LTDA. INDÚSTRIAS BRASILEIRAS DE ARTIGOS REFRATÁRIOS. Disponível em: <http://www.ibar.com.br/produtos/nao-conformados/concretos-refratarios.html>. Acesso em: 04 de maio de 2014.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P, **Interactive Heat Transfer. Version 2.0.** Developed by Intellipro. John Wiley & Sons, 2001. Windows 95 or higher.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P, **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 5ª edição, 2002.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P, **Fundamentals of heat and mass transfer.** 6ª edition, 2011.

JOMON INDÚSTRIA DE ARTEFATOS CERÂMICOS LTDA – ME, 2014. Disponível em: <http://www.jomon.com.br/admin/kcfinder/upload/files/alumina_%28Al2O3%29.pdf>. Acesso em: 04 de maio de 2014).

KARSHOGLU, R.; UYSAL, M.; AKBULUT, H. **The effect of substrate temperature on the electrical and optic properties of nanocrystalline tin oxide coatings produced by APCVD.** *Journal of Crystal Growth, Amsterdam*, v. 327, n. 1, p. 22-26, 2011.

KAVIANY, M., **Principles of heat transfer in porous media,** Ed. Springer-Verlag, New York, NY, 1995.

KENNEDY, L. A.; FRIDMAN, A. A.; SAVELIEV, A. V., **Superadiabatic combustion in porous media: wave propagation, instabilities, new type of chemical reactor,** Fluid Mechanics Research 22, 1995, pp. 1-26.

KENNEDY, L. A.; SAVELIEV, A. V.; FRIDMAN, A. A., **Transient filtration combustion, Proceedings of Mediterranean Combustion Symposium**, Antalya, Turkey, 1999. pp. 105-109.

KHANNA, R.; GOEL, R.; ELLZEY, J. L**. Measurements of emissions and radiation for methane combustion within a porous medium burner.** Combustion Science and Technology, v. 99, pp. 133-142, 1994.

KIM, G.P. KUSHTO, R.C.Y. AUYEUNG, A. PIQUÉ, "**Optimization of F-doped SnO_2 electrodes for organic photovoltaic devices**" Appl Phys A 2008 93: 521–526 DOI 10.1007/s00339-008-4756-z.

KIM, H. R.; HAENSCH, A.; KIM, I. D.; BARSAN, N.; WEIMAR, U.; LEE, J. H. **The role of NiO doping in reducing the impact of humidity on the performance of SnO2-based gas sensors: synthesis strategies, and phenomenological and spectroscopic studies.** Advanced Functional Materials, Weinheim, v. 21, n. 23, p. 4456- 4463, 2011.

KOCEMBA, I.; RYNKOWSKI, J. **The influence of catalytic activity on the response of Pt/SnO_2 gas sensors to carbon monoxide and hydrogen.** Sensors and Actuators B - Chemical, Lausanne, v. 155, n. 2, p. 659-666, 2011.

KOTANI, Y.; TAKENO, T. **An experimental study on stability and combustion characteristics of an excess enthalpy flame.** Proceedings of the Combustion Institute, 19, pp. 1503-1509, 1982.

KREITH, F.; BOHN, M. S. **Princípios de transferência de calor.** São Paulo: Pioneira Thomson Learning, pp. A8 a A10, 2003.

LI, W.; SHEN, C.; WU, G.; MA, Y.; GAO, Z.; XIA, X.; DU, G. **New model for a Pd-doped SnO2-based CO gas sensor and catalyst studied by online in-Situ X-ray Photoelectron Spectroscopy.** Journal of Physical Chemistry C, Washington, v. 115, n. 43, p. 21258-21263, 2011.

LIMA, F. M. **Deposição de dióxido de estanho-flúor (SnO_2:F) em substrato transparente para uso em células fotoeletroquímicas.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2013.

LLOYD, J. R., and W. R. MORAN, **"Natural Convection Adjacent to Horizontal Surfaces of Various Planforms,"** ASME Paper 74-WA/HT-66, 1974.

MATSUZAKI, Y.; HISHINUMA, M.; YASUDA, I.; **Growth of yttria stabilized thin films by metallo-organic ultrasonic spray pyrolysis**; Thin solid films; Vol 340; 1999; pp 72- 76.

MENZLER, N. H.; LAVERGNAT, D.; TIETZ, F.; SOMINSK, E.; DJURADO, E.; FISCHER, W.; PANG, G.; GEDANKEN, A.; BUCHKREMER, H. P.; **Materials synthesis and characterization of 8YSZ nanomaterials for the fabrication of electrolyte membranes in solid oxide fuel cells**; Ceramics International; Vol 29; 2003; pp 619-628.

MEOLA, C. **A new approach for estimation of defects detection with infrared thermography**. Materials Letters. ISSN 0167-577X. Vol. 61, n.º 3 (2007b), p. 747-750.

MORAN, J. MICHAEL.; SHAPIRO, N. HOWARD. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia.** 4. ed. Editora: LTC, 2002.

NORONHA, J. F. V. **Obtenção e caracterização de filmes SnO_2 depositados em vidro borosilicato por silk-screen modificado: $SnCl_2.2H_2O$ como precursor**, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2007.

OHRING, MILTON; **The Material Science of Thin Films**; Harcourt Brace Javanovich, Publishers; London; 1992;

OSHIMA, M.; TAKEMOTO, Y.; YOSHINO, K**. Optical and electrical characterization of FTO films grown by spray-pyrolysis method**. Physica Status Solidi *C*, Warsaw, v. 6, n. 5, p. 1124-1126, 2011.

PAN, S.; LI, G. **Recent progress in p-Type doping and optical properties of SnO_2 nanostructures for optoelectronic device applications.** Recent Patents on Nanotechnology, Sharjah, v. 5, n. 2, p. 138-161, 2011.

PATROCÍNIO, Antonio Otávio T. e IHA, Neyde Y. Murakami. **Em busca da sustentabilidade: células solares sensibilizadas por extratos naturais.** Quim. Nova, Vol. 33, No 3, 574-578, 2010.

PEREDNIS, G.; GAUCKLER, L.; **Solid oxide fuel cells with electrolytes prepared via spray pyrolysis**; Solid States Ionics; Vol 166; 2004; p 229-239.

PEREDNIS, G.; WILHELM, O.; PRATSINIS, S. E.; GAUCKLER, L. J.; **Morphology and deposition of thin yttria-stabilized zirconia films using spray pyrolysis**; Thin solid films; Vol 474; 2005; p 84-95.

PEREIRA, F. M. **Medição de características térmicas e estudo do mecanismo de estabilização de chama em queimadores porosos radiantes.** Dissertação, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

PREDABON, E. P; BOCCHESE, C. **SolidWorks 2004: Projeto e Desenvolvimento.** 5ª ed, São Paulo, Érica, 2007.

QUASCHNING, Volker. **Understanding Renewable Energy Systems.** 1. Ed. London: Earthscan, 2005.

REFRATÁRIOS PAULISTA INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA. Boletim Técnico – Mogi Guaçu, São Paulo. 2014.

ROBERT, G.; MATTHEW, L.; AUSILIO, B. Progress in Renewable Energy. **Enviroment International**, 29, 2003. 105-122.

RODRIGUES, C. H. M. **Implementação de sistema de spray pirólise com movimento equatorial para deposição de filmes cerâmicos derivados de zircônia estabilizada com ítria.** Tese (Doutorado em Engenharia e Ciência dos Materiais), Universidade Estadual Norte Fluminense, Campos dos Goytacazes, Rio de Janeiro, 2008, pp 24.

SALAZAR, J. P.; OLIVEIRA, A. M. **Convective and radiative heat transfer in a roller kiln for ceramic tiles manufacture – a 2D model**, submetido para publicação em 2006.

SAMPATH, S.; JIANG, X. Y.; MATEJICEK, J.; LEGER, A. C.; VARDELLE, A.; **Substrate temperature effects on splat formation, microstructure development and properties of plasma sprayed coatings Part I: case Study for Partially Stabilized Zirconia**; Materials Science and Engineering; Vol A272; 1999; p181-188.

SANTANA, R. J. **Desenvolvimento de filme fino de a-Si:H por pulverização catódica para aplicações fotovoltaicas.** REDEMAT – UFOP – CETEC – UEMG, Ouro Preto, 2011, pp 40.

SANTOS, M. A. D. **Filmes finos nanoestruturados de dióxido de estanho obtidos pelo método dos precursores poliméricos.** Semina: Ciências Exatas e Tecnológicas, Londrina, v. 33, n. 2, p. 243-254, jul./dez. 2012.

SCHNEIDER, P. J., **Conduction Heat Transfer**, Addison-Wesley, Reading, MA, 1955.

SEYED-YAGOOBI, J.; SIKIRICA, S.J.; RICKS, M.R. **On-Line Pre-Heating/Drying of Paper Sheet with Gas-Fired Infrared Emitters, In: Technical Association of Pulp and Paper Industries Papermarkers Conference**, Proceedings, Cd Rom, Vancouver, Canada, 2000.

SETOGUCHI, T.; INOUE, T.; TAKEBE, H.; EGUCHI, E.; MORINAGA, K.; ARAI, H.; **Solid State Ionics**; Vol 37; 1990; pp 217.

SOUZA, L. C. E. O; **Estudo Teórico-Experimental de uma Caldeira de Queimador Poroso Recíproco Aplicada ao Biogás.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2009.

SOUZA, A. M; **Sinterização em duas etapas de Pós Ultra Finos de Alumina.** Dissertação (Mestrado em Engenharia e Ciência dos Materiais), Universidade Estadual de Ponta Grossa, Ponta Grossa, 2011.

STEELCARBON – AÇO E GRAFITE. Boletim Técnico – Joinville, Santa Catarina. 2014.

STJERNA, **Electrical and Optical Properties of Doped Tin Oxide Films,** Tese de Doutoramento, Department of Physics, Chalmers University of Technology and University of Göteborg, Gotemburgo- Suécia, 1992.

TAKENO, T.; SATO, K. **An excess enthalpy flame theory. Combust.** Sci. and Tech. v. 20, p.73-84, 1979.

TAKENO, T; SATO, K.; HASE, K. **A theoretical study on an excess enthalpy flame. 18th Symposium on Combustion**. P. 465-472, 1981.

TERMOCON, 2014. Disponível em: <http://www.termocom.com.br/images//pdf/fichas-tecnicas-ceramicas/01%20-%20Mantas//MANTA%20KAOWOOL%20SPUN%201260.pdf>. Acesso em: 20 de fevereiro de 2014.

TITMAN, D. J. **Applications of thermography in non-destructive testing of structures.** NDT & E International. ISSN 0963-8695. Vol. 34, n. º2 (2001), p. 149-154.

TRIMIS, D.; DURST, F.; **Combustion in a porous medium – advances and Applications. Combust.** Sci and Tech. V. 121, p. 153-168, 1996.

TRIMIS, D.; DURST, F.; PICKENÄCKER, O.; PICKENÄCKER, K., **Porous Medium Combustor versus Combustion Systems with Free Flames**, ISSHTEC, ’97, Guanzhou, China, 1997. Pp 339-445.

YOSHIDA, Y.; TOKASHIKI, S.; KUBOTA, K.; SHIRATUCHI, R.; YAMAGUCHI, Y.; KONO, M.; HAYASE, S. **Increase in photovoltaic performances of Dye-Sensitized Solar Cells - Modification of interface between TiO_2 nano-porous layers and F-doped SnO_2 layers**. Solar Energy Materials and Solar Cells, Amsterdam, v. 92, n. 6, p. 646-650, 2008.

WILL, J. MITTERDORFER, A.; KLEINLOGEL, C.; PEREDNIS, D.; GLAUCKLER, L. J.; **Fabrication of thin electrolytes for second-generation solid oxide fuel cells**; Solid States Ionics; Vol 131; 2000; p 79-96.

ANEXO A – TABELA DA CONDUÇÃO TRANSIENTE EM UMA PAREDE PLANA E AS PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DO AR

Tabela A.1. Quatro primeiras raízes da equação transcendental, $\xi_n \tan \xi_n = Bi$, para condução transiente em uma parede plana.

Bi = hL/k	ξ_1	ξ_2	ξ_3	ξ_4
0	0	3,1416	6,2832	9,4248
0,001	0,0316	3,1419	6,2833	9,4249
0,002	0,0447	3,1422	6,2835	9,4250
0,004	0,0632	3,1429	6,2838	9,4252
0,006	0,0774	3,1435	6,2841	9,4254
0,008	0,0893	3,1441	6,2845	9,4256
0,01	0,0998	3,1448	6,2848	9,4258
0,02	0,1410	3,1479	6,2864	9,4269
0,04	0,1987	3,1543	6,2895	9,4290
0,06	0,2425	3,1606	6,2927	9,4311
0,08	0,2791	3,1668	6,2959	9,4333
0,1	0,3111	3,1731	6,2991	9,4354
0,2	0,4328	3,2039	6,3148	9,4459
0,3	0,5218	3,2341	6,3305	9,4565
0,4	0,5932	3,2636	6,3461	9,4670
0,5	0,6533	3,2923	6,3616	9,4775
0,6	0,7051	3,3204	6,3770	9,4879
0,7	0,7506	3,3477	6,3923	9,4983
0,8	0,7910	3,3744	6,4074	9,5087
0,9	0,8274	3,4003	6,4224	9,5190
1,0	0,8603	3,4256	6,4373	9,5293
1,5	0,9882	3,5422	6,5097	9,5801
2,0	1,0769	3,6436	6,5783	9,6296
3,0	1,1925	3,8088	6,7040	9,7240
4,0	1,2646	3,9352	6,8140	9,8119
5,0	1,3138	4,0336	6,9096	9,8928
6,0	1,3496	4,1116	6,9924	9,9667
7,0	1,3766	4,1746	7,0640	10,0339
8,0	1,3978	4,2264	7,1263	10,0949
9,0	1,4149	4,2694	7,1806	10,1502
10,0	1,4289	4,3058	7,2281	10,2003
15,0	1,4729	4,4255	7,3959	10,3898
20,0	1,4961	4,4915	7,4954	10,5117
30,0	1,5202	4,5615	7,6057	10,6543
40,0	1,5325	4,5979	7,6647	10,7334
50,0	1,5400	4,6202	7,7012	10,7832
60,0	1,5451	4,6353	7,7259	10,8172
80,0	1,5514	4,6543	7,7573	10,8606
100,0	1,5552	4,6658	7,7764	10,8871
∞	1,5708	4,7124	7,8540	10,9956

Fonte: Incropera, 2002, pp 673

Tabela A.2. Propriedades Termofísicas do Ar à pressão atmosférica.

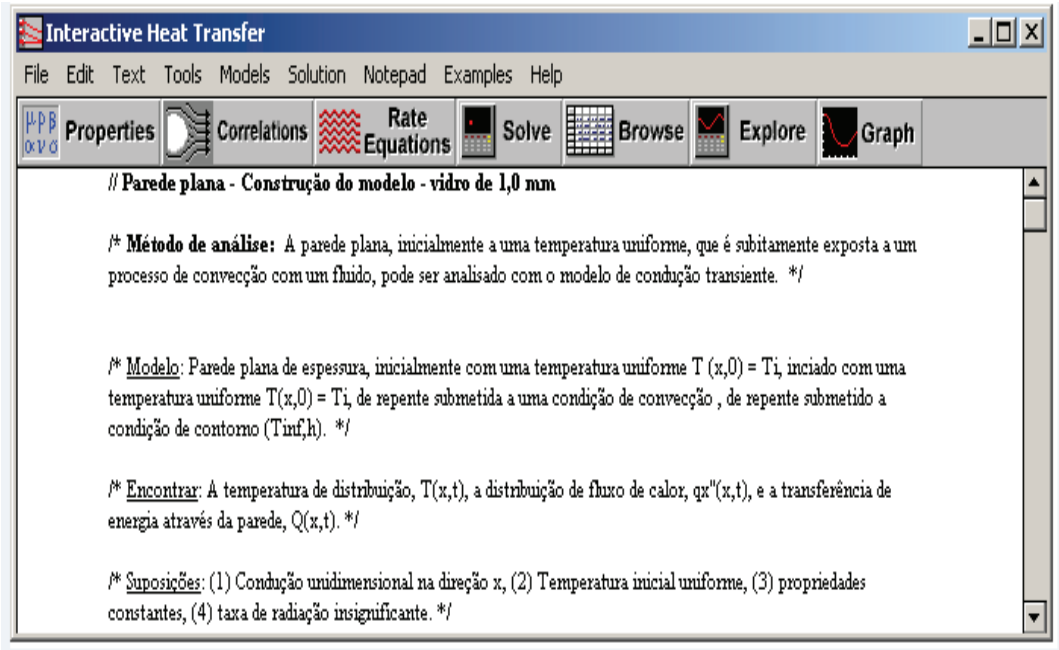
T	P	c_p	$\mu.10^7$	$\upsilon.10^6$	$k.10^3$	$\alpha.10^6$	Pr
(K)	(kg/m^3)	(kJ/kg.K)	(N.s/m^2)	(m^2/s)	(W/m.K)	(m^2/s)	
100	3,5562	1,032	71,1	2	9,34	2,54	0,786
150	2,3364	1,012	103,4	4,426	13,8	5,84	0,758
200	1,7458	1,007	132,4	7,59	18,1	10,3	0,737
250	1,3947	1,006	159,6	11,44	22,3	15,9	0,72
300	1,1614	1,007	184,6	15,89	26,3	22,5	0,707
350	0,995	1,009	208,2	20,92	30	29,9	0,7
400	0,8711	1,014	230,1	26,41	33,8	28,3	0,69
450	0,774	1,021	250,7	32,39	37,3	47,2	0,686
500	0,6964	1,03	270,1	38,79	40,7	56,7	0,684
550	0,6329	1,04	288,4	45,57	43,9	66,7	0,683
600	0,5804	1,051	305,8	52,69	46,9	76,9	0,685
650	0,5356	1,063	322,5	60,21	49,7	87,3	0,69
700	0,4975	1,075	338,8	68,1	52,4	98	0,695
750	0,4643	1,087	354,6	76,37	54,9	109	0,702
800	0,4354	1,099	369,8	84,93	57,3	120	0,709
850	0,4097	1,11	384,3	93,8	59,6	131	0,716
900	0,3868	1,121	398,1	102,9	62	143	0,72
950	0,3666	1,131	411,3	112,2	64,3	155	0,723
1000	0,3482	1,141	424,4	121,9	66,7	168	0,726
1100	0,3166	1,159	449	141,8	71,5	195	0,728
1200	0,2902	1,175	473	162,9	76,3	224	0,728
1300	0,2679	1,189	496	185,1	82	238	0,719
1400	0,2488	1,207	530	213	91	303	0,703
1500	0,2322	1,23	557	240	100	350	0,685
1600	0,2177	1,248	584	268	106	390	0,688
1700	0,2049	1,267	611	298	113	435	0,685
1800	0,1935	1,286	637	329	120	482	0,683
1900	0,1833	1,307	663	362	128	534	0,677
2000	0,1741	1,337	689	396	137	589	0,672
2100	0,1658	1,372	715	431	147	646	0,667
2200	0,1582	1,417	740	468	160	714	0,655
2300	0,1513	1,478	766	506	175	783	0,647
2400	0,1448	1,558	792	547	196	869	0,63
2500	0,1389	1,665	818	589	222	960	0,613
3000	0,1135	2,726	955	841	486	1570	0,536

Fonte: Fonte: Incropera, 2002, pp. 654.

ANEXO B – PROGRAMA ITERATIVO PARA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O IHT fornece um modelo de construção, um ambiente de resolução de problemas, que inclui um solucionador (solver) e um pós-processador. O pré-processador engloba um espaço de trabalho, no qual as equações podem ser fornecidas a partir dos módulos. O solucionador IHT fornece uma ampla capacidade de resolução de equações, enquanto o pós-processador inclui uma opção explorar (*explore option*) para o estudo do parâmetro da sensibilidade, um navegador (*browser*) para a tabulação dos resultados. As Figuras B.1 até B.4 mostram o funcionamento do programa utilizando o comando solve e o comando explore para o vidro de 1,0 mm na análise do resfriamento

Figura B.1. Área de trabalho do IHT com o código do programa do resfriamento do vidro de 1,0 mm.

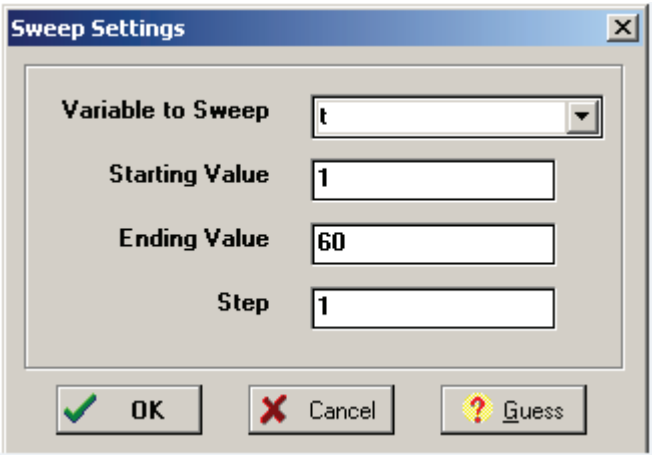


Fonte: O Próprio.

Figura B.2. Janela com os resultados do vidro de 1,0 mm.

Fonte: O Próprio.

Figura B.3. Janela de varredura.



Fonte: O Próprio.

Figura B.4. Janela com os resultados para o tempo de 1,0 minuto.

Data Browser

	1	2	3	4	5	6	7
As	0,001935	0,001935	0,001935	0,001935	0,001935	0,001935	0,001935
Bi	0,006173	0,006173	0,006173	0,006173	0,006173	0,006173	0,006173
Fo	1,446	2,893	4,339	5,786	7,232	8,679	10,13
Q	22,12	44,03	65,76	87,29	108,6	129,8	150,7
Qo	2493	2493	2493	2493	2493	2493	2493
QoverQo	0,008871	0,01766	0,02638	0,03501	0,04357	0,05206	0,06047
T_xt	593,7	588,7	583,7	578,7	573,8	568,9	564,1
alpha	3,616E-7	3,616E-7	3,616E-7	3,616E-7	3,616E-7	3,616E-7	3,616E-7
q''_xt	2844	2818	2793	2769	2744	2720	2696
vol	1,935E-6	1,935E-6	1,935E-6	1,935E-6	1,935E-6	1,935E-6	1,935E-6
xstar	1	1	1	1	1	1	1
C	0,0762	0,0762	0,0762	0,0762	0,0762	0,0762	0,0762
L	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
Ti	600	600	600	600	600	600	600
Tinf	25	25	25	25	25	25	25
cp	800	800	800	800	800	800	800
h	10	10	10	10	10	10	10
k	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81
rho	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800
t	1	2	3	4	5	6	7
x	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001

Close
Stats
Copy
View
Warnings
Residuals
Delete
Help

Knowns: 10
Unknowns: 11

Equation set successfully solved.

Working Set / Set A / Set B / Set C / Set D / Set E

Fonte: O Próprio

ANEXO B.1. CÓDIGO DO PROGRAMA DE RESFRIAMENTO

// **Parede plana - Construção do modelo - vidro de 1,0 mm - Resfriamento do Vidro**

/* **Método de análise:** A parede plana, inicialmente a uma temperatura uniforme, é subitamente exposta a um processo de convecção com um fluido, que pode ser analisado como o modelo de condução transiente. */

/* Modelo: Parede plana de espessura, inicialmente com uma temperatura uniforme T (x,0) = Ti, iniciado com uma temperatura uniforme T(x,0) = Ti, de repente submetida a uma condição de convecção e a condição de contorno (Tinf,h). */

/* Encontrar: A temperatura de distribuição, T(x,t), a distribuição de fluxo de calor, qx"(x,t), e a transferência de energia através da parede, Q(x,t). */

/* Suposições: (1) Condução unidimensional na direção x, (2) Temperatura inicial uniforme, (3) propriedades constantes, (4) taxa de radiação insignificante. */

/* **O esquema:** Reconhecer que o modelo é uma parede de espessura 2L, onde o plano de simetria em x = 0 corresponde ao limite para análise do vidro. */

// A distribuição de temperatura é

T_xt = T_xt_trans("Plane Wall",xstar,Fo,Bi,Ti,Tinf) // Equação 55

// O fluxo de calor na direção x é

q"_xt = qdprime_xt_trans("Plane Wall",x,L,Fo,Bi,k,Ti,Tinf) // $q''_x = - k\, \partial T/\partial x$

// A transferência de calor total da parede durante o intervalo de tempo t é

QoverQo = Q_over_Qo_trans("Plane Wall",Fo,Bi) // Equação 62

Qo = rho * cp * vol * (Ti - Tinf) // Energia Interna inicial da parede em relação ao fluido.

vol = L * As

Q = QoverQo * Qo // Transferência de energia, J

// Os parâmetros adimensionais são

xstar = x / L

Bi = h * (L/2) / k // Equação 30

Fo= alpha * t / (L/2)^2 // Equação 49

alpha = k/ (rho * cp)

// As variáveis independentes para esse sistema são:

// Parâmetros da parede

Ti = 600 // Temperatura inicial, °C;

L = 0.001 // Espessura do vidro, m

rho = 2800 // densidade, kg/m^3

cp = 800 // calor específico, J/kg·K

k = 0.81 // condutividade térmica, W/m·K

As = 0.0254 * C // área de superfície, m^2;

C = 0.0762 // comprimento do vidro, m

// Calculando a localização de x e o tempo t,

x = 0.001 // m, -L < = x < = +L; no exterior, a localização da superfície isolada, x = 0

t = 60 // segundos

// Condições de convecção

h = 10 // coeficiente de convecção, W/m^2·K

Tinf = 25 // temperatura do ar, °C

ANEXO B.2. CÓDIGO DO PROGRAMA DE AQUECIMENTO

// **Parede plana - Construção do modelo - vidro de 1,0 mm - Aquecimento do Vidro**

/* **Método de análise:** A parede plana, inicialmente a uma temperatura uniforme, é subitamente exposta a um processo de radiação, que pode ser analisado como o modelo de condução transiente. */

/* Modelo: Parede plana de espessura, inicialmente com uma temperatura uniforme T (x,0) = Ti, iniciado com uma temperatura uniforme T(x,0) = Ti, de repente submetida a uma condição de radiação e a condição de contorno (Tinf,h). */

/* Encontrar: A temperatura de distribuição, T(x,t), a distribuição de fluxo de calor, qx"(x,t), e a transferência de energia através da parede, Q(x,t). */

/* Suposições: (1) Condução unidimensional na direção x, (2) Temperatura inicial uniforme, (3) propriedades constantes, (4) taxa de convecção do ar insignificante. */

/* **O esquema:** Reconhecer que o modelo é uma parede de espessura 2L, onde o plano de simetria em x = 0 corresponde ao limite para análise do vidro. */

// A distribuição de temperatura é

T_xt = T_xt_trans("Plane Wall",xstar,Fo,Bi,Ti,Tinf) // Equação 55

// O fluxo de calor na direção x é

q"_xt = qdprime_xt_trans("Plane Wall",x,L,Fo,Bi,k,Ti,Tinf) // $q''_x = - k\, \partial T/\partial x$

// A transferência de calor total da parede durante o intervalo de tempo t é

QoverQo = Q_over_Qo_trans("Plane Wall",Fo,Bi) // Equação 62

Qo = rho * cp * vol * (Ti - Tinf) // Energia Interna inicial da parede em relação ao fluido.

vol = L * As

Q = QoverQo * Qo // Transferência de energia, J

// Os parâmetros adimensionais são

xstar = x / L

Bi = h * (L/2) / k // Equação 30

Fo= alpha * t / (L/2)^2 // Equação 49

alpha = k/ (rho * cp)

// As variáveis independentes para esse sistema são:

// Parâmetros da parede

Ti = 361.2 // Temperatura inicial, °C;

L = 0.001 // Espessura do vidro, m

rho = 2800 // densidade, kg/m^3

cp = 800 // calor específico, J/kg·K

k = 0.81 // condutividade térmica, W/m·K

As = 0.0254 * C // área de superfície, m^2;

C = 0.0762 // comprimento do vidro, m

// Calculando a localização de x e o tempo t,

x = 0.001 //m, -L < = x < =+L; no exterior, a localização da superfície isolada, x = 0

t = 60 // segundos

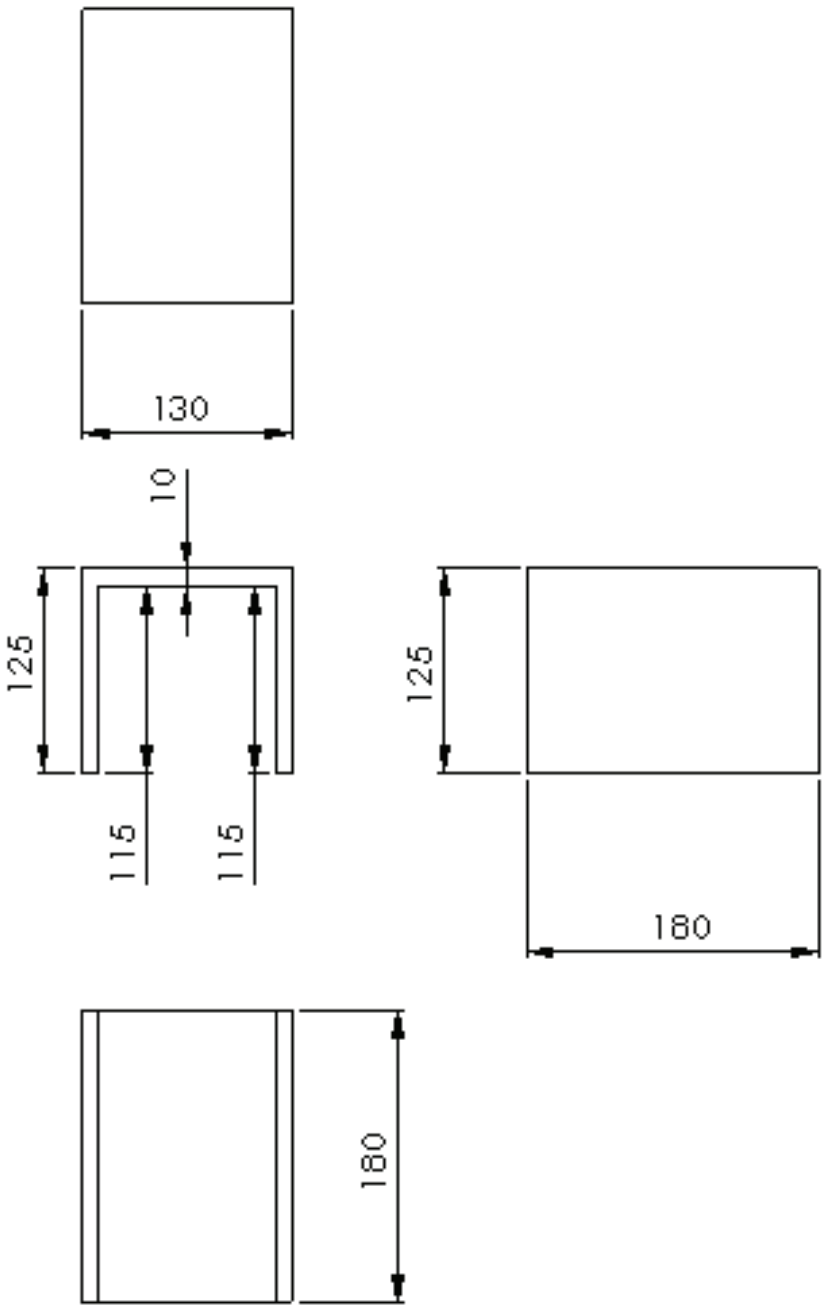
// Condições de radiação

h = 94.53 // coeficiente de radiação, W/m^2·K

Tinf = 600 // temperatura do forno, °C

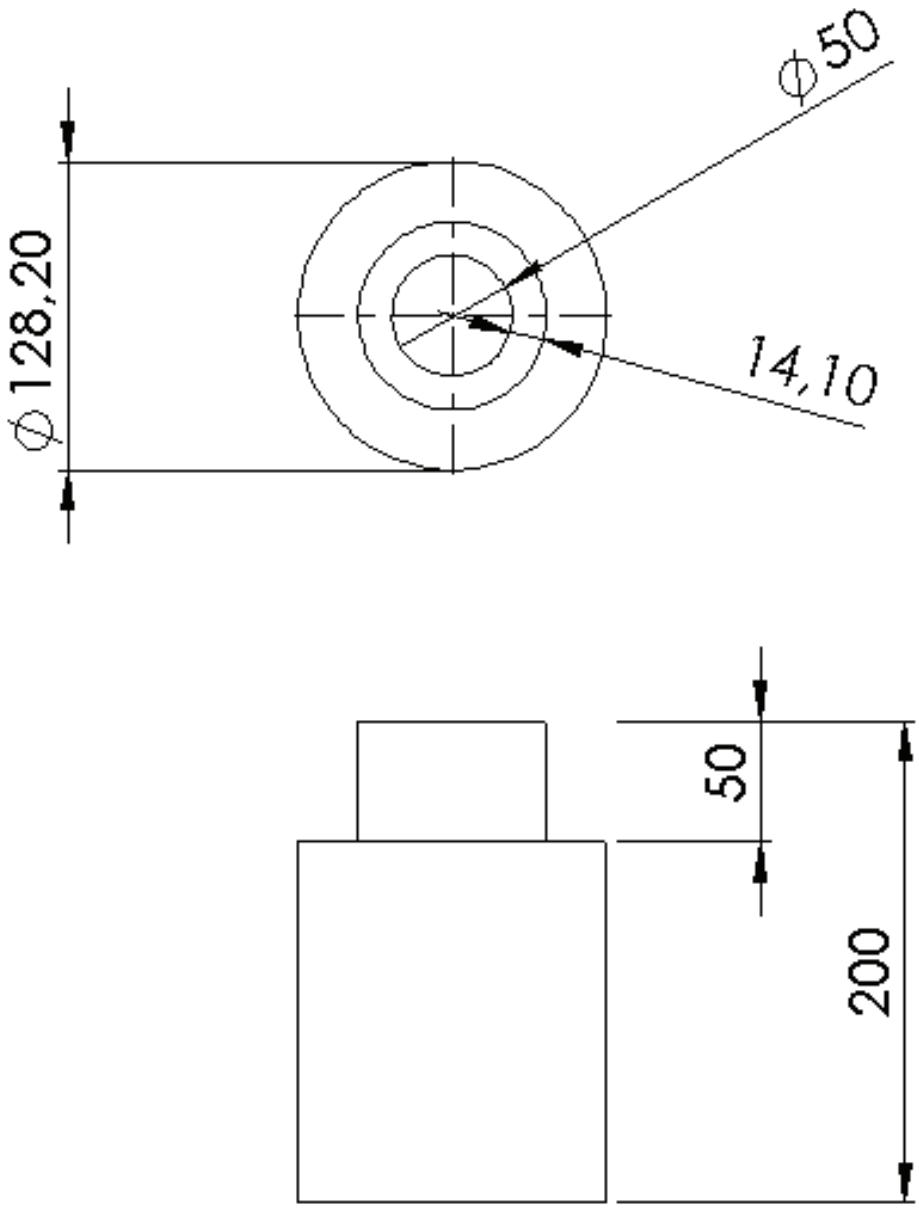
ANEXO C – DESENHOS TÉCNICOS DO PIROLISADOR

Figura C.1. Alumina densa em U.



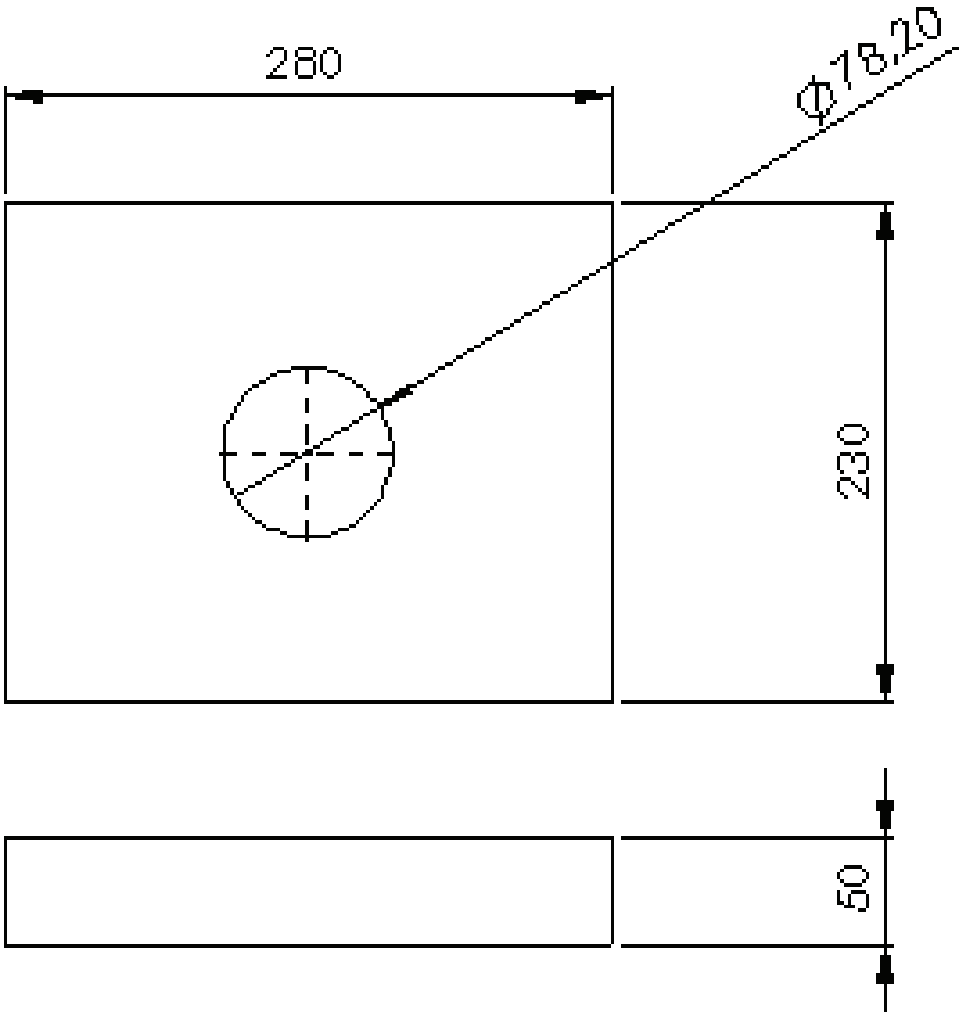
Fonte: O Próprio.

Figura C.2. Caldeira.



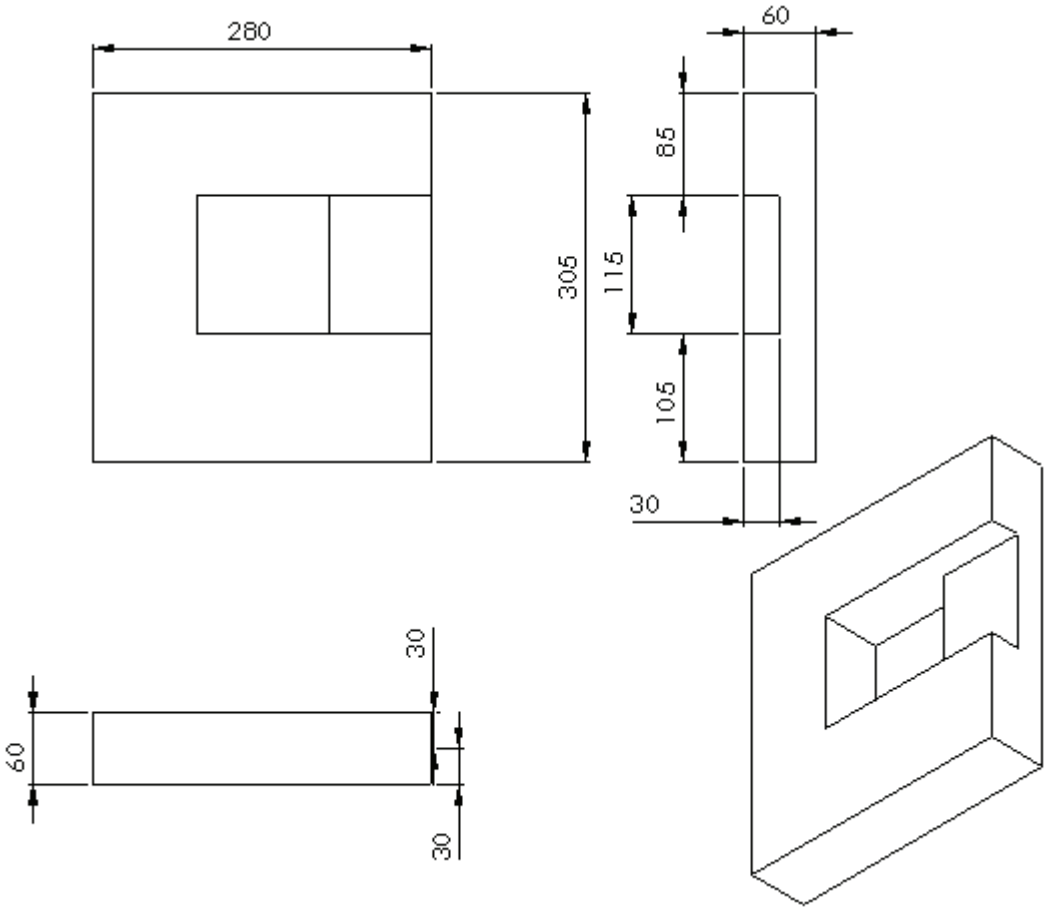
Fonte: O Próprio.

Figura C.3. Concreto refratário inferior.



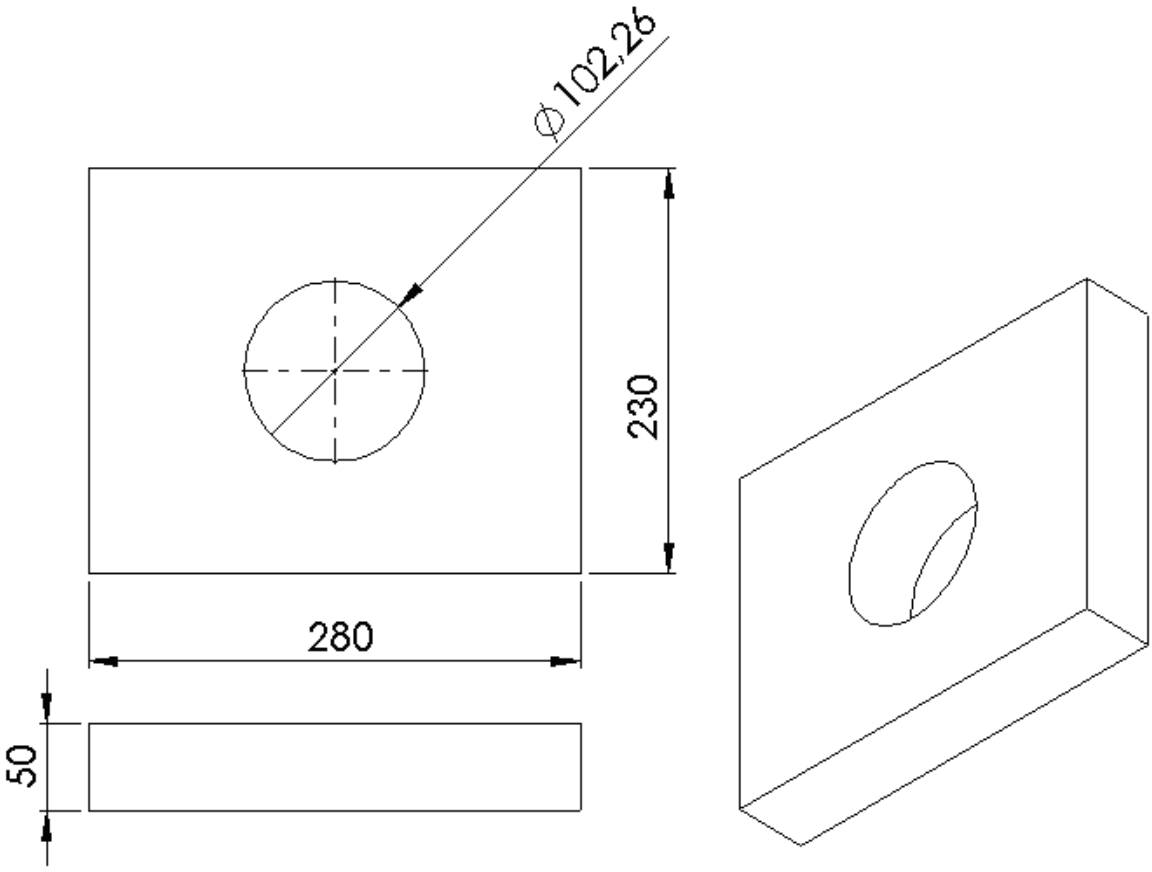
Fonte: O Próprio.

Figura C.4. Refratário frontal de mulita.



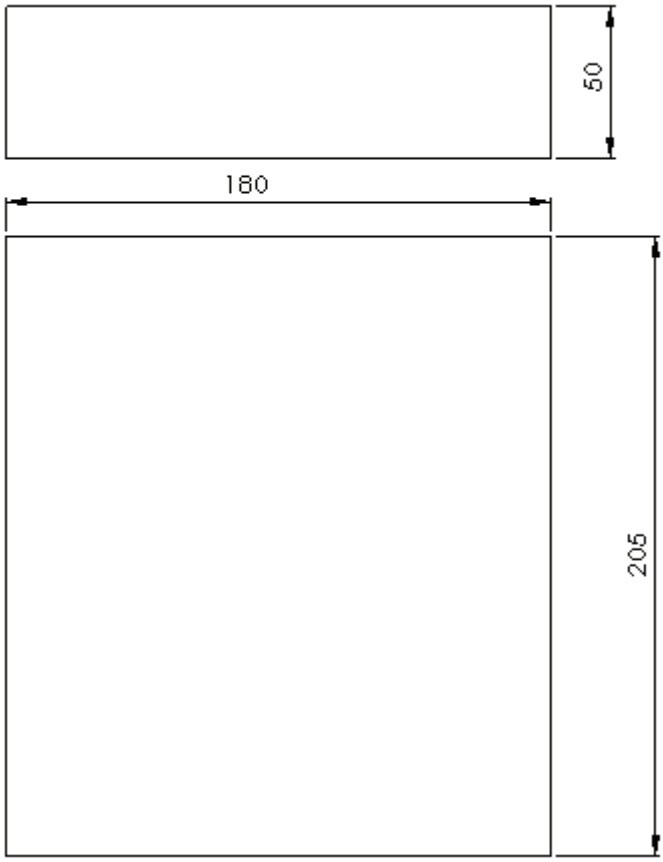
Fonte: O Próprio.

Figura C.5. Concreto refratário superior.



Fonte: O Próprio.

Figura C.6. Refratário lateral de mulita.



Fonte: O Próprio.