

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

**COMPORTAMENTO TÉRMICO DE UM
REFRIGERADOR DOMÉSTICO QUANDO SUBMETIDO A
ABERTURA E FECHAMENTO DE PORTA**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

ALEXANDRE CURY SCHMID

FLORIANÓPOLIS, MAIO DE 2000

COMPORTAMENTO TÉRMICO DE UM REFRIGERADOR DOMÉSTICO QUANDO SUBMETIDO A ABERTURA E FECHAMENTO DE PORTA

ALEXANDRE CURY SCHMID

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO CIÊNCIAS TÉRMICAS
E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE PÓS GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. ALVARO TOUBES PRATA, Ph. D.
ORIENTADOR

Prof. JÚLIO CÉSAR PASSOS, Dr.
COORDENADOR

BANCA EXAMINADORA

Prof. CLÁUDIO MELO, Ph. D.
PRESIDENTE

Prof. CÉSAR JOSÉ DESCHAMPS, Ph. D.

Prof. JOSÉ ANTÔNIO BELLINI DA CUNHA NETO, Dr.

Eng^o MARCO MARQUES, M.S.

Se as coisas são inatingíveis... ora
Não é motivo para não querê-las...
Que tristes os caminhos se não fora
A presença distante das estrelas !

Mário Quintana

**Dedico este trabalho à
minha mulher Beatriz, meus filhos Laís e Caíque,
pelo incentivo e compreensão em todos os momentos, e
em especial aos meus pais, Avelino e Angelina,
que me acompanham desde o início da minha caminhada.**

Agradeço,

à Deus, que tem sido ao longo da minha vida, fonte de inspiração,

ao professor Alvaro Toubes Prata, por compartilhar deste sonho, contribuindo de forma direta para sua concretização, com seu conhecimento, incentivo e amizade,

ao engenheiro Vinícius Losada Gouveia, pela contribuição na execução da parte experimental deste trabalho,

aos engenheiros Marco Marques e Luiz Antônio Diemer Lopes da Multibrás, pelo enriquecedor convívio profissional que tem colaborado no crescimento mútuo,

e, enfim, a todos que ajudaram de alguma forma para a realização deste trabalho.

ÍNDICE

Resumo	viii
Abstract	ix
Lista de Figuras	x
Lista de Tabelas	xiv
Nomenclatura	xv
1. Introdução	01
1.1 Motivação	01
1.2 Objetivos do Trabalho	04
2. Revisão Bibliográfica	05
2.1 Abertura de Porta em Refrigeradores	07
2.2 Convecção Natural em Ambientes de Edificações	09
3. Modelação Matemática	11
3.1 Modelo Físico	11
3.2 Formulação Matemática	14
3.2.1 Equacionamento para o Caso de Porta Fechada	15
3.2.1.1 Cálculo da Temperatura do Ar no Interior do Refrigerador..	15
3.2.1.2 Cálculo da Temperatura da Superfície Interna	17
3.2.1.3 Cálculo da Temperatura do Isolamento Térmico	18
3.2.1.4 Cálculo da Fração Mássica do Vapor d'água	19
3.2.2 Equacionamento para o Caso de Porta Aberta	20
3.2.2.1 Cálculo da Temperatura do Ar no Interior do Refrigerador.	20
3.2.2.2 Cálculo da Temperatura da Superfície Interna	21
3.2.2.3 Cálculo da Temperatura do Isolamento Térmico	21
3.2.2.4 Cálculo da Fração Mássica do Vapor d'água	22
3.2.2.5 Cálculo do Fluxo de Massa	22
3.2.3 Balanço de Energia no Evaporador	27
3.3 Método de Solução das Equações	27

4. Experimentos	29
4.1 Instrumentação do Refrigerador	29
4.2 Procedimento de Teste	30
4.3 Condições Experimentais	31
4.4 Equipamento de Medição	31
4.4.1 Medição da Velocidade e Temperatura do Ar	32
4.4.2 Medição da Umidade Relativa e Temperatura do Ar	32
4.4.3 Medição da Pressão do Ar	33
4.4.4 Medição da Temperatura do Evaporador	33
5. Resultados Experimentais	35
5.1 Resultados para Tempo com Porta Aberta de 5s	35
5.1.1 Comportamento da Temperatura do Ar	35
5.1.2 Comportamento da Umidade Relativa do Ar	36
5.1.3 Comportamento da Velocidade do Ar	39
5.1.4 Comportamento da Pressão do Ar	42
5.1.5 Comportamento da Temperatura do Evaporador	43
5.2 Resultados para Tempo com Porta Aberta de 30 s	44
5.2.1 Comportamento da Temperatura do Ar	44
5.2.2 Comportamento da Umidade Relativa do Ar	45
5.2.3 Comportamento da Velocidade do Ar	46
5.2.4 Comportamento da Pressão do Ar	50
5.2.5 Comportamento da Temperatura do Evaporador	51
5.3 Considerações Finais	52
6. Resultados Computacionais	54
6.1 Condição de Contorno de Abertura e Fechamento da Porta	54
6.2 Determinação do Coeficiente de Porta	56
6.3 Comparação dos Resultados	59
6.3.1 Caso com Abertura de Porta de 1-5-1 segundos	59
6.3.2 Caso com Abertura de Porta de 3-30-3 segundos	60
7. Potencialidades do Modelo Computacional	64
7.1 Efeito da Temperatura do Ar Ambiente	64
7.2 Efeito da Umidade Relativa do Ar Ambiente	75
8. Conclusões e Sugestões	81

9. Referências Bibliográficas	84
Apêndice A – Dados Geométricos e Propriedades dos Materiais do Refrigerador	87
Apêndice B – Equações e Valores das Propriedades Termodinâmicas	89
Apêndice C – Calibração dos Sensores de Temperatura	90

RESUMO

À medida em que os aspectos relacionados à eficiência energética e usabilidade dos refrigeradores tornam-se requisitos ambientais e mercadológicos de suma importância, o conhecimento detalhado dos mecanismos de transferência de calor e massa que governam o desempenho térmico do produto se torna condição necessária para o atendimento das exigências normativas e de mercado. Neste sentido o presente trabalho tem por objetivo o estudo e a modelação do comportamento térmico de um refrigerador sujeito à abertura e fechamento de porta, de forma a possibilitar a quantificação do incremento de energia sensível e latente associada a este evento, bem como disponibilizar uma metodologia de análise de engenharia para uso no projeto de refrigeradores. O modelo matemático desenvolvido foi implementado computacionalmente e o sistema de equações foi resolvido com a aplicação do método de Newton-Raphson marchando-se no tempo para obtenção da resposta transiente das variáveis termodinâmicas associadas ao problema. Experimentos foram realizados para validar o modelo matemático proposto e quando confrontados os resultados numéricos e experimentais apresentaram boa concordância.

ABSTRACT

As the issues related to the energy efficiency and usability of the household refrigerators have become very important environmental and market requirements, the detailed knowledge of the heat and mass transfer mechanisms which drive the thermal performance of the product emerged as a mandatory condition to achieve the new standards and regulations. In this way, this thesis has as the main objective to study and model the thermal behavior of a refrigerator submitted to door opening and closing, in order to quantify the increment on sensible and latent heat regarding this event as well as to develop a methodology to be employed on the design of the refrigerators. A mathematical model was developed and implemented in a computer program where the system of equations was solved by applying the Newton-Raphson method in order to obtain the transient response of the thermodynamic variables related to the problem. Experiments were carried out to validate the proposed mathematical model and the comparison between numerical and experimental results presented good agreement.

LISTA DE FIGURAS

- 1.1 Distribuição do consumo de energia elétrica no Brasil por setores
- 1.2 Distribuição do consumo de energia nos setores residencial e comercial
- 3.1 Parâmetros dimensionais do refrigerador
- 3.2 Representação esquemática do sistema de refrigeração
- 3.3 Corte longitudinal do refrigerador e modelo de resistências térmicas
- 3.4 Corte longitudinal do refrigerador com o perfil de velocidade no plano da porta
- 3.5 Definição geométrica da área efetiva
- 3.6 Fluxograma global do programa
- 4.1 Instrumentação do refrigerador
- 4.2 Refrigerador e equipamento de medição
- 4.3 Sensor CAFS para medição simultânea da temperatura e velocidade do ar
- 4.4 Unidade portátil com sensor de medição da diferença de pressão
- 4.5 Unidade ATM-24 e o medidor de pressão junto ao computador
- 4.6 CAFS (sensor de velocidade e temperatura), o LogBox (sensor de umidade e temperatura) e o ponto de tomada de pressão interna
- 5.1 Comportamento da diferença de temperatura do ar para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos
- 5.2 Comportamento da temperatura do ar ambiente para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos
- 5.3 Comportamento da umidade relativa do ar interno para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos
- 5.4 Carta psicrométrica ilustrando os processos do ar no interior do refrigerador decorrente da abertura e fechamento de porta
- 5.5 Comportamento da umidade relativa do ar ambiente para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos
- 5.6 Comportamento da velocidade do ar no plano da porta para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos

- 5.7 Comportamento da velocidade do ar no ponto 10 para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos
- 5.8 Comportamento da velocidade do ar no ponto 6 para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos
- 5.9 Comportamento da pressão do ar interno para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos
- 5.10 Comportamento da temperatura do evaporador para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos
- 5.11 Comportamento da diferença de temperatura do ar para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos
- 5.12 Comportamento da temperatura do ar ambiente para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos
- 5.13 Comportamento da umidade relativa do ar interno para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos
- 5.14 Comportamento da umidade relativa do ar ambiente para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos
- 5.15 Comportamento da velocidade do ar no plano da porta para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos
- 5.16 Comportamento da velocidade do ar no ponto 10 para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos
- 5.17 Comportamento da velocidade do ar no ponto 6 para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos
- 5.18 Comportamento da pressão do ar interno para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos
- 5.19 Comportamento da temperatura do evaporador para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos
- 6.1 Ângulo e velocidade angular de abertura de porta (caso ω_p senoidal)
- 6.2 Ângulo e velocidade angular de abertura de porta (caso ω_p constante)
- 6.3 Variação do volume e área efetiva durante a abertura de porta (caso ω_p senoidal)
- 6.4 Comparativo do fluxo de massa para diferentes valores de K (caso 1-5-1s com $T_a=26^\circ\text{C}$ e $UR_a=60\%$)

- 6.5 Comparativo do fluxo de massa para diferentes valores de K (caso 3-30-3s com $T_a=23,5^\circ\text{C}$ e $UR_a=78\%$)
- 6.6 Comparativo entre o comportamento da temperatura do ar experimental e computacional (caso 1-5-1s com $T_a=26^\circ\text{C}$ e $UR_a=60\%$)
- 6.7 Comparativo entre o comportamento da umidade relativa do ar experimental e computacional (caso 1-5-1s com $T_a=26^\circ\text{C}$ e $UR_a=60\%$)
- 6.8 Comparativo entre o comportamento da temperatura do ar experimental e computacional (caso 3-30-3s com $T_a=23,5^\circ\text{C}$ e $UR_a=78\%$)
- 6.9 Comparativo entre o comportamento da umidade relativa do ar experimental e computacional (caso 3-30-3s com $T_a=23,5^\circ\text{C}$ e $UR_a=78\%$)
- 7.1 Efeito da temperatura ambiente no comportamento da temperatura do ar interno (caso 1-5-1s)
- 7.2 Efeito da temperatura ambiente no comportamento da umidade relativa do ar interno (caso 1-5-1s)
- 7.3 Efeito da temperatura ambiente no comportamento da fração mássica do ar interno (caso 1-5-1s)
- 7.4 Efeito da temperatura ambiente no comportamento do fluxo de massa (caso 1-5-1s)
- 7.5 Efeito da temperatura ambiente no comportamento da massa renovada de ar (caso 1-5-1s)
- 7.6 Efeito da temperatura ambiente no calor trocado com o ar interno (caso 1-5-1s)
- 7.7 Parcelas de calor sensível trocadas com ar interno (caso 1-5-1s com $T_a=32^\circ\text{C}$)
- 7.8 Efeito da temperatura ambiente no comportamento do calor latente potencial (caso 1-5-1s)
- 7.9 Efeito da temperatura ambiente no comportamento do calor trocado com o ar interno considerando o calor latente potencial (caso 1-5-1s)
- 7.10 Efeito da temperatura ambiente no calor trocado com a superfície interna do refrigerador (caso 1-5-1s)
- 7.11 Parcelas do calor trocado pela superfície interna (caso 1-5-1s com $T_a=18^\circ\text{C}$)
- 7.12 Efeito da temperatura ambiente no comportamento do balanço de energia para o evaporador (caso 1-5-1s)

- 7.13 Parcelas de calor trocado pelo evaporador (caso 1-5-1s com $T_a=32^\circ\text{C}$)
- 7.14 Efeito da umidade relativa ambiente no comportamento da temperatura do ar interno (caso 1-5-1s)
- 7.15 Efeito da umidade relativa ambiente no comportamento da umidade relativa do ar interno (caso 1-5-1s)
- 7.16 Efeito da umidade relativa ambiente no comportamento da fração mássica do ar interno (caso 1-5-1s)
- 7.17 Efeito da umidade relativa ambiente no comportamento do fluxo de massa (caso 1-5-1s)
- 7.18 Efeito da umidade relativa ambiente no comportamento da massa renovada de ar (caso 1-5-1s)
- 7.19 Efeito da umidade relativa ambiente no calor trocado com o ar interno (caso 1-5-1s)
- 7.20 Efeito da umidade relativa ambiente no calor trocado com a superfície interna do refrigerador (caso 1-5-1s)
- 7.21 Efeito da umidade relativa ambiente no comportamento do balanço de energia para o evaporador (caso 1-5-1s)

Apêndices

- C.1 Comportamento da temperatura dos sensores CAFS e padrão
- C.2 Diferença de temperatura entre os sensores CAFS e o sensor padrão

LISTA DE TABELAS

- 4.1 Testes realizados
- 5.1 Resumo dos resultados experimentais
- 6.1 Condição de contorno da velocidade angular de abertura de porta
- 6.2 Estimativa da velocidade média e do fluxo de massa experimental
- 6.3 Resumo comparativo dos resultados experimentais e computacionais
- 7.1 Condição de contorno para avaliação do efeito da temperatura ambiente
- 7.2 Resumo dos resultados das variáveis termodinâmicas em função da temperatura ambiente
- 7.3 Resumo dos valores das parcelas de calor trocado em função da temperatura ambiente
- 7.4 Resumo dos resultados das variáveis termodinâmicas em função da umidade ambiente

Apêndices

- C.1 Valores da diferença de temperatura média [$^{\circ}\text{C}$]

NOMENCLATURA

A	área, m ²
Cd	coeficiente de descarga
c	calor específico, J/kg/K
c _v	calor específico a volume constante, J/kg/K
c _p	calor específico a pressão constante, J/kg/K
g	aceleração da gravidade, 9,81 m/s ²
Gr	número de Grashof
h	coeficiente de transferência de calor, W/m ² /K
H	altura, m
h _m	coeficiente de transferência de massa, m/s
h _{fg}	calor latente de vaporização, J/kg
h _{sg}	calor latente de sublimação, J/kg
k	condutividade térmica, W/m/K
K'	coeficiente de orifício
K	coeficiente de porta
L	largura, m
Le	número de Lewis
m	massa, kg
m	fluxo de massa, kg/s
M	massa molecular, kg/kg mol
p	pressão, Pa
P	profundidade, m
Pr	número de Prandtl
q	fluxo de calor, W
Q	calor trocado, W
R	resistência térmica, m ² .K/W
Ra	número de Rayleigh
Re	número de Reynolds

R_g	constante universal dos gases, 8314,41 J/kg mol/K
Sc	Número de Schmidt
t	tempo, s
T	temperatura, K
U	coeficiente global de transferência de calor, W/m ² /K
UR	umidade relativa, %
v	velocidade, m/s
\dot{V}	vazão volumétrica, m ³ /s
V	volume, m ³
w	velocidade angular, rad/s
W	fração mássica do vapor, kg vapor d'água/kg ar úmido
z	coordenada associada ao campo gravitacional, m

Símbolos Gregos

δ	espessura, m
ϵ	emissividade
μ	viscosidade dinâmica, kg/m/s
θ	ângulo, radianos
ρ	densidade, kg/m ³
σ	constante de Stefan Boltzman, 5,67x 10 ⁸ W/m ² /K ⁴

Índices e Subscritos

a	ambiente externo
as	ar seco
c	convecção
cond	condução
comp	compartimento do compressor
d	referente ao período de abertura e fechamento de porta
e	entra
ef	efetivo

evap	evaporador
gax	gaxeta
i	ambiente interno do refrigerador
is	isolamento térmico do refrigerador relativo à espessura média
lat	latente
med	médio
o	referente ao período em que a porta permanece aberta
p	porta
r	radiação
s	sai
se	superfície externa do refrigerador
si	superfície interna do refrigerador
v	vapor d'água
vs	vapor d'água na saturação

Símbolo Especial

lla,bll deve ser considerado o maior dos dois valores

1. Introdução

1.1 Motivação

Os mecanismos de transferência de calor e massa em um refrigerador doméstico sujeito à abertura e fechamento de porta apresentam-se como uma nova fronteira a ser explorada e investigada motivada pela necessidade de sua quantificação e especificação no âmbito de um projeto térmico eficiente do sistema de refrigeração. Dentre os principais requisitos do projeto térmico de um refrigerador encontram-se os aspectos energéticos e aqueles relacionados ao desempenho térmico do produto.

Os aspectos energéticos relacionam-se à necessidade de economia de energia elétrica frente ao cenário corrente do elevado custo do investimento neste setor, dada a escassez de fontes de energia renováveis, associado à crescente demanda. Neste sentido, o governo Brasileiro instituiu desde 1985 o Programa de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica (PROCEL) que estabeleceu, entre outras, medidas visando a melhoria da eficiência energética de refrigeradores. Neste contexto foi criada a etiqueta de Consumo de Energia para os eletrodomésticos, entre eles os refrigeradores, e mais especificamente o Selo de Eficiência Energética que premia anualmente os produtos de menor consumo de energia dentro das categorias refrigeradores de uma porta, combinados *cycle-defrost* e *frost-free*, bem como os freezers verticais e horizontais.

Atualmente o ensaio de consumo de energia de refrigeradores que é adotado como referência no Brasil encontra-se descrito na norma ISO 7371 (1995), o qual não contempla em seu procedimento de ensaio a abertura de porta. Contudo, na literatura trabalhos como de Alissi et al. (1988) reportam um aumento significativo do consumo de energia (de até 32%) de um refrigerador combinado quando submetido a um programa de abertura de portas em comparação ao teste sem abertura de portas. Além disso, a norma JIS (Japanese Industrial Standards) inclui em seu ensaio de consumo de energia de refrigeradores, um programa de abertura de porta em um ambiente com alta umidade de

forma a levar em conta o aumento de energia (latente e sensível) associado à abertura de porta.

Conforme dados da Eletrobrás (1998), a refrigeração participa com 9% do consumo total de energia elétrica no Brasil, sendo responsável por 32% do consumo do setor residencial e 17% do consumo do setor comercial. O setor residencial responde por 26,9% de toda a energia elétrica consumida no país. As figuras 1.1 e 1.2 apresentam a distribuição do consumo de energia elétrica no Brasil desdobrada por setores.

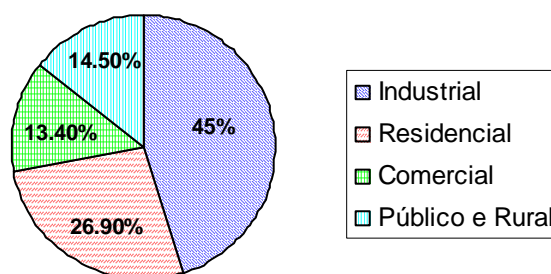


Figura 1.1 – Distribuição do consumo de energia elétrica no Brasil por setores

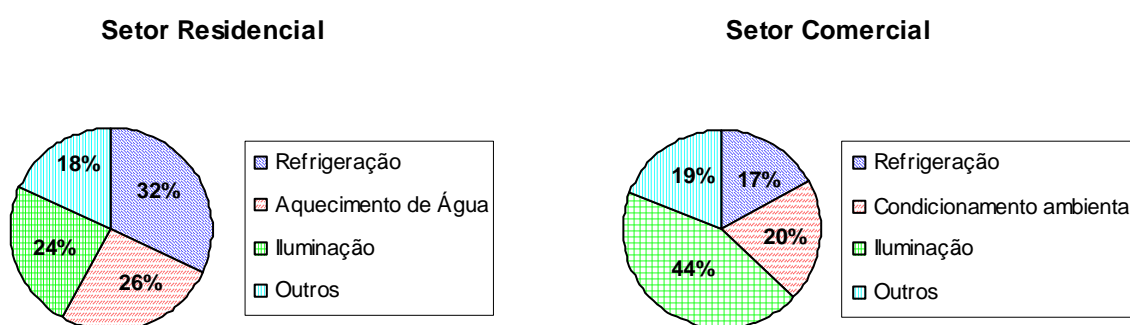


Figura 1.2 – Distribuição do consumo de energia nos setores residencial e comercial

Tomando como base o consumo nacional de energia elétrica no ano de 1998, reportado pela Eletrobrás em 275 TWh, só a refrigeração foi responsável por 25 TWh que representa cerca de 40% da capacidade anual de produção de energia da usina hidrelétrica de Itaipu.

Com respeito aos aspectos do desempenho térmico do refrigerador, observa-se que cada vez mais os atributos funcionais relacionados ao uso e manuseio do produto tornam-se importantes frente à necessidade de atendimento das expectativas de um consumidor cada vez mais exigente. Neste sentido, as características de recuperação térmica do produto e sua capacidade de operação nas mais variadas condições ambientais e de uso - levando-se em conta as diferenças climáticas e a diversidade de hábitos dos consumidores nas diferentes regiões do Brasil - tornam-se um pré-requisito para o sucesso de um refrigerador no mercado.

Desta forma, torna-se obrigatório o entendimento e a quantificação dos mecanismos de transferência de calor e massa associados à abertura de porta do refrigerador. Além disso, tais mecanismos irão exercer influência significativa na condensação e formação de gelo no interior do refrigerador, fenômenos esses que devem ser controlados de forma a não comprometer o desempenho térmico do produto - pois o gelo atua como isolante térmico na troca de calor do evaporador - e tão pouco causar algum efeito gerador de insatisfação por parte do usuário, tal como a condensação nas paredes internas do refrigerador e/ou pingamento de água sobre os alimentos.

Em termos mercadológicos já se observa a preocupação de alguns fabricantes em minimizar os efeitos negativos associados à abertura de porta dos refrigeradores. Em um artigo publicado na *Appliance Magazine* (Abril de 1999) sobre a cobertura da Domotechnica 99 - maior feira de eletrodomésticos do mundo realizada a cada dois anos na Alemanha, onde são apresentados os novos lançamentos e inovações em produtos dos maiores fabricantes de eletrodomésticos - verifica-se que entre as poucas novidades associadas à tecnologia de refrigeração que foram apresentadas nesta edição da feira, destacam-se dois itens relacionados às ações para minimizar os efeitos negativos da abertura de porta e desta forma melhorar o desempenho térmico do refrigerador.

Um item refere-se ao sistema de cortina de ar apresentado pela Daewoo, que durante a abertura de porta aciona um ventilador que recircula o ar frio a uma velocidade de 5 m/s pela região de entrada do gabinete, prevenindo a saída do ar frio interno para o exterior e vice-versa. O artigo cita que a abertura de porta por cerca de 1 minuto aumenta a temperatura do ar em aproximadamente 10 a 12°C, enquanto que com o sistema de cortina de ar este aumento é no máximo de 4,8°C. Outro item refere-se a um sistema de prateleira integrada à porta, apresentado pela General Electric, e que minimiza a perda de ar frio associada à freqüente abertura de porta do refrigerador. Já na edição de setembro de 1999 da *Appliance magazine*, encontra-se um anúncio da Daewoo, apresentando um refrigerador com porta contendo cristal líquido, denominada comercialmente como “*Magic Window*”. Esta porta fica transparente pela ação de um campo elétrico permitindo ver-se o conteúdo no interior do produto sem a necessidade de abertura de porta, o que possibilita minimizar o tempo de porta aberta e por conseguinte os efeitos de aumento excessivo de temperatura e dispêndio de energia.

1.2 Objetivos do Trabalho

Os principais objetivos do presente trabalho são:

- (i) modelar e quantificar a transferência de calor e massa associada à abertura de porta de um refrigerador;
- (ii) avaliar numérica e experimentalmente o comportamento transiente das variáveis termodinâmicas durante e após a abertura e fechamento da porta de um refrigerador;
- (iii) realizar uma análise de sensibilidade das variáveis do problema frente aos parâmetros ambientais (umidade e temperatura) e construtivos quando submetido a diferentes condições de abertura de porta (velocidade de abertura e fechamento de porta, tempo de porta aberta, entre outros).

A utilização de um modelo que possibilite a simulação computacional do comportamento de um refrigerador doméstico em regime não estacionário incluindo a abertura e o fechamento de porta aparentemente nunca foi feito anteriormente e se constitui em um aspecto original do presente trabalho.

2. Revisão Bibliográfica

Encontram-se na literatura inúmeros trabalhos tratando desde os mecanismos fundamentais do escoamento e transferência de calor no interior de cavidades sujeitas à convecção natural até modelos de simulação numérica de refrigeradores. Estes trabalhos consideram, na sua maioria, o refrigerador operando com a porta fechada.

Dentre os trabalhos que abordam os mecanismos fundamentais do escoamento e transferência de calor no interior de cavidades sujeitas à convecção natural destacam-se as revisões publicadas por Hoogendorn (1986) e Ostrach (1988). Além disso, mais recentemente, Williams et al. (1994), realizaram um estudo experimental da convecção natural em refrigeradores avaliando o coeficiente de transferência de calor por convecção entre as paredes e o ar interno.

Recentemente, com a problemática associada à redução da camada de ozônio da atmosfera e ao efeito estufa, houve um incremento acentuado na publicação de trabalhos tanto focados na substituição dos fluidos refrigerantes à base de CFC's por refrigerantes alternativos como na adoção de medidas visando a melhoria da eficiência energética dos refrigeradores. Neste sentido, foram publicados inúmeros trabalhos tanto de cunho experimental quanto numérico.

Identificam-se duas abordagens principais nos trabalhos de simulação numérica encontrados na literatura. A primeira abordagem caracteriza-se pela modelação detalhada dos componentes do sistema de refrigeração e adoção de um modelo unidimensional simplificado de resistências térmicas para modelar o gabinete e porta do refrigerador. O objetivo principal neste caso é determinar o valor das propriedades termodinâmicas nos diversos componentes do sistema de refrigeração em diferentes condições operacionais e para diferentes parâmetros construtivos. Nesta linha destacam-se os trabalhos de Dirik et al. (1996) e Klein (1998). Dirik et al. (1996) desenvolveram um modelo para simulação em regime permanente de refrigeradores.

Klein (1998) implementou um código computacional para simulação em regime permanente de um refrigerador do tipo “*all refrigerator*”, cujas características geométricas são idênticas ao produto a ser investigado no presente trabalho.

A segunda abordagem caracteriza-se pela modelação detalhada do gabinete e porta do refrigerador incluindo também as diferentes fontes de carga térmica e partindo-se normalmente de um modelo de resistências térmica das paredes do refrigerador. Neste caso, o objetivo principal é determinar a carga térmica total do refrigerador bem como suas diferentes parcelas de forma a realizar estudos de melhoria da eficiência energética. Nesta linha destaca-se o trabalho publicado por Turiel e Heydari (1988) que a partir de um modelo de simulação em regime permanente avaliou o impacto na eficiência energética associada à diferentes opções de projeto do refrigerador. O trabalho de Boughton et al. (1992) apresenta um estudo detalhado da carga térmica do refrigerador, sendo que foi realizada a análise numérica bidimensional das paredes do gabinete e porta, incluindo a região da gaxeta, empregando o método das diferenças finitas.

Deschamps et al. (1999) apresentaram um estudo numérico onde foi resolvido o problema tridimensional em regime permanente do escoamento e da transferência de calor no interior de um refrigerador, onde foi verificada a importância do mecanismo de radiação na distribuição de temperatura no ambiente refrigerado.

Cabe ressaltar que em todos os trabalhos descritos anteriormente a porta do refrigerador foi mantida fechada e a parcela de calor latente não foi considerada. Na literatura encontram-se poucos trabalhos que tratam dos efeitos térmicos da abertura e do fechamento de porta em ambientes refrigerados; entre estes, destacam-se aqueles estudos voltados para avaliação do impacto energético em refrigeradores, e estudos relacionados à convecção natural entre ambientes de edificações sujeitos a distintas densidades de ar ambiente. Uma revisão mais detalhada destes trabalhos é apresentada nos itens 2.1 e 2.2.

2.1 Abertura de Porta em Refrigeradores

Uma revisão da literatura indica a presença de poucos trabalhos associados com o problema de abertura e fechamento de porta em refrigeradores domésticos.

Uma classe de problemas fundamentais que se aproxima do problema a ser investigado refere-se ao estudo do escoamento e da transferência de calor em cavidades abertas sujeitas à convecção natural. Neste sentido destacam-se os trabalhos publicados por Chan e Tien (1986) e Angirasa et al. (1995). No trabalho de Chan e Tien (1986) é investigado o problema bidimensional da cavidade com parede aquecida disposta na face oposta à abertura vertical e mantendo as paredes horizontais adiabáticas. Neste caso o escoamento é governado pela camada limite formada na parede vertical aquecida e o ar ambiente adentra a cavidade pela parte inferior, subindo pela parede traseira aquecida e saindo pela superfície superior. Já no trabalho de Angirasa et al. (1995) foi resolvido o problema bidimensional transiente da cavidade com paredes isotermicamente aquecidas para valores do Número de Grashof (Gr) entre 10^4 e 10^7 . Nos primeiros instantes, o escoamento apresenta a formação e crescimento de pluma(s) na parte frontal da superfície inferior aquecida a qual se desloca na direção da superfície vertical até ser dissipada pela mesma. Os resultados indicaram que o escoamento não atinge o regime permanente para Gr igual a 10^7 .

Em relação aos estudos envolvendo a abertura de porta em refrigeradores, encontram-se na literatura apenas trabalhos de cunho eminentemente experimental, tais como as investigações realizadas por Alissi et al. (1988), Laleman et al. (1992) e Knackstedt et al. (1995).

Alissi et al. (1988) realizaram ensaios de consumo de energia em um refrigerador combinado com degelo automático empregando um procedimento controlado para a abertura e fechamento de porta. Os ensaios foram executados nas temperaturas ambientes de 21 e 30°C, ajustando-se para cada caso a umidade relativa ambiente em dois níveis, 22% e 91%, e 12% e 55%, respectivamente. Os resultados revelaram um

aumento de até 32% no consumo de energia devido a abertura de porta. Nos testes com abertura de portas empregou-se um dispositivo automático que abria a porta a 90° em aproximadamente 2 segundos. Os ensaios tiveram a duração de 24 horas, sendo que nas primeiras 16 horas era executado o programa pré-estabelecido de abertura de porta e nas 8 horas seguintes a porta era mantida fechada. O programa de abertura de portas procedia 40 aberturas para o refrigerador e 16 para o freezer, em intervalos de tempo regulares de 24 e 60 minutos, respectivamente, tendo cada abertura a duração de 15 segundos.

Laleman et al. (1992) realizaram um estudo experimental empregando calorímetros de alumínio para avaliar os coeficientes de transferência de calor e massa nas paredes internas do refrigerador quando sujeitas à abertura de porta. Com base nestes resultados foram determinadas as parcelas de calor sensível e latente para diferentes níveis de umidade ambiente, estimando o impacto no consumo de energia do produto, associado à abertura de porta. Para um refrigerador combinado de 19,9 ft³ (563,5 l) operando em um ambiente com umidade relativa de 85% e submetido a um programa de abertura de porta de 30 aberturas de 20 s no compartimento refrigerado e 20 aberturas de 15 s no compartimento freezer, estimou-se um incremento no consumo de energia da ordem de 22% em virtude da abertura de porta.

De forma complementar ao trabalho de Laleman et al. (1992), Knackstedt et al. (1995) realizaram um estudo experimental para estimar o efeito do uso das prateleiras no interior de um refrigerador sobre os coeficientes de transferência de calor e massa. Adicionalmente foram realizados experimentos de visualização de fluxo empregando um gerador de fumaça, de forma a entender o padrão de escoamento estabelecido quando da abertura de porta de um refrigerador equipado com distinta quantidade de prateleiras.

2.2 Convecção Natural em Ambientes de Edificações

Existem similaridades entre o padrão de escoamento estabelecido em um refrigerador sujeito à abertura de porta e a convecção natural decorrente da diferença de densidade entre dois ambientes de uma edificação.

Neste tema destaca-se o trabalho de Kiel e Wilson (1989) e Wilson e Kiel (1990) que a partir da equação de Bernoulli estabeleceram um modelo de cálculo da vazão volumétrica de ar decorrente da diferença de densidade entre dois ambientes e levantaram experimentalmente o coeficiente de orifício corrigido para incorporar tanto efeitos viscosos como efeitos associados à mistura e recirculação entre as correntes de ar. O coeficiente de orifício foi então relacionado linearmente com a diferença de temperatura entre os ambientes. Com base neste modelo, determinaram o volume de ar trocado entre os ambientes, incluindo também condições de abertura e fechamento de porta.

Linden et al. (1990) realizaram um estudo teórico e experimental da ventilação natural promovida pela diferença de densidade entre os fluidos no ambiente externo e o interno estando estes ambientes conectados por aberturas na superfície inferior e superior. Dois tipos de escoamento foram identificados, sendo um denominado de “ventilação mista” quando o fluido mais denso entra pela superfície superior e se mistura com o fluido menos denso do ambiente interno, e outro regime denominado de “ventilação por deslocamento” quando o fluido mais denso entra pela superfície inferior e desloca o fluido mais leve para fora do ambiente interno através da superfície superior.

Dalziel e Lane-Serff (1991) determinaram o fluxo de massa e a altura da interface entre as correntes de ar decorrentes do escoamento através de uma porta localizada entre dois ambientes contendo ar com densidades diferentes. Neste estudo foi empregada a teoria hidráulica clássica, desprezando a existência de mistura entre as duas correntes de ar de densidades diferentes.

Elsayed (1998) realizou estudo numérico empregando o método das diferenças finitas de forma a resolver as equações da conservação de massa, momento e energia e determinar os campo de velocidade e temperatura em uma sala refrigerada sujeita à abertura de porta (modelo bidimensional em regime transiente). A partir destes resultados calculou a carga térmica de infiltração (calor sensível e latente) obtida do fluxo de massa que adentra a sala através da porta. O estudo foi executado para uma sala quadrada com G_r variando entre 10^5 e 10^{10} e razão de abertura (relação entre a altura da porta e a altura da sala) de 0,5 e 0,25. Comparou os resultados obtidos para a taxa de infiltração e fator de fluxo com o modelo recomendado pela ASHRAE (1994) e verificou que o modelo superestima a taxa de infiltração e subestima o fator de fluxo.

3. Modelação Matemática

3.1. Modelo Físico

O refrigerador doméstico é caracterizado geometricamente por uma cavidade eminentemente retangular usualmente denominada gabinete, disposta verticalmente e composta por paredes de material isolante térmico. A sua superfície externa é geralmente formada de uma chapa fina de aço, conhecida como capa externa. Sua superfície interna é feita de chapa plástica sendo conhecida como caixa interna. O espaço entre as superfícies interna e externa é preenchido com uma espuma à base de poliuretano formando assim uma parede composta que estabelece a espessura do isolamento térmico. Uma de suas paredes é móvel, a porta, e serve de meio de acesso para o armazenamento de alimentos e bebidas a serem refrigerados, mantidos e conservados no seu interior. Entre a porta e o gabinete existe um elemento de vedação térmica denominado de gaxeta. A gaxeta usualmente é feita de plástico flexível e possui um perfil característico composto por uma ou mais bolsas de ar, agregando ainda um elemento magnético para manter a porta fechada quando o produto não estiver sendo acessado.

Os principais parâmetros dimensionais do refrigerador são indicados na figura 3.1, sendo que os seus valores e os valores dos demais parâmetros e propriedades físicas dos materiais utilizados no produto investigado neste trabalho, constam do apêndice A.

De forma a executar sua função básica, ou seja, conservar alimentos, os refrigeradores domésticos possuem um sistema de refrigeração. Este sistema emprega usualmente o princípio da compressão mecânica de vapores que se baseia na característica de certos fluidos, ditos refrigerantes, de remover calor pela evaporação à baixas pressões de operação. O fluido refrigerante percorre um ciclo termodinâmico em uma unidade hermética que é composta basicamente por um compressor, um condensador (trocador de calor entre o refrigerante e o ar externo), um dispositivo de expansão (usualmente um tubo de pequeno diâmetro denominado tubo capilar), um evaporador (trocador de calor

entre o refrigerante e o ar interno do refrigerador) e um tubo de retorno ao compressor denominado linha de sucção. Normalmente promove-se a troca de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção com o objetivo principal de aumentar a eficiência do sistema. A figura 3.2 apresenta uma representação esquemática do sistema de refrigeração amplamente empregado nos refrigeradores domésticos.

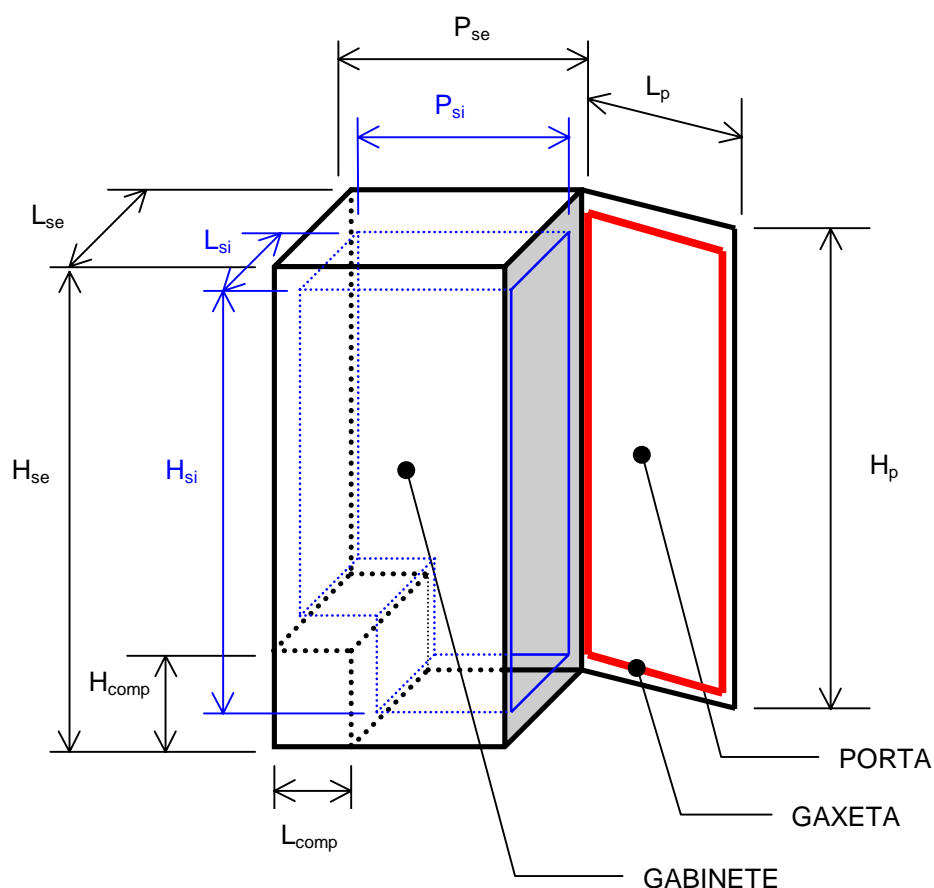


Figura 3.1 – Parâmetros dimensionais do refrigerador

O refrigerador investigado no presente trabalho é do tipo “*all refrigerator*” possuindo uma única porta e cujo evaporador opera apenas como resfriador e não como congelador de alimentos. O evaporador é uma placa de alumínio produzida pelo processo fabril denominado “*roll-bond*”, onde duas chapas são unidas por laminação à quente - exceto no percurso do circuito de refrigerante, onde não ocorre o caldeamento devido à deposição prévia de grafite entre as chapas - e posteriormente é injetado ar à alta pressão para formar os canais do circuito refrigerante. Neste refrigerador, o evaporador

possui uma altura de 480 mm e uma largura de 300 mm e é disposto verticalmente a uma distância de 20 mm da parede traseira e 40 mm da parede superior.

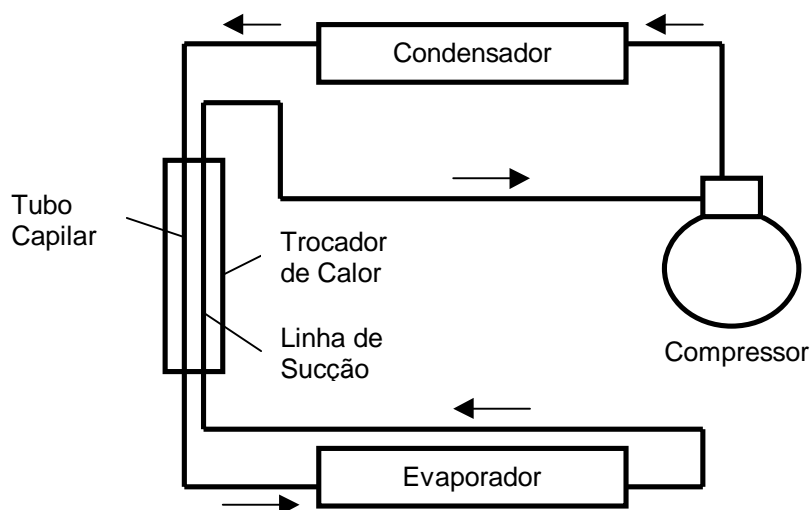


Figura 3.2 – Representação esquemática do sistema de refrigeração

A transferência de calor no interior do refrigerador investigado no presente trabalho se processa preponderantemente por meio da convecção natural entre as superfícies internas e o ar interno e entre este último e o evaporador, bem como por meio da radiação entre as superfícies internas e o evaporador. Com a abertura de porta ocorre a renovação do ar no interior do produto que provoca o aumento momentâneo da temperatura e umidade do ar, os quais são decorrentes do incremento nas parcelas de calor sensível e latente.

A figura 3.3 apresenta um corte longitudinal de um refrigerador, caracterizando o volume de controle associado ao processo de abertura e fechamento de porta, bem como os seus principais parâmetros e variáveis. Além disso, é mostrado em detalhe na figura 3.3, o modelo unidimensional de resistências térmicas considerado na parede isolante do gabinete e na porta do refrigerador.

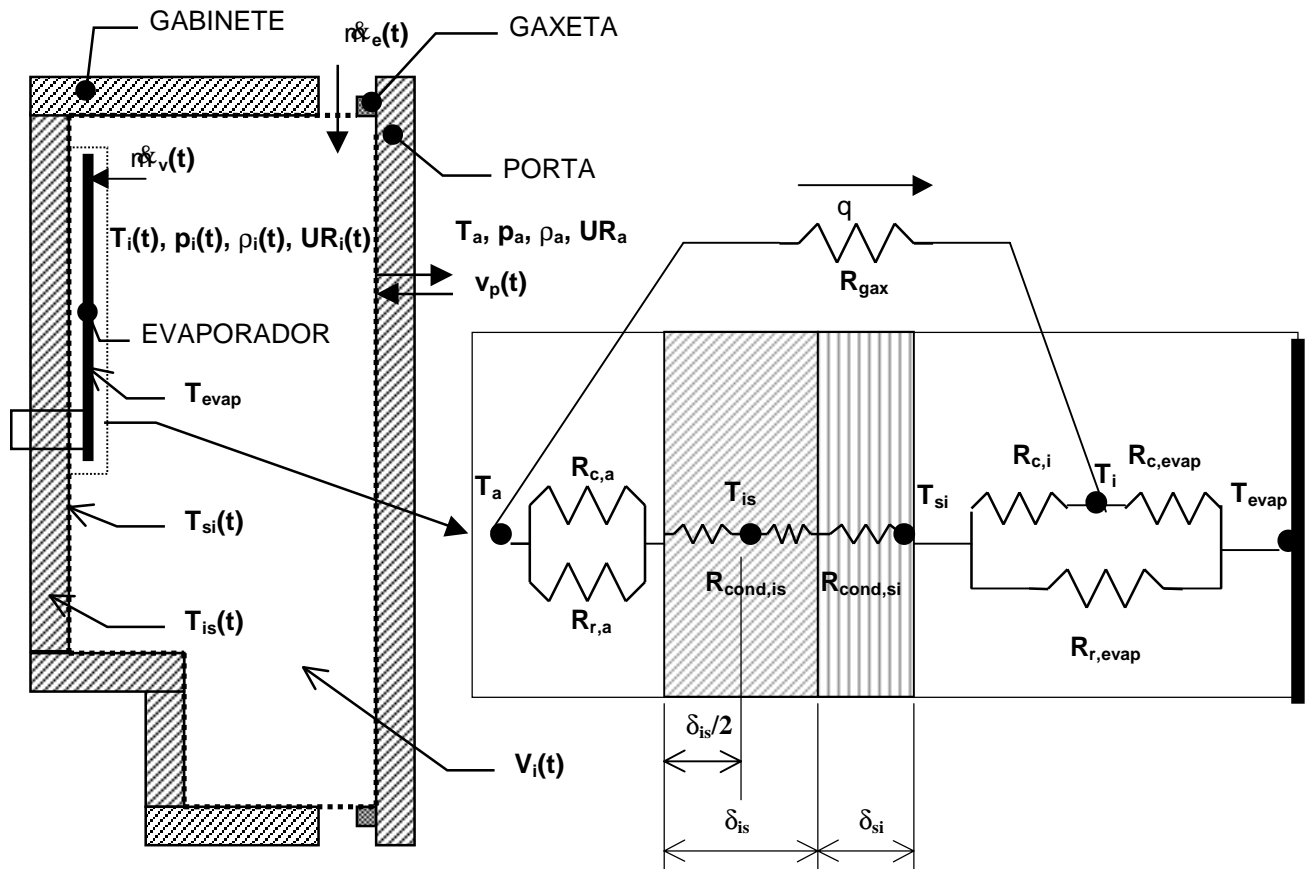


Figura 3.3 - Corte longitudinal do refrigerador e modelo de resistências térmicas

3.2 Formulação Matemática

A formulação matemática relativa ao problema de abertura e fechamento de porta de um refrigerador envolve o equacionamento do escoamento e transferência de calor e massa no domínio envolvendo o refrigerador, ou seja, a aplicação das equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia em um problema tridimensional em regime transiente.

Neste trabalho o domínio de solução é apresentado na figura 3.3 e é definido pelo ar úmido existente no volume de controle V_i que faz fronteira tanto com a superfície interna do gabinete e porta como com a superfície do evaporador. Este volume de controle

possui uma fronteira móvel associada ao movimento da porta durante a abertura e fechamento. Ar externo entra e sai do volume de controle pelas fronteiras livres quando da abertura e fechamento de porta.

As principais hipóteses simplificativas adotadas no modelo são:

- i) O ar é tratado como um fluido newtoniano e considerado um gás perfeito;
- ii) A pressão do ar no interior do refrigerador é mantida constante e de valor igual à pressão ambiente, ou seja, são desprezados os efeitos de sucção e compressão associados ao movimento da porta;
- iii) A temperatura do evaporador é mantida constante, ou seja, é desprezada a variação desta temperatura com a abertura de porta e respectivo aumento da carga térmica sensível e latente com eventual condensação e solidificação da água em sua superfície (efeito isolante do gelo);
- iv) A temperatura do ar no interior do refrigerador, a temperatura da superfície interna e do isolamento, bem como a fração mássica do vapor, foram considerados uniformes, e variando apenas com o tempo.

Com o intuito de facilitar o entendimento do problema, ele foi subdividido em duas partes, denominadas caso “porta fechada” e caso “porta aberta”.

3.2.1 Equacionamento do Problema para o Caso **Porta Fechada**

3.2.1.1 Cálculo da Temperatura do Ar no Interior do Refrigerador

Quando a porta está fechada, o ar no interior do refrigerador troca calor com o evaporador, com a superfície interna e também através da região da gaxeta. Desta forma, a equação para cálculo da variação temporal da temperatura do ar no interior do refrigerador é dada por,

$$\rho_i c_{v,i} V_i \frac{\partial T_i}{\partial t} = -h_{c, \text{evap}} A_{\text{evap}} (T_i - T_{\text{evap}}) + h_{c, \text{si}} A_{\text{si}} (T_{\text{si}} - T_i) + k_{\text{gax}} (2L_p + 2H_p) (T_a - T_i) \quad (3.1)$$

A densidade do ar úmido é calculada a partir da equação do gás perfeito,

$$\rho_i = \frac{p_i M_i}{R_g T_i} \quad (3.2)$$

onde,

$$M_i = \frac{1}{\frac{W_i}{M_v} + \frac{1 - W_i}{M_{as}}} \quad (3.2.1)$$

com, $M_{as} = 28,9645$ e $M_v = 18,01528$.

A expressão para cálculo da fração mássica do ar úmido no interior do refrigerador é apresentado mais adiante no item 3.2.1.4 que trata da transferência de massa do vapor d'água.

Conforme mencionado anteriormente, no presente trabalho, a pressão do ar no interior do refrigerador foi mantida constante e seu valor definido em 101325 Pa.

O calor específico a volume constante do ar úmido é dado por,

$$c_{v,i} = c_{p,i} - R_i \quad (3.3)$$

onde,

$$R_i = \frac{R_g}{M_i} \quad (3.3.1)$$

$$c_{p,i} = (1 - W_i)c_{p,as} + W_i c_{p,v} \quad (3.3.2)$$

com, $c_{p,as} = 1006,5$ J/kg/K e $c_{p,v} = 1805$ J/kg/K, sendo a dependência com a temperatura desprezada.

O volume interno para o caso porta fechada é fixo sendo expresso por,

$$V_i = (H_{si} P_{si} - H_{comp} P_{comp}) L_{si} \quad (3.4)$$

onde, as dimensões citadas são apresentadas na figura 3.1 e os respectivos valores constam do apêndice A.

O coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar no interior do refrigerador e o evaporador foi determinado a partir da correlação de Churchill e Chu (1975), dada por,

$$h_{c, \text{evap}} = \frac{k_i}{H_{\text{evap}}} \left\{ 0,825 + \frac{0,387\text{Ra}^{1/6}}{\left[1 + (0,492/\text{Pr})^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.5)$$

Esta correlação foi desenvolvida para placas planas verticais e é válida para qualquer número de Rayleigh (Ra). As equações para cálculo do número de Rayleigh e do número de Prandtl são apresentados a seguir:

$$\text{Ra} = \frac{g\rho_i^2(T_i - T_{\text{evap}})H_{\text{evap}}^3 \text{Pr}}{\mu_i^2 T_i} \quad (3.5.1)$$

$$\text{Pr} = \frac{c_{p, \text{as}} \mu_i}{k_i} \quad (3.5.2)$$

No caso com a porta fechada, adotou-se um valor constante de 4 W/m²/K para o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar no interior do refrigerador e a superfície interna, $h_{c, \text{si}}$, tomando como base o trabalho de Laleman et al. (1992).

A condutividade térmica pela região da gaxeta tem um valor empírico ($k_{\text{gax}} = 0,06 \text{ W/m / K}$) e que é usado nos cálculos de carga térmica de refrigeradores projetados pela Multibrás.

3.2.1.2 Cálculo da Temperatura da Superfície Interna do Refrigerador

A superfície interna do refrigerador troca calor por condução com o isolamento térmico do gabinete e porta, por convecção e latente (condensação ou vaporização) com o ar úmido no interior do refrigerador e por radiação com o evaporador. Desta forma, a equação para

cálculo da variação temporal da temperatura da superfície interna do refrigerador é dada por,

$$\rho_{si} c_{si} V_{si} \frac{\partial T_{si}}{\partial t} = (UA)_{si} (T_{is} - T_{si}) - h_{c,si} A_{si} (T_{si} - T_i) - \rho_i h_{m,si} A_{si} (W_{si} - W_i) h_{fg} + \Lambda - h_{r,evap} A_{evap} (T_{si} - T_{evap}) \quad (3.6)$$

A equação para cálculo do produto do coeficiente global de transferência de calor pela área da superfície interna do refrigerador é dada por,

$$\frac{1}{(UA)_{si}} = \frac{0,5\delta_{is}}{k_{is} \left(\frac{A_{se} + A_{is}}{2} \right)} + \frac{\delta_{si}}{k_{si} A_{si}} \quad (3.7)$$

O coeficiente de transferência de massa entre o ar úmido no interior do refrigerador e a superfície interna é obtido a partir da analogia entre os mecanismos de transferência de calor e massa (McQuiston e Parker, 1994, Prata, 1988) e é obtido da seguinte equação,

$$\frac{h_{c,si}}{\rho_i c_{p,i} h_{m,si}} = \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{2/3} = Le^{2/3} \cong 0,84 \quad (3.8)$$

O coeficiente de transferência de calor por radiação entre a superfície interna do refrigerador e o evaporador é dado por,

$$h_{r,evap} = \epsilon_{evap} \sigma (T_{si}^2 + T_{evap}^2) (T_{si} + T_{evap}) \quad (3.9)$$

Nos cálculos foi empregado o valor 0,9 para a emissividade do evaporador, ϵ_{evap} .

3.2.1.3 Cálculo da Temperatura do Isolamento Térmico do Refrigerador

O isolamento térmico do refrigerador troca calor por condução com o ar externo e também com a superfície interna. Desta forma, a equação para cálculo da variação temporal da temperatura do isolamento térmico do refrigerador é dada por,

$$\rho_{is} c_{is} V_{is} \frac{\partial T_{is}}{\partial t} = (UA)_{is} (T_a - T_{is}) - (UA)_{si} (T_{is} - T_{si}) \quad (3.10)$$

A equação para cálculo do produto do coeficiente global de transferência de calor pela área do isolamento térmico do refrigerador é dado por,

$$\frac{1}{(UA)_{is}} = \frac{1}{h_a A_{se}} + \frac{0,5\delta_{is}}{k_{is} \left(\frac{A_{se} + A_{is}}{2} \right)} \quad (3.11)$$

O coeficiente de transferência de calor h_a , engloba tanto a parcela de convecção como a parcela de radiação e é dado por,

$$h_a = h_{c,a} + h_{r,a} \quad (3.11.1)$$

Adotou-se um valor constante igual a $1,5 \text{ W/m}^2/\text{K}$ para o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar do ambiente externo e a superfície externa do refrigerador. Já o coeficiente de transferência de calor por radiação foi linearizado em função da temperatura do ambiente externo e é calculado por,

$$h_{r,a} = 4\varepsilon\sigma T_a^3 \quad (3.11.2)$$

Nos cálculos foi utilizado o valor 0,9 para a emissividade da superfície externa do refrigerador.

3.2.1.4 Cálculo da Fração Mássica do Vapor d'água

O ar úmido no interior do refrigerador troca massa de vapor d'água com a superfície interna do refrigerador bem como com o evaporador. Desta forma, a equação para cálculo da variação temporal da fração mássica do vapor d'água contida no ar no interior do refrigerador é dada por,

$$\rho_i V_i \frac{\partial W_i}{\partial t} = \rho_i h_{m,si} A_{si} (W_{si} - W_i) - \rho_i h_{m,evap} A_{evap} (W_i - W_{evap}) \quad (3.12)$$

O coeficiente de transferência de massa entre o ar úmido no interior do refrigerador e o evaporador é obtido de forma similar ao coeficiente de transferência de massa entre o ar úmido no interior do refrigerador e a superfície interna, apresentado anteriormente no item 3.2.1.2, considerando a analogia entre os mecanismos de transferência de calor e massa (McQuiston e Parker, 1994, Prata, 1988) sendo calculado por,

$$\frac{h_{c, \text{evap}}}{\rho_i c_{p,i} h_{m, \text{evap}}} = \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{2/3} = Le^{2/3} \cong 0,84 \quad (3.13)$$

A correlação para cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar no interior do refrigerador e o evaporador foi apresentado anteriormente no item 3.2.1.1.

A equação geral para cálculo da fração mássica do vapor d'água é apresentada a seguir,

$$W = \frac{M_v}{M_i} \left(\frac{p_v}{p} \right) \quad (3.14)$$

onde, p é a pressão total do ar úmido e p_v a pressão parcial do vapor d'água.

A pressão parcial do vapor d'água está correlacionado com a pressão do vapor d'água na saturação, conforme equação a seguir:

$$p_v = p_{v,s} UR/100 \quad (3.15)$$

Nos casos da superfície interna do refrigerador e do evaporador foi considerado a fração mássica do vapor d'água correspondente à saturação na temperatura da superfície interna e na temperatura do evaporador; respectivamente. A correlação para cálculo da pressão do vapor d'água na saturação foi obtida do ASHRAE Fundamentals Handbook (1989) e é apresentada no apêndice B.

3.2.2 Equacionamento do Problema para o Caso **Porta Aberta**

3.2.2.1 Cálculo da Temperatura do Ar no Interior do Refrigerador

Quando a porta está aberta, o ar no interior do refrigerador troca calor com o evaporador, com a superfície interna e recebe calor sensível do ar externo que adentra o refrigerador pela abertura da porta. Desta forma, a equação para cálculo da variação temporal da temperatura do ar no interior do refrigerador é dada por,

$$\rho_i c_{v,i} V_i \frac{\partial T_i}{\partial t} = h_{c,si} A_{si} (T_{si} - T_i) - h_{c,evap} A_{evap} (T_i - T_{evap}) + c_{v,i} (T_a - T_i) \frac{dV_i}{dt} \quad (3.16)$$

O volume de controle representativo do ambiente interno do refrigerador é composto de duas parcelas, uma constante que é igual ao volume interno do produto quando a porta está fechada, e outra variável que é dependente da posição da porta durante o período de abertura e fechamento. A equação para cálculo do volume de controle é dada por,

$$V_i = (H_{si} P_{si} - H_{comp} P_{comp}) L_{si} + \left(\frac{\theta_p L_{si}^2}{2} \right) H_{si} \quad (3.17)$$

onde, as dimensões citadas são apresentadas na figura 3.1 e os respectivos valores constam do apêndice A. O ângulo da porta (θ_p) é dado por uma função temporal e sua equação é oriunda da velocidade angular imposta como condição de contorno na abertura e fechamento da porta. No presente trabalho a equação do ângulo da porta considerará os comportamentos senoidal e constante para a velocidade angular de abertura e fechamento da porta.

3.2.2.2 Cálculo da Temperatura da Superfície Interna do Refrigerador

A equação para cálculo da temperatura da superfície interna do refrigerador para o caso da porta aberta é idêntica à equação 3.6 para o caso da porta fechada.

3.2.2.3 Cálculo da Temperatura do Isolamento Térmico do Refrigerador

A equação para cálculo da temperatura do isolamento térmico do refrigerador para o caso da porta aberta é idêntica à equação 3.10 para o caso da porta fechada.

3.2.2.4 Cálculo da Fração Mássica do Vapor d'água

Quando a porta está aberta, o ar úmido no interior do refrigerador troca massa de vapor d'água com a superfície interna do refrigerador, com o evaporador, bem como com o ar externo que adentra o refrigerador pela abertura da porta. Desta forma, a equação para cálculo da variação temporal da fração mássica do vapor d'água contida no ar no interior do refrigerador é dada por,

$$\rho_i V_i \frac{\partial W_i}{\partial t} = \rho_i h_{m,si} A_{si} (W_{si} - W_i) - \rho_i h_{m,evap} A_{evap} (W_i - W_{evap}) + (W_a - W_i) \dot{m}_e \quad (3.18)$$

3.2.2.5 Cálculo do Fluxo de Massa que Adentra o Refrigerador

Quando a porta está aberta a massa de ar externo adentra o refrigerador devido a diferença de densidade entre o ambiente externo e interno (ver figura 3.4). No presente trabalho o cálculo deste fluxo de massa se baseará no estudo de Wilson e Kiel (1990).

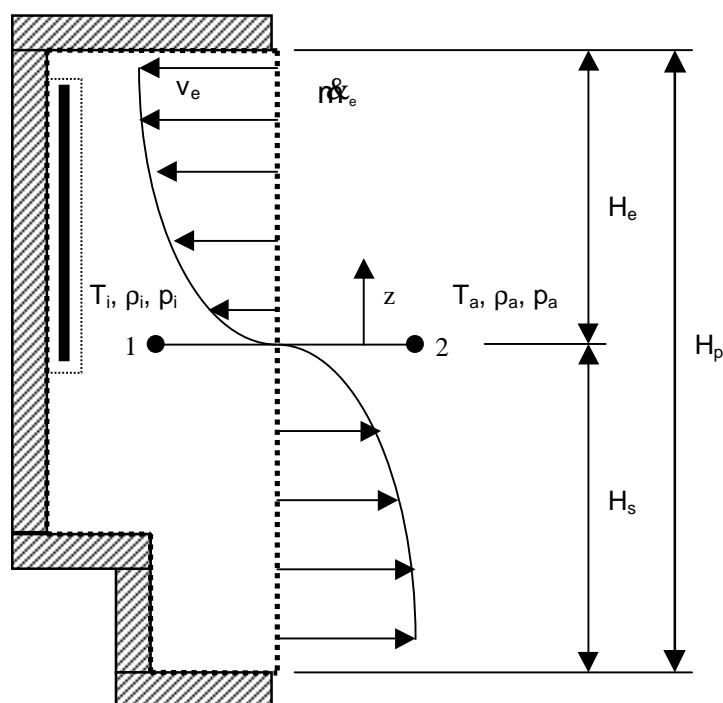


Figura 3.4 - Corte longitudinal do refrigerador com o perfil de velocidade no plano da porta

Considerando-se um escoamento invíscido ideal e aplicando-se a equação de Bernoulli para o fluxo de ar que adentra o refrigerador no plano da porta, pode-se escrever para qualquer posição z ,

$$\frac{p_i(z)}{\rho_a} + gz + \frac{v_e(z)^2}{2} = \frac{p_a}{\rho_a} \quad (3.19)$$

A pressão no jato de entrada é dada pela variação hidrostática a partir do plano neutro do refrigerador conforme ilustrado na figura 3.4,

$$p_i(z) = p_1 - \rho_i gz \quad (3.20)$$

Assumindo o equilíbrio entre as pressões interna e externa ($p_1=p_a$) e combinando as equações 3.19 e 3.20, obtém-se o perfil de velocidade,

$$v_e = \left(2g \frac{\Delta p}{\rho_a} z \right)^{0,5} \quad (3.21)$$

onde $\Delta p = |\rho_i - \rho_a|$

Integrando o perfil de velocidade no trecho de entrada de massa (H_e), obtém-se a vazão volumétrica de ar que adentra o refrigerador,

$$\dot{V}_e = v_e A_e = \int_0^{H_e} \left(2g \frac{\Delta p}{\rho_a} z \right)^{0,5} L_p dz = \frac{2L_p H_e^{1,5}}{3} \left(2g \frac{\Delta p}{\rho_a} \right)^{0,5} \quad (3.22)$$

De forma similar, o perfil de velocidade e a vazão volumétrica de ar que sai do refrigerador pela parte inferior pode ser escrito como,

$$v_s = \left(2g \frac{\Delta p}{\rho_i} z \right)^{0,5} \quad (3.23)$$

$$\dot{V}_s = \frac{2L_p H_s^{1.5}}{3} \left(2g \frac{\Delta\rho}{\rho_i} \right)^{0.5} \quad (3.24)$$

Considerando o gabinete do refrigerador como um ambiente sem aberturas ou frestas, e cujo volume é constante, deve-se ter a igualdade entre a vazão de ar que entra e a que sai do refrigerador. Assim, combinando-se as equações 3.22 e 3.24, obtém-se:

$$\frac{H_e}{H_s} = \left(\frac{\rho_a}{\rho_i} \right)^{1/3} \quad (3.25)$$

$$\text{como, } H_p = H_e + H_s \Rightarrow H_e = \frac{H_p}{1 + \left(\frac{\rho_a}{\rho_i} \right)^{1/3}} \quad (3.26)$$

Substituindo 3.26 em 3.22 resulta,

$$\dot{V}_e = \frac{L_p H_p^{1.5}}{3} \left(g \frac{\Delta\rho}{\rho_{ef}} \right)^{0.5} \quad (3.27)$$

$$\text{com, } \rho_{ef} = \rho_i \frac{\left[1 + (\rho_a/\rho_i)^{1/3} \right]^3}{8} \cong \rho_m = \frac{(\rho_a + \rho_i)}{2} \quad (3.28)$$

Neste ponto deve-se observar que a equação de Bernoulli é aplicável a um escoamento invíscido ideal não levando em conta as perdas viscosas através da abertura. Para a inclusão destas perdas introduz-se na equação um coeficiente de descarga (C_d). Além disso, outro fenômeno característico denominado “mistura interfacial” que está associado à transferência de massa e energia na região de interface entre os fluxos contra-corrente de entrada e saída, causam a redução na velocidade do ar pela transferência de quantidade de movimento gerando uma redução no fluxo de massa total e uma variação mais gradual de temperatura na interface. Todos estes fatores foram incluídos no coeficiente K' , resultando na seguinte equação para cálculo do fluxo de massa que adentra o refrigerador (\dot{m}_e),

$$\dot{m}_e = \rho_a K' \frac{L_p H_p^{1,5}}{3} \left(g \frac{\Delta \rho}{\rho_m} \right)^{0,5} \quad (3.29)$$

Neste momento, é preciso introduzir no modelo para o fluxo de massa, a movimentação da porta. Há diversas maneiras de se proceder. Uma delas é enxergar que a equação 3.29 pode ser escrita como,

$$\dot{m}_e = \rho_a v_{e,med} A_{ef} \quad (3.30)$$

onde, A_{ef} é a área disponível para a passagem do ar que entra no refrigerador, conforme mostrado na figura 3.5, e $v_{e,med}$ é a velocidade média do ar ao longo desta área.

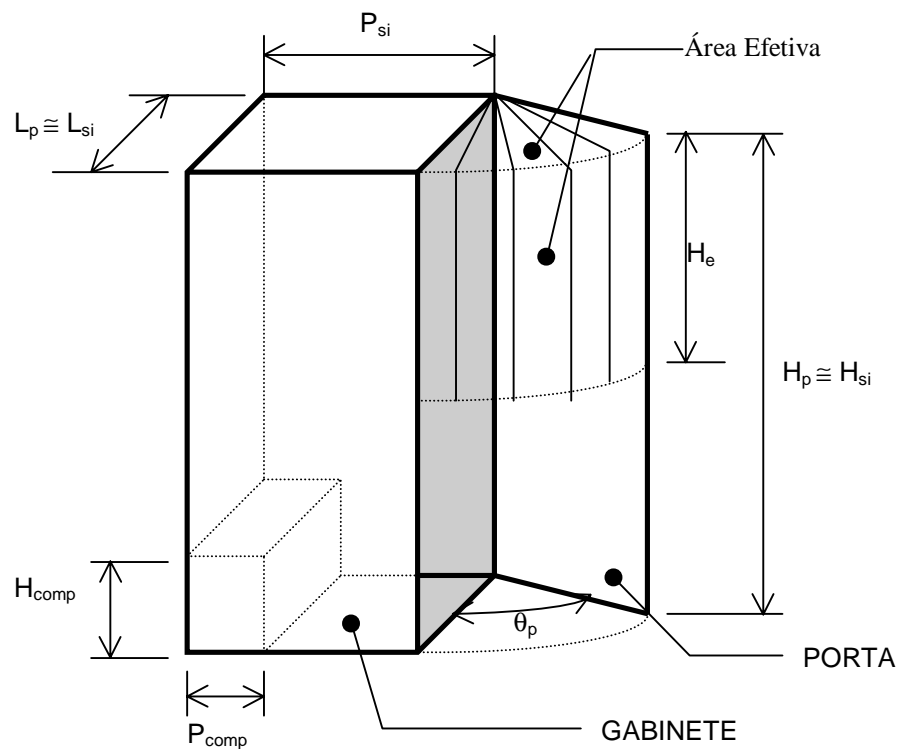


Figura 3.5 – Definição geométrica da área efetiva

Considerando que o ar pode entrar tanto pela parte frontal como pela parte superior da porta à medida em que esta se abre, conforme mostrado, a área efetiva será,

$$A_{ef} = (H_e L_p + L_p^2) \theta_p \quad (3.31)$$

Na obtenção da equação 3.29 adotou-se uma área de entrada de ar igual a $H_e L_p$, o que possibilita que esta equação possa ser escrita como,

$$\dot{m}_e = \rho_a K' \frac{L_p H_p}{L_p H_e} \frac{H_p^{0.5}}{3} \left(g \frac{\Delta p}{\rho_m} \right)^{0.5} A_{ef} = \rho_a K A_{ef} \frac{H_p^{0.5}}{3} \left(g \frac{\Delta p}{\rho_m} \right)^{0.5} \quad (3.32)$$

onde, $K = K'(H_p/H_e)$.

Na forma dada pela equação 3.32 pode-se agora utilizar a expressão real para a área efetiva (A_{ef}) dada pela equação 3.31. Um aspecto negativo associado à equação anterior está na integração do perfil de velocidade para o cômputo da vazão volumétrica de ar adentrando o refrigerador. Chegou-se na equação 3.32 a partir da equação 3.22 que assume, ao longo de toda a área, uma variação da velocidade com a altura z . Para o caso do ar poder entrar também pelo segmento de círculo associado à parte superior da porta, representado na área efetiva (A_{ef}) pelo termo $L_p^2 \theta_p$, deve-se considerar que a velocidade ali é constante. Desta forma a equação 3.22 deve ser substituída por,

$$\dot{V}_e = \int_0^{H_e} \left(2g \frac{\Delta p}{\rho_a} z \right)^{0.5} L_p \theta_p dz + \left(2g \frac{\Delta p}{\rho_a} H_e \right)^{0.5} L_p^2 \theta_p \quad (3.33)$$

Desenvolvendo a equação anterior e assumindo que a relação 3.26 permanece válida, chega-se a,

$$\dot{m}_e = \rho_a K \left[2g \frac{\Delta p}{\rho_a} \frac{H_p}{1 + (\rho_a/\rho_i)^{1/3}} \right]^{0.5} \left[\frac{2L_p}{3} \frac{H_p}{1 + (\rho_a/\rho_i)^{1/3}} + L_p^2 \right] \theta_p \quad (3.34)$$

que será a expressão utilizada no presente trabalho para cálculo da massa de ar que entra no refrigerador.

3.2.3 Balanço de Energia no Evaporador

O balanço de energia no evaporador é composto de três parcelas, uma relativa a transferência de calor por convecção com o ar interno, outra relativa a troca de calor por radiação com a superfície interna e a última referente ao calor latente oriundo da solidificação da umidade do ar interno sobre o evaporador, sendo descrito como:

$$Q_{\text{evap}} = h_{c,\text{evap}} A_{\text{evap}} (T_i - T_{\text{evap}}) + h_{r,\text{evap}} A_{\text{evap}} (T_{\text{si}} - T_{\text{evap}}) + \rho_i h_{m,\text{evap}} A_{\text{evap}} (W_i - W_{\text{evap}}) h_{\text{sg}} \quad (3.35)$$

O balanço de energia no evaporador equivale à carga térmica do refrigerador.

3.3 Método de Solução das Equações

A formulação matemática descrita no item 3.2, contempla dois sistemas de equações, um relativo ao caso de porta fechada (quatro equações a quatro incógnitas - T_i , T_{si} , T_{is} e W_i) e outro referente ao caso de porta aberta (cinco equações a cinco incógnitas - T_i , T_{si} , T_{is} , W_i e n_e).

Estes sistemas de equações foram resolvidos aplicando o método de Newton-Raphson (Stoecker, 1989) e avançando no tempo para resolver o transiente inerente ao problema de abertura e fechamento de porta. Após o fechamento de porta considerou-se um período de abaixamento de temperatura do ar interno até que o regime permanente no interior do refrigerador fosse atingido.

Um programa computacional usando a linguagem Fortran foi implementado para a geração dos resultados numéricos relacionados à solução temporal das variáveis termodinâmicas no interior do refrigerador sujeito à abertura e fechamento de porta.

O funcionamento global do programa é mostrado no fluxograma da figura 3.6.

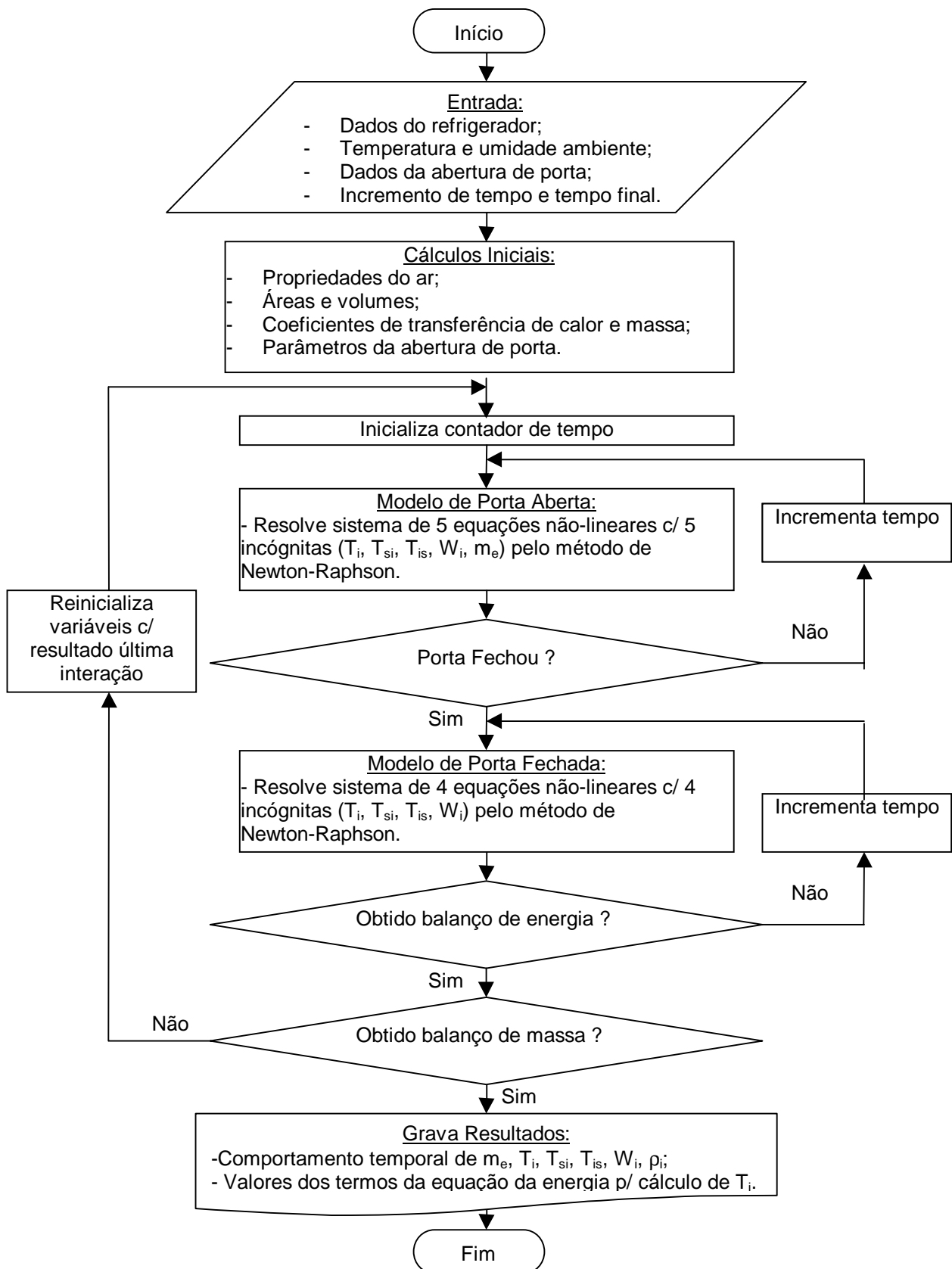


Figura 3.6 – Fluxograma global do programa

4. Experimentos

4.1 Instrumentação do Refrigerador

Ensaio experimentais foram realizados com um refrigerador de uma porta e volume interno de 230 litros (modelo CRB23 produzido pela Multibrás S.A. Eletrodomésticos e comercializado com a marca Consul) instrumentado conforme mostram as figuras 4.1 e 4.2. Este refrigerador é idêntico àquele utilizado no desenvolvimento do modelo numérico.

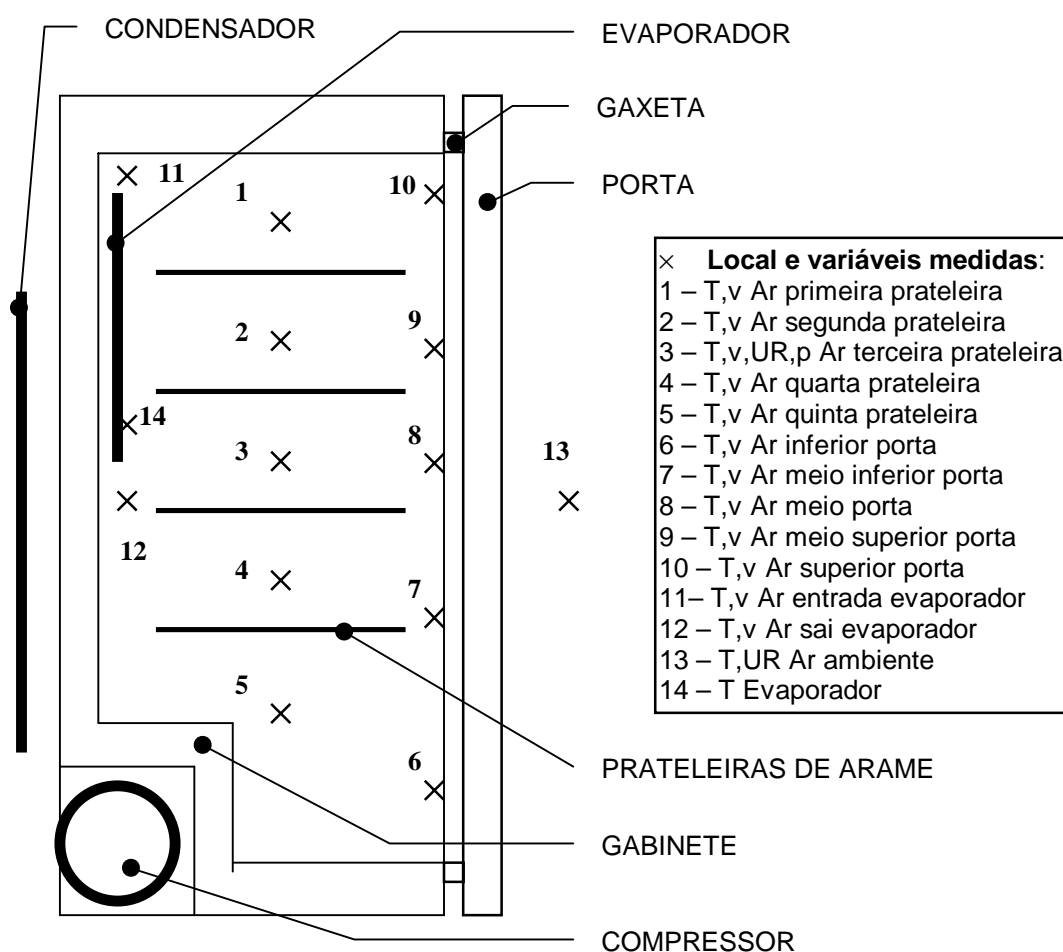


Figura 4.1 – Instrumentação do refrigerador



Figura 4.2 – Refrigerador e equipamento de medição

4.2 Procedimento de Teste

O produto foi posto em funcionamento, retirando-se a atuação do controle de temperatura (termostato), de forma que o refrigerador operou continuamente sem a ciclagem do compressor. Após atingida a estabilização da temperatura no interior do refrigerador iniciou-se a aquisição de dados realizando a gravação dos valores em intervalos de

tempo de 1 segundo. Após cerca de 5 minutos de monitoramento na condição estabilizada executou-se a abertura e fechamento de porta em um tempo pré-determinado (ver tabela 4.1) e manteve-se a gravação por um período de 1 hora. Durante os testes a gaveta de legumes e sua tampa foram removidas do refrigerador.

4.3 Condições Experimentais

Elaborou-se um plano de teste para avaliar o comportamento térmico do refrigerador quando submetido a diferentes condições de abertura e fechamento da porta. O conjunto de testes realizados é apresentado na tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Testes realizados

Fatores	Tempo (s)		Variáveis Medidas	Condições Ambientais
Tempo p/ abrir porta	1	3	Comportamento T_i , v_i , p_i e UR_i antes, durante e depois da abertura de porta	<ul style="list-style-type: none"> T_a, v_a, UR_a – mantidas constante
Tempo c/ porta aberta	5	30		
Tempo p/ fechar porta	1	3		

De forma a manter as condições ambientais o mais constante possível decidiu-se executar os experimentos em uma sala com bom isolamento térmico e que possui características razoavelmente estáveis de temperatura. Neste caso selecionou-se uma sala que no passado operava como câmara do laboratório de acústica na unidade da Multibrás localizada em Joinville.

O processo de abertura e fechamento de porta foi realizado manualmente sendo os respectivos tempos obtidos através de um cronômetro.

4.4 Descritivo dos Equipamentos de Medição

Na medição da temperatura do ar empregou-se dois tipos de sensores, um destinado à medição simultânea da temperatura e da velocidade do ar e instalados nos pontos 1 a 12 indicados na figura 4.1, e outro destinado a medição simultânea da temperatura e umidade relativa do ar e instalados nos pontos 3 e 13.

4.4.1 Medição da Velocidade e Temperatura do Ar

Para a medição simultânea da velocidade e da temperatura do ar empregou-se sensores denominados CAFS (ver figuras 4.3 e 4.6) e utilizou-se o sistema fabricado pela Cambridge AccuSense que possui uma plataforma multicanal denominada ATM-24 (máximo 24 sensores) mostrado na figura 4.5. Este sistema é controlado via software pelo programa denominado AccuTrac que utiliza um microcomputador. A conexão entre o ATM-24 e o microcomputador é realizada por uma interface RS-232 usando-se uma porta COM. Os sensores CAFS determinam apenas a magnitude da velocidade do ar e empregam o princípio de anemometria de fio quente. Utilizou-se sensores de velocidade com duas faixas de medição, sendo o modelo 220 (indicado para a faixa de 0,75 a 5 m/s) empregado nos pontos 6 a 10 e 12 e o modelo 300 (indicado para a faixa de 0,15 a 0,75 m/s) empregado nos pontos 1 a 5 e 11. A incerteza de medição da velocidade indicada pelo fabricante é de $\pm 10\%$ do valor lido e a da temperatura $\pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ para velocidades superiores à 0,3 m/s e $+ 4^{\circ}\text{C}$ para velocidades inferiores à 0,3 m/s. Realizou-se a calibração de temperatura dos sensores adotando um sensor Pt100 padrão de forma a corrigir os valores lidos pelo sensor (ver apêndice C).

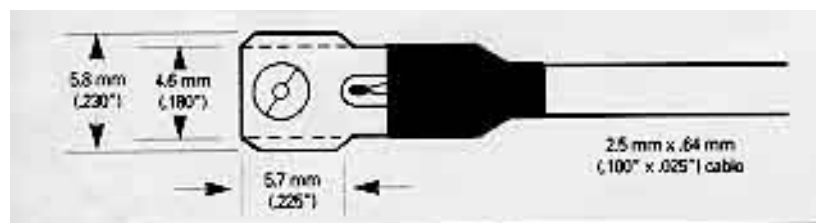


Figura 4.3 – Sensor CAFS para medição simultânea da temperatura e velocidade do ar

4.4.2 Medição da Umidade Relativa e Temperatura do Ar

Para a medição simultânea da umidade relativa e da temperatura do ar empregou-se o sistema denominado “LogBox” (modelo RHT) fabricado pela Novus que foi instalado nos pontos 3 e 13 (ver figura 4.6). Este sistema é controlado via software pelo programa denominado LogChart que também faz uso do microcomputador. A comunicação entre o LogBox e o microcomputador é realizada através de interface ótica IR-Link, com troca de informações por sinal infravermelho. A incerteza de medição da umidade relativa e da

temperatura (Pt100) indicada pelo fabricante é de 0,15% do fundo de escala para ambas as grandezas, sendo o fundo de escala igual a 100% para a umidade relativa e 200°C para a temperatura.

4.4.3 Medição da Pressão do Ar

Utilizou-se o sistema denominado “FieldLink” fabricado pela AustinDetek para a medição da diferença de pressão entre o ambiente externo e o interior do refrigerador (ver figuras 4.4, 4.5 e 4.6). Este sistema possui uma unidade portátil de aquisição de dados com memória própria e permite a comunicação com o microcomputador via interface RS-232 usando-se uma porta COM. Para transferência dos dados para o microcomputador o sistema faz uso de um programa próprio denominado “FieldLink Upload Utility”. Nos testes foi usado o sensor para a faixa de pressão de $-190,5$ a $+190,5$ milímetros de água. A incerteza de medição da pressão indicada pelo fabricante é de $\pm 0,03\%$ do valor lido.

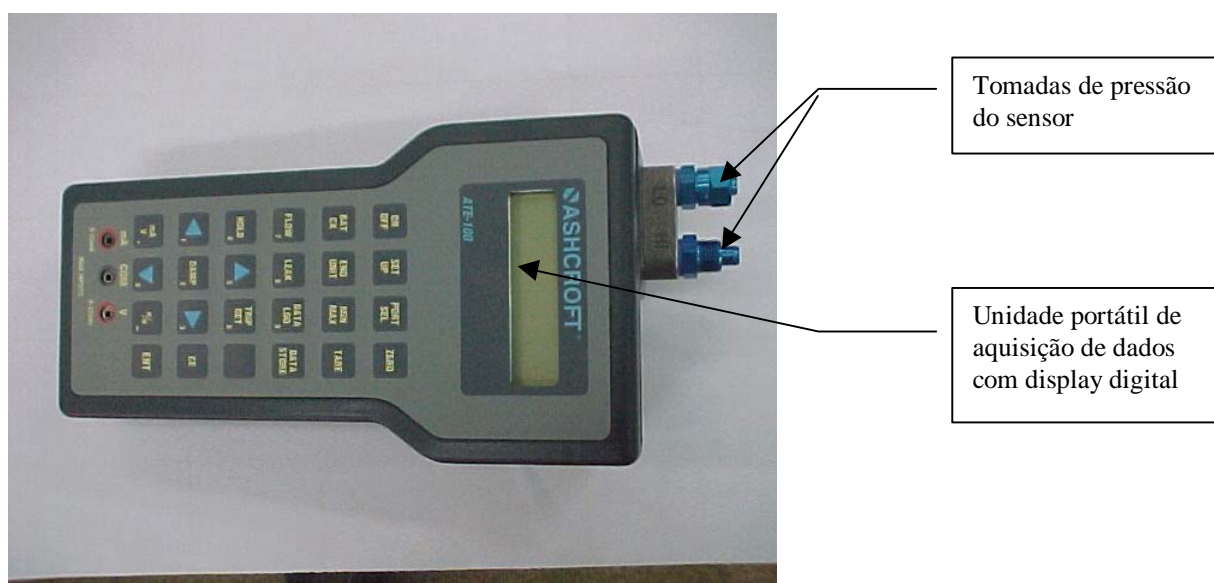


Figura 4.4 – Unidade portátil com sensor de medição da diferença de pressão

4.4.4 Medição da Temperatura do Evaporador

Para a medição da temperatura do evaporador empregou-se o sistema denominado “Tinytag” fabricado pela Novus que foi instalado no ponto 14 (ver figura 4.1). Este sistema é controlado via software pelo programa denominado OTLM (Orion Tiny Logger Manager)

que também faz uso do microcomputador. A comunicação entre o Tinytag e o microcomputador é realizada via interface RS-232 usando-se uma porta COM. A incerteza de medição da temperatura (Pt100) indicada pelo fabricante é de 0,15% do fundo de escala (200°C neste caso).

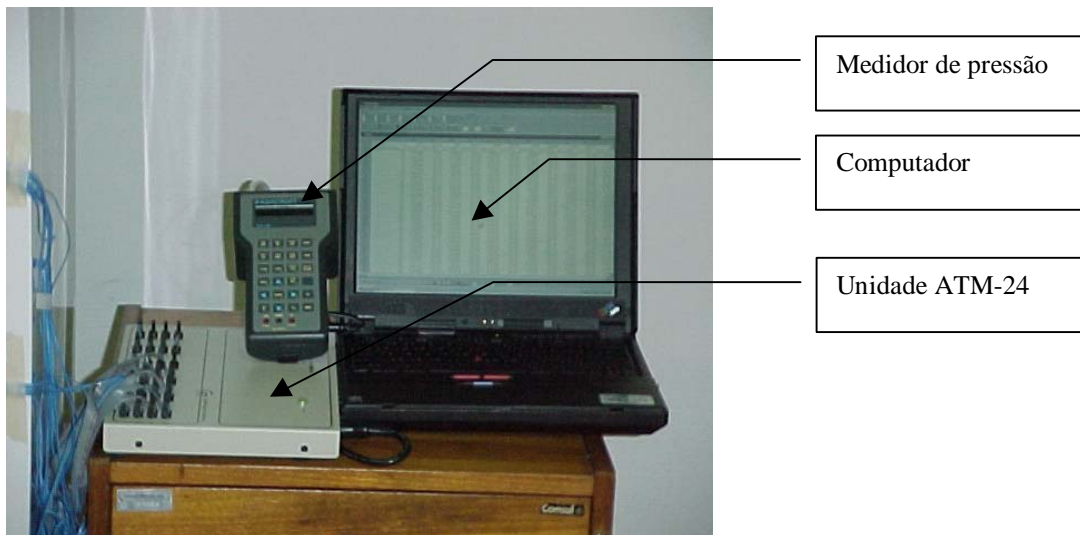


Figura 4.5 – Unidade ATM-24 e o medidor de pressão junto ao computador

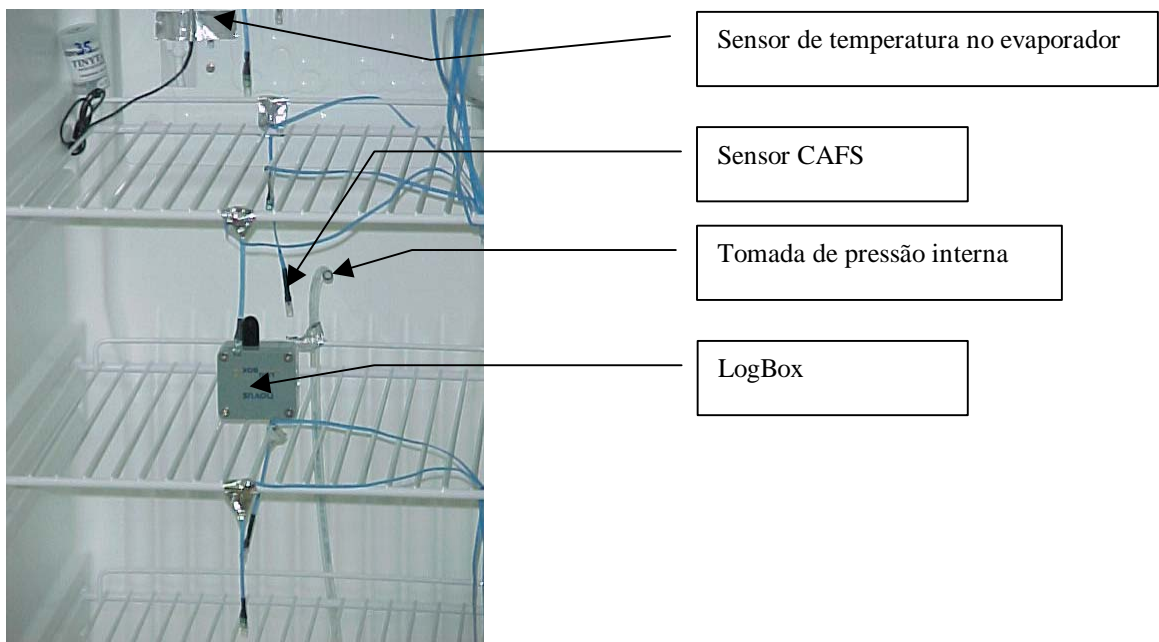


Figura 4.6 – CAFS (sensor de velocidade e temperatura), LogBox (sensor de umidade e temperatura) e o ponto de tomada de pressão interna

5. Resultados Experimentais

5.1 Resultados para Tempo com Porta Aberta de 5s

5.1.1 Comportamento da Temperatura do Ar

O comportamento da temperatura do ar, representada pela diferença entre a temperatura ambiente e a média aritmética dos pontos 1 a 10 em cada instante de tempo, é mostrada na figura 5.1. Na legenda da figura estão indicados os tempos de abertura de porta, permanência da porta aberta, e fechamento da porta, para cada um dos quatro casos explorados na figura. Assim, a curva 1-5-1s representa a situação onde a porta foi aberta durante um segundo, permaneceu cinco segundos aberta e foi fechada durante um segundo.

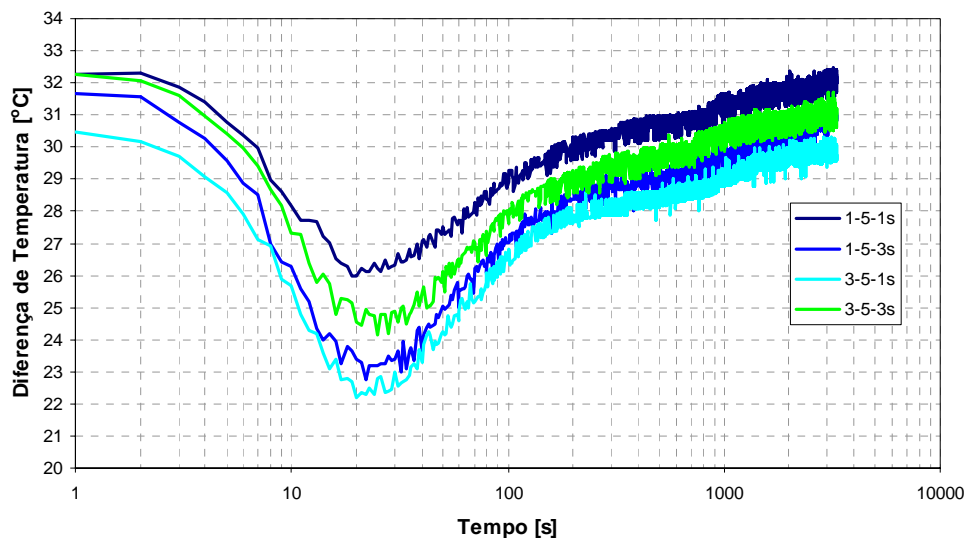


Figura 5.1 – Comportamento da diferença de temperatura do ar para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos

Basicamente observa-se um comportamento bastante semelhante para a diferença de temperatura ao longo das diferentes condições experimentais. Verifica-se uma redução máxima da diferença de temperatura do ar da ordem de 6 a 9 °C entre os diferentes casos, sendo que o valor mínimo da diferença de temperatura ocorre entre 20 a 30

segundos após a porta ter sido aberta. Conforme observado na figura, não foi atingida a estabilização (retorno à condição inicial) durante o período de teste de 1 hora.

O comportamento da temperatura do ar no ambiente externo ao longo do período de teste é apresentado na figura 5.2.

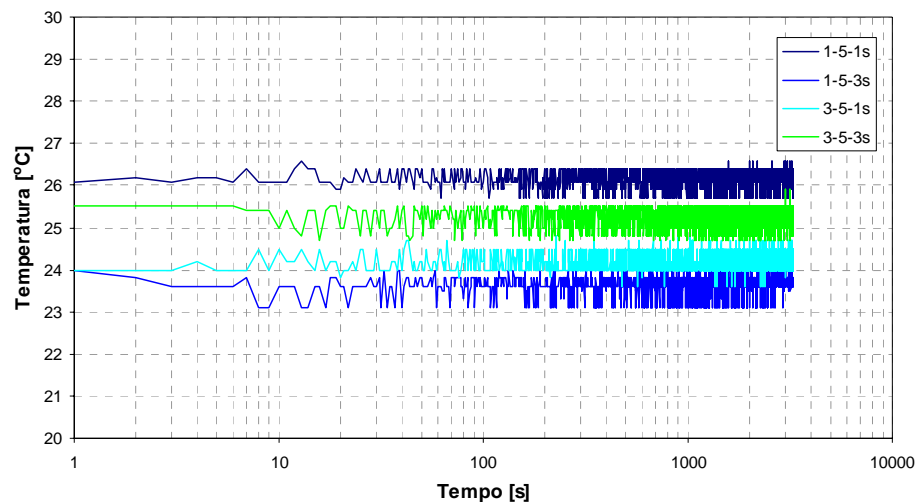


Figura 5.2 – Comportamento da temperatura do ar ambiente para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos

Verifica-se que não houve variação significativa na temperatura do ar ambiente ao longo de cada experimento ($< 1^{\circ}\text{C}$) e seu valor permaneceu na faixa de 23,0 a 26,5 $^{\circ}\text{C}$ para os diferentes casos avaliados.

5.1.2 Comportamento da Umidade Relativa do Ar

O comportamento da umidade relativa do ar interno medido no ponto 3 é mostrado na figura 5.3. Observa-se um comportamento similar ao longo das diferentes condições experimentais. Na condição inicial (estabilizada) a umidade relativa do ar no interior do refrigerador tem um valor característico entre 18 a 24%. Com a abertura e fechamento de porta atinge-se um valor de 100% em um tempo de 100 segundos, com exceção do caso 1-5-1s no qual este valor foi atingido após 300 segundos de a porta ter sido aberta. Após um período de cerca de 1000 a 1500s ocorre uma queda na umidade relativa atingindo a condição estabilizada após 3000 s. Este comportamento é característico dos processos psicrométricos a que o ar é submetido, conforme mostrado na figura 5.4.

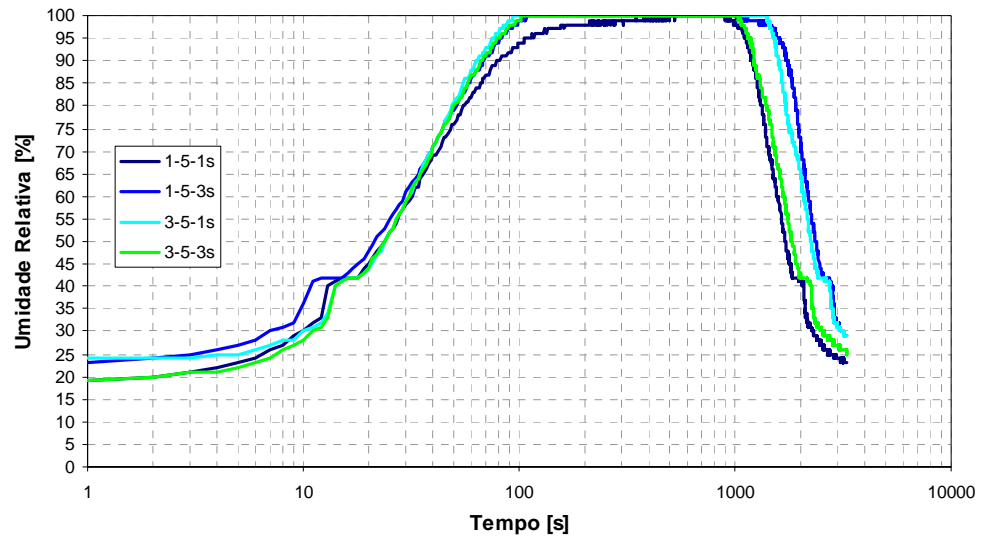


Figura 5.3 – Comportamento da umidade relativa do ar interno para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos

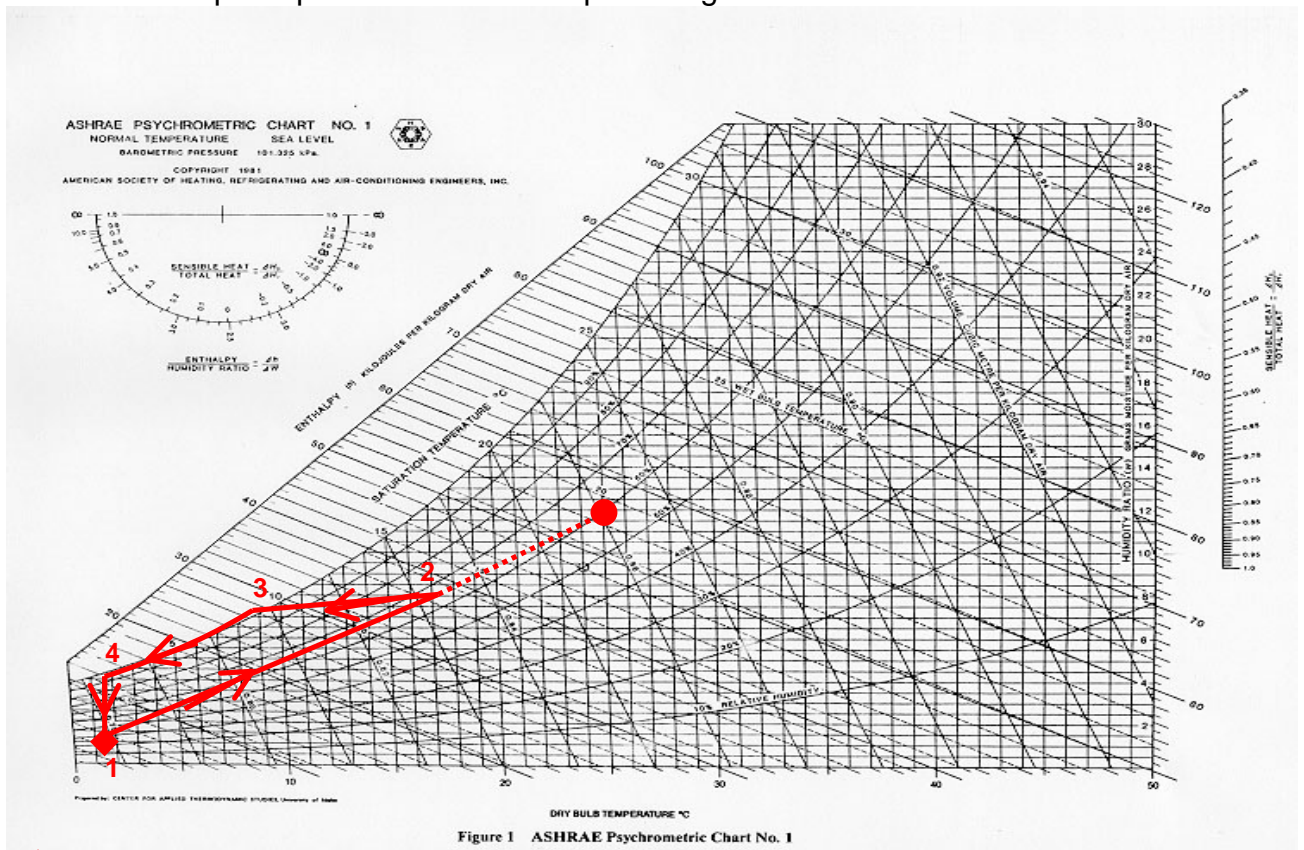


Figure 1 ASHRAE Psychrometric Chart No. 1

- ◆ Estado do ar no interior do refrigerador na condição estabilizada
- Estado do ar no ambiente externo
- Processos do ar no interior do refrigerador associado à abertura e fechamento da porta

Figura 5.4 – Carta psicrométrica ilustrando os processos do ar no interior do refrigerador decorrente da abertura e fechamento de porta

No processo 1-2, ocorrem concomitantemente, o aquecimento e a umidificação do ar no interior do refrigerador, sendo ambos decorrentes da entrada do ar proveniente do ambiente externo e motivado pela abertura de porta. No processo 2-3 ocorre o resfriamento e desumidificação do ar associados respectivamente à transferência de calor e massa com o evaporador e paredes internas do refrigerador. No processo 3-4 verifica-se o resfriamento do ar em condição saturada. No processo 4-1, ocorre o resfriamento e a desumidificação final até atingir-se novamente a condição inicial estabilizada.

O comportamento da umidade relativa no ambiente externo ao longo do período de teste é apresentado na figura 5.5. Verifica-se que durante o período de porta aberta não houve variação significativa na umidade relativa do ar ambiente em um mesmo experimento e seu valor permaneceu na faixa de 59 a 79% para os diferentes casos avaliados.

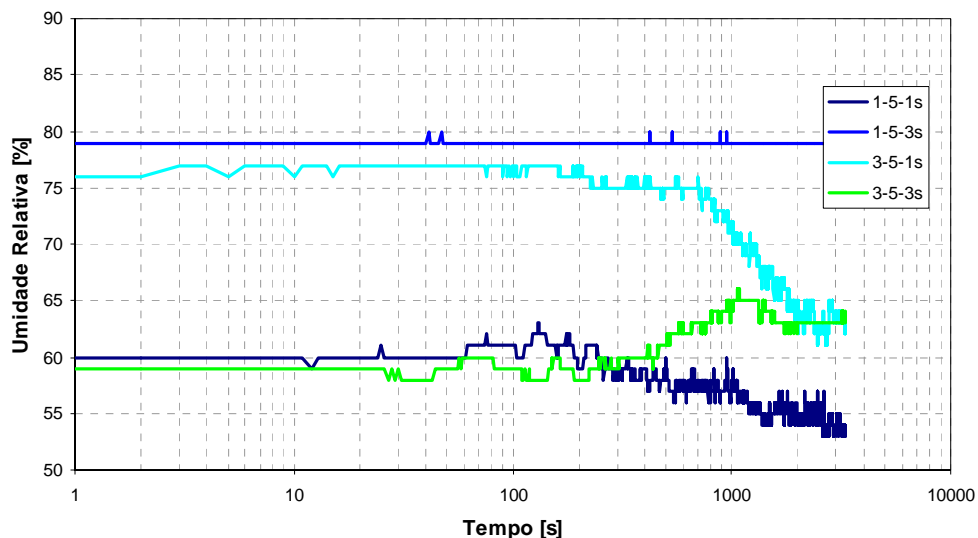
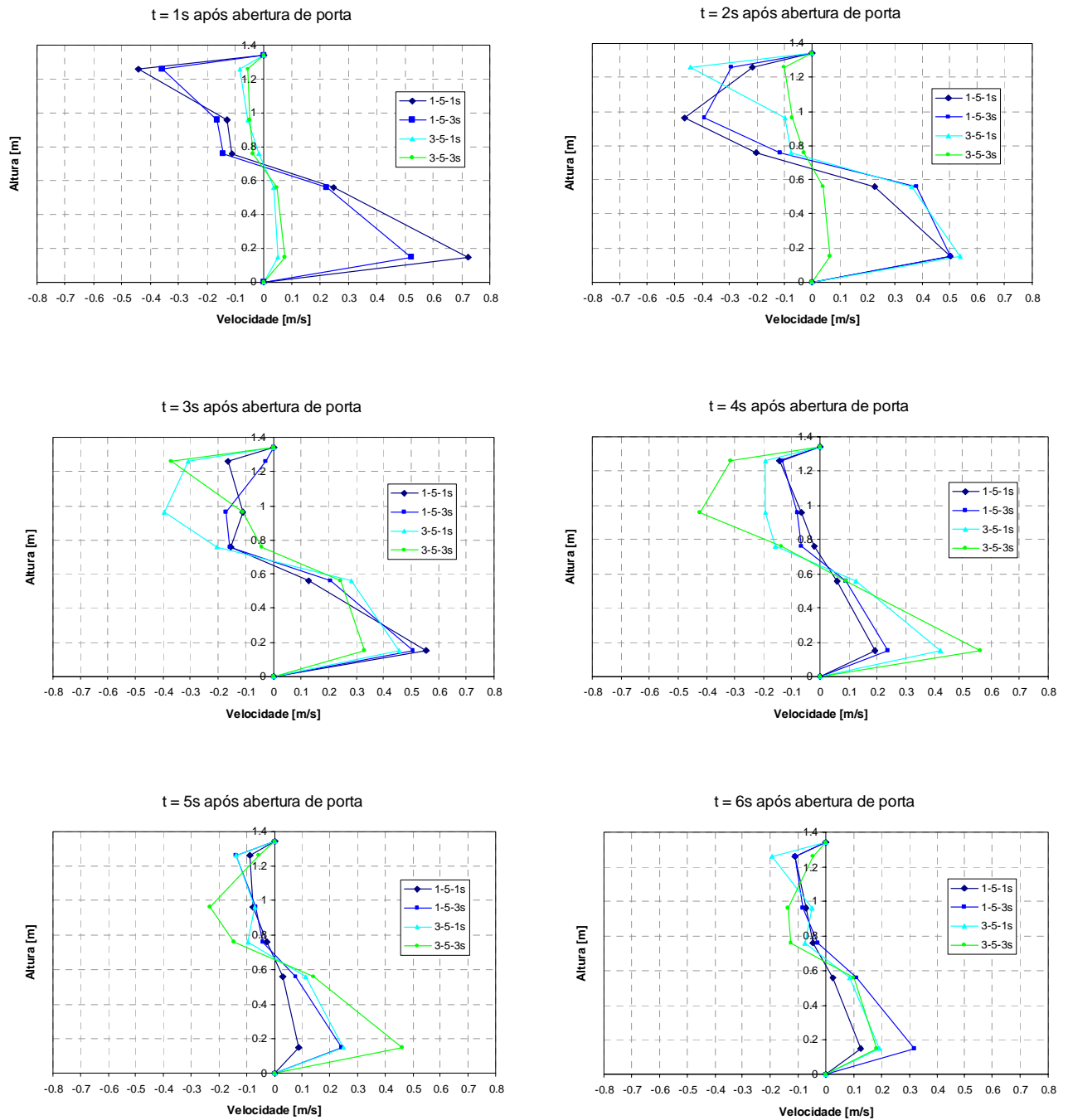


Figura 5.5 – Comportamento da umidade relativa do ar ambiente para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos

Observa-se na maioria dos casos, com exceção ao caso 1-5-3 s, uma variação acentuada nos valores da umidade relativa do ar ambiente após um tempo de ensaio da ordem de 300 segundos, fato este que não deve ter influência significativa nos resultados medidos, visto que durante o período de porta aberta estes valores permaneceram praticamente constante.

5.1.3 Comportamento da Velocidade do Ar

Os perfis de velocidade do ar no plano da porta (pontos 6 a 10) para instantes de tempo após a abertura da porta são mostrados na figura 5.6.



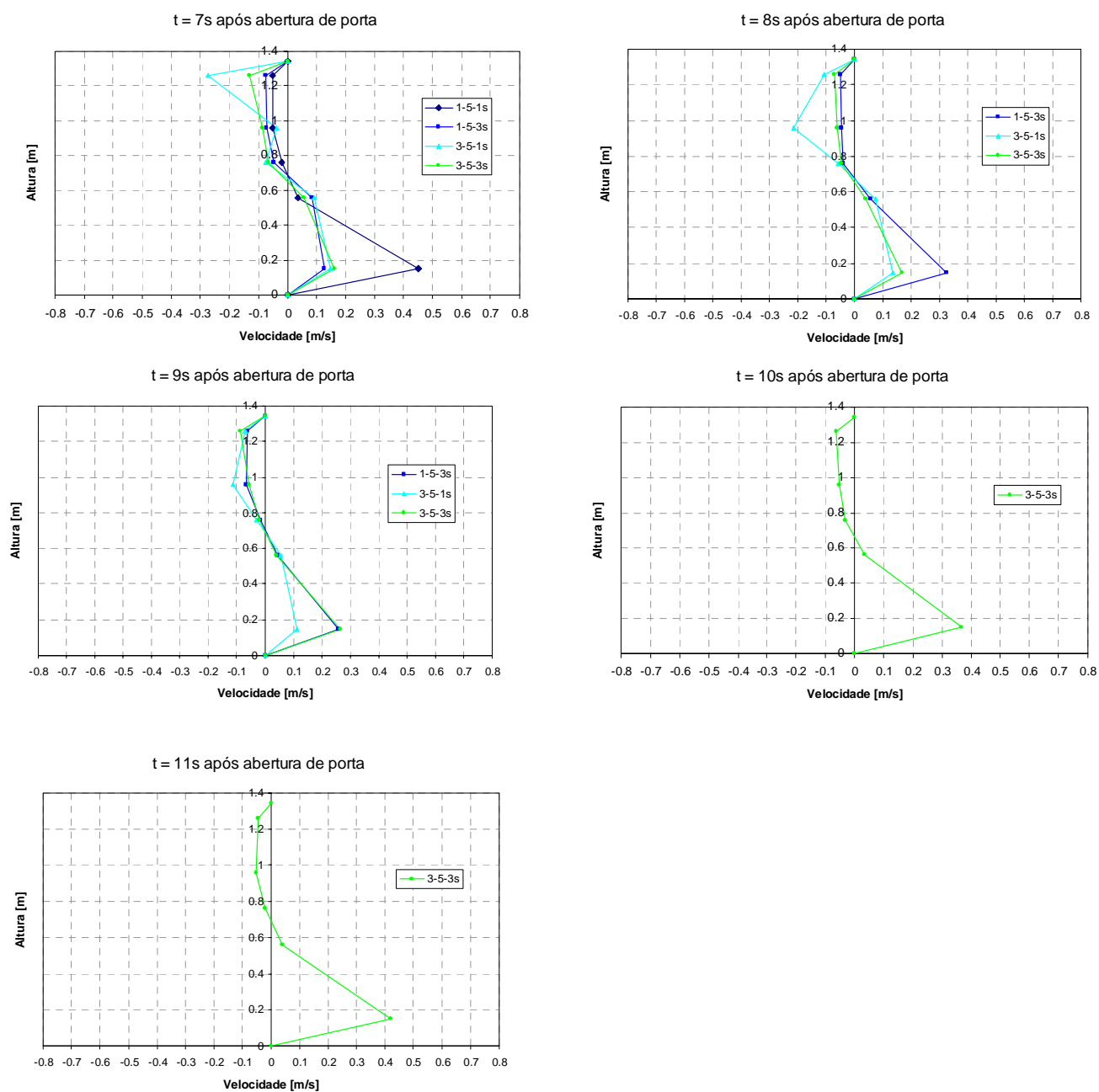


Figura 5.6 – Comportamento da velocidade do ar no plano da porta para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos

Verifica-se, nos instantes iniciais, um aumento abrupto na velocidade do ar, especialmente nos pontos 10 e 6, decorrente da entrada de ar ambiente pela parte superior do refrigerador e a respectiva saída de ar frio pela parte inferior, dando início ao processo de renovação do ar no interior do produto oriundo da abertura de porta.

Observa-se também que este aumento de velocidade ocorre mais rapidamente nos casos com maior velocidade de abertura de porta (tempo de abertura de 1s). Nos instantes subseqüentes observa-se uma queda sensível na velocidade do ar, especialmente no ponto 6. Constatase que a inversão do sentido da velocidade do ar ocorre a uma altura de cerca de 0,7 m, que concorda com o valor calculado pelas equações 3.25 e 3.26.

O comportamento da velocidade do ar nos pontos 10 e 6 é apresentada nas figuras 5.7 e 5.8, respectivamente.

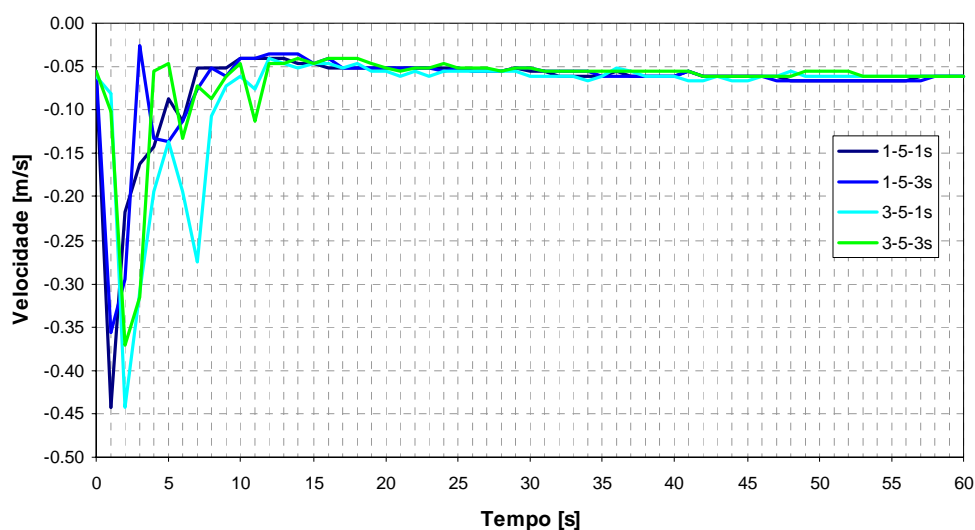


Figura 5.7 – Comportamento da velocidade do ar no ponto 10 para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos

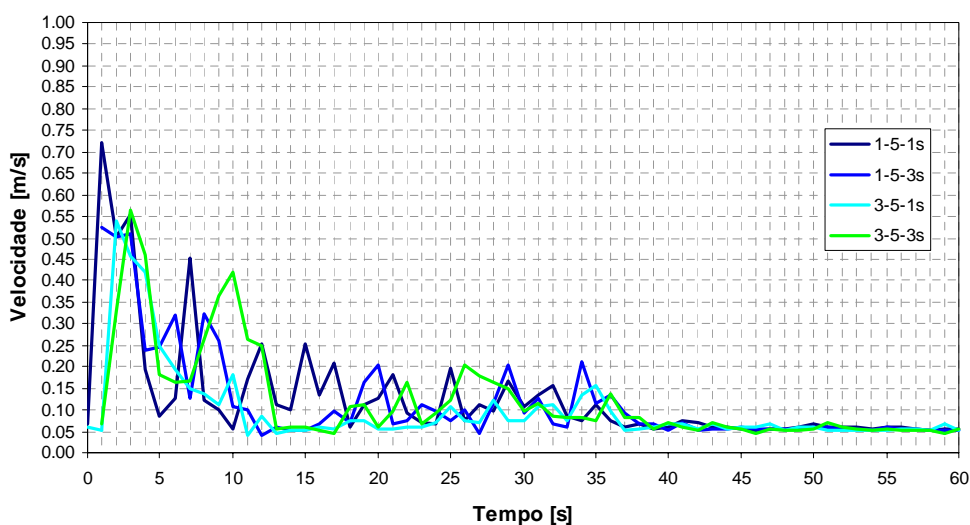


Figura 5.8 – Comportamento da velocidade do ar no ponto 6 para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos

A estabilização do perfil de velocidade do ar ocorreu entre o período de 35 a 40 segundos contados a partir do instante da abertura de porta.

5.1.4 Comportamento da Pressão do Ar

O comportamento da pressão do ar interno medido no ponto 3 é mostrado na figura 5.9.

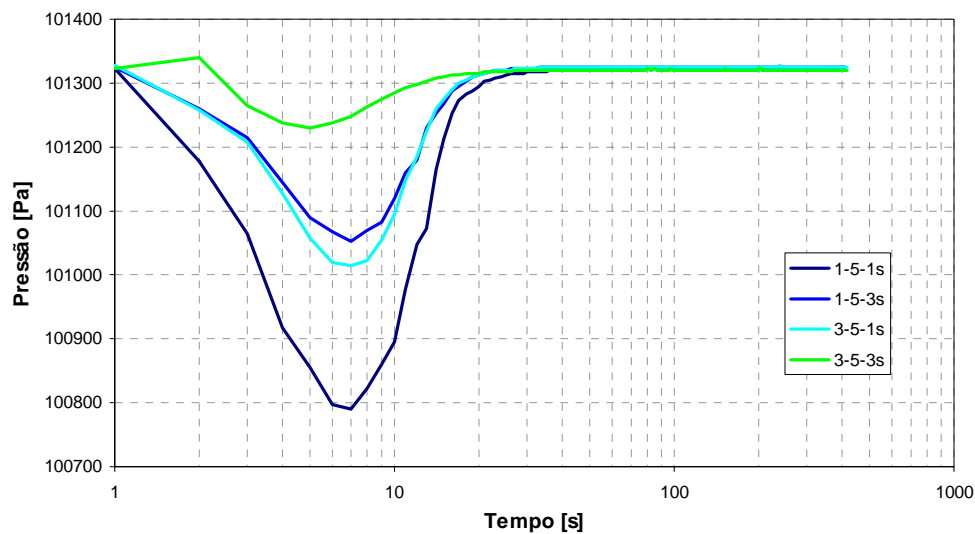


Figura 5.9 – Comportamento da pressão do ar interno para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos

Constata-se, na condição inicial (estabilizada), que a pressão do ar interno encontra-se em equilíbrio com a pressão do ambiente (101325 Pa), pois apesar da diferença de temperatura e densidade do ar existente entre o interior do refrigerador e o ambiente externo, o produto possui pontos de infiltração de massa que permitem a equalização da pressão. Após a abertura de porta ocorre uma diminuição na pressão do ar interno, que para os casos avaliados resultou em uma diferença de pressão máxima na faixa de 94 a 535 Pa, ponto este que ocorreu de 5 a 7 segundos após a abertura da porta. O equilíbrio de pressão ocorreu no período de 30 a 40 segundos após a abertura da porta.

Os valores medidos de pressão do ar interno indicam que a hipótese usada no modelo matemático, que considera a pressão interna constante e com valor equivalente ao da pressão ambiente, é satisfatória.

5.1.5 Comportamento da Temperatura do Evaporador

O comportamento da temperatura do evaporador medido no ponto 14 é mostrado na figura 5.10.

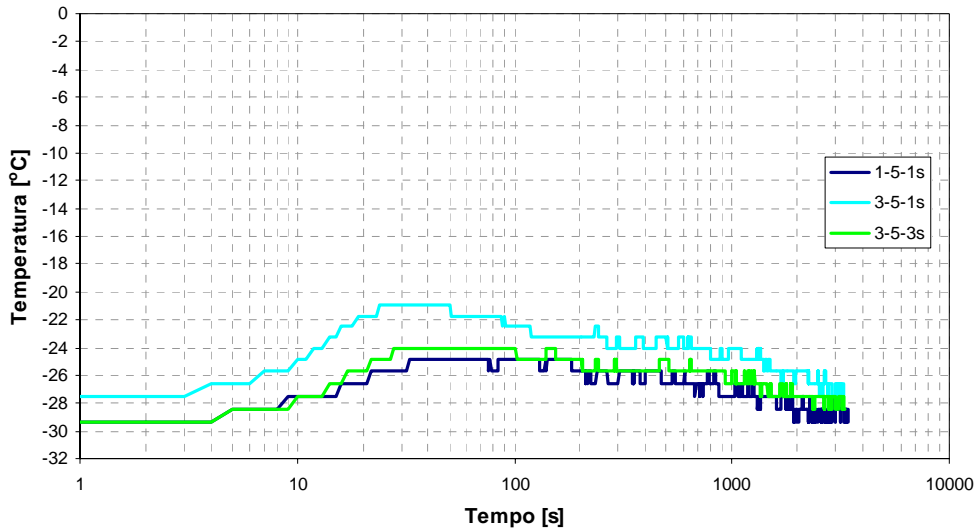


Figura 5.10 – Comportamento da temperatura do evaporador para os casos em que a porta permaneceu aberta por 5 segundos

A temperatura inicial do evaporador foi mantida entre $-29,4$ e $-27,5$ °C, sendo que devido ao descolamento do sensor de medição de temperatura no experimento 1-5-3s, suas leituras indicaram valores irreais e não foram mostrados na figura 5.10.

Devido a abertura de porta, verifica-se um aumento na temperatura do evaporador resultando em um incremento máximo da ordem de $4,5$ a $6,5$ °C, que ocorre a partir de 25 a 35 segundos após a porta ter sido aberta.

O aumento observado na temperatura do evaporador é oriundo do acréscimo na carga térmica sensível e latente decorrente da abertura e fechamento de porta. O acréscimo na carga térmica acarreta a alteração na condição operacional do sistema de refrigeração do refrigerador, conforme medição na temperatura do evaporador, uma vez que na condição estabilizada empregada nos experimentos, o evaporador operou em sua capacidade máxima de refrigeração. Conforme discutido anteriormente a variação de temperatura no evaporador não é considerada no modelo teórico.

5.2 Resultados para Tempo com Porta Aberta de 30s

5.2.1 Comportamento da Temperatura do Ar

O comportamento da temperatura do ar, representada pela diferença entre a temperatura ambiente e a média aritmética dos pontos 1 a 10 em cada instante de tempo, é mostrada na figura 5.11.

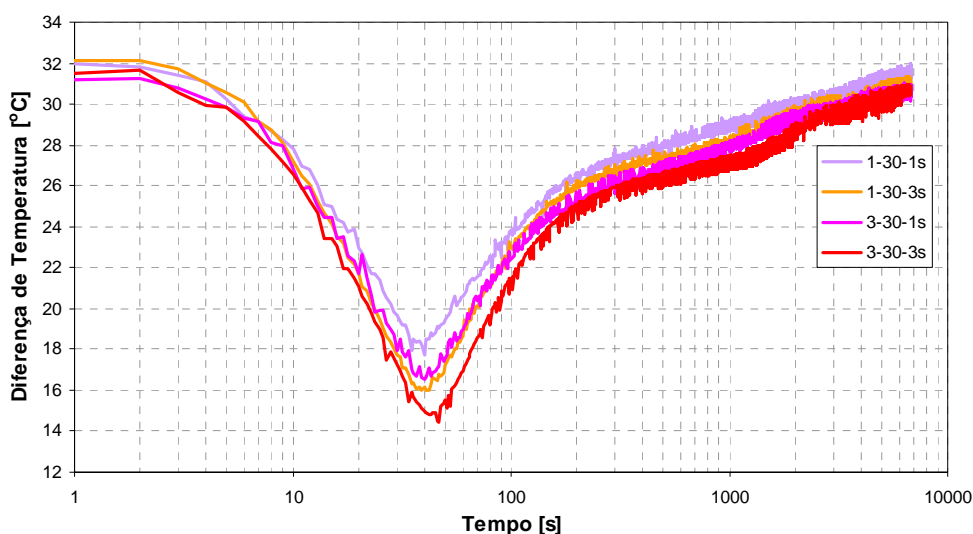


Figura 5.11 – Comportamento da diferença de temperatura do ar para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos

Em geral, observa-se um comportamento bastante similar da diferença de temperatura do ar ao longo das diferentes condições experimentais. A diferença de temperatura inicial foi mantida entre 31 e 32 °C, e o comportamento das curvas para todas as condições se mantiveram semelhantes, contudo não foi atingida a estabilização (retorno à condição inicial) durante o período de teste de 2 horas. Verifica-se uma redução máxima da diferença de temperatura do ar da ordem de 13 a 17 °C, que ocorreu entre 39 a 43 segundos após a porta ter sido aberta.

A temperatura do ar no ambiente externo apresentou um comportamento ao longo do período de teste conforme indicado na figura 5.12.

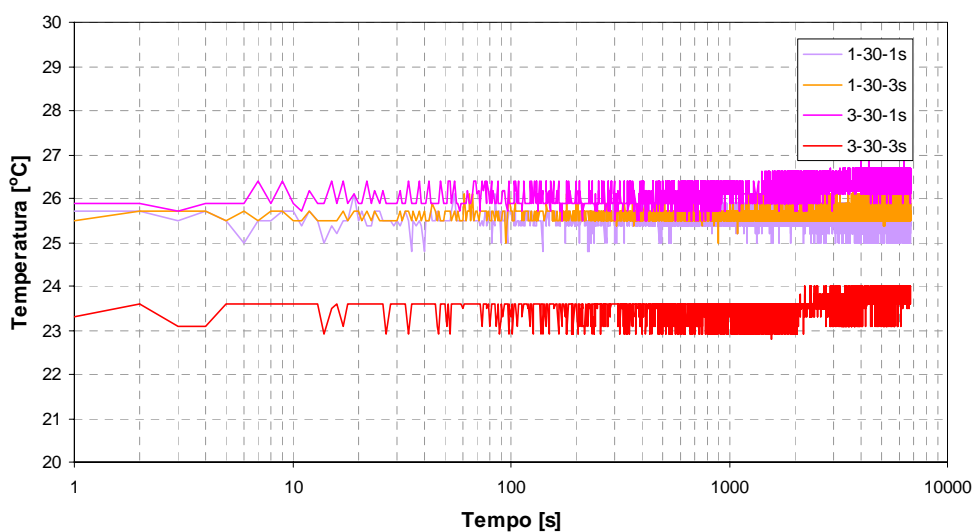


Figura 5.12 – Comportamento da temperatura do ar ambiente para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos

Verifica-se que não houve variação significativa na temperatura do ar ambiente ao longo de cada experimento ($< 1^{\circ}\text{C}$) cujo valor permaneceu na faixa de 23,0 a 26,5 $^{\circ}\text{C}$ para os diferentes casos avaliados.

5.2.2 Comportamento da Umidade Relativa do Ar

O comportamento da umidade relativa do ar interno medido no ponto 3 é mostrado na figura 5.13.

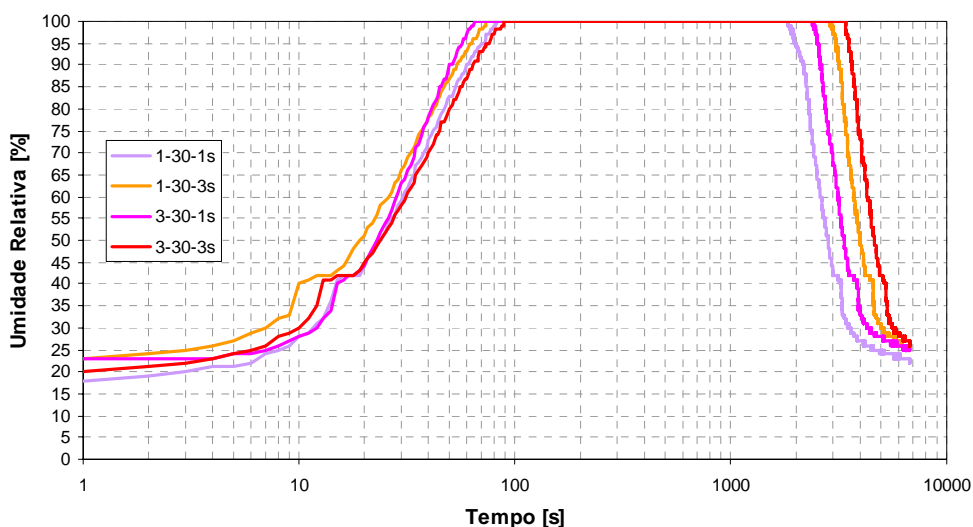


Figura 5.13 – Comportamento da umidade relativa do ar interno para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos

Constata-se um comportamento similar ao longo das diferentes condições experimentais. Na condição inicial (estabilizada) a umidade relativa do ar no interior do refrigerador tem um valor característico entre 18 a 23%. A umidade relativa atinge o valor de 100% em um tempo de 60 a 90 segundos após a porta ter sido aberta. Além disso observa-se a ocorrência de uma inflexão na curva da umidade quando a temperatura do ar cruza valores próximos de 0 °C, e para os casos avaliados, atinge-se um patamar momentâneo da ordem de 40 a 45% de umidade relativa.

O comportamento da umidade relativa no ambiente externo ao longo do período de teste é apresentado na figura 5.14.

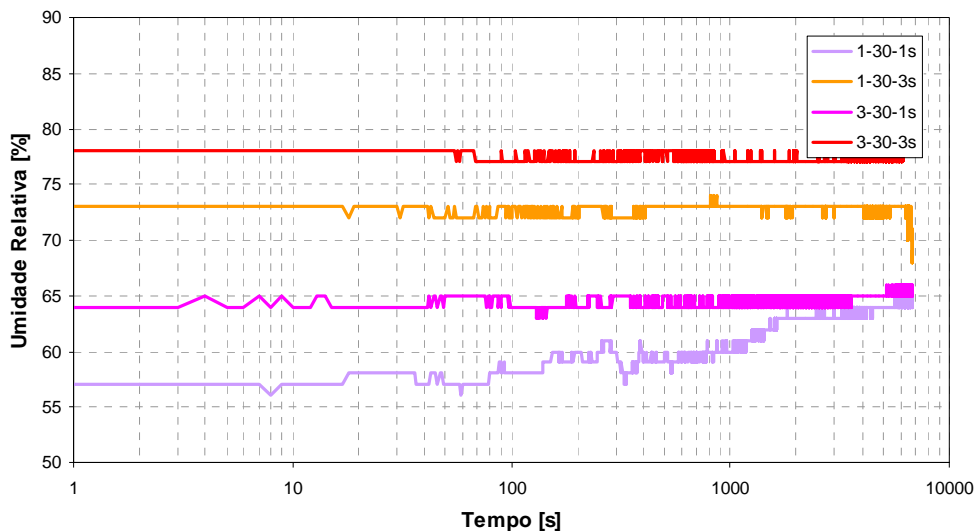


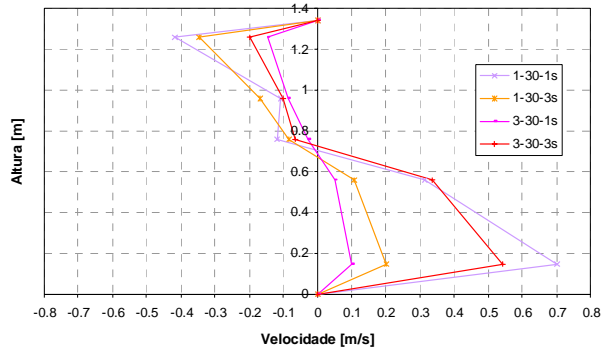
Figura 5.14 – Comportamento da umidade relativa do ar ambiente para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos

Verifica-se que durante o período de porta aberta não houve variação significativa na umidade relativa do ar ambiente em um mesmo experimento e seu valor permaneceu na faixa de 57 a 78% para os diferentes casos avaliados.

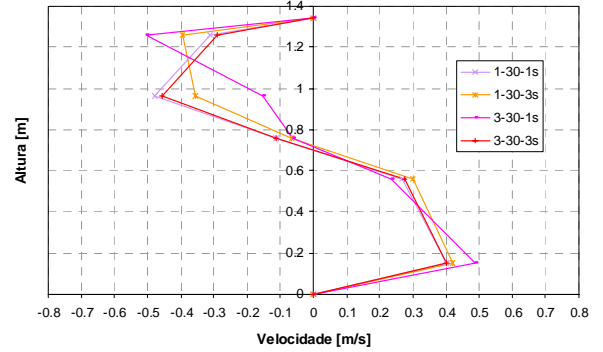
5.2.3 Comportamento da Velocidade do Ar

Os perfis de velocidade no plano da porta (pontos 6 a 10) para instantes de tempo subsequentes à abertura da porta são mostrados na figura 5.15.

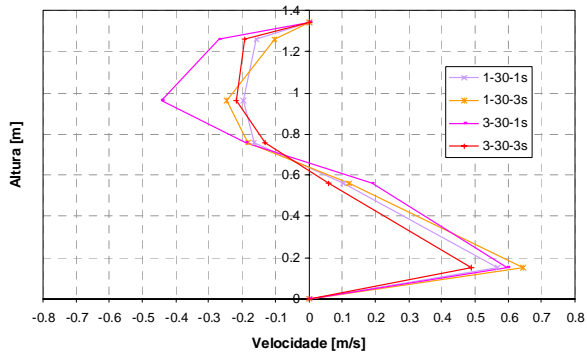
t = 1s após abertura de porta



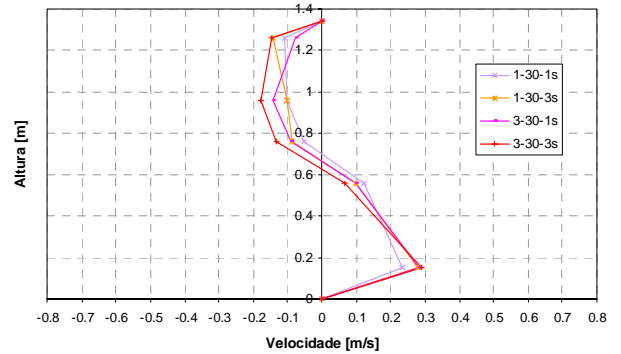
t = 2s após abertura de porta



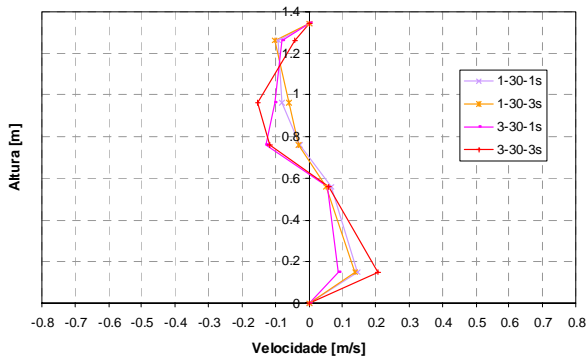
t = 3s após abertura de porta



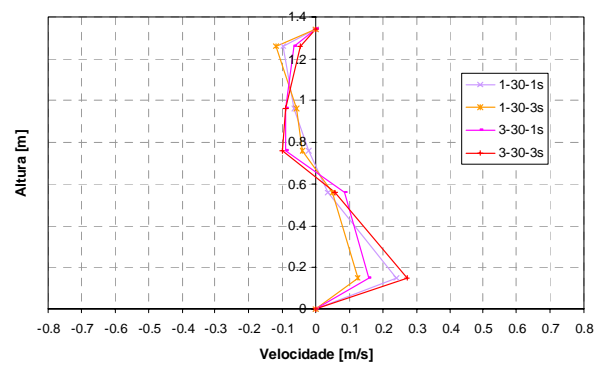
t = 4s após abertura de porta



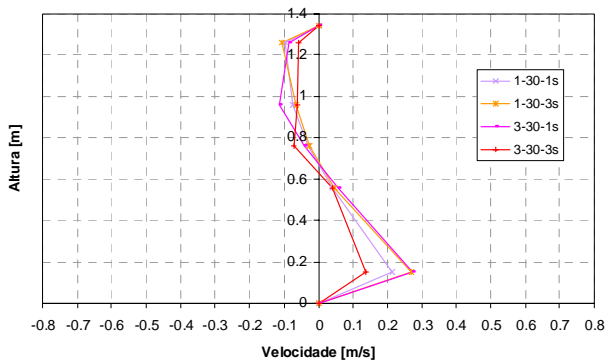
t = 5s após abertura de porta



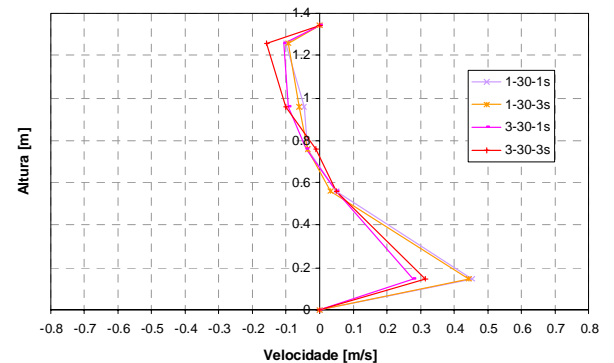
t = 6s após abertura de porta



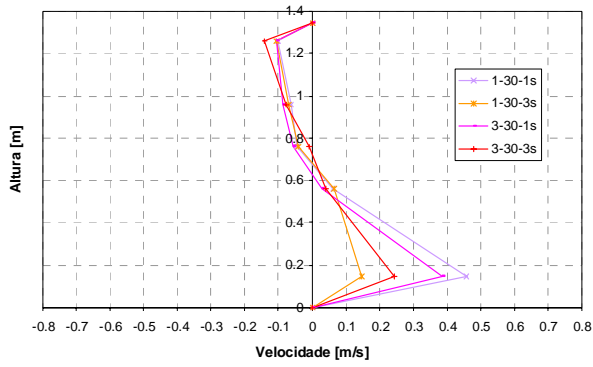
t = 7s após abertura de porta



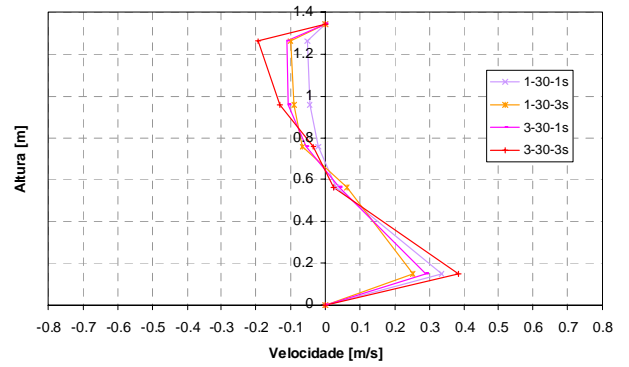
t = 8s após abertura de porta



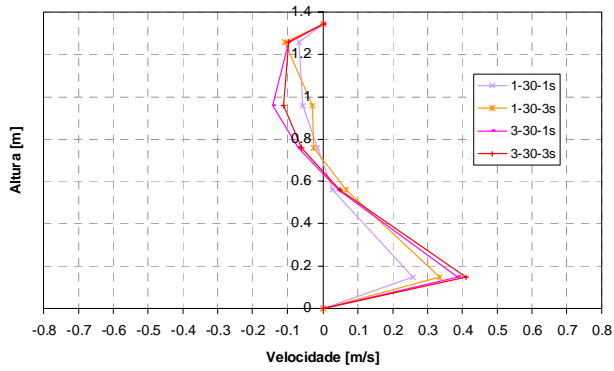
t = 9s após abertura de porta



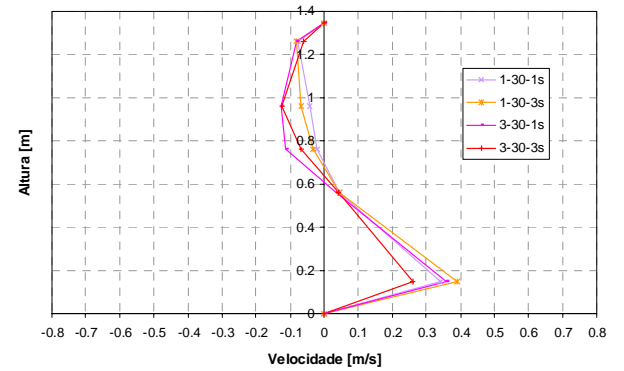
t = 10s após abertura de porta



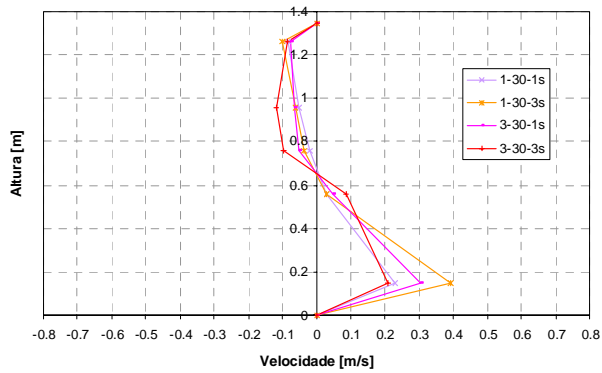
t = 13s após abertura de porta



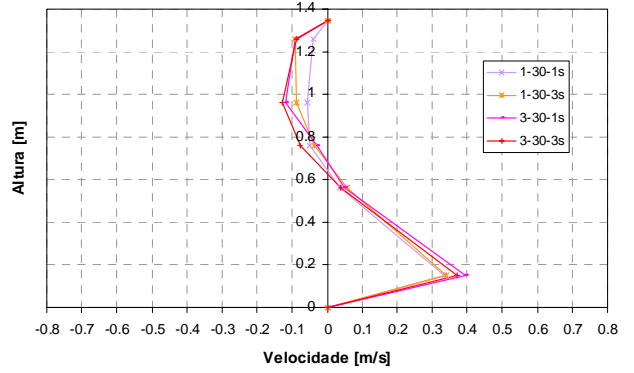
t = 14s após abertura de porta



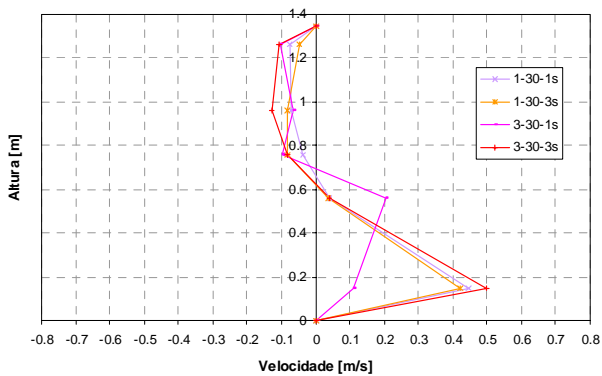
t = 15s após abertura de porta



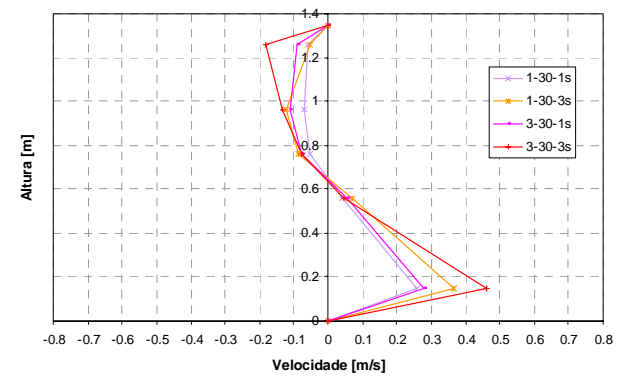
t = 20s após abertura de porta



t = 30s após abertura de porta



t = 32s após abertura de porta



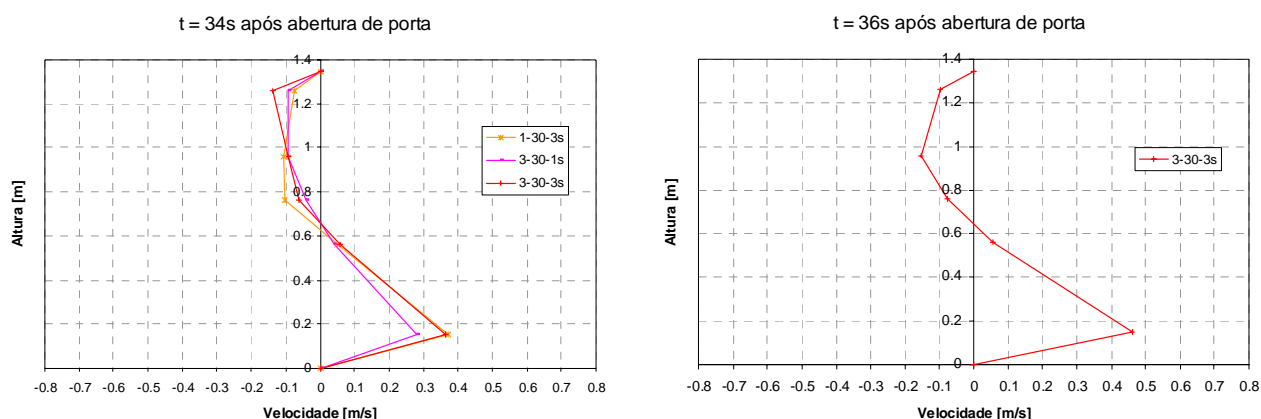


Figura 5.15 – Comportamento da velocidade do ar no plano da porta para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos

Verifica-se, nos instantes iniciais, como observado para os casos de porta aberta por 5 segundos, um aumento abrupto na velocidade do ar, especialmente nos pontos 10 e 6. Curiosamente tal aumento ocorreu mais rapidamente no caso 3-30-3s do que no caso 1-30-3s, contrariando a expectativa inicial. Tal efeito parece estar associado à perturbação introduzida quando da abertura manual da porta. Consta-se que a inversão do sentido da velocidade do ar ocorre a uma altura de cerca de 0,7 m, que concorda com o valor obtido a partir das equações 3.25 e 3.26.

O comportamento da velocidade do ar nos pontos 10 e 6 é apresentada nas figuras 5.16 e 5.17, respectivamente.

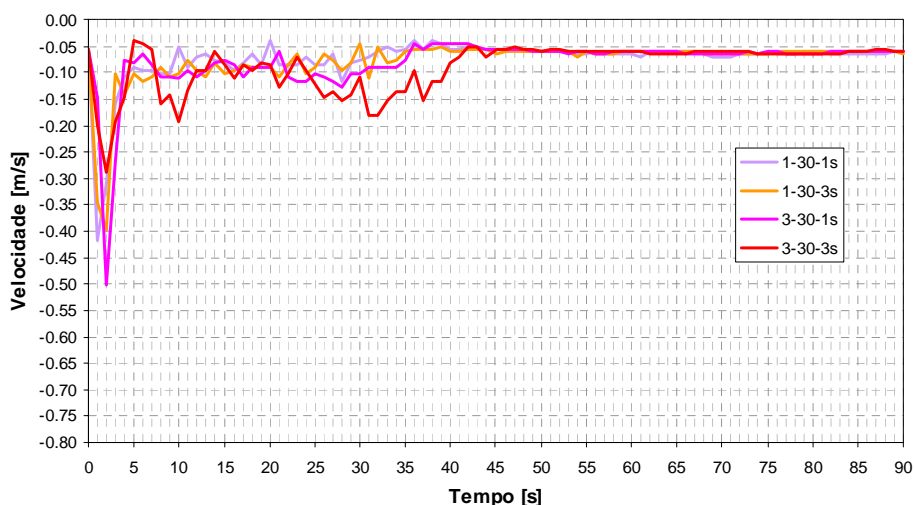


Figura 5.16 – Comportamento da velocidade do ar no ponto 10 para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos

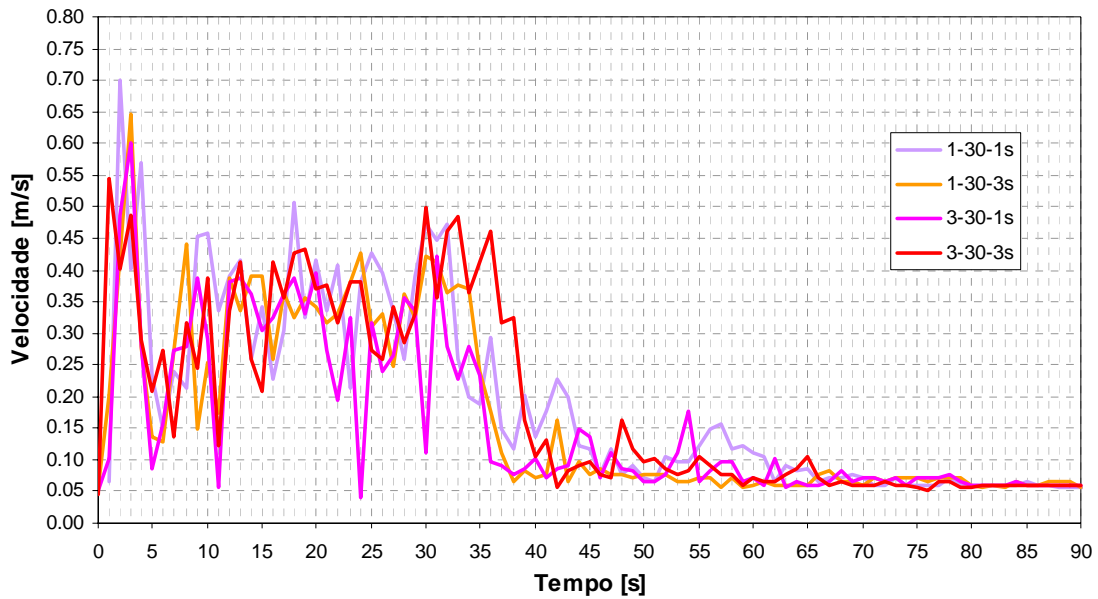


Figura 5.17 – Comportamento da velocidade do ar no ponto 6 para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos

A estabilização do perfil de velocidade do ar ocorreu entre o período de 65 a 70 segundos contados a partir do instante da abertura de porta.

5.2.4 Comportamento da Pressão do Ar

O comportamento da pressão do ar interno medido no ponto 3 é mostrado na figura 5.18.

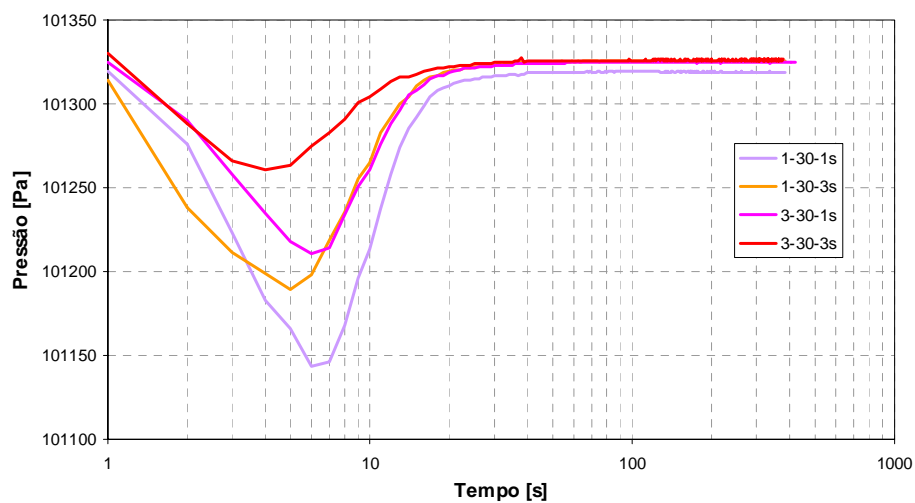


Figura 5.18 – Comportamento da pressão do ar interno para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos

Constata-se também nestes casos que na condição inicial (estabilizada), a pressão do ar interno encontra-se em equilíbrio com a pressão do ambiente (101325 Pa). Após a abertura de porta ocorre uma diminuição na pressão do ar interno, que para os casos avaliados resultou em uma diferença de pressão máxima na faixa de 64 a 181 Pa, ponto este que ocorreu de 4 a 6 segundos após a abertura da porta. Já o equilíbrio de pressão ocorreu no período de 30 a 40 segundos após a abertura da porta.

5.2.5 Comportamento da Temperatura do Evaporador

O comportamento da temperatura do evaporador medido no ponto 14 é mostrado na figura 5.19.

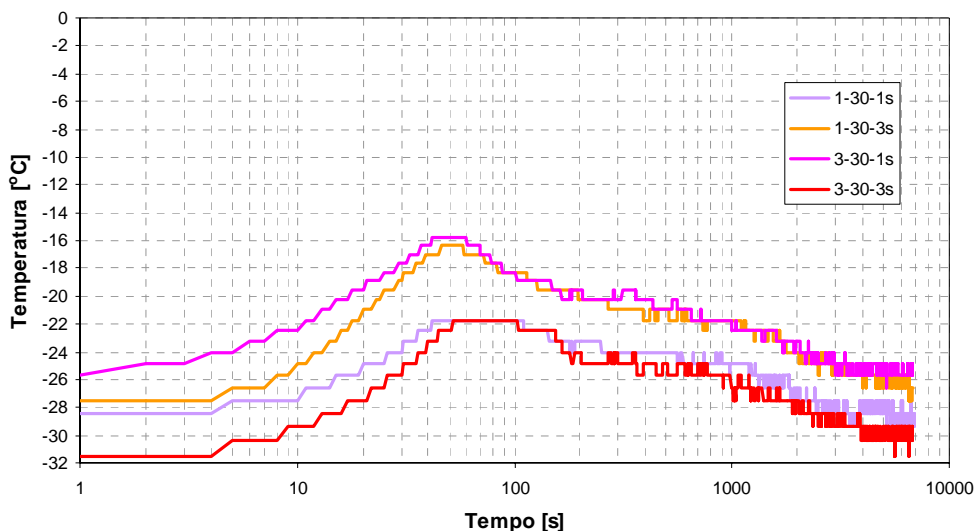


Figura 5.19 – Comportamento da temperatura do evaporador para os casos em que a porta permaneceu aberta por 30 segundos

A temperatura inicial do evaporador variou entre $-31,5$ e $-25,7$ °C para os casos avaliados. Devido a abertura de porta, verifica-se um aumento na temperatura do evaporador resultando em um incremento máximo da ordem de $6,7$ a $11,1$ °C e que ocorre a partir de 40 a 50 segundos após a porta ter sido aberta.

5.3 Considerações Finais

Nos experimentos realizados mediu-se, ao longo do tempo, o comportamento da temperatura, pressão, umidade relativa e velocidade do ar no interior do refrigerador quando este é submetido a abertura de porta. Os testes foram executados adotando-se diferentes tempos para abrir a porta, mantê-la aberta e fechá-la. Na medida do possível manteve-se a condição de temperatura e umidade ambiente em valores constantes em cada teste e entre testes.

Verificou-se, em geral, um incremento no valor da temperatura do ar no interior do refrigerador com a abertura de porta, sendo este incremento mais acentuado no caso em que a porta permaneceu mais tempo aberta. Após o fechamento da porta observa-se a ocorrência do pico de temperatura do ar seguido de um decaimento acentuado até retornar-se de forma gradual à condição estabilizada. No período de teste executado neste trabalho não foi atingida a condição estabilizada.

Com relação a umidade relativa do ar no interior do refrigerador, constatou-se o incremento em seus valores com a abertura de porta, atingindo-se, em todos os casos avaliados, a condição de saturação.

A velocidade do ar na linha central do plano da porta foi avaliada de forma a levantar o perfil de velocidade experimental e compará-lo com o perfil teórico dado pelo modelo apresentado no capítulo 3 (equação 3.21).

Observou-se uma pequena redução na pressão do ar interno associada à abertura de porta, o que possibilitou confirmar a aplicabilidade da hipótese de pressão constante adotada no modelo computacional.

De forma similar, constatou-se um incremento na temperatura do evaporador com a abertura de porta, sendo que no modelo desenvolvido este valor foi considerado constante.

A tabela 5.1 apresenta o resumo com os principais resultados obtidos nos experimentos.

Tabela 5.1 – Resumo dos resultados experimentais

Caso	Condição	T _a [°C]	UR _a [%]	T _i [°C]	UR _i [%]	P _i [Pa]	T _{evap} [°C]
1-5-1s	Inicial	26,4	61	-6,2	18	101322	-29,4
	Após fechar porta	26,4	60	-3,5	26	100790	-24,9
	Final (3290s)	26,1	54	-5,9	23	---	-28,4
	Min / Max	25,7 / 26,6	53 / 63	-6,2 / 0,0	18 / 100	100789 / ---	-29,4 / -24,9
1-5-3s	Inicial	23,6	79	-7,7	23	101326	---
	Após fechar porta	23,1	79	-3,3	32	101083	---
	Final (3290s)	23,6	79	-7,2	27	---	---
	Min / Max	23,1 / 24,0	79 / 80	-7,7 / 0,4	23 / 100	101051 / ---	---
3-5-1s	Inicial	24,0	76	-6,5	24	101326	-27,5
	Após fechar porta	24,0	77	-1,9	28	101056	-27,5
	Final (3290s)	24,3	63	-5,6	27	---	-26,6
	Min / Max	23,6 / 25,0	61 / 77	-6,5 / 1,7	14 / 100	101013 / ---	-27,5 / -21,0
3-5-3s	Inicial	25,4	59	-6,6	19	101321	-29,4
	Após fechar porta	25,4	59	-1,8	30	101294	-27,5
	Final (3290s)	25,5	63	-5,8	25	---	-28,4
	Min / Max	24,7 / 25,9	58 / 66	-6,8 / 0,7	19 / 100	101231 / ---	-29,4 / -24,1
1-30-1s	Inicial	25,5	57	-6,2	18	101319	-28,4
	Após fechar porta	25,5	58	6,3	62	101317	-23,3
	Final (6878s)	25,5	65	-5,9	22	---	-28,4
	Min / Max	24,8 / 26,1	56 / 65	-6,2 / 7,1	18 / 100	101143 / ---	-29,4 / -21,7
1-30-3s	Inicial	25,7	73	-6,5	22	101326	-27,5
	Após fechar porta	25,7	73	8,9	71	101324	-18,3
	Final (6878s)	25,7	71	-5,2	25	---	-27,5
	Min / Max	25,0 / 26,2	67 / 74	-6,7 / 9,6	22 / 100	101189 / ---	-27,5 / -16,4
3-30-1s	Inicial	25,9	64	-5,2	23	101325	-25,7
	Após fechar porta	26,4	64	8,4	69	101323	-17,0
	Final (6878s)	26,6	66	-4,3	25	---	-25,7
	Min / Max	25,5 / 26,9	63 / 66	-5,4 / 9,3	23 / 100	101210 / ---	-26,6 / -15,8
3-30-3s	Inicial	23,6	78	-8,2	19	101326	-31,5
	Após fechar porta	23,6	78	7,9	66	101325	-24,1
	Final (6878s)	23,6	78	-6,9	26	---	-30,4
	Min / Max	22,8 / 24,2	77 / 79	-8,2 / 8,7	19 / 100	101261 / ---	-31,5 / -21,7

6. Resultados Computacionais

O modelo computacional desenvolvido foi validado através da comparação com os resultados experimentais. Neste sentido, fez-se necessário impor a condição de contorno para a abertura e fechamento da porta, bem como estimar, com base nos dados experimentais, o valor do coeficiente de porta empregado na equação 3.34 para cálculo do fluxo de massa.

6.1 Condição de Contorno de Abertura e Fechamento da Porta

Para modelar a abertura de porta do refrigerador procurou-se usar condições que refletissem possibilidades reais encontradas no dia-a-dia. Na tabela 6.1 são mostradas as posições e as velocidades de porta adotadas nas simulações computacionais. Tais condições estão também apresentadas nas figuras 6.1 e 6.2, tomando, como exemplo, um tempo de abertura e fechamento de 1 segundo e um tempo de porta aberta de 5 segundos.

Tabela 6.1 – Condição de contorno da velocidade angular de abertura de porta

Condição	ω_p senoidal	ω_p constante
Abertura de porta ($0 < t < td$)	$\theta_p = \left(\frac{\pi}{4} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi t}{td} \right) \right] \right)$ $\omega_p = \frac{d\theta_p}{dt} = \left(\frac{\pi^2}{4td} \right) \text{sen} \left(\frac{\pi t}{td} \right)$	$\theta_p = \left(\frac{\pi t}{2td} \right)$ $\omega_p = \left(\frac{\pi}{2td} \right)$
Porta Aberta ($td < t < td + to$)	$\theta_p = \left(\frac{\pi}{2} \right)$ $\omega_p = 0$	$\theta_p = \left(\frac{\pi}{2} \right)$ $\omega_p = 0$
Fechamento de porta ($td + to < t < 2td + to$)	$\theta_p = \left(\frac{\pi}{4} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi(t - to)}{td} \right) \right] \right)$ $\omega_p = \left(\frac{\pi^2}{4td} \right) \text{sen} \left(\frac{\pi(t - to)}{td} \right)$	$\theta_p = \pi - \left(\frac{\pi(t - to)}{2td} \right)$ $\omega_p = - \left(\frac{\pi}{2td} \right)$

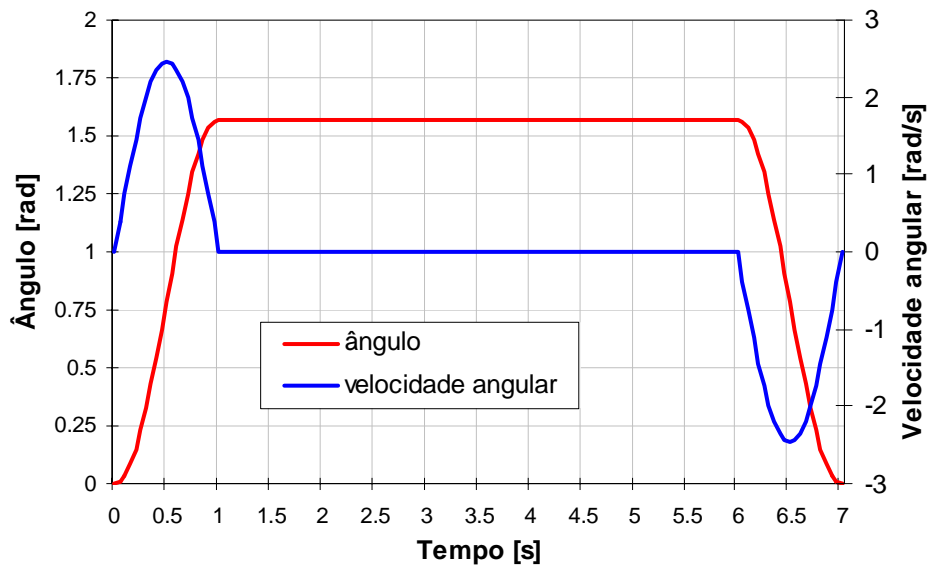


Figura 6.1 – Ângulo e velocidade angular de abertura de porta (caso ω_p senoidal)

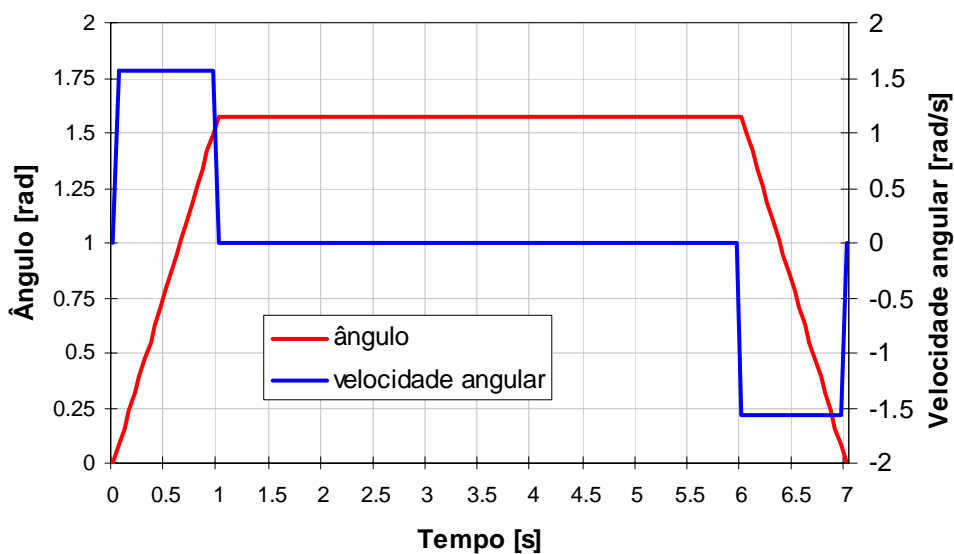


Figura 6.2 – Ângulo e velocidade angular de abertura de porta (caso ω_p constante)

Nos estudos computacionais empregou-se, preponderantemente, a velocidade angular com comportamento senoidal. A variação temporal do volume interno e da área efetiva de passagem de ar durante a abertura de porta é mostrada na figura 6.3 para o caso com velocidade angular senoidal.

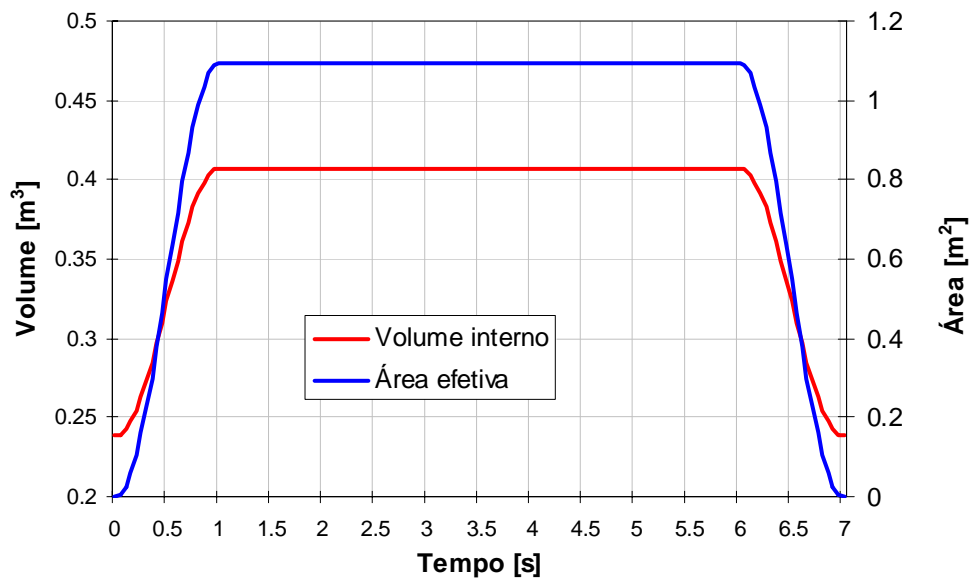


Figura 6.3 – Variação do volume interno e da área efetiva durante a abertura de porta (caso ω_p senoidal)

6.2 Determinação do Coeficiente de Porta

O coeficiente K empregado no cálculo do fluxo de massa que adentra o refrigerador (equação 3.34), será denominado de coeficiente de porta, e foi determinado tomando-se como base os dados experimentais. Partindo-se dos perfis de velocidade do ar medido no plano da porta estimou-se o fluxo de massa que entra no refrigerador e comparou-se com o fluxo de massa calculado computacionalmente para diferentes valores do coeficiente de porta. Empregou-se os casos experimentais extremos (1-5-1s e 3-30-3s) para realizar esta avaliação sendo que os valores de velocidade e fluxo de massa experimental resultantes constam da tabela 6.2.

A equação usada no cálculo do fluxo de massa é apresentada a seguir:

$$\dot{m}_e = \rho_a v_{e,med} A_e \quad (6.1)$$

com,
$$A_e = H_e L_p \quad (6.2)$$

Uma vez que só se dispõe da velocidade na linha central do plano da porta, estimou-se a velocidade média do ar que adentra o refrigerador ($v_{e,med}$) a partir da razão entre a

velocidade média e a velocidade na linha central para um escoamento turbulento em dutos lisos conforme apresentado em Fox e McDonald (1978), dada por,

$$\frac{v_{med}}{U} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \quad (6.3)$$

onde, U é a velocidade na linha central que foi obtido a partir dos dados experimentais e n é um coeficiente que depende do número de Reynolds. Neste caso, o número de Reynolds é da ordem de 4000 e o valor de n corresponde a 6, resultando em uma razão de velocidades de 0,79.

As figuras 6.4 e 6.5 apresentam o comparativo entre os dados experimentais e o resultado computacional do fluxo de massa.

Tabela 6.2 – Estimativa da velocidade média e do fluxo de massa experimental

t [s]	Caso					
	1-5-1s			3-30-3s		
	U [m/s]	$V_{e,med}$ [m/s]	\dot{m}_e [kg/s]	U [m/s]	$V_{e,med}$ [m/s]	\dot{m}_e [kg/s]
0	0	0	0	0	0	0
1	0,2000	0,1582	0,0488	0,1200	0,0949	0,0293
2	0,2500	0,1978	0,0610	0,3000	0,2374	0,0732
3	0,1200	0,0949	0,0293	0,1500	0,1187	0,0366
4	0,0600	0,0475	0,0146	0,1400	0,1108	0,0342
5	0,0400	0,0316	0,0098	0,1000	0,0791	0,0244
6	0,0400	0,0316	0,0098	0,0600	0,0475	0,0146
7	0,0250	0,0198	0,0061	0,0500	0,0396	0,0122
8	---	---	---	0,1000	0,0791	0,0244
9	---	---	---	0,0800	0,0633	0,0195
10	---	---	---	0,1200	0,0949	0,0293
11	---	---	---	0,1000	0,0791	0,0244
12	---	---	---	0,1000	0,0791	0,0244
13	---	---	---	0,0800	0,0633	0,0195
14	---	---	---	0,0600	0,0475	0,0146
15	---	---	---	0,1000	0,0791	0,0244
20	---	---	---	0,1000	0,0791	0,0244
25	---	---	---	0,1000	0,0791	0,0244
30	---	---	---	0,1000	0,0791	0,0244
34	---	---	---	0,1000	0,0791	0,0244
35	---	---	---	0,1000	0,0791	0,0244
36	---	---	---	0,1000	0,0791	0,0244

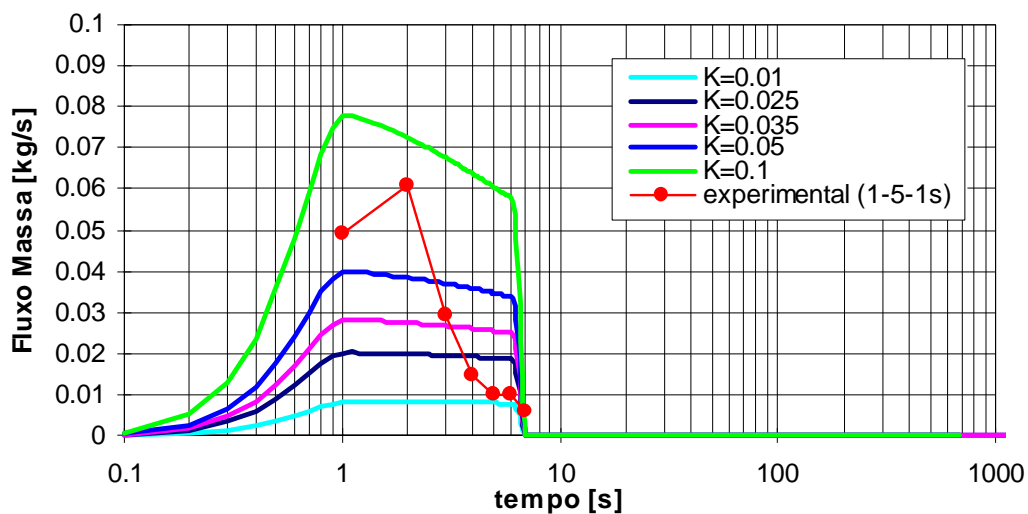


Figura 6.4 – Comparativo do fluxo de massa para diferentes valores de K (caso 1-5-1s com $T_a=26^\circ\text{C}$ e $UR_a=60\%$)

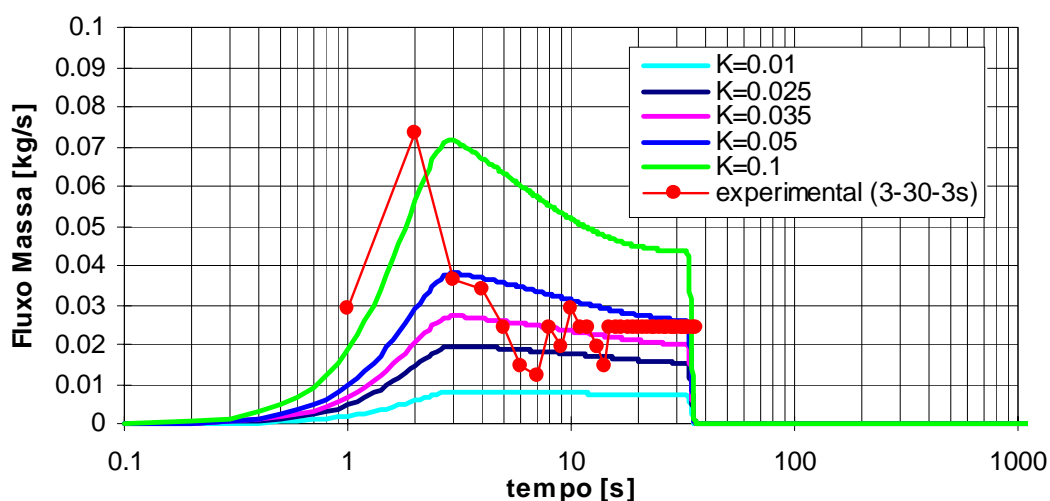


Figura 6.5 – Comparativo do fluxo de massa para diferentes valores de K (caso 3-30-3s com $T_a=23,5^\circ\text{C}$ e $UR_a=78\%$)

Com base nesta avaliação do coeficiente de porta empregou-se um valor constante de 0,035 para as avaliações subseqüentes, apesar das figuras indicarem um valor variável para K. O comportamento do fluxo de massa experimental tem um perfil semelhante ao calculado numericamente no trabalho de Elsayed (1998).

6.3 Comparação dos Resultados

O comparativo entre os resultados experimentais e computacionais para a temperatura e umidade relativa do ar no interior do refrigerador foram realizadas para os dois casos extremos de abertura de porta avaliados, ou seja, 1-5-1 e 3-30-3 segundos.

6.3.1 Caso com Abertura de Porta de 1-5-1 segundos

A figura 6.6 apresenta o comparativo entre o comportamento da temperatura interna do ar medido experimentalmente e aquele calculado pelo modelo computacional.

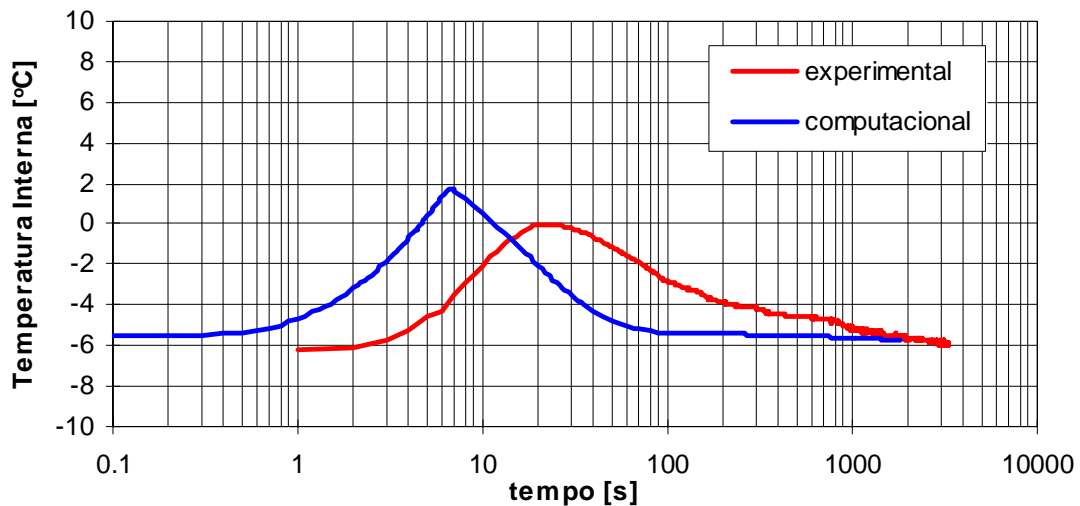


Figura 6.6 – Comparativo entre o comportamento da temperatura do ar experimental e computacional (caso 1-5-1s com $T_a=26^\circ\text{C}$ e $UR_a=60\%$)

Pode-se verificar que o modelo computacional reproduz razoavelmente o comportamento da temperatura do ar interno, atingindo um pico de temperatura superior em cerca de 2°C em relação ao resultado experimental, embora defasado no tempo em cerca de 15 segundos. No modelo computacional a estabilização da temperatura ocorre com cerca de 200 segundos, fato que não foi atingido no experimento para um período de 3600 segundos. Já a diferença de temperatura entre o resultado experimental e computacional para as condições inicial e final é inferior a 1°C .

A figura 6.7 apresenta o comparativo entre o comportamento da umidade relativa do ar interno medido experimentalmente e aquele calculado pelo modelo computacional. Observa-se que o modelo computacional apresenta tendência consistente com o resultado experimental, apesar da defasagem no tempo, especialmente no pico de umidade atingido. Esta defasagem está diretamente associada àquela observada no comportamento da temperatura. No modelo computacional a estabilização ocorre com cerca de 1000 segundos, fato que não foi atingido no experimento para um período de 3600 segundos. Já a diferença de umidade relativa entre o resultado experimental e computacional para as condições inicial e final resultou em 6 e 10%, respectivamente.

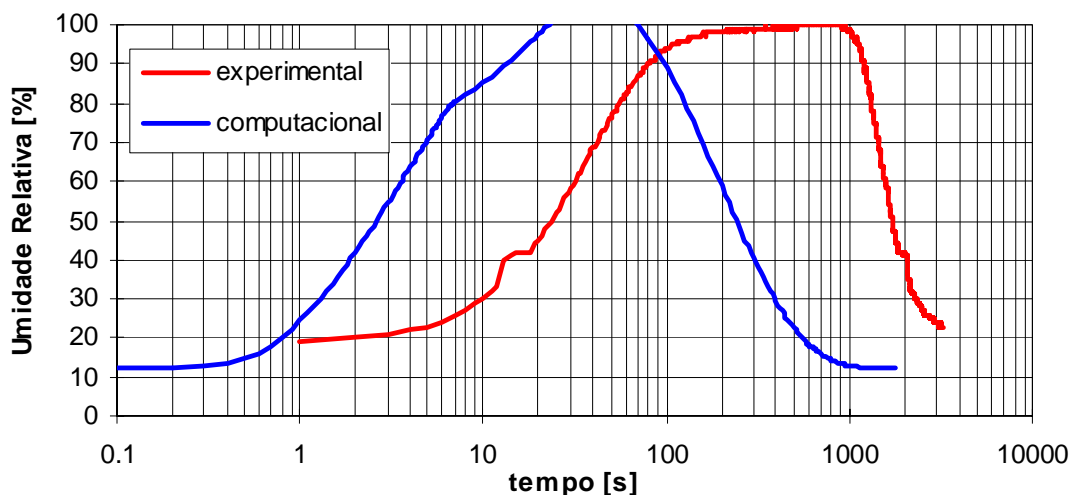


Figura 6.7 – Comparativo entre o comportamento da umidade relativa do ar experimental e computacional (caso 1-5-1s com $T_a=26^\circ\text{C}$ e $UR_a=60\%$)

6.3.2 Caso com Abertura de Porta de 3-30-3 segundos

A figura 6.8 apresenta o comparativo entre o comportamento da temperatura interna do ar experimental e o calculado pelo modelo computacional.

Verifica-se que o modelo computacional reproduz razoavelmente o comportamento da temperatura do ar interno, sendo que resultou em uma diferença de $-1,4^\circ\text{C}$ no pico de temperatura ($8,7^\circ\text{C}$ experimental e $7,3^\circ\text{C}$ computacional) com uma defasagem no tempo de cerca de 10 segundos. No modelo computacional a estabilização da temperatura

ocorre com cerca de 200 segundos, fato este que não foi atingido no experimento para um período de 7200 segundos. Já a diferença de temperatura entre os resultados experimental e computacional para as condições inicial e final é inferior a 1°C.

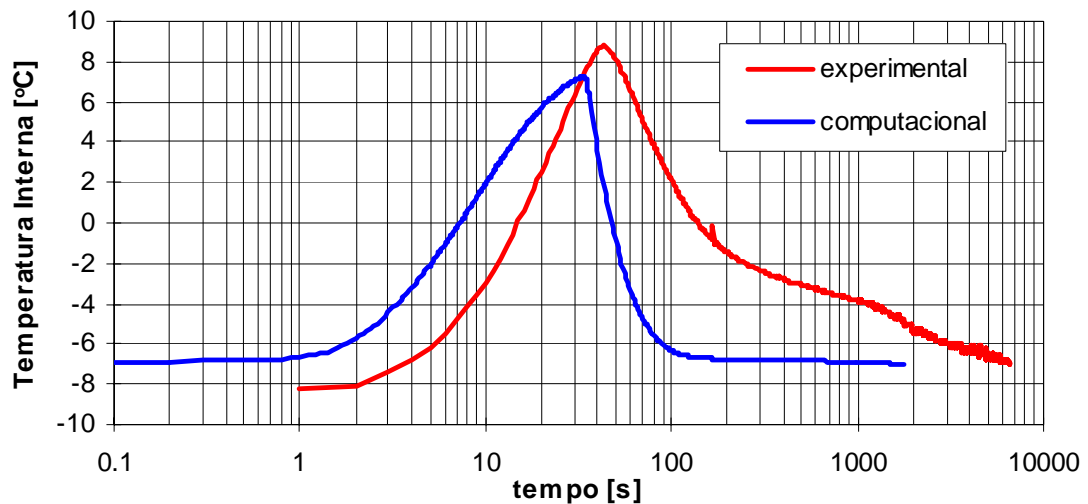


Figura 6.8 – Comparativo entre o comportamento da temperatura do ar experimental e computacional (caso 3-30-3s com $T_a=23,5^\circ\text{C}$ e $UR_a=78\%$)

A figura 6.9 apresenta o comparativo entre o comportamento da umidade relativa do ar interno medido experimentalmente e aquele calculado pelo modelo computacional.

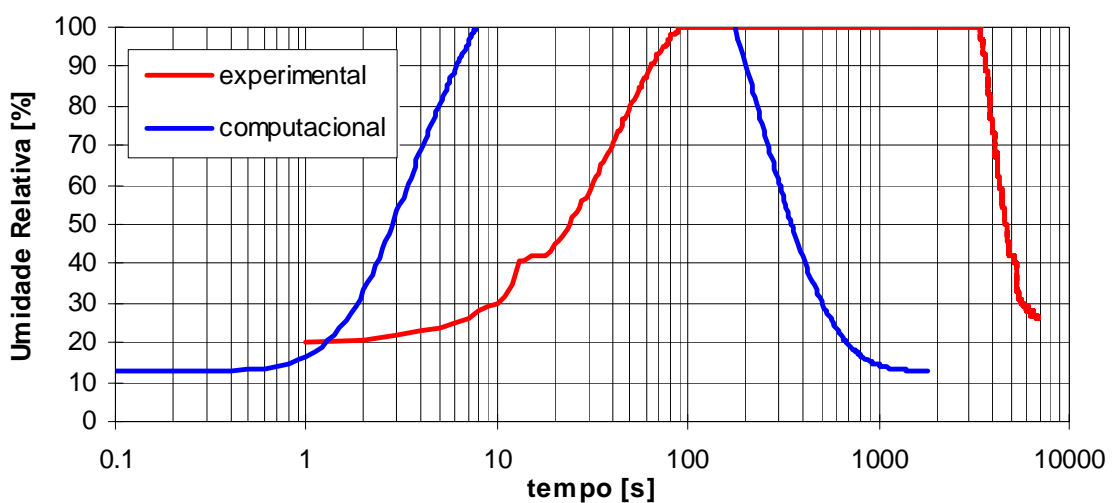


Figura 6.9 – Comparativo entre comportamento da umidade relativa do ar experimental e computacional (caso 3-30-3s com $T_a=23,5^\circ\text{C}$ e $UR_a=78\%$)

Conforme mencionado anteriormente, verifica-se uma razoável concordância entre o resultado experimental e computacional, apesar da discrepância temporal na resposta de umidade relativa. O modelo computacional reproduz a ocorrência da saturação na umidade, mas defasado no tempo. No modelo computacional a estabilização ocorre com cerca de 1000 segundos, fato este que não foi atingido no experimento para um período de 7200 segundos. A diferença de umidade relativa entre o resultado experimental e computacional para as condições inicial e final resultou em 6 e 13%, respectivamente.

A tabela 6.3 apresenta o resumo comparativo entre os principais resultados experimentais e computacionais.

Tabela 6.3 – Resumo comparativo dos resultados experimentais e computacionais

Caso		1-5-1s			3-30-3s		
Resultado		Experimental	Computacional	Erro Abs.	Experimental	Computacional	Erro Abs.
T _i [°C]	Inicial	-6,2	-5,6	0,6	-8,2	-6,9	1,3
	Máximo	0,0	1,7	1,7	8,7	7,3	-1,4
	100s	-2,8	-5,4	-2,6	2,1	-6,3	-8,4
	1000s	-5,2	-5,6	-0,4	-3,8	-6,9	-3,1
	Final	-5,9	-5,6	0,3	-6,9	-6,9	0,0
UR _i [%]	Inicial	18	12	-6	19	13	6
	Máximo	100	100	0	100	100	0
	100s	61	89	28	100	100	0
	1000s	98	13	-86	100	14	-86
	Final	23	12	-11	26	13	13

A concordância entre os resultados experimentais e computacionais foi satisfatória, em especial se considerarmos que os valores experimentais foram obtidos da medição das grandezas em alguns pontos discretos (a temperatura é decorrente da média aritmética de 10 pontos e a umidade resultado da medição em um único ponto), as simplificações do modelo computacional - principalmente relacionadas a consideração de temperatura do evaporador e pressão constantes ao longo do tempo - bem como as estimativas realizadas para a velocidade de abertura de porta e para o coeficiente de porta.

A contribuição associada a implementação do modelo computacional atingiu os objetivos esperados e a resposta incorpora a desejada capacidade de prever o desempenho do refrigerador submetido à abertura de porta e sujeito a alterações em parâmetros ambientais e construtivos.

7. Potencialidades do Modelo Computacional

Uma das maiores vantagens de um modelo computacional refere-se a sua capacidade de prever o comportamento funcional de um sistema quando são alteradas suas características construtivas e/ou as condições ambientais as quais este sistema pode estar sujeito durante sua operação. Neste sentido, realizou-se um estudo das potencialidades do modelo computacional desenvolvido frente a alterações nas condições ambientais, ou seja, em diferentes temperaturas e umidades do ambiente externo. Além disso, este estudo permite uma avaliação da qualidade da resposta do modelo computacional, em termos de conformidade com a tendência física do problema, bem como a sua robustez computacional. Em termos de resposta do modelo computacional são avaliados, além do comportamento da temperatura, umidade do ar interno e fluxo de massa, a massa de ar renovada e os calores sensível, latente e total, bem como o calor trocado pelo evaporador.

7.1 Efeito da Temperatura do Ar Ambiente

A tabela 7.1 apresenta as condições de contorno, em termos da temperatura do evaporador e da fração mássica de vapor no ar ambiente externo, empregadas no estudo do efeito da temperatura ambiente no comportamento térmico do refrigerador sujeito à abertura de porta pelo tempo de 1-5-1s.

Tabela 7.1: Condição de contorno para avaliação do efeito da temperatura ambiente

Condição de Contorno	Temperatura Ambiente [°C]			
	18	25	32	43
Temperatura do evaporador* [°C]	-32,0	-29,5	-27,5	-21,0
Fração mássica de vapor [g _v /kg _{ar}]	10	10	10	10

* Estimado com base nos resultados apresentados no trabalho de Klein (1998).

As figuras 7.1 a 7.5 apresentam o efeito da temperatura do ar ambiente (18, 25, 32 e 43°C) no comportamento da temperatura, umidade relativa e fração mássica do ar interno, bem como do fluxo de massa e massa de ar renovada para o caso de abertura de porta 1-5-1 segundos.

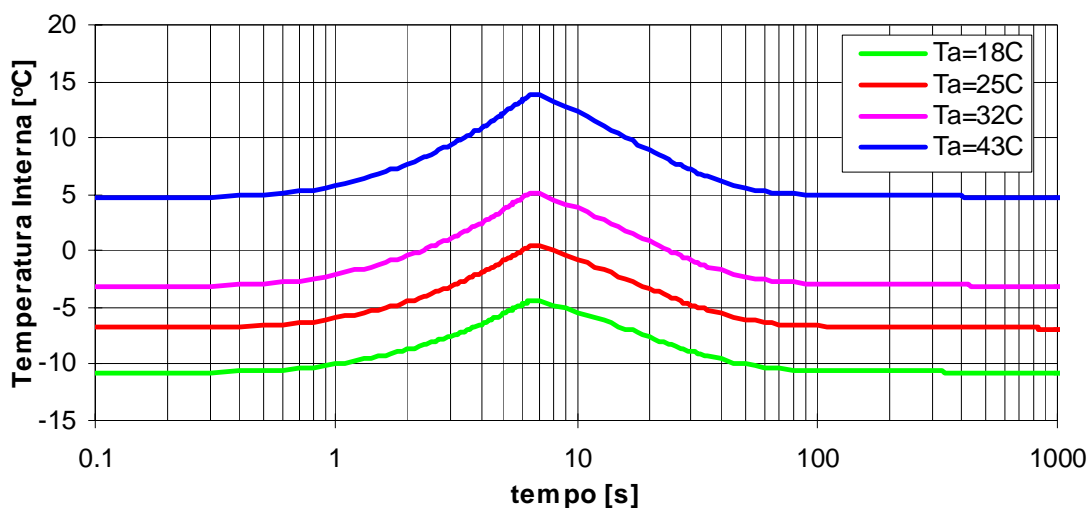


Figura 7.1 – Efeito da temperatura ambiente no comportamento da temperatura do ar interno (caso 1-5-1s)

Como esperado o aumento na temperatura ambiente causa um aumento na temperatura do ar interno. Verifica-se que na condição estabilizada um incremento de 25°C na temperatura ambiente provoca um aumento de 16°C na temperatura interna. Paralelamente constata-se um maior diferencial de temperatura na abertura de porta com o aumento da temperatura ambiente, sendo da ordem de 7°C a 18°C ambiente e 9°C a 43°C ambiente.

Pode-se verificar na figura 7.2 que a variação da temperatura ambiente ocasiona uma alteração significativa no comportamento da umidade relativa do ar interno. A umidade relativa do ar interno resultou em um valor estabilizado da ordem de 12%, sendo que com a abertura de porta atingiu-se um pico entre os instante 40 e 50 segundos cujo valor variou entre 45% a 43°C ambiente até 100% a 18°C ambiente.

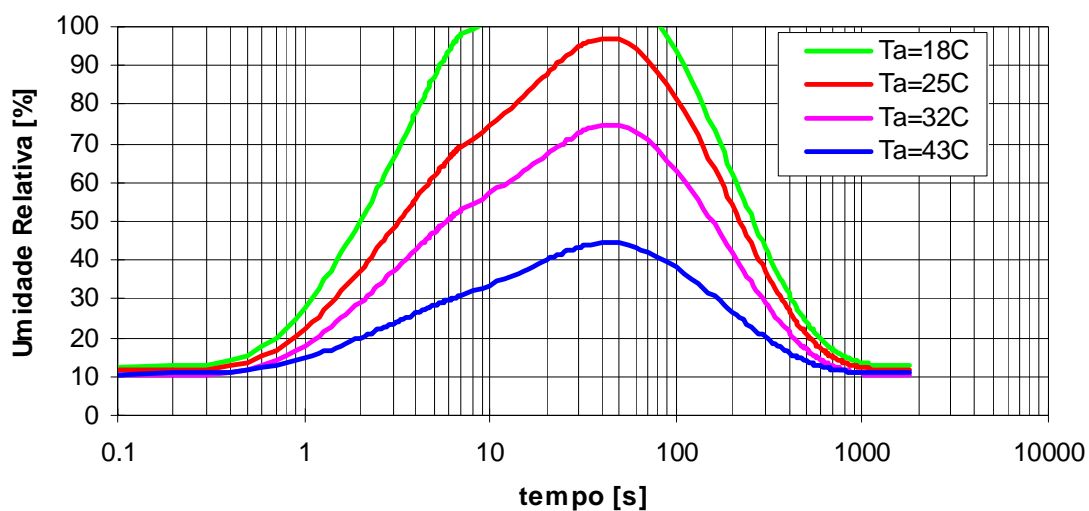


Figura 7.2 – Efeito da temperatura ambiente no comportamento da umidade relativa do ar interno (caso 1-5-1s)

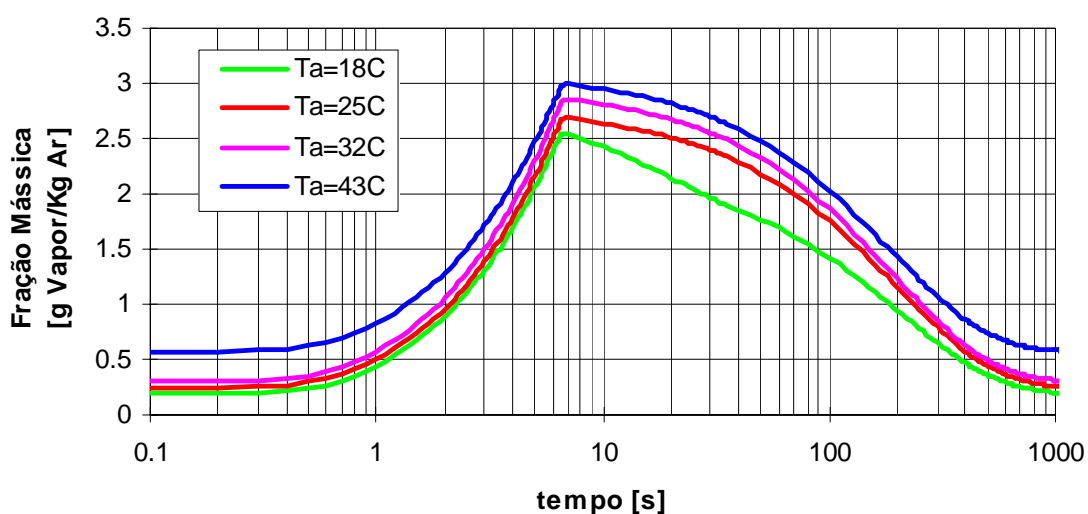


Figura 7.3 – Efeito da temperatura ambiente no comportamento da fração mássica do ar interno (caso 1-5-1s)

Diferentemente da umidade relativa, a fração mássica do ar úmido no interior do refrigerador é pouco influenciada pelo valor da temperatura ambiente. Observa-se a ocorrência de um pico no valor da fração mássica no instante que a porta é fechada (7 segundos, neste caso), atingindo-se um valor estabilizado na faixa de 0,19 a 0,57 g vapor/kg ar. Observa-se um decaimento aproximadamente linear da fração mássica entre 10 e 70 s para a temperatura ambiente de 18°C, refletindo o atingimento da saturação.

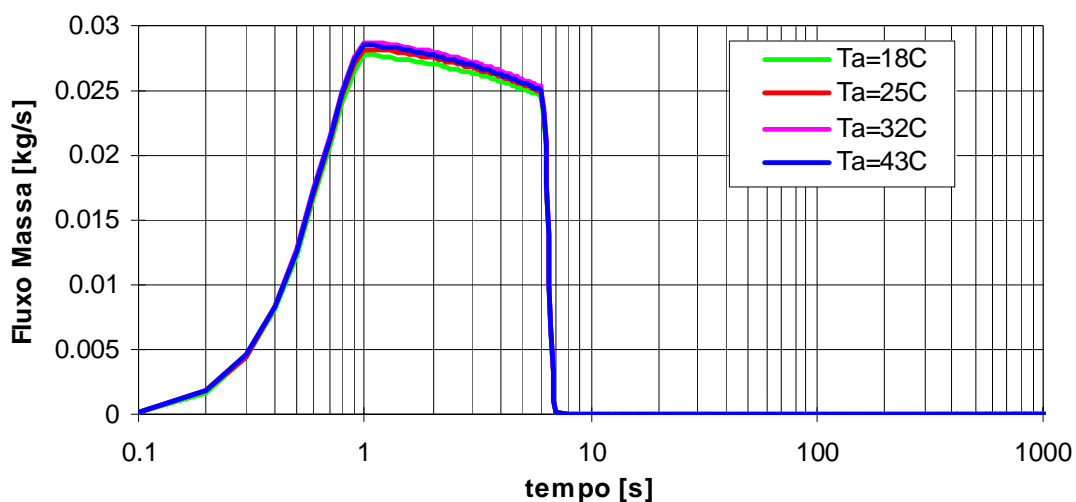


Figura 7.4 – Efeito da temperatura ambiente no comportamento do fluxo de massa (caso 1-5-1s)

A variação da temperatura ambiente não exerce um efeito significativo no fluxo de massa que adentra o refrigerador. O pico no valor do fluxo de massa é da ordem de 28 g/s e ocorre no primeiro segundo após a porta ser aberta.

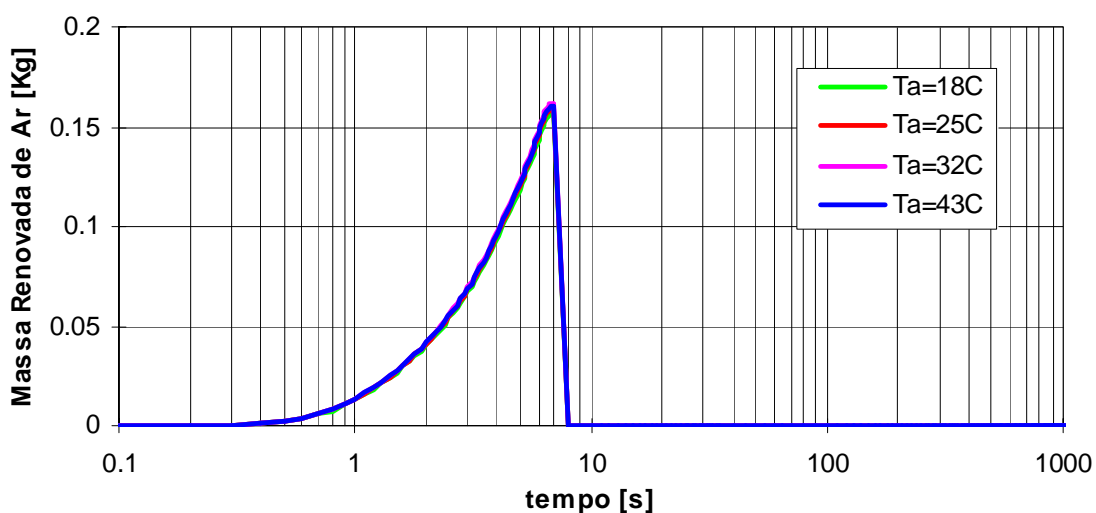


Figura 7.5 – Efeito da temperatura ambiente no comportamento da massa renovada de ar (caso 1-5-1s)

Conforme esperado, o aumento da temperatura ambiente não exerce um efeito significativo na quantidade de massa de ar renovada no interior do refrigerador, visto que

a densidade externa e sua diferença em relação a densidade do ar interno mantêm-se praticamente constantes. Em todos os casos, a quantidade de massa renovada oriunda da abertura de porta resultou da ordem de 160 gramas, ou seja, cerca de 51% da massa no interior do refrigerador antes da abertura da porta.

A tabela 7.2 apresenta um resumo com o resultado das principais variáveis termodinâmicas em função da temperatura ambiente.

Tabela 7.2 – Resumo dos resultados das variáveis termodinâmicas em função da temperatura ambiente

Variável	Condição	Temperatura Ambiente [°C]			
		18	25	32	43
T_i [°C]	Estabilizada	-11,0	-7,0	-3,3	4,6
	Min / Max	-11,0 / -4,3	-7,0 / 0,8	-3,3 / 5,2	4,6 / 13,9
T_{si} [°C]	Estabilizada	-8,9	-4,8	-0,8	7,1
	Min / Max	-8,9 / -8,4	-4,8 / -4,4	-0,8 / -0,4	7,1 / 7,6
T_{is} [°C]	Estabilizada	3,8	9,3	14,7	24,2
	Min / Max	3,8 / 4,1	9,3 / 9,5	14,7 / 14,9	24,2 / 24,4
\dot{m}_e [g/s]	Estabilizada	0,0	0,0	0,0	0,0
	Min / Max	0,0 / 27,7	0,0 / 28,2	0,0 / 28,7	0,0 / 28,5
UR _i [%]	Estabilizada	12,8	11,6	10,4	10,9
	Min / Max	12,5 / 100,0	11,4 / 97,1	10,2 / 74,9	10,8 / 44,5
W _i [g vapor / kg ar]	Estabilizada	0,187	0,242	0,298	0,568
	Min / Max	0,187 / 2,554	0,242 / 2,689	0,298 / 2,853	0,568 / 2,994

A figura 7.6 apresenta a contribuição do calor total na equação de balanço de energia para o ar interno, considerando diferentes valores da temperatura ambiente e para uma fração mássica ambiente de $10 \text{ g}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{ar}}$. Conforme esperado, o aumento na temperatura ambiente causa um aumento no calor trocado com o ar interno, especialmente durante o período de abertura de porta. Inicialmente, quando a porta está aberta, ocorre um ganho acentuado de energia pelo ar interno, sendo a principal contribuição associada à energia introduzida pela massa que entra no refrigerador proveniente do ambiente externo. Após a porta ser fechada, observa-se uma perda acentuada de energia pelo ar interno,

causada principalmente pela troca de calor sensível com a superfície interna e com o evaporador.

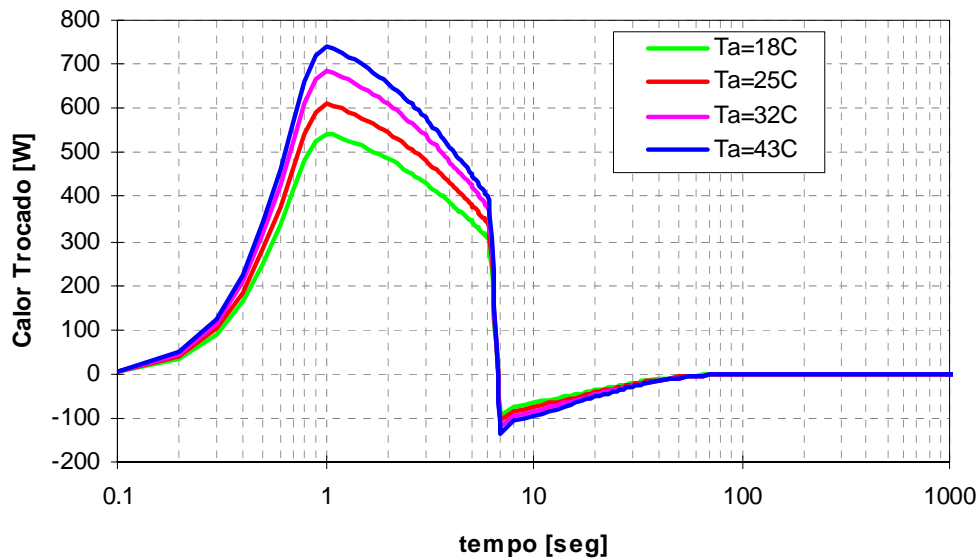


Figura 7.6 – Efeito da temperatura ambiente no calor trocado com o ar interno (caso 1-5-1s)

De forma a exemplificar este comportamento, são apresentadas na figura 7.7, as parcelas do calor sensível considerando uma temperatura ambiente de 32°C.

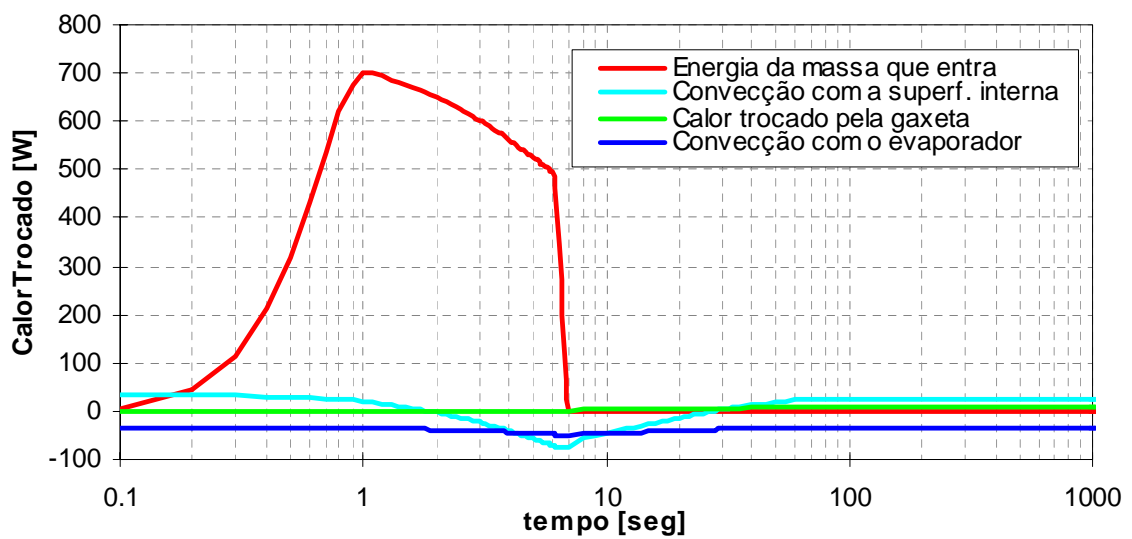


Figura 7.7 – Parcelas de calor sensível trocadas com ar interno (caso 1-5-1s com $T_a=32^\circ\text{C}$)

Usualmente os trabalhos publicados na literatura adicionam a parcela de calor latente no cálculo do balanço de energia para o ar interno, tomando como base o calor latente potencial dado por:

$$Q_{\text{lat}} = \dot{m}_e (W_a - W_i) h_{fg} \quad (7.1)$$

Este procedimento superestima o calor trocado com o ar interno, visto que na realidade a carga de umidade proveniente do ambiente externo, não afeta de forma direta a temperatura do ar interno, mas sim indiretamente, através tanto da mudança de fase na superfície interna (condensação) como no evaporador (solidificação). Com a mudança de fase a tendência é de que haja um aumento da temperatura da superfície interna e do evaporador. Ambos os fatos afetam os mecanismos de troca de calor. A figura 7.8 apresenta o calor latente potencial para diferentes valores da temperatura ambiente.

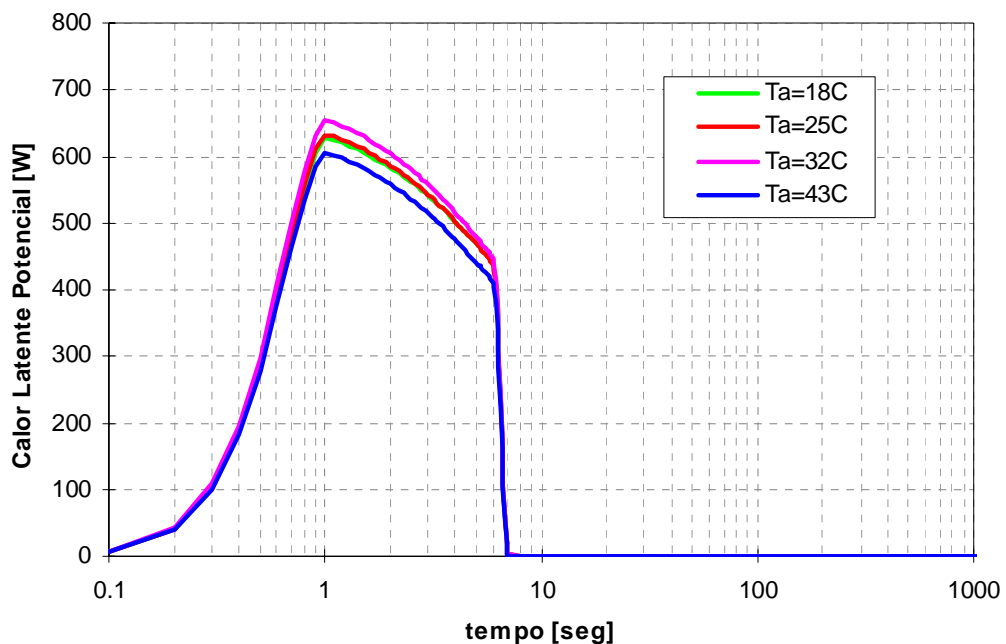


Figura 7.8 – Efeito da temperatura ambiente no comportamento do calor latente potencial (caso 1-5-1s)

O calor latente potencial não sofre influência significativa da temperatura ambiente, atingindo um valor máximo no primeiro segundo após a porta ser aberta. Se fosse considerado o calor latente potencial, o calor trocado com o ar interno resultaria nos valores apresentados na figura 7.9 que representam um aumento nos valores da figura

7.6 da ordem de 129%, 116%, 107% e 92% para as temperaturas ambientes de 18, 25, 32 e 43°C, respectivamente.

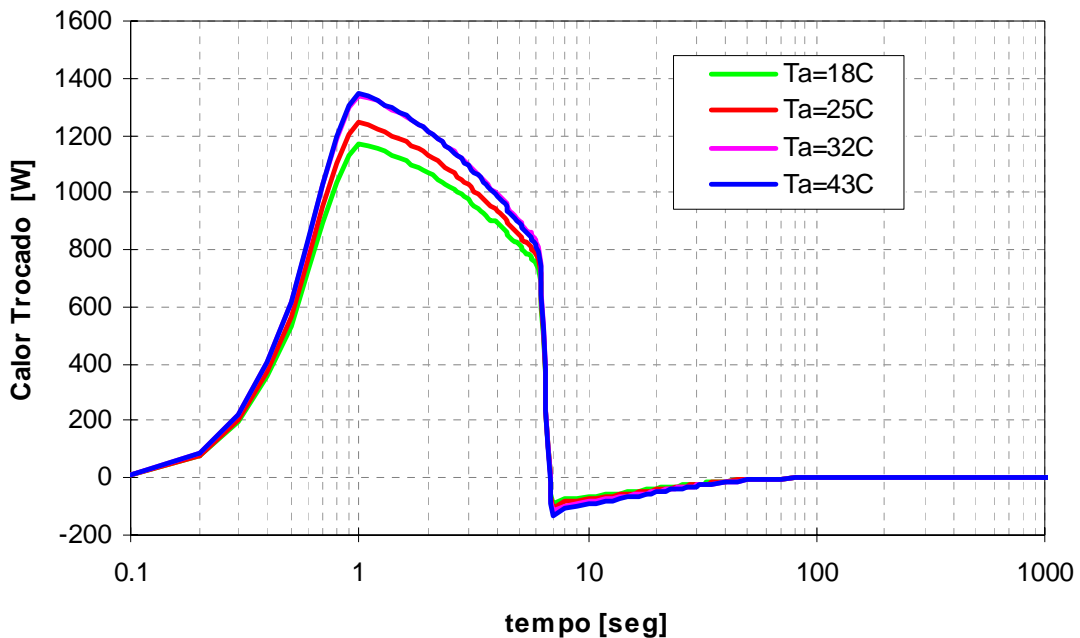


Figura 7.9 – Efeito da temperatura ambiente no comportamento do calor trocado com o ar interno considerando o calor latente potencial (caso 1-5-1s)

A figura 7.10 apresenta o calor total trocado pela superfície interna. Verifica-se que o aumento da temperatura ambiente causa normalmente um aumento no calor trocado pela superfície interna do refrigerador, exceção feita para o caso com temperatura ambiente de 18°C onde ocorreu condensação na superfície interna. Observa-se a ocorrência de um pico no instante 7 segundos, equivalente ao momento em que a porta é fechada. Conforme esperado, o balanço de energia para a superfície interna do refrigerador atinge um valor nulo na condição estabilizada. Este balanço de energia é composto de quatro parcelas, sendo estas definidas pela condução de calor através do isolamento, pela convecção com o ar interno, pela radiação com o evaporador e finalmente, pelo calor latente oriundo da condensação da umidade do ar interno. Ilustrativamente, a figura 7.11 apresenta estas parcelas para uma temperatura ambiente de 18°C. Observa-se a ocorrência de condensação na superfície interna no período de 4,5 a 35 segundos. Cabe ressaltar que a evaporação da água que porventura condensou na superfície interna foi

desprezada. Além disso, a parcela de convecção com o ar interno atingiu um pico no instante 6,5 segundos.

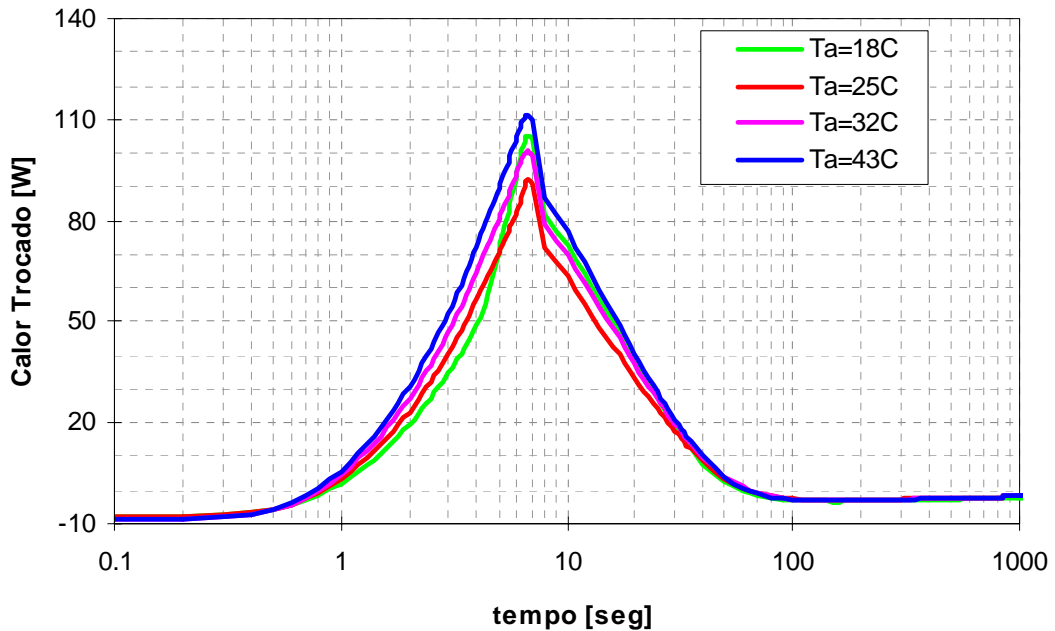


Figura 7.10 – Efeito da temperatura ambiente no calor trocado com a para a superfície interna do refrigerador (caso 1-5-1s)

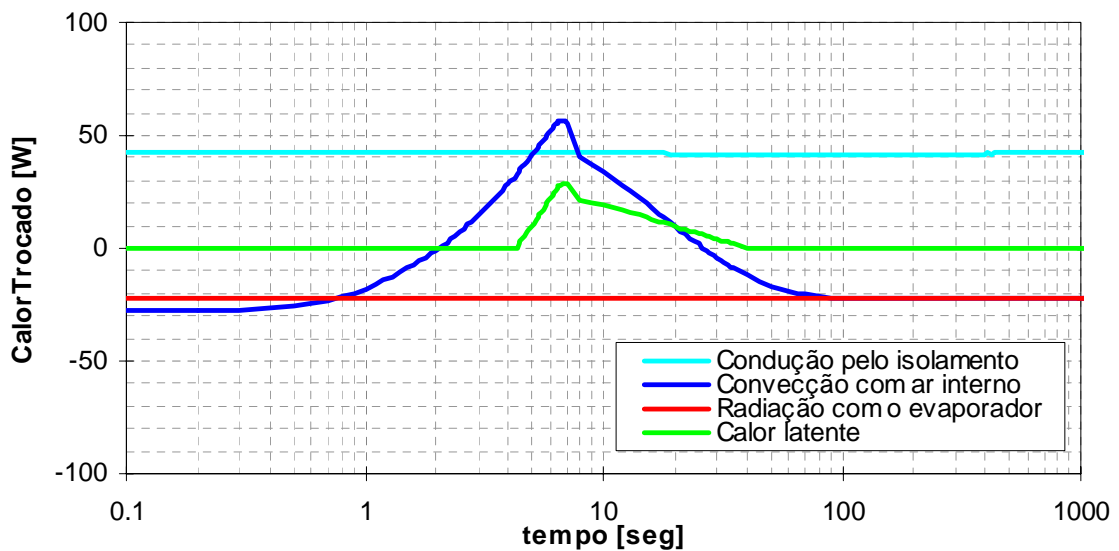


Figura 7.11 – Parcelas do calor trocado pela superfície interna (caso 1-5-1s com $T_a = 18^\circ\text{C}$)

A figura 7.12 apresenta o calor trocado pelo evaporador. Verifica-se que o aumento da temperatura ambiente causa o aumento no calor trocado pelo evaporador atingindo-se

um pico no instante 7 segundos, equivalente ao momento em que a porta é fechada. O balanço de energia para o evaporador é composto de três parcelas, uma relativa a transferência de calor por convecção com o ar interno, outra relativa a troca de calor por radiação com a superfície interna e a última referente ao calor latente oriundo da solidificação da umidade do ar interno sobre o evaporador. Ilustrativamente, a figura 7.13 apresenta estas parcelas para uma temperatura ambiente de 32°C.

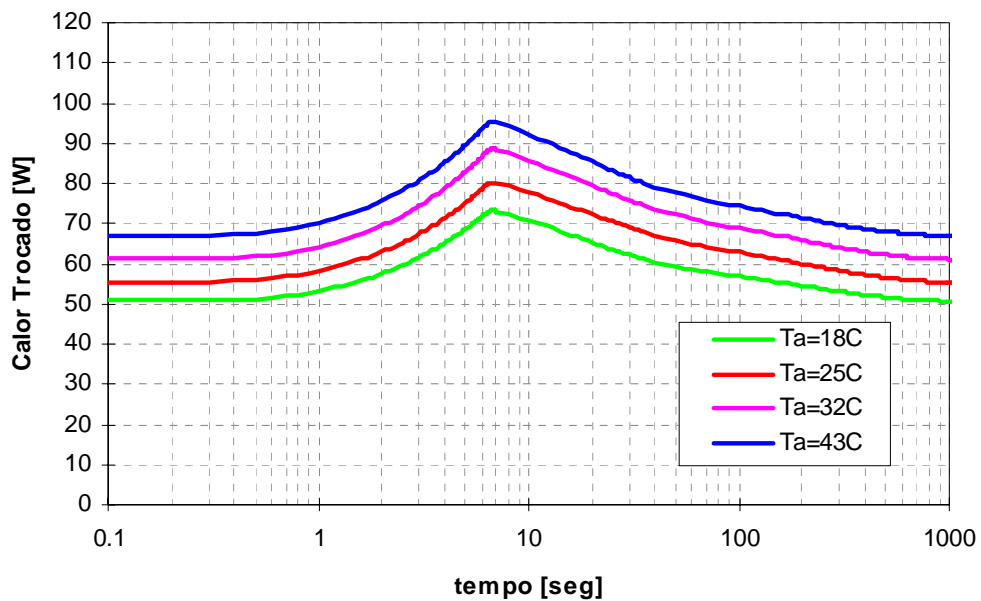


Figura 7.12 – Efeito da temperatura ambiente no comportamento do balanço de energia para o evaporador (caso 1-5-1s)

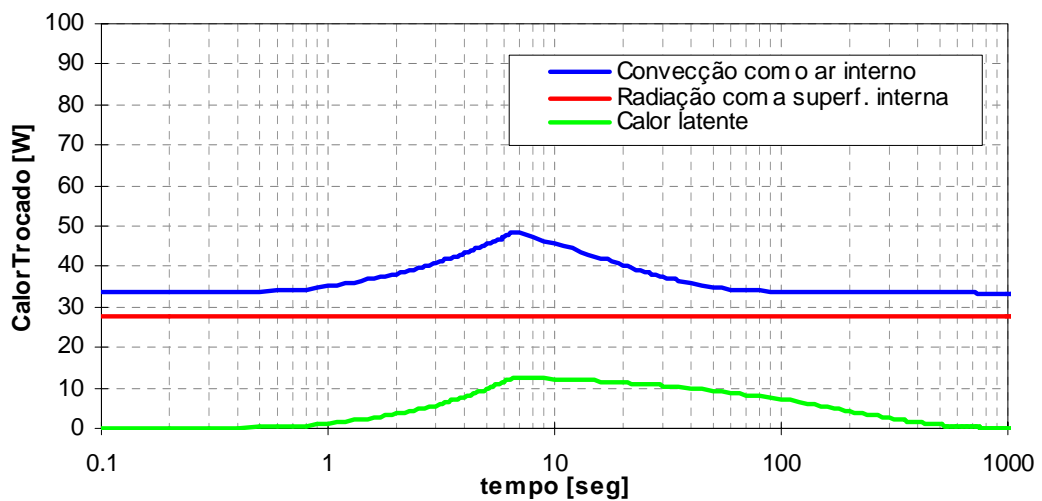


Figura 7.13 – Parcelas de calor trocado pelo evaporador (caso 1-5-1s com $T_a=32^\circ\text{C}$)

A tabela 7.3 apresenta o resumo com os principais resultados relativo as parcelas de calor trocado em função da temperatura ambiente.

Tabela 7.3 – Resumo dos valores das parcelas de calor trocado em função da temperatura ambiente

Calor Trocado [W]	Condição	Temperatura Ambiente [°C]			
		18	25	32	43
Calor sensível da massa que entra no refrigerador	Estabilizada	0,0	0,0	0,0	0,0
	Após fechar porta	1,5	1,7	1,9	2,1
	Min / Max	0,0 / 555,1	0,0 / 625,2	0,0 / 702,6	0,0 / 759,8
Calor sensível trocado por convecção com a superfície interna	Estabilizada	21,9	23,6	25,8	26,9
	Após fechar porta	-55,8	-65,1	-75,0	-84,7
	Min / Max	-56,9 / 27,9	-66,3 / 30,0	-76,4 / 32,6	-86,3 / 34,1
Calor sensível trocado por convecção com o evaporador	Estabilizada	-28,0	-30,3	-33,1	-35,0
	Após fechar porta	-39,5	-43,4	-48,1	-51,4
	Min / Max	-39,6 / -28,0	-43,6 / -30,3	-48,3 / -33,1	-51,7 / -35,0
Calor sensível trocado com a gaxeta	Estabilizada	6,0	6,7	7,3	8,0
	Após fechar porta	0,0	0,0	0,0	0,0
	Min / Max	0,0 / 6,0	0,0 / 6,7	0,0 / 7,3	0,0 / 8,0
Calor sensível trocado por radiação entre evap. e superf. interna	Estabilizada	-22,1	-24,6	-27,4	-31,4
	Após fechar porta	-22,4	-24,9	-27,7	-31,7
	Min / Max	-22,6 / -22,1	-25,1 / -24,6	-27,9 / -27,4	-32,0 / -31,4
Calor latente trocado com o evaporador	Estabilizada	0,0	0,0	0,0	0,0
	Após fechar porta	-11,2	-11,8	-12,6	-11,9
	Min / Max	-11,3 / 0,0	-11,8 / 0,0	-12,6 / 0,0	-12,0 / 0,0
Calor latente trocado com a superfície interna	Estabilizada	0,0	0,0	0,0	0,0
	Após fechar porta	-28,4	-4,3	0,0	0,0
	Min / Max	-28,6 / 0,0	-4,3 / 0,0	0,0 / 0,0	0,0 / 0,0
Calor total trocado pelo evaporador	Estabilizada	-50,0	-54,9	-60,6	-66,4
	Após fechar porta	-73,1	-80,1	-88,4	-95,1
	Min / Max	-73,3 / -50,0	-80,2 / -54,9	-88,5 / -60,6	-95,3 / -66,4

Cabe lembrar que o calor total trocado pelo evaporador na condição estabilizada equivale à carga térmica total do refrigerador.

7.2 Efeito da Umidade Relativa do Ar Ambiente

Na avaliação do efeito da umidade relativa do ar ambiente empregou-se uma temperatura ambiente de 25°C e uma temperatura do evaporador de -29,5°C considerando um período de abertura de porta de 1-5-1s.

As figuras 7.14 a 7.19 apresentam o efeito da umidade relativa do ar ambiente (10, 30, 50, 70 e 90%) no comportamento da temperatura, umidade relativa e fração mássica do ar interno, bem como do fluxo de massa e massa de ar renovada.

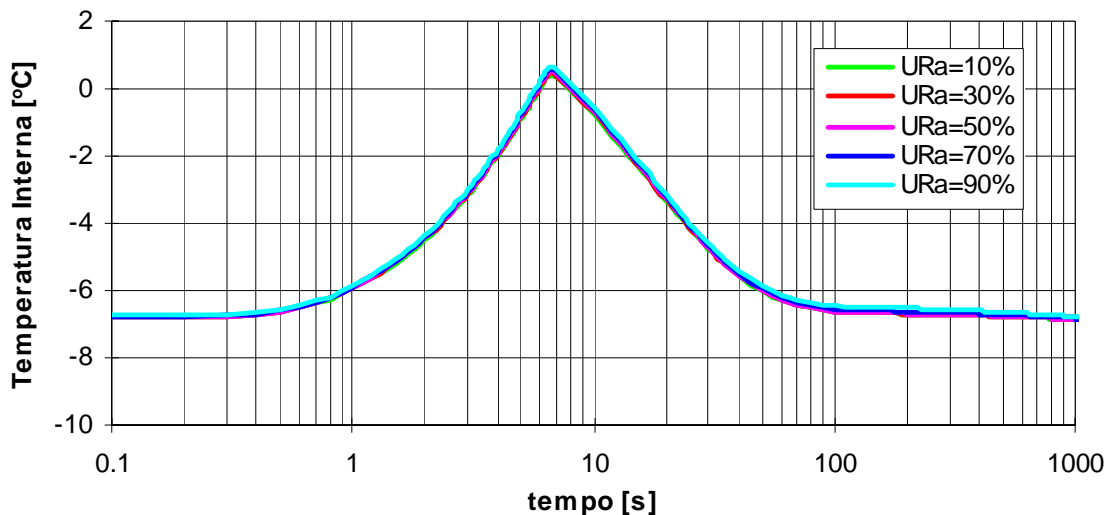


Figura 7.14 – Efeito da umidade relativa ambiente no comportamento da temperatura do ar interno (caso 1-5-1s)

A variação da umidade relativa ambiente não exerce um efeito significativo na temperatura do ar interno. A temperatura do ar interno atinge um valor máximo da ordem de 0,5 °C no instante 6,5 segundos após a porta ser aberta e na condição estabilizada resultou em cerca de -7°C.

Pode-se verificar na figura 7.15 que o aumento na umidade ambiente causa um aumento na umidade do ar interno. Verifica-se que a umidade relativa do ar interno na condição estabilizada não é afetada pela umidade ambiente resultando em um valor da ordem de 12%. Já durante o período transiente verifica-se a ocorrência de um pico no período

entre 40 e 50 segundos após a abertura de porta, exceto para os casos com umidade ambiente de 70 e 90%, onde a saturação é atingida com 12 e 4,5 segundos.

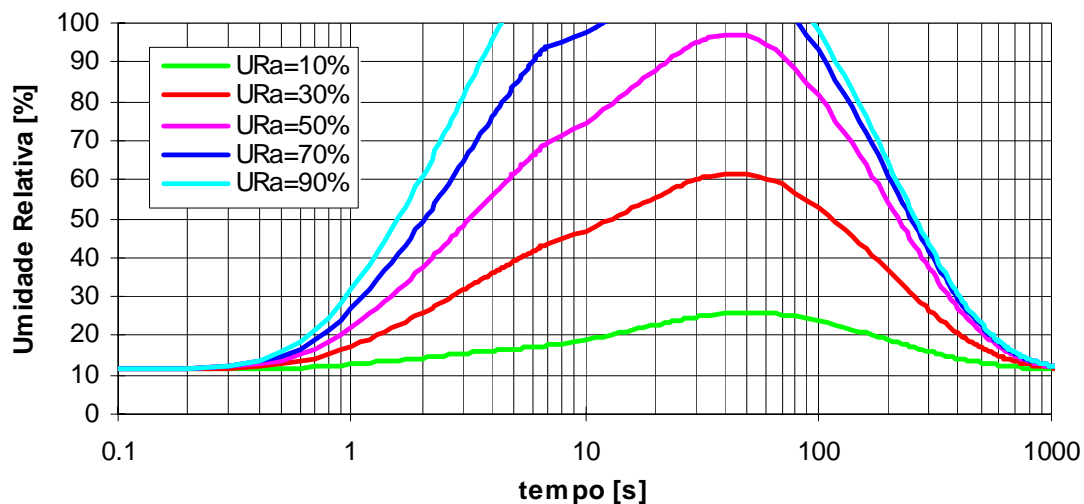


Figura 7.15 – Efeito da umidade relativa ambiente no comportamento da umidade relativa do ar interno (caso 1-5-1s)

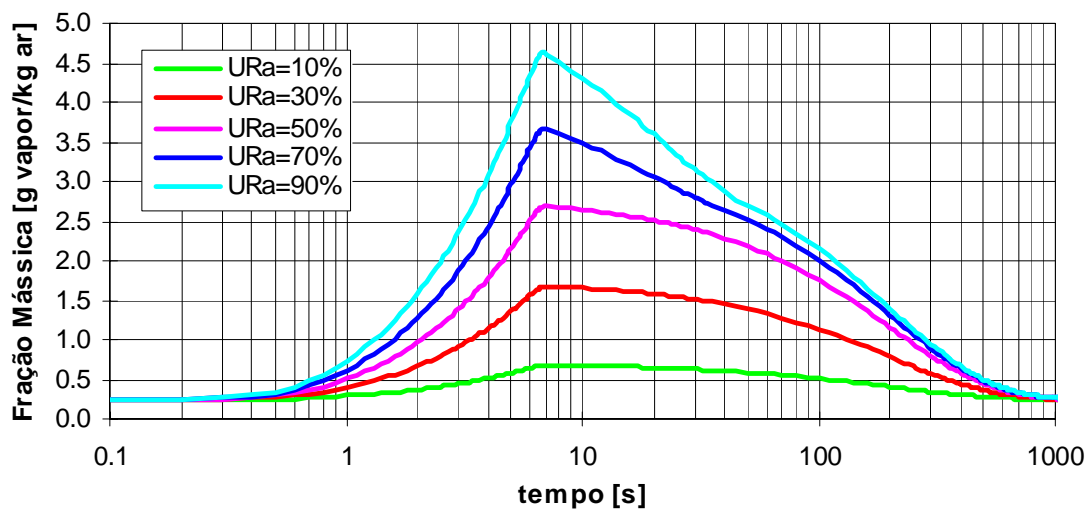


Figura 7.16 – Efeito da umidade relativa ambiente no comportamento da fração mássica do ar interno (caso 1-5-1s)

Conforme indica a figura 7.16 a fração mássica do ar úmido no interior do refrigerador é influenciada pelo valor da umidade ambiente. Observa-se que o aumento da umidade ambiente causa o aumento na fração mássica, atingindo-se um pico no instante que a

porta é fechada (7 segundos, neste caso). Na condição estabilizada atingiu-se um valor de 0,24 g vapor/kg ar para todos os valores de umidade ambiente avaliados.

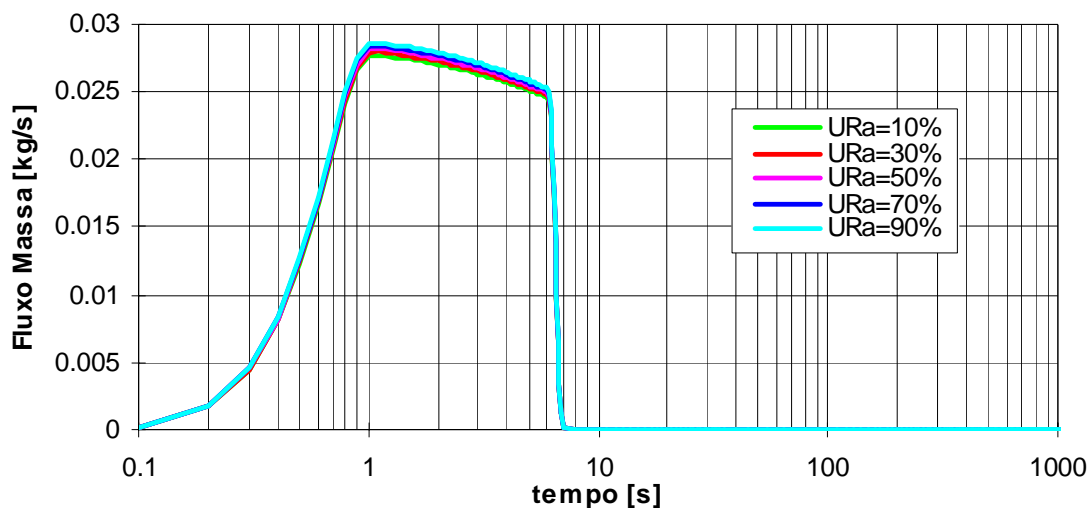


Figura 7.17 – Efeito da umidade relativa ambiente no comportamento do fluxo de massa (caso 1-5-1s)

A variação da umidade ambiente não exerce um efeito significativo no fluxo de massa que adentra o refrigerador. O pico no valor do fluxo de massa é da ordem de 28 g/s e ocorre no primeiro segundo após a porta ser aberta.

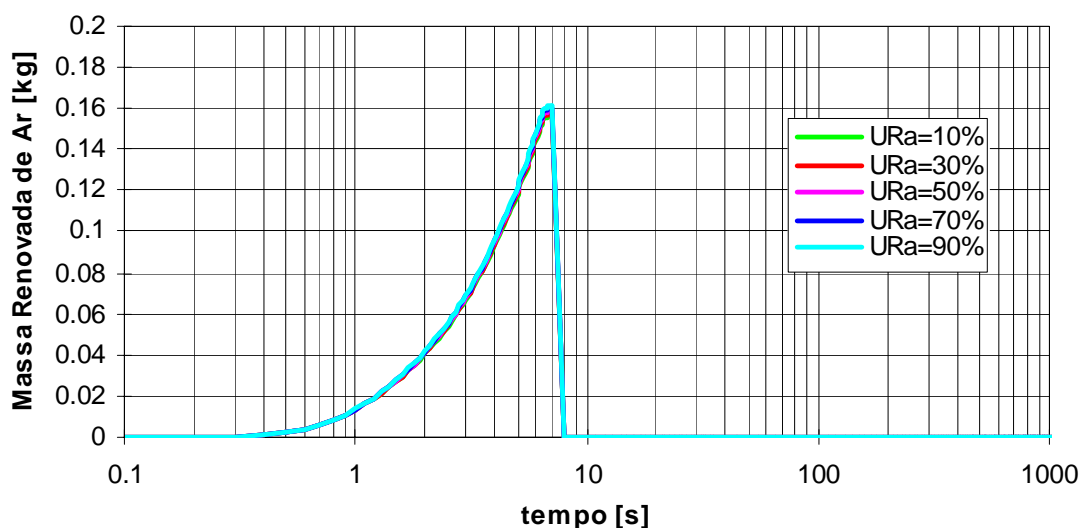


Figura 7.18 – Efeito da umidade relativa ambiente no comportamento da massa renovada de ar (caso 1-5-1s)

Conforme esperado, o aumento da umidade ambiente não exerce um efeito significativo na quantidade de massa de ar renovada no interior do refrigerador, visto que a diferença de densidade entre o ambiente externo e interno mantêm-se praticamente constante. Em todos os casos, a quantidade de massa renovada oriunda da abertura de porta resultou da ordem de 160 gramas.

A tabela 7.4 apresenta um resumo com o resultado das principais variáveis termodinâmicas em função da umidade ambiente.

Tabela 7.4 – Resumo dos resultados das variáveis termodinâmicas em função da umidade ambiente

Variável	Condição	Umidade Ambiente [%]				
		10	30	50	70	90
T_i [°C]	Estabilizada	-7,0	-7,0	-7,0	-7,0	-6,9
	Min / Max	-7,0 / 0,4	-7,0 / 0,5	-7,0 / 0,5	-7,0 / 0,6	-6,9 / 0,7
T_{si} [°C]	Estabilizada	-4,8	-4,8	-4,8	-4,7	-4,7
	Min / Max	-4,8 / -4,4	-4,8 / -4,4	-4,8 / -4,4	-4,7 / -4,3	-4,7 / -4,2
T_{is} [°C]	Estabilizada	9,3	9,3	9,3	9,3	9,3
	Min / Max	9,3 / 9,5	9,3 / 9,5	9,3 / 9,5	9,3 / 9,5	9,3 / 9,5
\dot{m}_e [g/s]	Estabilizada	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	Min / Max	0,0 / 27,7	0,0 / 28,0	0,0 / 28,2	0,0 / 28,4	0,0 / 28,6
UR _i [%]	Estabilizada	11,6	11,7	11,7	11,6	11,6
	Min / Max	11,4 / 26,0	11,5 / 61,6	11,5 / 97,1	11,5 / 100,0	11,4 / 100,0
W_i [g vapor/kg ar]	Estabilizada	0,242	0,242	0,242	0,242	0,242
	Min / Max	0,242 / 0,675	0,242 / 1,676	0,242 / 2,689	0,242 / 3,666	0,242 / 4,632

A figura 7.19 apresenta a contribuição do calor total na equação de balanço de energia para o ar interno, considerando diferentes valores da umidade ambiente e para uma temperatura ambiente de 25°C. O aumento na umidade ambiente não causa um efeito significativo no calor trocado com o ar interno. O comportamento do calor trocado indica um ganho acentuado de calor pelo ar interno quando a porta é aberta, sendo a principal contribuição associada ao calor introduzido pela massa que entra no refrigerador proveniente do ambiente externo. Após a porta ser fechada, observa-se uma perda

acentuada de energia pelo ar interno, causada principalmente pela troca de calor sensível com a superfície interna e com o evaporador.

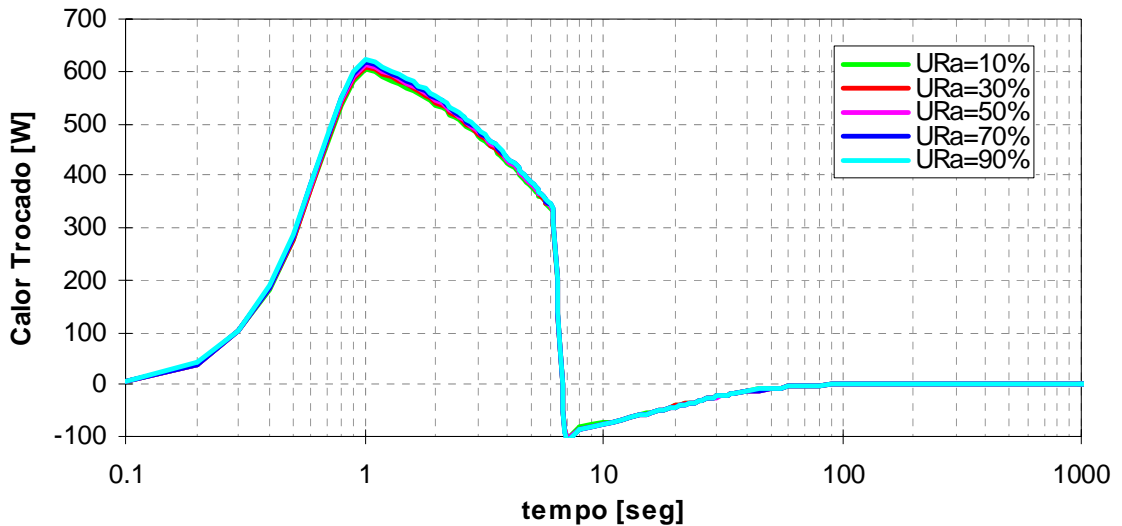


Figura 7.19 – Efeito da umidade relativa ambiente no calor trocado com o ar interno (caso 1-5-1s)

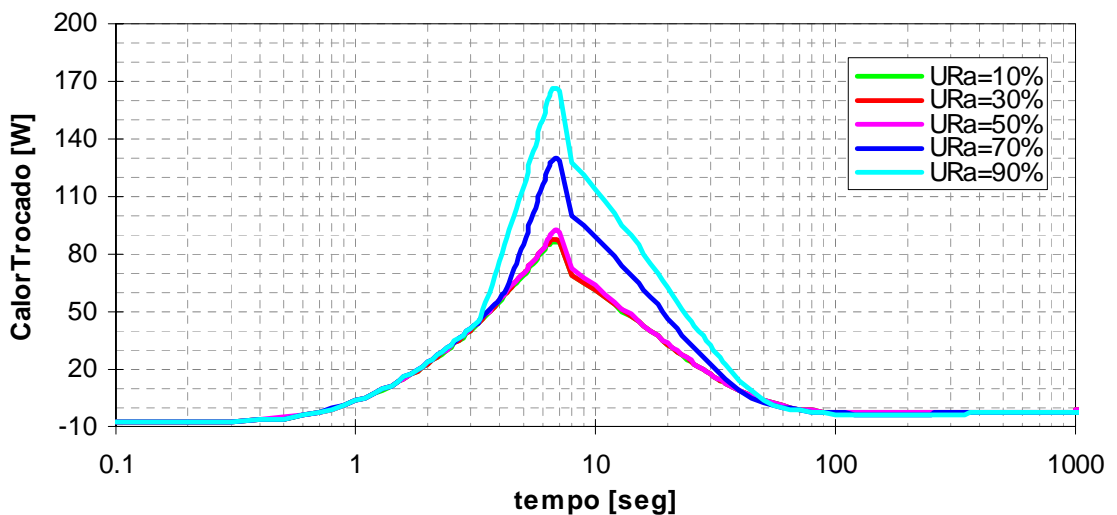


Figura 7.20 – Efeito da umidade relativa ambiente no calor trocado com a superfície interna do refrigerador (caso 1-5-1s)

A figura 7.20 apresenta o efeito da umidade relativa ambiente no comportamento do calor trocado pela superfície interna. Observa-se que o aumento na umidade relativa ambiente

causa um aumento no calor trocado pela superfície interna, especialmente para valores de umidade ambiente superiores à 50%. Este fato se explica pois a partir deste valor ocorre a condensação do vapor d'água na superfície interna do refrigerador. Verifica-se a ocorrência de um pico no valor do calor trocado quando a porta é fechada (instante 7 segundos). Conforme esperado, o balanço de energia para a superfície interna do refrigerador atinge um valor nulo na condição estabilizada.

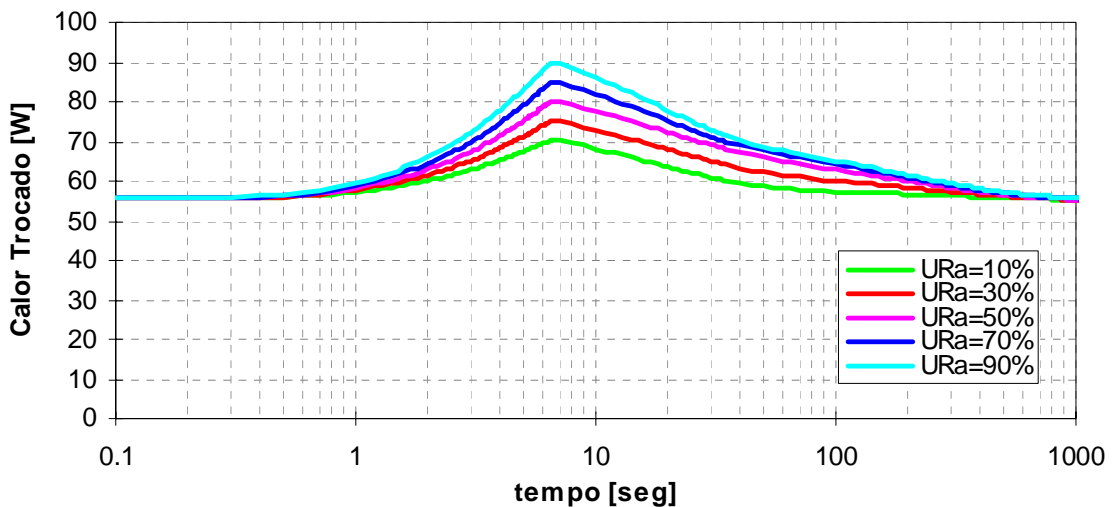


Figura 7.21 – Efeito da umidade relativa ambiente no comportamento do balanço de energia para o evaporador (caso 1-5-1s)

A figura 7.21 apresenta o calor trocado pelo evaporador. Verifica-se que o aumento da umidade relativa ambiente causa o aumento no calor trocado pelo evaporador atingindo-se um pico no instante 7 segundos, equivalente ao momento em que a porta é fechada. O balanço de energia para o evaporador na condição estabilizada não é afetado pelo valor da umidade ambiente, atingindo um valor comum da ordem de 55 W, equivalente a carga térmica total do refrigerador.

8. Conclusões e Sugestões

O presente trabalho trata do desenvolvimento de um modelo numérico capaz de simular o comportamento térmico de um refrigerador quando submetido a abertura e fechamento de porta. O modelo matemático implementado computacionalmente reúne características originais não encontradas na bibliografia especializada.

No modelo numérico são simulados, de forma global, o comportamento da temperatura, umidade e densidade do ar no interior do refrigerador, bem como as temperaturas do isolamento térmico e da superfície interna, em um regime não-estacionário proporcionado pela renovação de massa de ar oriundo da abertura de porta. Estas variáveis do problema são calculadas a partir dos balanços de energia para o ar no interior do refrigerador, para a superfície interna e para o isolamento térmico, e a partir do balanço de massa para o vapor d'água e um modelo descrevendo o fluxo de massa que adentra o refrigerador quando a porta está aberta.

As parcelas das equações do balanço de energia contemplam os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação, os quais foram calculados a partir de correlações existentes na literatura, bem como os coeficientes de transferência de massa que foram obtidos a partir da analogia entre a transferência de calor e massa.

A metodologia utilizada no desenvolvimento do programa consistiu na simulação do problema com a porta aberta, contemplando o tempo para abrir a porta, o período em que a porta permanece aberta e o tempo para fechar a porta, seguido pelo problema com a porta fechada até atingir-se a condição de estabilização das variáveis. O sistema de equações foi resolvido aplicando-se o método de Newton-Raphson e marchando-se no tempo para obter a solução transiente das variáveis do problema.

O programa foi testado para uma configuração de refrigerador específico usualmente denominada “all-refrigerator” (não inclui um compartimento congelador), embora a formulação matemática desenvolvida possa ser estendida a outras configurações.

Experimentos contemplando a abertura e o fechamento de porta foram realizados em um refrigerador com volume interno de 230 litros onde foram medidos a temperatura, a velocidade, a umidade relativa e a pressão do ar no seu interior, bem como a temperatura e umidade relativa do ar no ambiente externo e a temperatura do evaporador. Os resultados experimentais indicaram um incremento na temperatura do ar no interior do refrigerador associado a abertura de porta, sendo este incremento mais acentuado no caso em que a porta permaneceu mais tempo aberta. A umidade relativa do ar no interior do refrigerador atingiu, em todos os casos avaliados, a condição de saturação após a abertura de porta, sendo que seu valor estabilizado resultou na faixa de 18 a 24%.

Realizou-se a avaliação do coeficiente de porta empregado na correção da equação do fluxo de massa teórico, tomando-se como base o fluxo de massa experimental calculado a partir do perfil de velocidade medido na linha central do plano da porta. Nesta avaliação não foi identificada uma correlação direta, sendo que definiu-se um valor constante para o coeficiente de porta.

O comparativo entre os resultados experimental e computacional indicou uma concordância satisfatória, evidenciando entretanto, uma defasagem no tempo, caracterizada principalmente por um decaimento mais acentuado da temperatura do ar interno após o fechamento da porta para caso computacional.

A análise de sensibilidade do modelo computacional, realizada no capítulo 7, comprovou que o programa desenvolvido pode ser empregado como uma poderosa ferramenta de auxílio ao projeto, permitindo avaliar o impacto de condições ambientais e/ou construtivas no desempenho térmico do refrigerador. Adicionalmente, este programa possibilita avaliar as contribuições das diferentes parcelas de calor no comportamento térmico do refrigerador submetido a abertura de porta, computando de forma adequada os termos de

calor sensível e latente. Neste sentido, o balanço de energia para o evaporador indicou, na condição estabilizada, uma participação da ordem de 45% relativa ao calor trocado por radiação entre o evaporador e a superfície interna do refrigerador.

Para melhorar a aplicabilidade e a conformidade dos resultados do presente programa recomenda-se:

- a) Incluir como variável do problema a pressão do ar no interior do refrigerador de forma a computar os efeitos de sucção e compressão associados ao movimento da porta, bem como a depressão proporcionada pela expansão inicial do volume interno do refrigerador ao longo do curso da gaxeta;
- b) Incluir equação para computar a variação da temperatura do evaporador associado ao aumento de carga térmica proporcionado pela abertura de porta;
- c) Rever o modelo de cálculo do fluxo de massa de forma a incluir efeitos associados à variação de pressão e a geometria da porta;
- d) Avaliar experimentalmente os coeficientes de transferência de calor e massa com o evaporador e a superfície interna do refrigerador.

9. Referências Bibliográficas

Alissi, M.S., Ramadhyabi, S. and Schoenals, R.J., 1988, Effects of Ambient Temperature, Ambiente Humidity, and Door Openings on Energy Consumption of a Household Refrigerator-Freezer, *ASHRAE Transactions*, vol. 94, part 2.

Angirasa, D., Eggels, J.G.M. and Nieuwstadt, F.T.M., 1995, Numerical Simulation of Transient Natural Convection from an Isothermal Cavity Open on a Side, *Numerical Heat Transfer*, part A, vol. 28, p. 755-768.

Appliance Magazine, April 1999, Cover Story – Domotechnica/99, Dana Chase Publications, p. 38.

Appliance Magazine, September 1999, Product Review Section, Dana Chase Publications, p. 29.

ASHRAE Fundamentals Handbook , 1989, Psychrometrics, SI Edition, chapter 6.

ASHRAE Refrigeration Handbook , 1994, Refrigeration Load, chapter 12.

Boughton, B.E., Clausing, A.M. and Newell, T.A., 1992, An Investigation of Household Refrigerator Cabinet Loads, *ACRC Technical Report 21*, Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign.

Chan, Y.L. and Tien, C.L., 1986, Laminar Natural Convection in Shallow Open Cavities, *Numerical Heat Transfer*, vol. 108, p. 305-309.

Churchill, S.W. and Chu, H.H.S., 1975, Correlation Equations for Laminar and Turbulent Free Convection for a Vertical Plate, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 18, p. 1323-1329.

Dalziel, S.B. and Lane-Serff, G.F., 1991, The Hydraulics of Doorway Exchange Flows, *Building and Environment*, vol. 26, no. 2, p. 121-135.

Deschamps, C.J., Prata, A.T., Lopes, L.A.D., and Schmid, A., 1999, Heat and Fluid Flow Inside a Household Refrigerator Cabinet, *Proceedings of the 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF*, Sydney.

Dirik, E., Iz, H. and Aydin, C., 1996, Performance Optimization of a Larder Type Refrigerator Unit Using Computer Aided Analysis Tools, *Proceedings of the International Refrigeration Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana, p. 459-464.

Eletróbrás, 1998, PROCEL, Internet site - <http://www.eletrabras.gov.br/procel>.

Elsayed, M.M., 1998, Infiltration Load in Cold Rooms, *HVAC&R Research*, vol. 4, no. 2, p. 179-202.

Fox, R.W. e McDonald, A.T., 1981, Introdução à Mecânica dos Fluidos, 2^a Edição, Editora Guanabara Dois S.A., Rio de Janeiro.

Hoogendorn, C.J., 1986, Natural Convection in Enclosures, *Proceedings of the International Heat Transfer Conference*, Hemisphere Publishing Corporation, vol. 1, p. 111-126.

ISO 7371, 1995, Household Refrigerating Appliances – Refrigerators with or without Low-Temperature Compartment – Characteristics and Test Methods, 2nd Edition.

Kiel, D.E. and Wilson, D.J., 1989, Combining Door Swing Pumping with Density Driven Flow, *ASHRAE Transactions*, vol. 95, part 2, p. 590-599.

Klein, F.H., 1998, Desenvolvimento de um Código Computacional para Análise do Desempenho de Refrigeradores Domésticos, *Dissertação de Mestrado*, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina.

Knackstedt, L.N., Newell, T.A. and Clausing, A.M., 1995, A Study of Convective and Mass Heat Transfer in a Residential Refrigerator During Open Door Conditions, *ACRC Technical Report 71*, Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign.

Laleman, M.R., Newell, T.A. and Clausing, A.M., 1992, Sensible and Latent Energy Loading on a Refrigerator During Open Door Conditions, *ACRC Technical Report 20*, Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign.

Linden, P.F., Lane-Serff, G.F. and Smeed, D.A., 1990, Emptying Filling Boxes: The Fluid Mechanics of Natural Ventilation, *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 212, p. 309-335.

Ostrach, S., 1988, Natural Convection in Enclosures, *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 110, p. 1175-1190.

Parish, H.C. and Sepsy, C.F., 1972, A Numerical Analysis of the Frost Formation Under Forced Convection, *ASHRAE Transactions*, p.236-251.

Prata, A.T., 1988, Analogy Between Heat and Mass Transfer for Diffusion Driven Nonisothermal Evaporation, *J. Brazilian Society of Mechanical Sciences*, vol. X, p. 87-97.

Stoecker, W.F., 1989, Design of Thermal Systems, McGraw-Hill , Singapore, 3rd Edition.

Stoecker, W.F. e Jones, J.W., 1985, Refrigeração e Ar Condicionado, McGraw-Hill do Brasil, São Paulo.

Turiel, I. and Heydari, A., 1988, Analysis of Design Options to Improve the Efficiency of Refrigerator-Freezers and Freezers, *ASHRAE Transactions*, vol. 94, part 2, p.1699-1711.

Williams, T.L., Clausing, A.M. and Newell, T.A., 1994, An Experimental Investigation of Natural Convection Heat Transfer in a Refrigerator During Closed Door Conditions, *ACRC Technical Report 54*, Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign.

Wilson, D.J. and Kiel, D.E., 1990, Gravity Driven Counterflow Through na Open Door in a Sealed Room, *Building and Environment*, vol. 25, no. 4, p. 379-388.

Apêndice A

Dados Geométricos e Propriedades dos Materiais do Refrigerador

- **Gabinete**

Altura externa do gabinete (H_{se}): 1427 mm

Largura externa do gabinete (L_{se}): 484 mm

Profundidade externa do gabinete (P_{se}): 510 mm

Altura interna do gabinete (H_{si}): 1343 mm

Largura interna do gabinete (L_{si}): 400 mm

Profundidade interna do gabinete (P_{si}): 470 mm

Altura do rebaixo compressor (H_{comp}): 201 mm

Largura do rebaixo do compressor (L_{comp}): 484 mm

Profundidade do rebaixo do compressor (P_{comp}): 173 mm

- **Porta**

Altura da porta (H_p): 1343 mm

Largura da porta (L_p): 400 mm

- **Isolamento térmico do gabinete e porta**

Material: Espuma de Poliuretano

Espessura (δ_{is}): 40 mm

Densidade (ρ_{is}): 35 kg/m³

Calor específico (c_{is}): 1470 J/kg/K

Condutividade térmica (k_{is}): 0,021 W/m/K

- **Superfície interna do gabinete e porta**

Material: Poliestireno alto impacto

Espessura (δ_{is}): 2 mm

Densidade (ρ_{is}): 1040 kg/m³

Calor específico (c_{is}): 1464 J/kg/K

Condutividade térmica (k_{is}): 0,156 W/m/K

- **Evaporador**

Altura do evaporador (H_{evap}): 480 mm

Largura do evaporador (L_{evap}): 300 mm

Apêndice B

Equações e Valores das Propriedades Termodinâmicas

- **Equação para cálculo da pressão do vapor d'água na saturação (ASHRAE Fundamentals Handbook, 1989):**

$$\ln(p_{v,s}) = C_1 / T + C_2 + C_3 T + C_4 T^2 + C_5 T^3 + C_6 T^4 + C_7 \ln(T) \quad [173 < T < 273K]$$

$$\ln(p_{v,s}) = C_8 / T + C_9 + C_{10} T + C_{11} T^2 + C_{12} T^3 + C_{13} \ln(T) \quad [273 \leq T < 473K]$$

com,

$$C_1 = -5.67453593E3$$

$$C_2 = 6.3925247$$

$$C_3 = -9.677843E - 3$$

$$C_4 = 6.22115701E - 7$$

$$C_5 = 2.0747825E - 9$$

$$C_6 = -9.484024E - 13$$

$$C_7 = 4.1635019$$

$$C_8 = -5.8002206E3$$

$$C_9 = 1.3914993$$

$$C_{10} = -4.8640239E - 2$$

$$C_{11} = 4.1764768E - 5$$

$$C_{12} = -1.4452093E - 8$$

$$C_{13} = 6.5459673$$

- **Equação para cálculo do calor latente de sublimação (Parish e Sepsy, 1972):**

$$h_{sg} = \left\{ -0,04667 [1,8(T_{\text{evap}} - 273) + 32] + 1220,1 \right\} 2322$$

- **Valor do calor latente de vaporização :**

$$h_{fg} = 2454,1E + 3 \text{ J/kg}$$

Apêndice C

Calibração dos Sensores de Temperatura

Realizou-se um experimento para calibrar os sensores de temperatura CAFS. Neste experimento empregou-se como sensor padrão um sensor do tipo PT-100 o qual foi instalado no interior do refrigerador juntamente com os 12 sensores CAFS a serem calibrados, os quais foram dispostos na circunvizinhança do sensor padrão. Iniciou-se o experimento com o refrigerador desligado e em equilíbrio térmico com o ambiente externo. Verificou-se a ocorrência nos primeiros minutos de aumento de temperatura nos sensores CAFS, efeito este decorrente do princípio de medição empregado pelo sensor. Após decorridos 4200 segundos ligou-se o refrigerador e acompanhou-se o período de abaixamento de temperatura e em seguida o período de ciclagem do compressor pelo termostato. As leituras foram gravadas em intervalos de tempo de 30 segundos. As figuras C.1 e C.2 apresentam o comportamento da temperatura dos 12 sensores e do sensor padrão e a diferença de temperatura entre estes sensores, respectivamente.

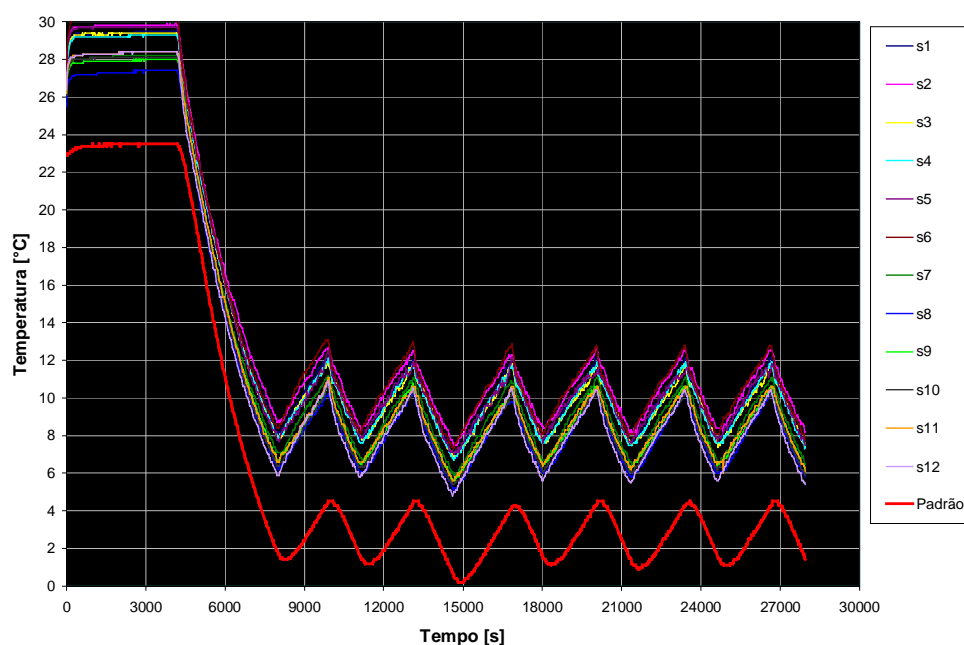


Figura C.1 – Comportamento da temperatura dos sensores CAFS e padrão

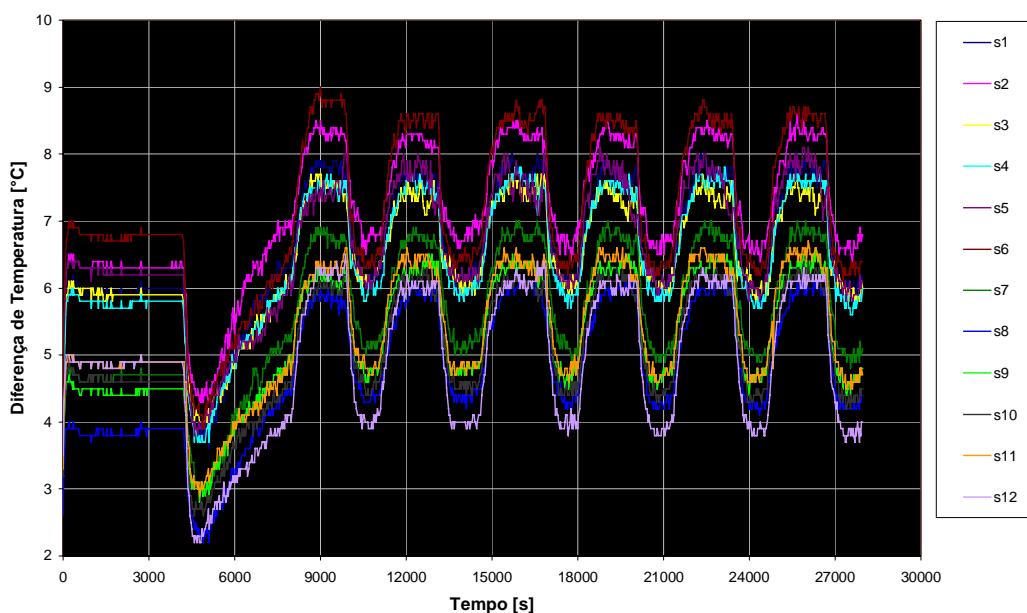


Figura C.2 – Diferença de temperatura entre os sensores CAFS e o sensor padrão

A tabela C.1 apresenta os valores das diferenças de temperatura média entre cada sensor CAFS e o sensor padrão ao longo de dos diferentes períodos do experimento.

Tabela C.1 – Valores da diferença de temperatura média [°C]

	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9	S10	S11	S12
ΔT_{m1}	5,695	6,322	5,916	5,784	6,235	6,788	4,685	3,855	4,468	4,622	4,885	4,883
ΔT_{m2}	5,355	5,924	5,248	5,210	5,210	5,603	4,375	3,601	4,152	3,881	4,172	3,484
ΔT_{m3}	7,024	7,614	6,848	6,859	7,030	7,656	6,064	5,252	5,643	5,445	5,747	5,218
ΔT_{m4}	6,721	7,307	6,557	6,559	6,699	7,282	5,757	4,952	5,372	5,161	5,461	4,902

Nota:

ΔT_{m1} – refere-se ao período estabilizado na temperatura ambiente ($0 < T < 4200s$);

ΔT_{m2} – refere-se ao período de abaixamento de temperatura ($4200 < t < 8100s$);

ΔT_{m3} – refere-se ao período de ciclagem de temperatura ($8100 < t < 30000s$);

ΔT_{m4} – refere-se ao período acumulado de abaixamento e ciclagem de temperatura ($4200 < t < 30000s$).

Empregou-se os valores da diferença de temperatura média para o período acumulado de abaixamento e ciclagem de forma a corrigir a temperatura medida por cada sensor CAFS nos demais experimentos realizados.