

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**  
**CENTRO TECNOLÓGICO**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MARCOS RENE CARANGUI VINTIMILLA**

**AVALIAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO**  
**DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE UM**  
**REFRIGERADOR DOMÉSTICO DO TIPO *FROST-FREE***

**FLORIANÓPOLIS**

**2018**



Marcos Rene Carangui Vintimilla

**AVALIAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO  
DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE UM  
REFRIGERADOR DOMÉSTICO DO TIPO *FROST-FREE***

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

Orientador: Prof. Cláudio Melo, Ph.D.

Florianópolis  
2018

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

Vintimilla, Marcos Rene Carangui  
AVALIAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO  
TERMODINÂMICO DE UM REFRIGERADOR DOMÉSTICO DO TIPO  
FROST-FREE / Marcos Rene Carangui Vintimilla ;  
orientador, Cláudio Melo, 2018.  
195 p.

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

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Refrigerador  
doméstico. 3. Consumo de energia. 4. Distribuição de  
ar. 5. Isolamento térmico. I. Melo, Cláudio . II.  
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de  
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Marcos Rene Carangui Vintimilla

**AVALIAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO  
DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE UM REFRIGERADOR  
DOMÉSTICO DO TIPO *FROST-FREE***

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

Florianópolis, 01 de Outubro de 2018.

---

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. - Orientador

---

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

**Banca Examinadora:**

---

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. – Presidente

---

Prof. Diogo Lôndero, da Silva, Dr. Eng.

---

Prof. Joaquim Manoel Gonçalves, Dr. Eng.

---

Prof. Saulo Güths, Dr. Eng.



*Para Mariana e Marco, meus pais, pelo amor e exemplo de superação.*



## AGRADECIMENTOS

A ti Deus, por ter me permitido finalizar este objetivo na minha vida profissional.

Ao Prof. Cláudio Melo, pela orientação e por ter me permitido trabalhar no POLO e, sobretudo, pela confiança depositada no meu trabalho.

Ao Eng. Joel Boeng, pela orientação, pelas valiosas contribuições e acompanhamento das atividades deste trabalho.

Ao Eng. Marcio Demétrio pela ajuda no desenvolvimento dos modelos numéricos e pelos grandes auxílios na elaboração deste trabalho.

Aos amigos Luís Gustavo Medeiros e William Rabello, pela ajuda, amizade e incontáveis horas de estudo durante este período.

Aos Engenheiros Rodolfo da Silva Espíndola, Fernando Testoni Knabben, Marco Diniz, pela disponibilidade para responder minhas perguntas, corrigir meus erros e contribuir na minha aprendizagem.

Aos meus pais, Marco e Mariana, por me ensinarem a ser uma pessoa melhor a cada dia e estarem sempre presentes nos melhores momentos da minha vida.

Às minhas irmãs, Karla e Nataly, pelo carinho e por me apoiar em cada decisão tomada.

À minha avó Luiza, pelo amor incondicional e por ser imprescindível na minha formação pessoal.

Aos meus amigos do POLO, Ariel Rocha, Caio Dallalba, Carol Custódio, Daniel Faitão, Diego Tabares, Eduardo Ludgero, Ernane Silva, Felipe Coltro, Gabriel Steiner, Guilherme Zanotelli, Igor Grams, Isabel Janke, Júlio Ferreira, Lucas Lazzaris, Lucas Militão, Mariana Bianchi, Rafael Engel, Ricardo Calomeno, Téo Balconi e Thyane Oliveira, pela parceria e pelo aprendizado compartilhado.

À toda a equipe do laboratório de aplicação do POLO, em especial a Amarilho Kruger, Diego Rios e Jean Backer, pela colaboração na realização dos trabalhos experimentais. Aos demais professores e integrantes do POLO pelo apoio durante minha formação.

Aos membros da banca examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho.

À Universidade Federal de Santa Catarina, especialmente ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, pela oportunidade da realização deste trabalho.

À Indurama, à Capes e à EMBRAPPII, pelo suporte financeiro.

Por fim, a todos os colegas que de alguma forma ajudaram no desenvolvimento deste projeto, muito obrigado.



“Todo logro empieza con la decisión de intentarlo.”

Gail Devers



## RESUMO

Nesse trabalho desenvolveu-se um estudo numérico-experimental para avaliar e otimizar o desempenho termodinâmico de um refrigerador doméstico. Na frente experimental, caracterizou-se o sistema de distribuição de ar interno, o gabinete, os componentes fundamentais do ciclo, além do desempenho do próprio refrigerador. Na frente numérica, desenvolveu-se um modelo analítico unidimensional para prever a transferência de calor através das paredes do gabinete. O sistema de distribuição de ar interno e o desempenho térmico do gabinete foram caracterizados através de simulações numéricas com o auxílio do *software* STARCCM+. Os resultados numéricos foram utilizados para subsidiar outro modelo matemático capaz de simular o desempenho do refrigerador. O modelo analítico do gabinete e as simulações numéricas apresentaram discrepâncias inferiores a  $\pm 8\%$  em relação aos dados experimentais. O consumo de energia do refrigerador, por sua vez, foi previsto com erros inferiores a  $\pm 5\%$ . As simulações do sistema de circulação de ar indicaram uma distribuição de vazão inadequada entre os compartimentos do refrigerador, além de zonas de severa estratificação de temperatura e recirculação de ar, com potenciais riscos de formação indesejada de geada. Alterações no sistema de fluxo de ar foram propostas, originando uma distribuição mais uniforme, o que eliminou as zonas de recirculação e, conseqüentemente, os riscos de formação de geada. Análises paramétricas foram também realizadas para estimar o consumo de energia tendo em vista as seguintes modificações: i) isolamento térmico, ii) impedância do sistema de distribuição de ar interno, iii) geometria dos trocadores de calor iv) motor do ventilador e (v) modelo de compressor. Os resultados mostraram que um projeto adequado do sistema de distribuição de ar e a apropriada seleção dos componentes do sistema podem originar reduções de consumo de energia de até 51%.

**Palavras-chave:** Refrigerador doméstico, consumo de energia, distribuição de ar, isolamento térmico.



## ABSTRACT

In this study a numerical-experimental study was developed to evaluate and optimize the thermodynamic performance of a domestic refrigerator. The experimental branch was characterized by the internal air distribution system, the cabinet, the fundamental components of the cycle, and also the performance of the refrigerator itself. The numerical branch consisted on the development of a one-dimensional analytical model to predict the heat transfer through the walls of the cabinet. The internal air distribution system and the thermal performance of the cabinet were characterized by numerical simulations with the aid of the STARCCM + software. The numerical results were used to subsidize another mathematical model capable of simulating the performance of the refrigerator. The analytical model of the cabinet and numerical simulations presented errors below than  $\pm 8\%$  when compared to the experimental data. On the other hand, the energy consumption of the refrigerator was estimated with errors of less than  $\pm 5\%$ . The simulations of the air circulation system indicated inadequate flow distribution between the refrigerator compartments, as well as areas of severe temperature stratification and air recirculation, with potential risks of undesirable frost formation. Changes in the air flow system were proposed, resulting in a more uniform distribution, which eliminated the recirculation zones and consequently the risks of frost formation. Parametric analyzes were also performed to estimate the energy consumption in view of the following modifications: (i) thermal insulation, (ii) impedance of the internal air distribution system, (iii) geometry of the heat exchangers, (iv) fan motor and (v) compressor models. The results showed that a proper design of the air distribution system and a proper selection of system components can lead to energy savings of up to 51%.

**Keywords:** Domestic refrigerator, energy consumption, air distribution, thermal insulation.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Esquema do ciclo de refrigeração de um refrigerador doméstico do tipo <i>frost-free</i> (Adaptado de Hermes, 2006) .....	33
Figura 1.2 – Diagrama Pressão-entalpia de um ciclo de refrigeração típico de um refrigerador doméstico (Adaptado de Waltrich, 2008).....	35
Figura 1.3 – Típica distribuição de ar em um refrigerador <i>frost-free</i> (Adaptado de Piucco, 2008) .....	37
Figura 1.4 – Consumo de energia elétrica por setores no Equador (Arconel, 2017).....	39
Figura 1.5 – Etiquetagem de classificação energética no Equador .....	40
Figura 1.6 – Consumo de eletricidade por setores no Brasil (Procel, 2009).....	41
Figura 1.7 – Etiquetagem de classificação energética no Brasil (Inmetro, 2016).....	42
Figura 2.1 – Distribuição de temperaturas no compartimento refrigerador: (a) antes da otimização e (b) depois da otimização (Adaptado de Fukuyo <i>et al.</i> , 2003).....	47
Figura 2.2 – Distribuição de temperatura no refrigerador: (a) sem modificação dos dutos de ar e (b) com modificação dos dutos de ar (Yang <i>et al.</i> , 2010).....	48
Figura 2.3 – (a) Formação de geada antes da otimização; (b) Formação de geada depois da otimização (Li <i>et al.</i> , 2017) .....	49
Figura 2.4 – (a) Campo de temperaturas (K) obtidos pelo modelo ANN; (b) Campo de temperaturas (K) obtido pela simulação CFD (Conceição António e Afonso, 2011) .....	50
Figura 2.5 – Modificações propostas: (a) prateleira da porta e (b) prateleira do compartimento (Adaptado de Belman-Flores <i>et al.</i> , 2014).....	51
Figura 2.6 – Seções do compartimento <i>fresh-food</i> (Adaptado de Belman-Flores <i>et al.</i> , 2014).....	52
Figura 2.7 – Perfil de temperatura no compartimento <i>fresh-food</i> (Adaptado de Belman-Flores <i>et al.</i> , 2014).....	53
Figura 2.8 – Eixos de coordenadas do ventilador (Avcı <i>et al.</i> , 2016) ...	54
Figura 2.9 – Temperaturas médias no interior do compartimento refrigerado (Adaptado de Avcı <i>et al.</i> , 2016).....	55
Figura 3.1 – (a) Refrigerador modelo RI-480; (b) Ciclo de refrigeração do produto.....	57
Figura 3.2 – Calorímetro de compressores.....	58
Figura 3.3 – Esquema do calorímetro de compressores (Faitão, 2018).	59

Figura 3.4 – Diagrama pressão-entalpia de um ciclo de refrigeração padrão e de um ciclo quente utilizado no calorímetro de compressores. (Faitão, 2018) .....	60
Figura 3.5 – Túnel de vento para avaliação de trocadores de calor .....	62
Figura 3.6 – Condutância térmica global do evaporador em função da vazão volumétrica de ar.....	66
Figura 3.7 – Queda de pressão do lado do ar em função da vazão volumétrica de ar.....	66
Figura 3.8 – Esquema da bancada experimental para medição da vazão de nitrogênio em tubos capilares (Montibeller, 2015).....	68
Figura 3.9 – Esquema da câmara climática.....	69
Figura 3.10 – Pressões de sucção e descarga em função do tempo no ensaio de <i>pull-down</i> .....	70
Figura 3.11 – Potência em função do tempo no ensaio de <i>pull-down</i> ...	71
Figura 3.12 – Temperatura do compartimento <i>freezer</i> em função do tempo no ensaio de <i>Pull Down</i> .....	72
Figura 3.13 – Temperatura do compartimento <i>fresh-food</i> em função do tempo no ensaio de <i>Pull Down</i> .....	72
Figura 4.1 – Esquema do túnel de vento para ventiladores (Adaptado de Knabben <i>et al.</i> , 2014) .....	75
Figura 4.2 – Esquema do acoplamento do refrigerador ao túnel de vento (Adaptado de Knabben <i>et al.</i> , 2014).....	76
Figura 4.3 – Detalhes do acoplamento do refrigerador ao túnel de vento.....	77
Figura 4.4 – Medição de pressão entre sucção e descarga do ventilador.....	77
Figura 4.5 – Curva característica do ventilador .....	78
Figura 4.6 – Pontos de operação de fluxo de ar .....	80
Figura 4.7 – Esquema do acoplamento refrigerador e túnel de vento para medição da vazão volumétrica de ar no <i>freezer</i> (Adaptado de Knabben <i>et al.</i> , 2014) .....	81
Figura 4.8– Distribuições de velocidade e tensão cisalhante no escoamento turbulento próximo à parede: (a) tensão e (b) velocidade (White, 1962).....	90
Figura 4.9 – Fluxograma das etapas da simulação numérica.....	96
Figura 4.10 – Tipos de malhas volumétricas disponíveis no programa CFD (STAR-CCM+).....	97
Figura 4.11 – Estabilização das curvas de convergência das equações de conservação .....	99
Figura 4.12 – Convergência da vazão mássica no duto de insuflamento de ar do <i>fresh-food</i> .....	99

Figura 4.13 – Geração do domínio fluido no interior do refrigerador.	100
Figura 4.14 – Geração de malha por volume nos corpos fluidos .....	101
Figura 4.15 – <i>Slots</i> de insuflamento e grelhas de retorno de ar no compartimento <i>freezer</i> .....	103
Figura 4.16 – Distribuição interna do escoamento de ar através dos <i>slots</i> de insuflamento 1 e 2 no compartimento <i>freezer</i> .....	104
Figura 4.17 – Distribuição interna do escoamento de ar através do <i>slot</i> de insuflamento 3 no compartimento <i>freezer</i> .....	104
Figura 4.18 – Duto de insuflamento de ar do compartimento <i>fresh-food</i> : (a) modelo CAD de simulação; (b) simulação fluidodinâmica pontos 1 e 2 e (c) simulação fluidodinâmica pontos 5 e 6.....	105
Figura 4.19 – Modelo CAD de simulação do duto de retorno do compartimento <i>fresh-food</i> .....	106
Figura 4.20 – Zonas de recirculação de ar no duto de retorno do compartimento <i>fresh-food</i> .....	106
Figura 4.21 – <i>Slots</i> de insuflamento e grelhas de retorno no compartimento <i>fresh-food</i> .....	107
Figura 4.22 – Distribuição interna do escoamento de ar no compartimento <i>fresh-food</i> .....	108
Figura 5.1 – Disposição das resistências: (a) <i>freezer</i> e (b) <i>fresh-food</i> .	110
Figura 5.2 – Volume de controle para o balanço de energia no teste de UA .....	112
Figura 5.3 – Seção transversal da parede do refrigerador .....	114
Figura 5.4 – Resistências térmicas de convecção e condução nas paredes do gabinete do refrigerador .....	115
Figura 5.5 – Superfície superior de placa horizontal fria .....	117
Figura 5.6 – Isolamento entre os compartimentos refrigerados .....	119
Figura 5.7 – Resistências térmicas na região da travessa.....	120
Figura 5.8 – Região da gaxeta. ....	121
Figura 5.9 – Resistências térmicas na região da gaxeta .....	121
Figura 5.10 – Transferência de calor através das paredes do compartimento <i>freezer</i> .....	122
Figura 5.11 – Distribuição das taxas de transferência de calor através da gaxeta do <i>freezer</i> .....	124
Figura 5.12 – Transferência de calor através das paredes do compartimento <i>fresh-food</i> .....	125
Figura 5.13 – Distribuição das taxas de transferência de calor através da gaxeta do <i>fresh-food</i> .....	126

Figura 5.14 – Coeficiente convectivo de transferência de calor utilizado no modelo de simulação: (a) nos compartimentos <i>freezer</i> e <i>fresh-food</i> ; (b) duto de retorno de ar do <i>fresh-food</i> e (c) duto de insuflamento de ar do <i>fresh-food</i> .....	133
Figura 5.15 – Temperaturas prescritas no modelo de simulação: (a) nos compartimentos <i>freezer</i> e <i>fresh-food</i> ; (b) duto de retorno de ar do <i>fresh-food</i> e (c) duto de insuflamento de ar do <i>fresh-food</i> .....	134
Figura 5.16 – Campo de temperatura nas paredes internas dos compartimentos do refrigerador .....	136
Figura 5.17 – Diagrama T-UR .....	137
Figura 5.18 – Possíveis zonas de condensação no gabinete do refrigerador.....	138
Figura 6.1 – Distribuição dos pacotes de <i>tylose</i> : (a) prateleira do compartimento <i>freezer</i> e (b) prateleiras da porta do compartimento <i>freezer</i> .....	139
Figura 6.2 – Distribuição dos pacotes M: (a) blocos de medição e (b) pontos de medição em cada bloco.....	140
Figura 6.3 – Validação de temperaturas no compartimento <i>freezer</i> ....	141
Figura 6.4 – Validação de temperaturas no compartimento <i>fresh-food</i> .....	141
Figura 6.5 – Distribuição de temperatura através dos pacotes de <i>Tylose</i> .....	142
Figura 6.6 – Distribuição do escoamento de ar através dos pacotes de <i>Tylose</i> .....	143
Figura 6.7 – Distribuição de temperaturas ao interior do compartimento <i>fres-food</i> .....	144
Figura 7.1 – Condensador arame-sobre-tubo. ....	148
Figura 7.2 – Esquema do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção. Adaptado de (Waltrich, 2008).....	150
Figura 7.3 – Ponto de operação do sistema. Adaptado de (Waltrich, 2008). ....	153
Figura 7.4 – Esquema de resistências na distribuição de ar interno. Adaptado de (Waltrich, 2008).....	154
Figura 7.5 – Consumo de energia em função da espessura de isolamento dos compartimentos com condutividade térmica de 0,0214 W/m.K.....	157
Figura 7.6 – Consumo de energia em função da espessura de isolamento dos compartimentos com condutividade térmica de 0,020 W/m.K.....	157

Figura 7.7 – Modificações dos <i>slots</i> inferiores de insuflamento do compartimento freezer: (a) Desenho <i>baseline</i> e (b) desenho modificado.....	158
Figura 7.8 – Modificação do posicionamento dos <i>slots</i> de insuflamento inferiores do compartimento freezer.....	159
Figura 7.9 – Modificações no duto de insuflamento de ar do <i>fresh-food</i> : (a) desenho <i>baseline</i> e b) desenho modificado.....	159
Figura 7.10 – Modificações no duto de retorno de ar: (a) desenho <i>baseline</i> e (b) desenho modificado .....	160
Figura 7.11 – Distribuição do escoamento de ar através dos pacotes de <i>Tylose</i> após modificações .....	161
Figura 7.12 – Distribuição de temperaturas através dos pacotes de <i>Tylose</i> após modificações .....	161
Figura 7.13 – Duto de insuflamento de ar do compartimento <i>fresh-food</i> : (a) modelo CAD de simulação modificado e (b) simulação fluidodinâmica.....	162
Figura 7.14 – Duto de retorno de ar do compartimento <i>fresh-food</i> : (a) modelo CAD de simulação modificado e (b) simulação fluidodinâmica .....	163
Figura 7.15 – Condensador arame-sobre tubo.....	164
Figura 7.16 – Consumo de energia em função do número de tubos do condensador.....	165
Figura 7.17 – Consumo de energia em função do número de arames do condensador.....	165
Figura 7.18 – Consumo de energia em função do diâmetro dos arames do condensador.....	166
Figura 7.19 – Consumo de energia em função do número de tubos do evaporador.....	167
Figura 7.20 – Incidência do número de aletas do evaporador no consumo de energia .....	167
Figura 7.21 – Consumo de energia em função da potência do motor ventilador do evaporador.....	168
Figura 7.22 – Incidência dos diferentes tipos de compressores no consumo de energia .....	169



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Níveis mínimos de eficiência energética no Equador (RTE-009, 2005).....	40
Tabela 1.2 – Níveis mínimos de eficiência energética no Brasil (Secom, 2011).....	42
Tabela 2.1 – Comparação dos resultados experimentais e numéricos (Avcı et al., 2016).....	54
Tabela 3.1 – Comparação entre os resultados dos ensaios de calorímetro e os dados da ficha técnica do compressor .....	61
Tabela 3.2 – Resultados da caracterização termo-hidráulica do evaporador .....	65
Tabela 3.3 – Resultados do teste de consumo de energia.....	73
Tabela 4.1 – Resultado dos testes de impedância do sistema.....	79
Tabela 4.2 – Resultados do teste de ponto de operação do sistema .....	81
Tabela 4.3 – Variações do modelo k-épsilon (STAR-CCM+, 2005)... ..	88
Tabela 4.4 – Refino de malha para o modelo fluidodinâmico.....	102
Tabela 4.5 – Comparação entre os valores numéricos e experimentais da vazão de ar no refrigerador. ....	103
Tabela 5.1 – Condições de temperatura para o teste de calor de fluxo reverso .....	112
Tabela 5.2 – Resultados experimentais no teste de fluxo reverso .....	113
Tabela 5.3 – Coeficiente de transferência de calor por convecção natural nas paredes externas ao compartimento <i>freezer</i> .....	128
Tabela 5.4 – Coeficiente de transferência de calor por convecção natural nas paredes externas ao compartimento <i>fresh-food</i> . ....	128
Tabela 5.5 – Propriedades dos materiais sólidos utilizados no modelo numérico de transferência de calor .....	132
Tabela 5.6 – Refino de malha para o modelo transferência de calor... ..	135
Tabela 7.1 Coeficientes do ajuste para eficiência volumétrica e potência do compressor .....	147
Tabela 7.2 – Resultados experimentais vs. plataforma de simulação para o consumo de energia, potência e fração de funcionamento do refrigerador.....	155
Tabela 7.3 – Condutâncias térmicas pra diferentes espessuras e condutividades térmicas de isolamento .....	156
Tabela 7.4 – Resultados da vazão de ar após as modificações.....	163
Tabela 7.5 – Minimização do consumo de energia: Compressor de rotação fixa .....	170
Tabela 7.6 – Minimização do consumo de energia: Compressor VCC.....	171



## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

ABINEE – Associação Brasileira da Indústria Elétrica e Eletrônica

ARCONEL – Agencia de Regulación y Control de Electricidad

INEC – Instituto Nacional Ecuatoriano de Estadísticas y Censos

INEN – Instituto Nacional Ecuatoriano de Normalización

INMETRO – Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia

MME – Ministério de Minas e Energia

PBE – Programa Brasileiro de Etiquetagem

PROCEL – Centro Brasileiro de Informação de Eficiência Energética

SECOM – Secretaria de Comunicação Social da Presidência da República



## LISTA DE SÍMBOLOS

### Símbolos Gerais

$A$	Área	$m^2$
$A_r$	Área superficial externa de troca de calor do condensador	$m^2$
$A_s$	Área superficial da placa horizontal	$m^2$
$A_t$	Área superficial dos tubos do condensador	$m^2$
$A_w$	Área superficial dos arames do condensador	$m^2$
$C$	Capacitância térmica	J/K
$CE$	Consumo de energia	kWh/mês
$COP$	Coefficiente de performance	-
$C_p$	Calor específico	J/(kg.K)
$C_r$	Razão entre capacitâncias	-
$D$	Diâmetro	m
$FF$	Fator de funcionamento	-
$g$	Aceleração da gravidade	$m/s^2$
$h$	Entalpia	J/kg
$\bar{h}$	Coefficiente de transferência de calor por convecção	$W/(m^2.K)$
$\bar{h}_{rad}$	Coefficiente de transferência de calor por radiação	$W/(m^2.K)$
$k$	Condutividade térmica	$W/(m.K)$
$L$	Comprimento	m
$l$	Espessura	m
$\dot{m}$	Vazão mássica	Kg/h
$NUT$	Número de unidades de transferência	-
$Nu_L$	Número de Nusselt	-
$P, p$	Pressão	Pa
$Pr$	Número de Prandtl	-
$\bar{p}$	Perímetro	m
$\dot{Q}, q$	Taxa de transferência de calor	W
$\dot{Q}_{média}$	Taxa de transferência de calor média	W
$q''$	Fluxo de calor por condução	$W/m^2$
$q''_s$	Fluxo de calor por convecção	$W/m^2$
$R$	Resistência térmica	K/W
$RTR$	Fração de funcionamento do compressor	-

$r$	Razão entre a vazão de ar insuflada no freezer e a total	-
$Ra_L$	Número de Rayleigh	-
$T$	Temperatura	°C
$t$	Tempo	s
$T_f$	Temperatura de filme	°C
$T_{ref}$	Temperatura de referência do fluido	°C
$T_s$	Temperatura superficial da parede	°C
$T_\infty$	Temperatura do ambiente externo	°C
$UA$	Condutância térmica global	W/K
$\dot{V}$	Vazão Volumétrica	m <sup>3</sup> /h
$\dot{W}$	Potência	W
$Z$	Coefficiente isentrópico do refrigerante	-

### Símbolos gregos

$\alpha$	Difusividade térmica	m <sup>2</sup> /s
$\beta$	Coefficiente de expansão térmica	1/K
$\varepsilon$	Emissividade, efetividade	-
$\eta$	Eficiência	-
$\nu$	Viscosidade cinemática	m <sup>2</sup> /s
$\rho$	Massa específica	Kg/m <sup>3</sup>

### Sub-índices

$A$	Parede (A) do <i>machine compartment</i>
$a$	Ar
$amb$	Ambiente
$B$	Parede (B) do <i>machine compartment</i>
$C$	Parede (C) do <i>machine compartment</i>
$c$	Condensação, condensador
$cal$	Calculado
$cat$	Catalogo
$cfi$	Convecção forçada junto a parede interna do compartimento
$cne$	Convecção natural junto a parede externa do compartimento
$conv$	Convecção
$e$	Evaporação

<i>ent</i>	Entrada
<i>evap</i>	Evaporador
<i>f</i>	Parede frontal do compartimento <i>freezer</i>
<i>ff</i>	Compartimento <i>fresh-food</i>
<i>fx1</i>	Parede frontal do compartimento <i>fresh-food</i>
<i>fz</i>	Compartimento <i>freezer</i>
<i>g</i>	Gaxeta
<i>gfc</i>	Região da gaxeta do compartimento <i>freezer</i>
<i>gffc</i>	Região da gaxeta do compartimento <i>fresh-food</i>
<i>in</i>	Inicial
<i>k</i>	Compressor
<i>Ld</i>	Parede lateral direita do compartimento <i>freezer</i>
<i>Ldx1</i>	Parede lateral direita superior do compartimento <i>fresh-food</i>
<i>Ldx2</i>	Parede lateral direita inferior do compartimento <i>fresh-food</i>
<i>Li</i>	Parede lateral esquerda do compartimento <i>freezer</i>
<i>Lix1</i>	Parede lateral esquerda superior do compartimento <i>fresh-food</i>
<i>Lix2</i>	Parede lateral esquerda inferior do compartimento <i>fresh-food</i>
<i>m</i>	Mistura
<i>min</i>	Mínimo
<i>p</i>	Parede posterior do compartimento <i>freezer</i>
<i>px1</i>	Parede posterior do compartimento <i>fresh-food</i>
<i>s</i>	Parede superior do compartimento <i>freezer</i>
<i>sai</i>	Saída
<i>t</i>	Total, tubo
<i>tc</i>	Trocador de calor
<i>tr</i>	Travessa
<i>v</i>	Ventilador, volumétrico
<i>w</i>	Água



## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>33</b>
1.1 Refrigeração doméstica .....	33
1.2 Refrigeradores domésticos .....	36
1.3 Panorama energético .....	39
1.4 Motivação e objetivos .....	43
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>45</b>
2.1 Isolamento térmico na refrigeração doméstica.....	45
2.2 Sistema de distribuição de ar.....	47
<b>3 CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO E SEUS COMPONENTES .....</b>	<b>57</b>
3.1 Caracterização do compressor.....	58
3.2 Caracterização do evaporador .....	62
3.3 Caracterização do tubo capilar .....	66
3.4 Caracterização do desempenho energético do refrigerador...	68
<b>4 CARACTERIZAÇÃO NUMÉRICA-EXPERIMENTAL DO SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR .....</b>	<b>75</b>
4.1 Caracterização experimental .....	75
4.2 Caracterização numérica .....	81
<b>5 CARACTERIZAÇÃO NUMÉRICA-EXPERIMENTAL DO GABINETE DO REFRIGERADOR.....</b>	<b>109</b>
5.1 Caracterização experimental .....	110
5.2 Caracterização numérica: modelo analítico.....	113
5.3 Caracterização numérica: simulação CFD .....	129

<b>6</b>	<b>CARACTERIZAÇÃO NUMÉRICA CFD: ACOPLAMENTO TÉRMICO-FLUIDODINÂMICO.....</b>	<b>139</b>
6.1	Etapas na simulação do modelo acoplado.....	139
6.2	Validação .....	140
6.3	Resultados .....	142
<b>7</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>145</b>
7.1	Plataforma de simulação de refrigeradores domésticos .....	145
7.2	Análises paramétricas .....	156
7.3	Minimização do consumo de energia.....	169
<b>8</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>173</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>175</b>
	<b>APÊNDICE A – INSTRUMENTAÇÃO DO REFRIGERADOR</b>	<b>183</b>
	<b>APÊNDICE B – ANÁLISE DE INCERTEZA .....</b>	<b>187</b>
	<b>APÊNDICE C – CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS.....</b>	<b>193</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA

A refrigeração é uma ciência relacionada à diminuição da temperatura de corpos ou fluidos para abaixo das disponíveis no ambiente (Gosney, 1982). Com a evolução do estilo de vida e conforto das pessoas, necessidades como conservação de alimentos e climatização de ambientes tornaram a refrigeração uma das tecnologias mais utilizadas dentro da área de engenharia de resfriamento (Waltrich, 2008).

De todas as áreas da indústria de refrigeração, a refrigeração doméstica é um dos setores com a maior importância econômica devido à baixa eficiência termodinâmica dos equipamentos e à elevada quantidade de unidades em funcionamento. Segundo Coulomb (2008), se estima que atualmente existem aproximadamente mais de um bilhão de refrigeradores domésticos em operação em todo o mundo.

Um refrigerador doméstico é um equipamento constituído por um gabinete isolado termicamente e por um sistema de refrigeração que permite transferir calor dos compartimentos internos para o ambiente externo. Um diagrama esquemático dos principais componentes do sistema é apresentado na Figura 1.1.

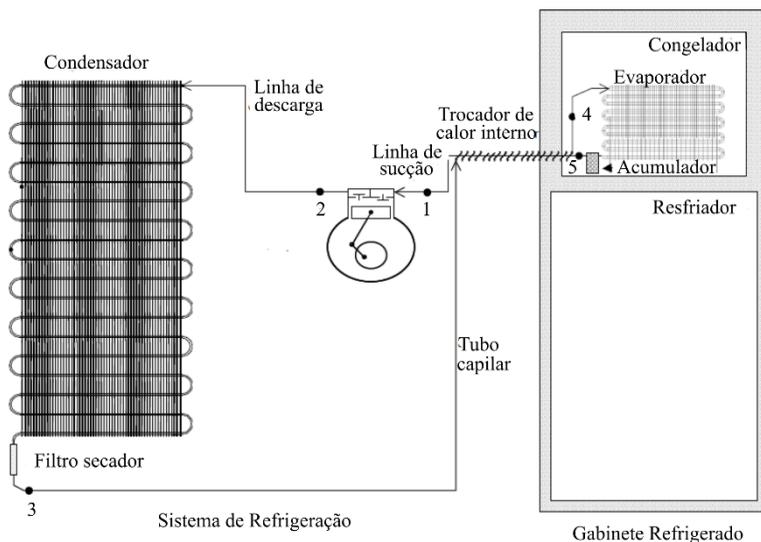


Figura 1.1 – Esquema do ciclo de refrigeração de um refrigerador doméstico do tipo *frost-free* (Adaptado de Hermes, 2006)

Na sua maioria, os refrigeradores domésticos utilizam um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor, composto principalmente por 5 componentes: evaporador, condensador, dispositivo de expansão, compressor e trocador de calor interno. Basicamente, o dispositivo de expansão e o compressor estabelecem dois níveis distintos de pressão: alta (condensação) e baixa (evaporação). O condensador é responsável pela rejeição do calor para o ambiente externo mediante a condensação do vapor a alta pressão. Por sua vez, a evaporação de líquido a baixa pressão e temperatura no evaporador permite a remoção de calor do ambiente refrigerador. O dispositivo de expansão mais comumente utilizado em refrigeradores domésticos é o tubo capilar. Este, em contato com a linha de sucção, dá origem a um trocador de calor interno. Este componente tem por finalidade aumentar a capacidade de refrigeração e evitar a entrada de líquido no compressor mediante a transferência de calor entre o fluido oriundo do condensador e o fluido que deixa o evaporador.

O sistema de refrigeração opera com fluido refrigerante em um ciclo termodinâmico. A Figura 1.2 mostra os estados termodinâmicos do refrigerante em um diagrama pressão-entalpia. O fluido refrigerante no estado de vapor superaquecido a baixa pressão (ponto 1) entra no compressor, onde recebe trabalho e tem a sua temperatura e pressão elevadas (ponto 2). Do compressor, o fluido passa para o condensador, onde condensa mediante a transferência de calor para o ambiente (ponto 2 – 3). Após o condensador, o refrigerante a alta pressão e temperatura (ponto 3) entra no tubo capilar, onde ocorre redução de pressão e temperatura, proporcionada pela evaporação de parte do líquido (ponto 4). Tal processo não é isentálpico pois há troca de calor com a linha de sucção através do trocador de calor interno. Na saída do tubo capilar tem-se uma mistura de líquido e vapor que entra no evaporador, onde o fluido é evaporado mediante a absorção de calor do meio refrigerado e logo após superaquecido pela absorção de calor no trocador de calor interno (5 – 1).

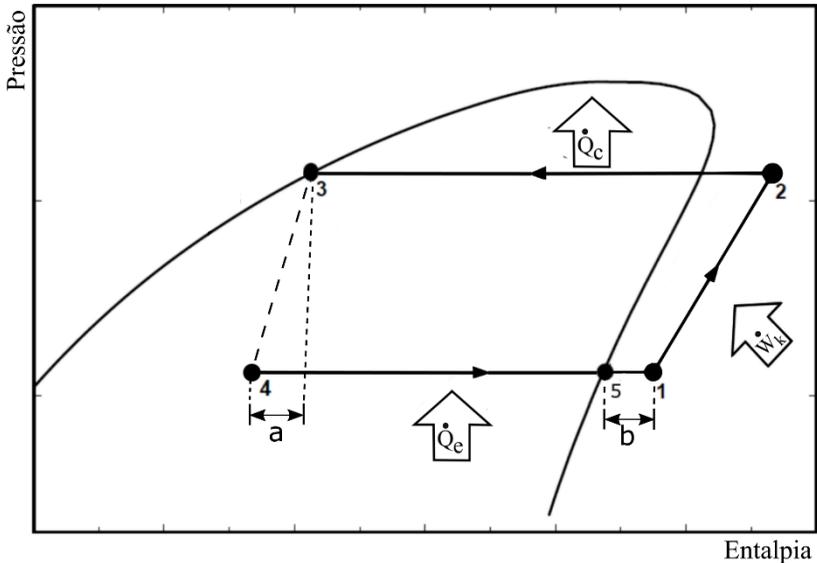


Figura 1.2 – Diagrama Pressão-entalpia de um ciclo de refrigeração típico de um refrigerador doméstico (Adaptado de Waltrich, 2008)

O funcionamento de um sistema de refrigeração depende tanto do desempenho de componentes como de parâmetros operacionais, tais como: temperatura ambiente, temperatura no interior dos compartimentos refrigerados e da carga térmica do gabinete. Estes componentes e parâmetros tem influência direta nas pressões de condensação, evaporação e nos graus de superaquecimento e sub-resfriamento, que, por sua vez, influenciam diretamente no desempenho do sistema de refrigeração, que é normalmente quantificado pelo Coeficiente de Performance, dado pela Equação 1.1:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_k} \quad (1.1)$$

onde  $\dot{Q}_e$  é a capacidade de refrigeração e  $\dot{W}_k$  é a potência consumida pelo compressor.

A capacidade de refrigeração e a potência consumida pelo compressor são calculadas através das Equações 1.2 e 1.3, respectivamente.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (1.2)$$

$$\dot{W}_k = \dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{Q}_k \quad (1.3)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica de refrigerante, e  $h_1$ ,  $h_2$  e  $h_4$  são as entalpias específicas na sucção do compressor, descarga do compressor e sucção do evaporador respectivamente e finalmente  $\dot{Q}_k$  é o calor liberado pelo compressor.

## 1.2 REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

No mercado brasileiro, o refrigerador do tipo *frost-free* de duas portas representa uma parcela significativa (40%) dos equipamentos vendidos atualmente. As principais diferenças entre o refrigerador *frost-free* e os convencionais diz respeito ao tipo de evaporador utilizado, ao método de circulação do ar no interior dos compartimentos e ao método de degelo utilizado. Os refrigeradores *frost-free* utilizam evaporadores tubo-aletado e a circulação de ar é realizada por meio de um ventilador (convecção forçada). Já nos refrigeradores convencionais, utiliza-se normalmente evaporadores do tipo placa (*rollbond*) ou arame-sobre-tubo (*wire-on-tube*) e a circulação do ar nos compartimentos é governada pela convecção natural.

Em um refrigerador *frost-free*, o sistema de fluxo de ar é basicamente composto por (i) um ventilador, (ii) um evaporador e (iii) dutos de insuflamento e retorno. O ar é succionado pelo ventilador e passa através do evaporador, onde é resfriado e desumidificado. O ar resfriado é insuflado em um *plenum*, onde ocorre o direcionamento de parte da vazão para o compartimento *freezer* (~80%) e outra parte para o compartimento *fresh-food* (~20%) através de um sistema de dutos. A distribuição do ar no compartimento *fresh-food* é normalmente realizada através de uma simples abertura na parte superior ou através de uma torre de resfriamento na parte posterior do compartimento. O retorno de ar até o evaporador é realizado através de dutos de retorno. A Figura 1.3 mostra um esquema típico de distribuição de ar em um refrigerador *frost-free*.

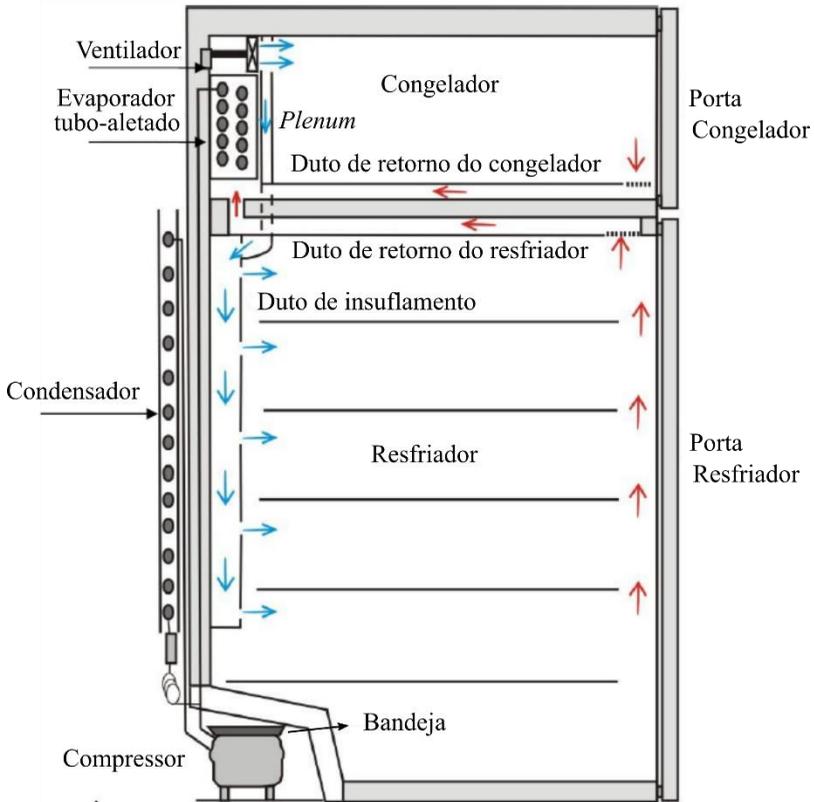


Figura 1.3 – Típica distribuição de ar em um refrigerador *frost-free* (Adaptado de Piucco, 2008)

A vazão volumétrica de ar total é resultado da intersecção entre a curva de impedância do sistema de distribuição de ar e a curva característica do ventilador. De modo geral, quanto maior a vazão volumétrica de ar, maior a capacidade de refrigeração e, conseqüentemente, maior o COP do sistema. Além disso, um dimensionamento inadequado do sistema de vazão de ar pode acarretar em altas estratificações de temperatura nos compartimentos e/ou zonas de recirculação, resultando em regiões mais quentes ou formação de geada indesejada.

O dimensionamento do sistema de fluxo de ar sempre foi um desafio na indústria de refrigeradores, já que a medição da queda de pressão em dutos e a identificação de zonas de recirculação exigem

instrumentações invasivas e longos período de testes. Atualmente, técnicas de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) podem auxiliar no dimensionamento dos dutos de insuflamento e retorno, visando a maximização da vazão volumétrica de ar e a minimização das zonas de recirculação e estratificação de temperatura dos compartimentos.

Além do sistema de fluxo de ar, as condições de temperatura interna dos compartimentos dependem de um dimensionamento adequado do gabinete do refrigerador. O isolamento do gabinete de um refrigerador doméstico depende de diversos fatores, sendo os principais: (i) o material isolante; (ii) o agente expensor; (iii) condutividade térmica ( $k$ ); e a espessura das paredes ( $l$ ). Todas essas variáveis afetam diretamente a troca de calor entre o ambiente e os compartimentos refrigerados, denominada carga térmica. Tal carga térmica é a quantidade de energia que precisa ser retirada de um ambiente refrigerado para atingir as temperaturas desejadas. A carga térmica pode-se dividir nas seguintes parcelas: (i) condução unidimensional de energia nas paredes, (ii) transmissão de calor na região da gaxeta, (iii) dissipação de calor dos componentes internos, e infiltração de ar (Clausing *et al.*, 1996).

A redução da taxa de transferência de calor através das paredes do gabinete pode ser alcançada pela substituição do material isolante, mudança no projeto de injeção ou aumento da espessura das paredes do refrigerador. Entretanto, alterações nas dimensões externas ou internas do refrigerador são pouco desejáveis, por reduzir volume útil disponível ao consumidor. Neste contexto, a determinação adequada do isolamento do gabinete, assim como redução da condutividade térmica das paredes do refrigerador, é um ponto fundamental na redução da carga térmica e consequente diminuição do consumo de energia.

A medição da taxa de transferência de calor a través das paredes do gabinete pode ser realizada através de um teste de fluxo reverso, descrito por Gonçalves *et al.* (2000). Entretanto, uma eventual alteração da condutividade térmica do isolamento ou espessura de paredes, exigiria novos protótipos para testes, onerando o processo de desenvolvimento. Desta forma, a otimização do gabinete também pode ser realizada através de modelos analíticos de transferência de calor ou técnicas de simulação CFD. Isso traz flexibilidade e rapidez ao processo de desenvolvimento de novos produtos.

### 1.3 PANORAMA ENERGÉTICO

Devido a que o presente trabalho é encaminhado para uma empresa equatoriana de fabricação de refrigeradores domésticos, é importante conhecer o panorama energético no Equador. Assim, no Equador, o setor residencial é responsável pelo maior consumo de energia elétrica da matriz nacional, com 37% do total, conforme mostrado na Figura 1.4 (Arconel, 2017). Deste total, 36% corresponde ao consumo dos segmentos de refrigeração (Ulloa, 2015), devido aos quase 3 milhões de refrigeradores em operação no mercado equatoriano (Inec, 2012).

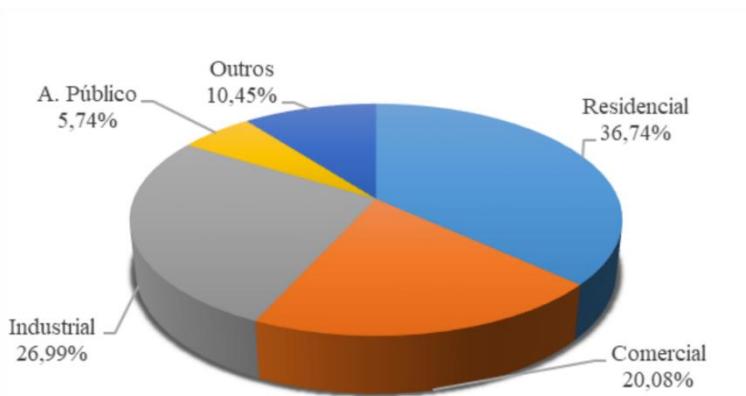


Figura 1.4 – Consumo de energia elétrica por setores no Equador (Arconel, 2017)

Em 2008, o INEN (Instituto Equatoriano de Normalização) aprovou a norma técnica equatoriana (RTE INEN 035) que regulamenta as metodologias de teste, o programa de etiquetagem e os limites de consumo de energia dos equipamentos para produção de frio, sejam refrigeradores ou congeladores com volume de até 850 litros que operam com compressor hermético. Desta forma, a classificação dos refrigeradores no Equador é realizada em termos da eficiência energética, mediante uma etiqueta utilizada para a identificação da classificação ao consumidor. A Figura 1.5 apresenta a classificação em termos de consumo de energia de ("A") mais eficiente até ("G") menos eficiente (RTE-009, 2005).

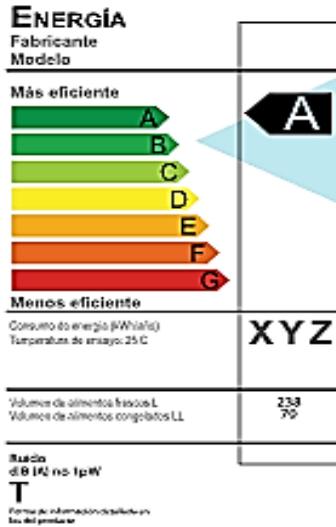


Figura 1.5 – Etiqueta de classificação energética no Equador

O nível de eficiência energética é a razão entre o consumo declarado e o consumo padrão, sendo que este último depende do volume interno e da categoria do sistema de refrigeração. A Tabela 1.1 apresenta os níveis mínimos de eficiência energética em vigor desde 2005 no Equador.

Tabela 1.1 – Níveis mínimos de eficiência energética no Equador (RTE-009, 2005)

Classes	Níveis mínimos de eficiência energética ( $I_e$ )
A	$I_e \leq 0,869$
B	$0,869 < I_e \leq 0,949$
C	$0,949 < I_e \leq 1,020$
D	$1,020 < I_e \leq 1,097$
E	$1,097 < I_e \leq 1,179$
F	$1,179 < I_e \leq 1,267$
G	$1,267 < I_e \leq 1,362$

No Brasil, a participação do setor residencial na matriz energética também é bastante significativa. A Figura 1.6 mostra que no ano 2009 o setor residencial era responsável por 22% do consumo de toda energia produzida no país. Estimativas apontam que na década seguinte o consumo será de aproximadamente um terço de toda matriz energética (Procel, 2009). O segmento de refrigeração representa 22% do total do consumo de eletricidade correspondente ao setor residencial (Boeng, 2012).

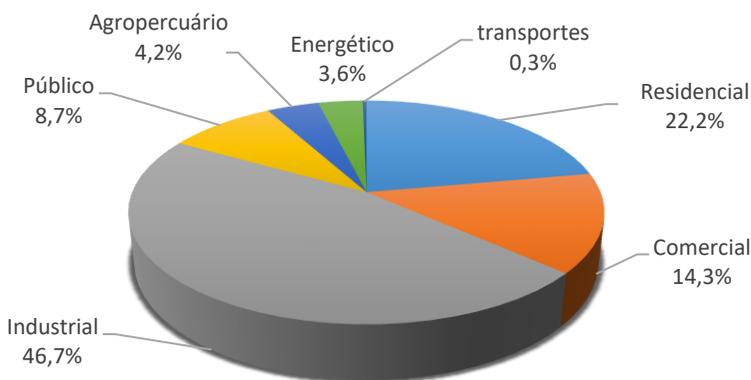


Figura 1.6 – Consumo de eletricidade por setores no Brasil (Procel, 2009)

Em 1984, o Inmetro (Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia) introduziu no Brasil o Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE), através de um protocolo firmado entre o antigo Ministério da Indústria e do Comércio e a Associação Brasileira da Indústria Elétrica e Eletrônica (ABINEE). Este programa tem a intenção de informar ao consumidor a eficiência energética dos produtos comercializados no Brasil (MME, 2011). Os equipamentos participantes são submetidos a ensaios normatizados e classificados quanto ao seu desempenho energético. Tal programa estimula a competitividade entre as empresas fabricantes, que procuram atingir maiores níveis de desempenho energético. Até 2005, a classificação dos equipamentos era de “A”, a mais eficiente, até “G”, a menos eficiente. Em 2006, os níveis “F” e “G” foram proibidos de serem comercializados. A Figura 1.7 mostra

a etiqueta que identifica a classificação do refrigerador ao consumidor brasileiro.

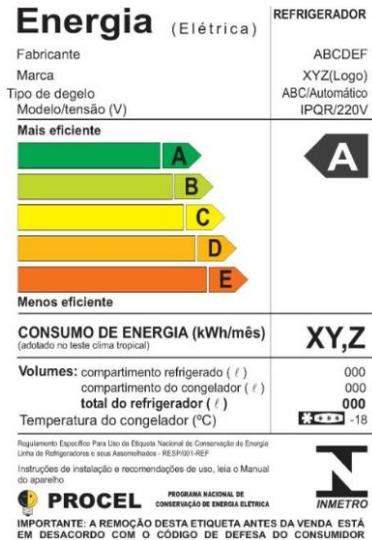


Figura 1.7 – Etiquetagem de classificação energética no Brasil (Inmetro, 2016)

Recentemente, o Ministério de Minas e Energia propôs novos níveis mínimos de eficiência energética para os refrigeradores, congeladores e condicionadores de ar fabricados e comercializados no Brasil. A proposta sugere a extinção escalonada do mercado dos dois níveis máximos de consumo atuais (D e E) do Programa Brasileiro de Etiquetagem para refrigeradores e congeladores.

A Tabela 1.2 apresenta os níveis mínimos de eficiência energética em vigor desde 2006 no Brasil.

Tabela 1.2 – Níveis mínimos de eficiência energética no Brasil (Secom, 2011)

Classes	Níveis mínimos de eficiência energética (Ie)
A	0,818
B	0,893
C	0,972
D	1,059
E	1,174

## 1.4 MOTIVAÇÃO E OBJETIVOS

Conforme mencionado anteriormente, a refrigeração doméstica possui uma influência bastante significativa na matriz energética de um país. Portanto, o aprimoramento tecnológico de um sistema de refrigeração mediante a otimização isolada e combinada de todos os componentes é fundamental para melhorar a eficiência do ciclo e diminuir o consumo de energia. Além dos componentes principais do sistema de refrigeração, o desempenho do refrigerador doméstico também é afetado pelo sistema de fluxo de ar interno e as características do gabinete.

As pressões de condensação e evaporação afetam diretamente a eficiência do ciclo. A temperatura ambiente afeta fortemente a pressão de condensação e apenas levemente a pressão de evaporação, devido ao isolamento térmico nas paredes. Já a pressão de evaporação é diretamente afetada pela vazão volumétrica de ar nos compartimentos, que dependem dos componentes do sistema de fluxo de ar interno, como ventilador e dutos de ar.

Em face ao exposto, pode-se concluir que, assim como a otimização dos componentes do sistema de refrigeração, as otimizações do sistema de fluxo de ar e do gabinete do refrigerador possuem um impacto direto sobre o COP do sistema. Neste contexto, o presente trabalho tem como objetivo principal a otimização individual e combinada dos componentes dos sistemas de refrigeração, de fluxo de ar e do gabinete de um refrigerador *frost-free* de fabricação equatoriana, mediante a utilização de técnicas numéricas e experimentais, em busca da minimização do consumo de energia. Para tanto, os seguintes objetivos específicos foram listados:

- Caracterização do gabinete do refrigerador através do (i) desenvolvimento de um modelo analítico unidimensional, (ii) da realização de simulações em CFD e (iii) de medições experimentais da condutância térmica global do gabinete através de testes de fluxo reverso;
- Caracterização experimental do compressor, evaporador e tubo capilar do refrigerador doméstico;
- Caracterização do sistema de distribuição de ar através de técnicas experimentais e simulação CFD;
- Utilização de uma plataforma de simulação de refrigeradores domésticos validada com os dados numéricos e experimentais supracitados para prever o

consumo de energia do refrigerador doméstico investigado;

- Realização de análises paramétricas para identificar as alternativas de projeto mais promissoras para a redução do consumo de energia.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão dos trabalhos disponíveis na literatura que abrangem a otimização de refrigeradores domésticos com foco no sistema de distribuição de ar e no gabinete foi dividida em duas partes: estado da arte (i) do isolamento térmico na refrigeração doméstica, (ii) de otimização do sistema de distribuição de ar utilizando técnicas de simulação CFD.

### 2.1 ISOLAMENTO TÉRMICO NA REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA

Como mostrado anteriormente, os segmentos de refrigeração no Brasil e Equador são responsáveis por 22% e 36%, respectivamente, do consumo de energia elétrica no setor residencial. Este consumo pode ser diminuído através da redução da carga térmica no gabinete dos refrigeradores. A carga térmica é composta pelo calor que entra pela abertura de portas e pela taxa de transferência de calor através das paredes do gabinete do refrigerador e pela região da gaxeta. Segundo Christensen (1981), uma possibilidade para reduzir a transferência de calor entre o ambiente externo e o meio refrigerado seria diminuir a diferença de temperatura entre os ambientes externos e internos, mas como tal parâmetro é fixado por normas de classificação energética, esta alternativa não é viável. Outra possibilidade seria aumentar a espessura das paredes do refrigerador, mas essa opção afeta negativamente o volume útil interno do refrigerador. Devido a padronização de tamanho e redução do volume útil disponível ao consumidor, modificações nas dimensões internas e externas não são desejáveis por parte dos fabricantes. Portanto, o estudo de materiais isolantes como forma de diminuir a condutividade térmica torna-se uma importante opção para a redução da carga térmica e consequente diminuição do consumo de energia dos equipamentos de refrigeração doméstica.

Os materiais isolantes são constituídos por uma estrutura sólida, ar e outra substância gasosa. Em espumas isolantes, a condução e a convecção de calor através do gás dependem da substância gasosa contida nestes espaços. A convecção de calor que ocorre no gás pode ser desconsiderada, fazendo com que a condução seja predominante na condutividade térmica total das espumas isolantes. Os primeiros isolantes térmicos usados na indústria de refrigeradores foram a lã de rocha, a palha de milho e a lã mineral. Porém, seus efeitos nocivos causavam doenças letais e por isso a sua utilização foi proibida a partir de 1906 (Bozsaky, 2010). Posteriormente, na década de 40, foi introduzida a espuma de poliestireno (Jelle, 2011). Na década de 60, um novo material foi

apresentado, constituído por espumas de poliuretano (PU). Em decorrência da menor condutividade térmica do PU, a introdução desse material permitiu o aumento do volume interno dos refrigeradores, além da utilização de chapas metálicas na parte externa do refrigerador (Morri e Fogg, 1979). As espumas de poliuretano exigem a utilização de agentes expansores. O agente expensor CFC-11 foi o primeiro a ser utilizado em larga escala, porém este tinha alto potencial de depleção da camada de ozônio (ODP) (Cremers e Fine, 1990). Posteriormente, na década de 90, começou a procura por substitutos com zero potencial de depleção. Os agentes expansores de zero ODP utilizados em larga escala foram os isômeros de ciclopentano e o CO<sub>2</sub>. Este último não foi considerado viável para refrigeradores domésticos, pois possui uma alta condutividade térmica e densidade elevada para ser considerado como um agente expensor propício para a elaboração da espuma de poliuretano (Sparrow *et al.*, 1997).

No decorrer dos anos, novas alternativas de isolantes foram desenvolvidas. Com o advento da nanotecnologia foi possível desenvolver nanomateriais isolantes (*NIMs*), que são materiais com tamanhos dos poros entre 0,1 a 100 nm, apresentando uma condutividade térmica muito baixa, da ordem de 0,004W/m.K. Porém, tais materiais, além de um custo alto, apresentam elevado consumo de energia para sua produção (Jelle, 2011; Tao *et al.*, 2014). Outra alternativa são os painéis de isolamento a vácuo, que possuem condutividade térmica aproximadamente cinco vezes menor que das espumas de poliuretano comumente utilizadas nos refrigeradores domésticos (Thiessen, 2015). Thiessen (2015) avaliou o efeito da inserção de Painéis de Isolamento a Vácuo (*VIPs*) em gabinetes de refrigeradores domésticos. A autora observou que houve uma redução da condutância térmica global (UA) do gabinete das amostras ensaiadas, reduzindo o consumo de energia do refrigerador. Porém, o custo elevado dos *VIPs* ainda inibe a sua extensa utilização na refrigeração doméstica.

Atualmente, o isolamento térmico de um refrigerador é obtido principalmente por paredes de espuma de poliuretano expandido (PU) com ciclo-isopentano que possui uma condutividade térmica de aproximadamente 0,02W/(m.K) (Hermes, 2006). Christensen (1981) avaliou a espessura do isolamento nas paredes do gabinete de um refrigerador doméstico de um compartimento. O autor observou que o aumento da espessura de 50mm a 150mm leva a uma diminuição no consumo de energia do refrigerador de 20 a 30 %. Por sua vez, Yoon *et al.* (2013) propuseram uma estratégia de otimização da espessura do

isolamento de um refrigerador doméstico, alcançando uma diminuição do consumo de energia até 6,1%.

## 2.2 SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR

Fukuyo *et al.* (2003) desenvolveram um novo sistema de fluxo de ar para melhorar a estratificação de temperatura e a taxa de resfriamento dentro do compartimento *fresh-food* de um refrigerador doméstico utilizando simulações e modelos matemáticos. Modificações nos sistemas de insuflamento e retorno foram propostas. Como mostrado na Figura 2.1, tais modificações resultaram em estratificações de temperatura mais baixas, além do aumento da taxa de transferência de calor, fazendo com que o refrigerador atinja temperaturas desejadas mais rapidamente. Esta maior taxa de resfriamento acarreta também na diminuição do consumo de energia, já que o compressor permanece menos tempo ligado.

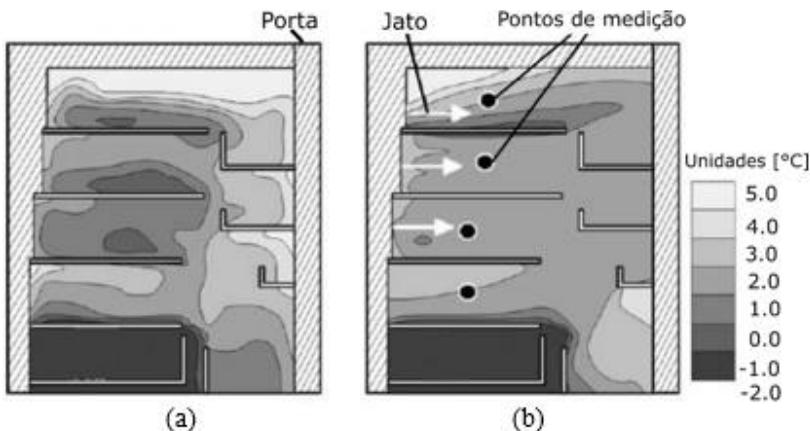


Figura 2.1 – Distribuição de temperaturas no compartimento refrigerador: (a) antes da otimização e (b) depois da otimização (Adaptado de Fukuyo *et al.*, 2003)

Yang *et al.* (2010) avaliaram o desempenho de um refrigerador doméstico do tipo *top-mount*, mediante análises da distribuição de temperaturas nos compartimentos *freezer* e *fresh-food*, utilizando técnicas numéricas e experimentais. Os autores observaram que o *fresh-food* possui a pior distribuição de temperaturas do refrigerador. Foram propostas então modificações nos desenhos dos dutos de insuflamento de ar tanto no *freezer* quanto no *fresh-food*. Com as modificações propostas,

foi obtido uma melhor distribuição dos campos de temperatura no interior dos compartimentos, fazendo com que a máxima diferença de temperatura no *fresh-food* fosse reduzida de 7,1°C para 3,6°C, como apresentado na Figura 2.2.

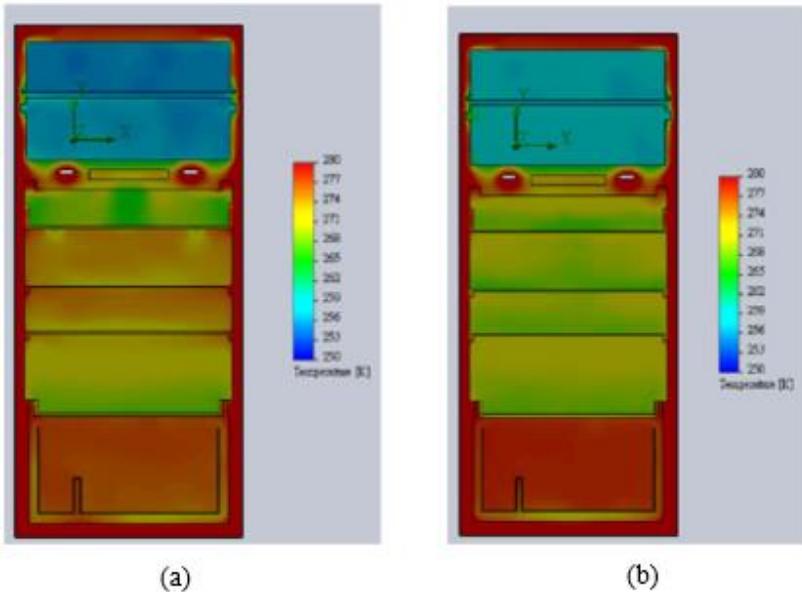


Figura 2.2 – Distribuição de temperatura no refrigerador: (a) sem modificação dos dutos de ar e (b) com modificação dos dutos de ar (Yang *et al.*, 2010)

Li *et al.* (2017) mostraram que no processo de degelo da maioria dos refrigeradores *frost-free*, a maior parte do calor dissipado pela resistência eléctrica não é absorvido completamente pela geada formada no evaporador, resultando no aumento do consumo de energia. Os autores verificaram uma formação de geada não uniforme no evaporador tubo-aletado decorrente de uma característica geométrica do duto de retorno do ar do compartimento *fresh-food* ao evaporador. Uma modificação no duto de retorno, proposta através de análises de simulação numérica, resultou em uma formação de geada mais uniforme ao longo do evaporador, tornando o processo de degelo mais eficiente, conforme mostrado na Figura 2.3. Com isso, o consumo de energia do refrigerador foi reduzido em aproximadamente 2%.

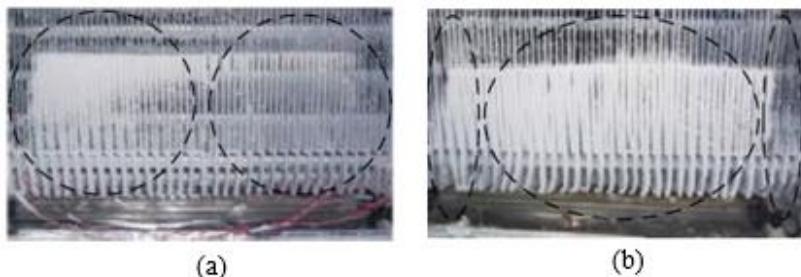


Figura 2.3 – (a) Formação de geada antes da otimização; (b) Formação de geada depois da otimização (Li *et al.*, 2017)

Dirik *et al.* (1996) avaliaram a utilização de técnicas CFD para a otimização do projeto e desempenho de refrigeradores domésticos mediante a previsão dos campos de velocidade e de temperatura do escoamento de ar no interior do compartimento de um refrigerador do tipo *top-mount*. Além de avaliar os fluxos de ar no interior do compartimento foram propostas mudanças nos componentes do sistema de refrigeração. Os autores obtiveram aproximadamente 28 % de redução do consumo de energia.

Bem Amara *et al.* (2008) fizeram a medição do campo de fluxo de ar utilizando técnicas PIV (*Particle Image Velocimetry*). As medições foram comparadas a resultados de simulações em CFD. O estudo foi feito em um refrigerador doméstico com o principal objetivo de analisar a movimentação dos fluxos de ar no interior do refrigerador. Os autores observaram a existência de uma recirculação de ar no canto inferior oposto à parede fria do compartimento e padrões de fluxo de ar que permitiram validar o modelo computacional (CFD).

Conceição António e Afonso (2011) compararam os resultados de uma simulação CFD e de um modelo computacional baseado em estruturas e funções de redes neurais ANN (*Artificial Neural Network*) com os resultados experimentais de temperaturas do ar medidas em vários pontos dentro dos compartimentos de um refrigerador em regime permanente. Os autores mostraram que o erro absoluto entre o CFD e o ANN foi de 0,8 e 1 K, respectivamente, comparado com o resultado experimental. Assim foi possível mostrar que não existe uma faixa muito grande de erro entre as duas técnicas de simulação com os testes experimentais, validando a técnica experimental como apresenta a Figura 2.4.

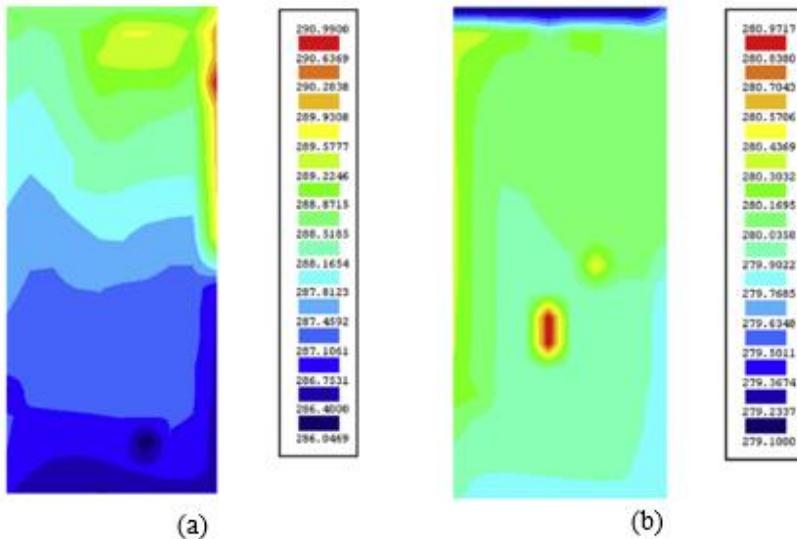


Figura 2.4 – (a) Campo de temperaturas (K) obtidos pelo modelo ANN; (b) Campo de temperaturas (K) obtido pela simulação CFD (Conceição António e Afonso, 2011)

Belman-Flores *et al.* (2014) realizaram análises da estratificação da temperatura nos compartimentos *fresh-food* e *freezer* de um refrigerador doméstico *bottom mount*. Inicialmente, mediu-se experimentalmente as temperaturas, velocidades do ar e consumo de energia do refrigerador sob estudo. A técnica CFD foi usada para modelar e simular o funcionamento do refrigerador em regime transiente. Os autores observaram que na maioria das medições o compartimento *fresh-food* atinge temperaturas acima de 5°C, já no compartimento *freezer* as temperaturas se mantém numa faixa de -10°C a -5°C, deixando evidente que o refrigerador está operando em temperaturas mais altas que as desejadas. Com base nas medições experimentais de fluxo de ar, os autores chegaram à conclusão que o compartimento *fresh-food* apresenta um rendimento inadequado para a conservação dos alimentos. Portanto, propuseram uma modificação geométrica dentro deste compartimento, focado na elaboração de sulcos nas prateleiras das portas com o intuito de atingir uma melhor distribuição do fluxo de ar, impedindo pontos de recirculação no interior do compartimento. Uma modificação na prateleira de vidro sólido foi proposta, mudando a prateleira original por um desenho de prateleira de arame que permita a passagem de ar através

da mesma. A Figura 2.5 apresenta um esquema das modificações propostas.

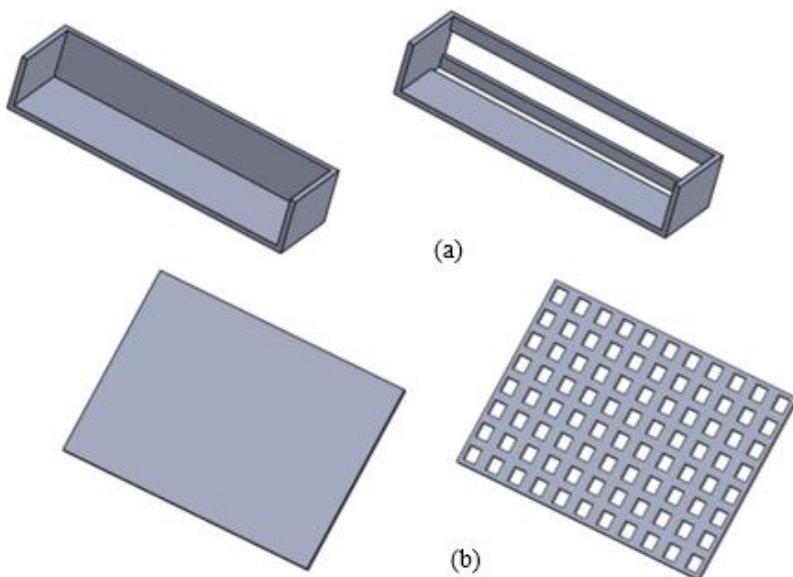


Figura 2.5 – Modificações propostas: (a) prateleira da porta e (b) prateleira do compartimento (Adaptado de Belman-Flores *et al.*, 2014)

Nas simulações realizadas, os autores dividiram o compartimento *fresh-food* em três seções: (i) a seção superior que se encontra sobre a prateleira de arame, (ii) a seção intermediária que corresponde ao espaço acima da gaveta de vegetais, e (iii) a seção inferior que corresponde à gaveta de vegetais, como apresentado na Figura 2.6.

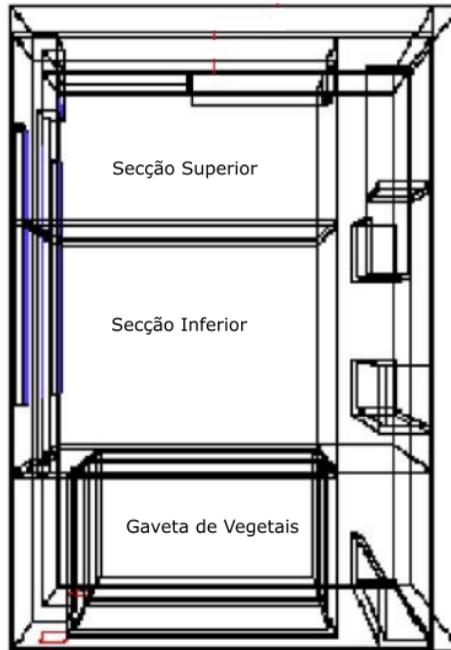


Figura 2.6 – Seções do compartimento *fresh-food* (Adaptado de Belman-Flores *et al.*, 2014)

As modificações propostas foram fisicamente empregadas no protótipo do refrigerador, permitindo a medição do perfil de temperaturas no compartimento *fresh-food*, além do consumo de energia do refrigerador. A Figura 2.7 apresenta a média do perfil de temperaturas no compartimento *fresh-food* medido experimentalmente. Nota-se que durante a maior parte do tempo de teste, a temperatura média da configuração modificada é menor do que com a configuração original.

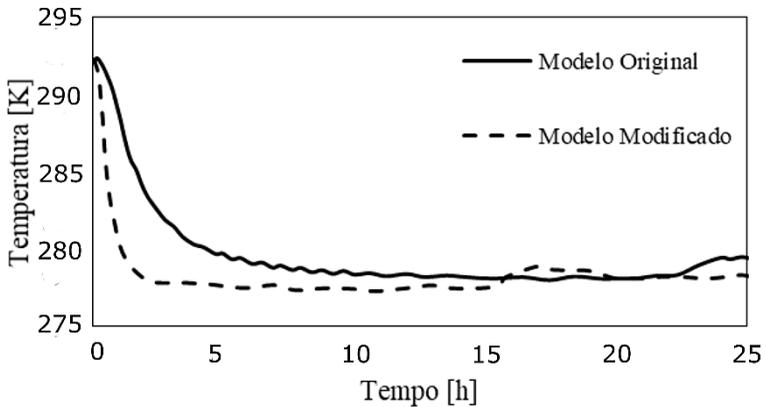


Figura 2.7 – Perfil de temperatura no compartimento *fresh-food* (Adaptado de Belman-Flores et al., 2014)

Com base no ensaio de consumo de energia, os autores observaram que na configuração modificada o compressor apresentava dois ciclos de trabalho a menos do que com a configuração original, apresentando uma redução de aproximadamente 10% no consumo de energia.

Avcı *et al.* (2016) fizeram a otimização dos parâmetros de um refrigerador doméstico usando técnicas CFD mediante a modelagem do volume interno de ar dentro de um refrigerador doméstico de uma porta. Foram realizados testes experimentais para validação do modelo de simulação numérica. No procedimento experimental foram utilizados 12 termopares, dois em cada uma das 5 prateleiras, e dois nos compartimentos de vegetais. As medições foram realizadas durante um período de 12 horas em regime permanente. A simulação numérica em CFD considerou o efeito do ventilador, simulando condições de convecção natural e forçada no interior do compartimento.

Conforme mostra a Tabela 2.1, a máxima diferença de temperaturas entre os resultados experimentais e numéricos é de ( $\sim 2$  K) na parte superior do compartimento de vegetais. Segundo os autores, tal discrepância se encontra dentro de limites aceitáveis, concluindo que os resultados numéricos obtidos são confiáveis.

Tabela 2.1 – Comparação dos resultados experimentais e numéricos (Avcı et al., 2016)

Ponto de medição		Teste Experimental [°C]	Simulação Numérica [°C]	Diferença absoluta [K]
Prateleira 1	Direita	5.59	3.84	1.75
	Centro	5.42	3.61	1.81
Prateleira 2	Direita	3.30	3.26	0.04
	Centro	3.50	2.74	0.76
Prateleira 3	Direita	2.54	2.72	0.18
	Centro	2.39	2.56	0.17
Prateleira 4	Direita	2.74	2.62	0.12
	Centro	2.76	2.72	0.04
Prateleira 5	Direita	3.86	5.11	1.25
	Centro	3.73	4.53	0.80
Compartimento de vegetais	Superior (c.v.s)	6.42	8.50	2.08
	Inferior (c.v.i)	8.81	6.98	1.83

Uma das otimizações propostas pelos autores foi a movimentação da caixa do ventilador ao longo do eixo (X). As Figuras 2.8 e 2.9 apresentam respectivamente os eixos de coordenadas do ventilador e a média da temperatura no interior do compartimento para cada posicionamento, obtidas pela simulação CFD.

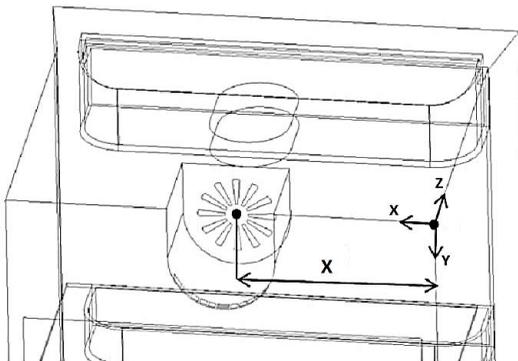


Figura 2.8 – Eixos de coordenadas do ventilador (Avcı et al., 2016)

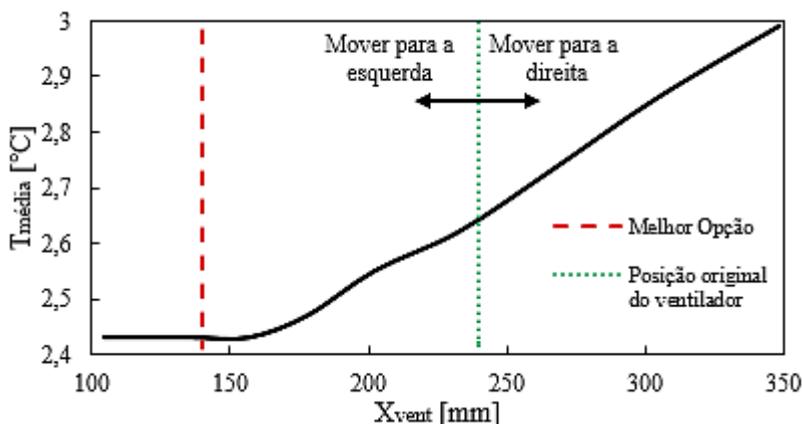


Figura 2.9 – Temperaturas médias no interior do compartimento refrigerado  
(Adaptado de Avci *et al.*, 2016)

Os resultados obtidos pela simulação numérica mostram que a movimentação de 100mm do ventilador para o lado esquerdo do compartimento resulta em menores temperaturas no compartimento quando comparadas com o posicionamento original.

Da literatura percebe-se a forte influência do dimensionamento dos componentes do sistema de refrigeração, do isolamento do gabinete e do sistema de fluxo de ar interno sobre o coeficiente de desempenho de um refrigerador doméstico. A maioria dos trabalhos disponíveis se limita a estudar os efeitos isolados destes subsistemas, deixando de lado os efeitos combinados destes fatores.



### 3 CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO E SEUS COMPONENTES

O refrigerador doméstico utilizado no presente trabalho é do tipo *frost-free*, *top-mount*, com volume interno de 330 litros, modelo RI-480 da fabricante equatoriana Indurama que opera mediante de um ciclo de compressão mecânica de vapor (ver Figura 3.1). O sistema de refrigeração opera com 46,5g do fluido refrigerante R600a e é dotado de um compressor alternativo da fabricante Embraco modelo EMYe70HEP com frequência de operação de 60 Hz, um evaporador *no-frost* do tipo tubo-aleta de convecção forçada, um condensador arame-sobre-tubo de convecção natural, um tubo capilar com comprimento total de 2,70 m e diâmetro interno de 0,66 mm, e um trocador de calor interno. Um motor-ventilador insufla ar para ambos compartimentos. A temperatura interna do *fresh-food* é controlada através de um termostato mecânico que permite o desligamento do sistema de refrigeração quando este atinge as temperaturas desejadas. A vazão de ar insuflada no interior deste compartimento é controlada manualmente através de um *damper* alocado no freezer.

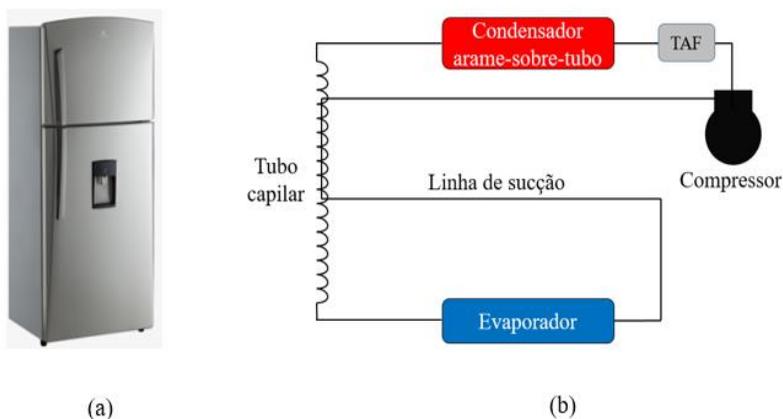


Figura 3.1 – (a) Refrigerador modelo RI-480; (b) Ciclo de refrigeração do produto

O desempenho do sistema de refrigeração, assim como de seus componentes isolados foi caracterizado experimentalmente com o objetivo de validar o modelo matemático utilizado nas análises de otimização subsequentes. Os subitens a seguir detalham a caracterização do (i) compressor, (ii) evaporador, (iii) tubo capilar e (iv) do refrigerador.

### 3.1 CARACTERIZAÇÃO DO COMPRESSOR

O compressor utilizado no refrigerador doméstico sob estudo foi caracterizado através de ensaios experimentais em um calorímetro de compressores, desenvolvido exclusivamente para avaliação de compressores que operam sob condições típicas de refrigeração doméstica. A seguir, serão apresentadas a (i) descrição da bancada experimental, a (ii) metodologia de testes e, finalmente, (iii) os resultados obtidos.

#### 3.1.1 Calorímetro de compressores

O calorímetro de compressores (Figura 3.2) foi projetado e construído no POLO conforme a norma ASHRAE 23 (2005), com a finalidade de avaliar o desempenho do compressor ou o desempenho isolado de componentes específicos deste.



Figura 3.2 – Calorímetro de compressores

A bancada é composta, basicamente, por um ciclo de refrigeração em que fluido refrigerante permanece constantemente superaquecido. O calorímetro é projetado para controlar as pressões de descarga e sucção do compressor, assim como a temperatura de sucção. O objetivo é medir as principais variáveis que definem o desempenho do compressor, tais como a potência consumida, a vazão mássica de refrigerante e o coeficiente de performance. A Figura 3.3 mostra um esquema dos componentes do calorímetro de compressores, sendo estes: (1) compressor; (2) separador de óleo; (3) transdutor de pressão de descarga; (4) transdutor de vazão mássica; (5) válvula de expansão da descarga; (6) válvula de expansão da sucção; (7) reservatório de fluido refrigerante; (8) trocador de calor da linha de sucção; (9) transdutor de pressão de sucção, e (10) resistência elétrica da linha de descarga.

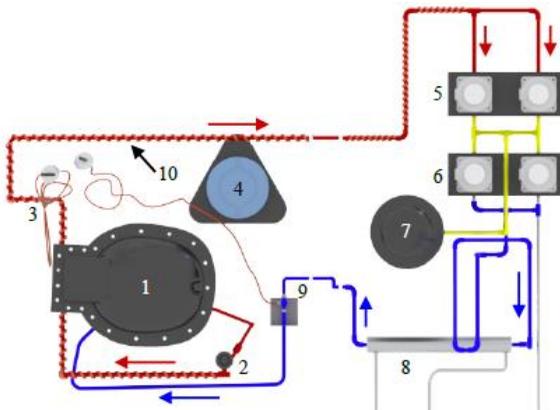


Figura 3.3 – Esquema do calorímetro de compressores (Faitão, 2018)

A Figura 3.4 compara o diagrama pressão-entalpia de um ciclo de refrigeração convencional (circuito 1-2-3-4-1) com o ciclo quente, utilizado no calorímetro de compressores (circuito 1-2-5-6-7-8-1). No ciclo de refrigeração convencional, pode-se observar as regiões de condensação (2-3) e evaporação (4-1) bem definidas, enquanto o ciclo quente se mantém exclusivamente na região de vapor superaquecido. Os pontos 1 e 2 são comuns para os dois ciclos, o que viabiliza a utilização do ciclo quente para avaliação de compressores, já que nestes pontos, do ponto de vista do compressor, nenhuma diferença entre os ciclos é observada.

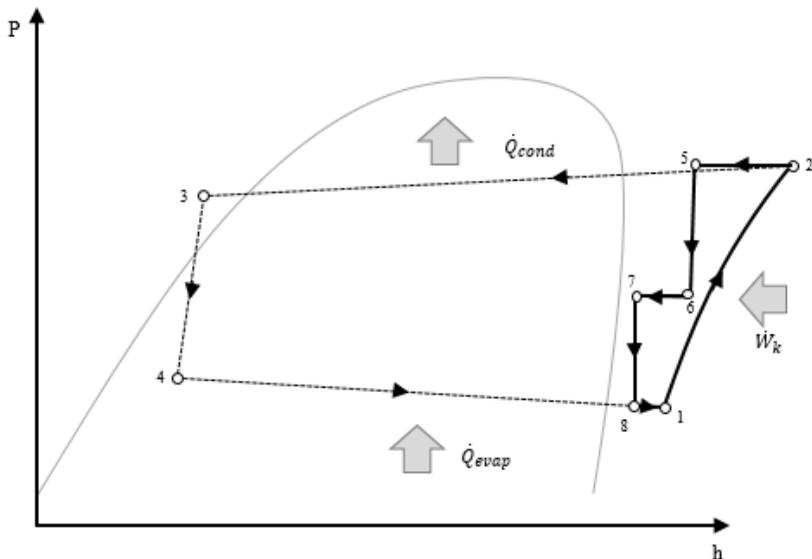


Figura 3.4 – Diagrama pressão-entalpia de um ciclo de refrigeração padrão e de um ciclo quente utilizado no calorímetro de compressores (Faitão, 2018)

Inicialmente, vapor superaquecido a temperatura controlada e baixa pressão é succionado pelo compressor. Após o processo de compressão, o fluido com temperatura e pressão elevadas escoa através da linha de descarga, passando pelo separador de óleo e pelo medidor de vazão mássica, até entrar na válvula de expansão da descarga, onde acontece a primeira expansão (5-6). Na sequência, a linha de pressão intermediária (6-7) atua como um reservatório de gás, evitando que as pressões de sucção e descarga fiquem fortemente acopladas, reduzindo a sensibilidade do controle das pressões e ajudando no controle da condição de operação de teste. Após isso, o fluido passa pela segunda válvula de expansão e o vapor à baixa pressão retorna ao compressor, completando assim o ciclo quente (Faitão, 2018).

### 3.1.2 Metodologia de testes e resultados

A avaliação do desempenho dos compressores é realizada em condições típicas de operação da refrigeração doméstica. A temperatura de evaporação foi variada entre  $-10^{\circ}\text{C}$  e  $-30^{\circ}\text{C}$  e a temperatura de

condensação entre 35°C e 55°C. A temperatura de sucção do compressor, assim como a temperatura ambiente, foram mantidas fixas e iguais a 32°C. O período de cada ensaio é de 45 minutos, com uma aquisição de dados a cada 10 s.

O compressor modelo EMYE70CLP, utilizado no refrigerador RI-480, foi avaliado no calorímetro de compressores supracitado. A Tabela 3.1 apresenta os resultados obtidos nos ensaios de calorímetro, assim como os dados técnicos de catálogo e a comparação entre ambos.

Tabela 3.1 – Comparação entre os resultados dos ensaios de calorímetro e os dados da ficha técnica do compressor modelo EMYE70CLP

$T_c$ [°C]	$T_e$ [°C]	$\dot{m}_{cat}$ [Kg/h]	$\dot{m}_{cal}$ [Kg/h]	erro $\dot{m}$ [%]	$COP_{cat}$	$COP_{cal}$	erro $COP$ [%]
54,4	-23,3	2,12	2,3	8,49	1,47	1,61	9,52
35	-10	4,5	4,44	-1,33	2,44	2,573	5,45
45	-10	4,34	4,26	-1,84	2,24	2,316	3,39
55	-10	4,15	4,04	-2,65	2,07	2,06	-0,48
35	-15	3,61	3,59	-0,55	2,23	2,329	4,44
45	-15	3,46	3,39	-2,02	2,04	2,079	1,91
55	-15	3,28	3,24	-1,22	1,88	1,889	0,48
35	-20	2,86	2,84	-0,70	2,03	2,039	0,44
45	-20	2,72	2,72	0,00	1,85	1,874	1,30
55	-20	2,57	2,61	1,56	1,7	1,691	-0,53
35	-25	2,25	2,28	1,33	1,82	1,835	0,82
45	-25	2,12	2,2	3,77	1,66	1,683	1,39
55	-25	1,98	2,08	5,05	1,52	1,512	-0,53
35	-30	1,75	1,82	4,00	1,62	1,63	0,62
45	-30	1,63	1,75	7,36	1,47	1,501	2,11
55	-30	1,52	1,64	7,89	1,35	1,37	1,48

Os resultados mostraram que a maior diferença entre o catálogo e o calorímetro foi de 8,49% e 9,52% entre os valores de vazão mássica e COP, respectivamente. Os resultados obtidos nos ensaios do calorímetro foram utilizados como dados de entrada em um modelo do desempenho do compressor. Já os resultados obtidos no modelo de desempenho do

compressor alimentarão a plataforma de simulação de refrigeradores domésticos.

### 3.2 CARACTERIZAÇÃO DO EVAPORADOR

A caracterização do desempenho termo-hidráulico de um evaporador tipo *no frost*, tubo aletado, utilizado no refrigerador foi obtida mediante ensaios experimentais em um túnel de vento para trocadores de calor. Tal bancada permite o levantamento da condutância global de transferência de calor ( $UA$ ) e da queda de pressão do lado do ar. A bancada experimental utilizada, assim como os resultados, são discutidos a seguir. Maiores informações sobre as características construtivas do evaporador são apresentadas no Apêndice C

#### 3.2.1 Túnel de Vento

O túnel de vento utilizado para caracterização termo-hidráulica de trocadores de calor de convecção forçada foi projetado e construído segundo as normas ASHRAE 41.2 (1987), ASHRAE 37 (1988), ASHRAE 51 (1999). Tal bancada é basicamente composta por dois circuitos: (i) circuito de ar (externo) e (ii) circuito de água (interno). A Figura 3.5 apresenta os principais componentes do circuito de ar.

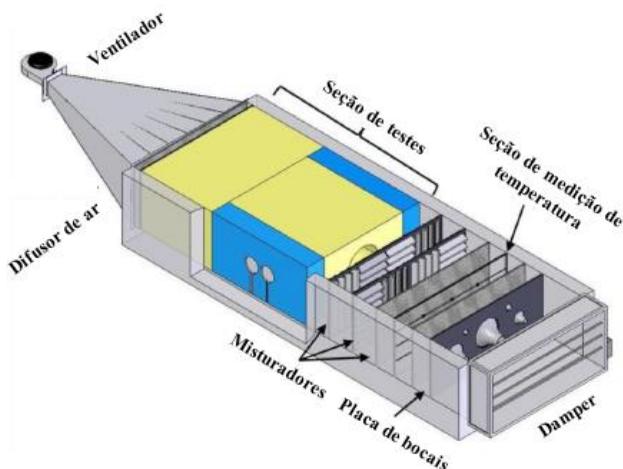


Figura 3.5 – Túnel de vento para avaliação de trocadores de calor

O circuito de ar é composto basicamente por um ventilador centrífugo modelo EBMPAPST 2216E, um difusor de ar, uma seção de testes, misturadores de ar e uma placa de bocais calibrados utilizados para medir a vazão volumétrica. Uma tela de feltro é alocada logo após o difusor de ar para uniformizar o escoamento antes de atingir a seção de testes, onde é localizada e instalada a amostra do trocador de calor. A seção de testes foi construída com poliestireno expandido (EPS), de acordo com as dimensões da amostra de trocador a ser testada. A temperatura do ar na entrada e na saída da seção de testes é medida através de termopares do tipo T.

A diferença de pressão na placa de bocais é medida por um transdutor de pressão modelo Dwyer, com faixa de 0 a 625 Pa. Entre a entrada e saída do trocador de calor foi instalado outro transdutor de pressão diferencial, modelo GE Druck LPX 1010, com faixa de medição de 0 a 50 Pa, com o objetivo de medir a queda de pressão no trocador.

Por sua vez, o circuito fechado de água é responsável pelas condições de operação interna do trocador avaliado. Este circuito é composto por duas bombas, um filtro de água, um transdutor de vazão mássica e um banho termostático. A água aquecida pelo banho termostático é bombeada para o trocador de calor mediante duas bombas em série. Ao deixar o trocador, a água passa pelo filtro, para retenção de impurezas, e em seguida é direcionada ao transdutor de vazão mássica do tipo *Coriolis*. Termopares do tipo sonda são responsáveis pela medição de temperaturas na entrada e saída do evaporador.

### 3.2.2 Regressão dos dados

As Equações 3.1 e 3.2 apresentam a taxa de transferência de calor calculada pelo lado do ar e da água, respetivamente:

$$\dot{Q}_a = \dot{V}_a \rho_a c_{p,a} (T_{a,sai} - T_{a,ent}) \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,ent} - T_{w,sai}) \quad (3.2)$$

O ensaio experimental no túnel de vento é considerado válido somente se a discrepância entre ambas taxas de transferência de calor é menor que 10%.

A efetividade  $\varepsilon$  é definida como a razão entre a taxa de transferência de calor obtida nos testes ( $\dot{Q} = 0,5(\dot{Q}_a + \dot{Q}_w)$ ) e a taxa de transferência de calor máxima possível. Esta efetividade é dada pela seguinte equação:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{C_{min}(T_{w,e} - T_{a,e})} \quad (3.3)$$

Portanto, pode-se calcular o número de unidades de transferência (NUT) a partir da seguinte expressão (Incropera *et al.*, 2008):

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{1}{C_r}\right)(1 - \exp(-C_r NUT)) \quad (3.4)$$

em que  $C_r$  é a razão entre as capacidades térmicas mínima e máxima ( $C_r = C_{min}/C_{max}$ )

Finalmente, a condutância térmica global é obtida pela seguinte equação:

$$UA = C_{min} NUT \quad (3.5)$$

em que  $C_{min}$  representa a menor capacidade térmica dos fluidos

### 3.2.3 Resultados

A Tabela 3.2 apresenta os resultados dos ensaios realizados em diferentes vazões volumétricas de ar. As temperaturas de entrada do ar e da água foram mantidas em torno de 20°C e 40°C, respectivamente.

A Figura 3.6 mostra a condutância térmica global do evaporador em função da vazão volumétrica de ar. ( $UA_{evap} = 15,5 \text{ W/K}$ ). Dito valor será utilizado posteriormente no modelo do evaporador dentro de uma plataforma de simulação de refrigeradores domésticos. Conforme esperado, a condutância térmica global aumenta à medida que a vazão de ar aumenta.

A Figura 3.7 apresenta a queda de pressão do lado do ar em função da vazão volumétrica de ar. Conforme esperado, a queda de pressão aumenta de forma não-linear com a vazão de ar.

Os resultados experimentais da caracterização do evaporador do tipo tubo-aleta foram utilizados como dados de entrada na plataforma de simulação do refrigerador doméstico.

Tabela 3.2 – Resultados da caracterização termo-hidráulica do evaporador

Variável	Unidade	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4	Teste 5
$T_{a,e}$	°C	21,31	22,19	22,05	21,38	21,62
$T_{a,s}$	°C	31,01	31,72	32,19	32,26	32,94
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /h	67,70	58,03	50,08	44,22	35,49
$T_{w,e}$	°C	40,13	40,05	40,16	40,07	40,16
$T_{w,s}$	°C	37,17	36,95	37,19	37,15	37,25
$\dot{m}_w$	Kg/h	67,79	54,77	51,56	48,81	40,85
$\Delta P$	Pa	7,76	5,39	3,86	3,42	2,19
$\varepsilon$	-	0,54	0,56	0,58	0,60	0,63
NUT	-	0,87	0,94	0,99	1,04	1,13
UA	W/K	19,41	17,84	16,33	15,03	13,13
$\dot{Q}_a$	W	216,20	181,43	166,54	157,98	131,76
$\dot{Q}_w$	W	233,68	196,96	178,13	165,14	138,00
$\dot{Q}_{\text{média}}$	W	224,94	189,20	172,34	161,56	134,88

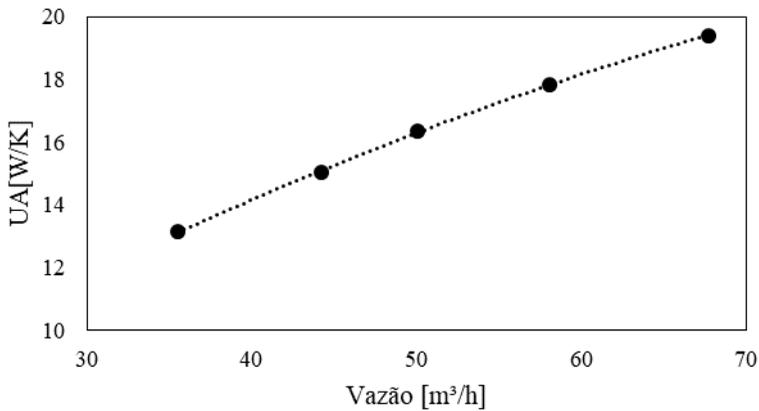


Figura 3.6 – Condutância térmica global do evaporador em função da vazão volumétrica de ar

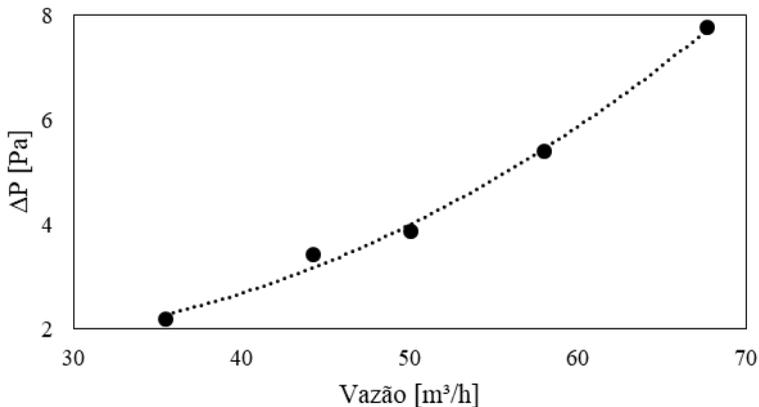


Figura 3.7 – Queda de pressão do lado do ar em função da vazão volumétrica de ar

### 3.3 CARACTERIZAÇÃO DO TUBO CAPILAR

O dispositivo de expansão mais empregado em sistemas domésticos é o tubo capilar, que consiste em um tubo longo, de diâmetro reduzido e seção transversal constante. Apesar de possuir uma geometria relativamente simples, o processo de manufatura pode apresentar

eventuais desvios de processo que afetam o desempenho deste componente, principalmente em relação ao diâmetro interno, que é a variável mais significativa no processo de expansão. Neste contexto, recomenda-se a aferição do diâmetro interno do tubo capilar utilizado no refrigerador sob investigação. A medição desta variável pode ser realizada através de um procedimento específico: a medição da vazão de nitrogênio.

A norma ASHRAE 28 (1996) estabelece um método para determinar a vazão mássica de nitrogênio através de tubos capilares. O experimento consiste em submeter uma extremidade do tubo capilar de interesse a uma pressão de nitrogênio conhecida, enquanto a outra extremidade é conectada a um recipiente onde existe um determinado volume de água. O nitrogênio pressiona a coluna d'água, diminuindo o volume contido no recipiente. Mede-se o tempo necessário para que a coluna d'água atinja uma determinada altura, e assim determina-se a vazão de nitrogênio. Uma correlação proposta por Kipp-Schmidt (1961) (Equação 3.6) correlaciona o diâmetro e comprimento de tubos capilares com a vazão de nitrogênio medida sob condições padrões determinadas na norma ASHRAE 28 (1996).

$$\dot{V} = C_1 \cdot L^{-C_2} \cdot D^{C_3} \cdot \sqrt{P_{ent}^2 - 1} \quad (3.6)$$

em que  $C_1 = 2,362$ ,  $C_2 = 0,496$  e  $C_3 = 2,657$  (Boeng, 2012).  $\dot{V}$  [l/min] é a vazão de nitrogênio,  $L$  [m] é o comprimento do tubo capilar,  $D$  [mm] é o diâmetro interno do tubo capilar e  $P_{ent}$  [atm] é a pressão de entrada de nitrogênio.

Devido ao extenso procedimento de operação e à complexidade da bancada experimental, a norma ASHRAE 28 (1996) propõe um método alternativo de testes, sendo mais conveniente quando dispositivos eletrônicos de medição de vazão e pressão estejam disponíveis. O método alternativo é menos extenso e requer menos equipamentos quando comparado com método tradicional. Tal método foi empregado neste trabalho. O aparato experimental foi construído por Montibeller (2015) e está detalhado na Figura 3.8.

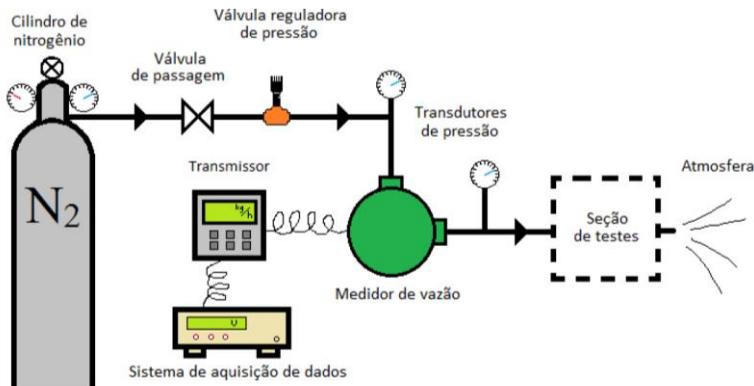


Figura 3.8 – Esquema da bancada experimental para medição da vazão de nitrogênio em tubos capilares (Montibeller, 2015)

O procedimento para determinar o diâmetro interno do tubo capilar é muito simples: um cilindro de nitrogênio deve ser conectado à bancada experimental. Uma válvula controladora de pressão é encarregada de regular a vazão de nitrogênio. Tal vazão é medida por um medidor de vazão mássica instalado antes do tubo capilar a ser medido. O comprimento da amostra do tubo capilar deve ser medido previamente.

O diâmetro interno medido do tubo capilar foi de 0,674mm. O diâmetro interno nominal do tubo capilar fornecido pelo fabricante foi de 0,66mm, apresentando uma discrepância de 2,1%. O valor do diâmetro interno do tubo capilar obtido experimentalmente será utilizado como dado de entrada de uma plataforma de simulação de refrigeradores domésticos.

### 3.4 CARACTERIZAÇÃO DO DESEMPENHO ENERGÉTICO DO REFRIGERADOR

O refrigerador RI-480 foi submetido a dois ensaios experimentais com o objetivo de avaliar a performance do sistema como um todo. O primeiro ensaio foi o *Pull Down*, que é um teste não normatizado capaz de caracterizar o abaixamento de temperatura, assim como eventuais estratificações de temperatura nos compartimentos. Em seguida, realizou-se um ensaio normatizado de consumo de energia. No Brasil, adota-se a norma internacional ISO 15502 (2005). Já no Equador, a norma RTE INEN 035 (2009) é utilizada. Ambas normas são muito similares, portanto, adotou-se a norma ISO 15502 (2005). Os resultados do teste de

consumo de energia serão utilizados na validação da plataforma de simulação de refrigeradores domésticos, utilizado pelo presente trabalho.

O refrigerador foi totalmente instrumentado com termopares do tipo T e transdutores de pressão para os lados de alta e baixa pressão do sistema de refrigeração. Mais detalhes da instrumentação podem ser encontrados no Apêndice A.

Os ensaios experimentais foram desenvolvidos no interior de uma câmara climatizada, capaz de manter a temperatura e a umidade do ambiente nas faixas de  $-20^{\circ}\text{C}$  até  $60^{\circ}\text{C}$  ( $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ ) e de 40% até 95% ( $\pm 1\%$ ) respectivamente, com velocidades do ar inferiores a 0,25 m/s, como sugerido pela norma ISO 15502 (2005). A câmara é composta por um sistema de refrigeração convencional, um sistema de circulação de ar (ventiladores e *dampers*), um controle de temperatura constituído por um banco de resistências elétricas que atuam como o sistema de aquecimento, e um umidificador (resistência elétrica submersa em água) para controlar a umidade. A Figura 3.9 apresenta um esquema da localização dos diferentes componentes e distribuição de ar na câmara de testes.



Figura 3.9 – Esquema da câmara climática

A seguir, serão apresentados os resultados dos ensaios de *Pull Down* e consumo de energia do refrigerador sob estudo.

### 3.4.1 Pull-Down

O ensaio de *Pull-Down* avalia o comportamento transiente do refrigerador desde a partida do compressor até o sistema atingir o regime permanente. Antes do início do teste, o termostato dos compartimentos foi desativado para que o compressor não desligue durante todo o período de ensaio. A seguir, o refrigerador foi posicionado dentro da câmara climatizada, mantida a temperatura ambiente de 43°C. Em seguida, com todas as temperaturas estabilizadas em 43°C, o refrigerador é ligado com o *dampers* na posição totalmente aberto. O teste finaliza quando o produto entra em regime permanente com uma variação na temperatura média dos compartimentos não maior que 0,5°C num período de 3h. As Figuras 3.10 e 3.11 apresentam as pressões de descarga e sucção e a potência consumida pelo compressor em função do tempo de ensaio, respectivamente.

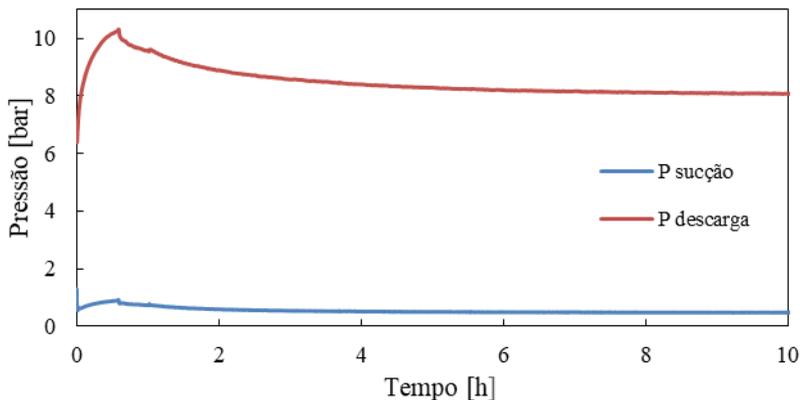


Figura 3.10 – Pressões de sucção e descarga em função do tempo no ensaio de *pull-down*

Pode-se observar na Figura 3.10 que a pressão de sucção apresenta um decréscimo no instante inicial. Com o acúmulo de líquido no lado do condensador nos instantes iniciais, a vazão mássica do sistema diminui e, com isso, a quantidade de refrigerante no evaporador decresce rapidamente, reduzindo assim a pressão de sucção do compressor.

Já com a redução da pressão de evaporação e a elevação da pressão de condensação, o tubo capilar apresenta um novo incremento na vazão mássica, auxiliando assim na drenagem parcial do líquido do

condensador, que acompanhado com a admissão de vapor superaquecido cada vez mais quente, levará a um acréscimo da pressão de condensação até atingir um ponto máximo, para em seguida decrescer até o valor de regime permanente (Hermes, 2000).

A Figura 3.11 mostra a presença de dois picos na curva de potência do compressor em função do tempo. Segundo Hermes (2000), o primeiro pico, de maior intensidade, acontece logo após a partida do compressor devido à inércia relacionada ao motor elétrico e ao sistema de transmissão mecânica do compressor. O segundo pico, de menor intensidade, ocorre alguns minutos depois da partida do compressor e pode ser ocasionado pela influência da pressão de sucção, da massa específica na sucção e da relação de compressão tanto sobre o fluxo de massa deslocado pelo compressor como sobre a pressão média efetiva que representa o trabalho produzido por unidade de volume.

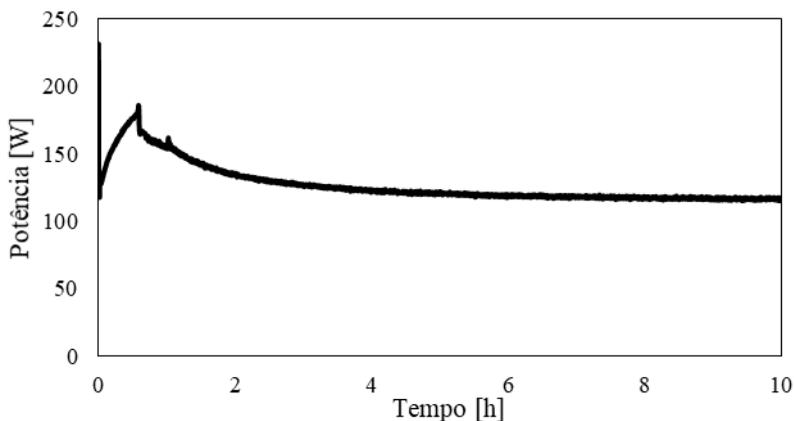


Figura 3.11 – Potência em função do tempo no ensaio de *pull-down*

A Figura 3.12 apresenta as temperaturas no interior do compartimento do *freezer*. Observa-se que nos instantes iniciais, a temperatura se mantém praticamente constante, devido à inércia térmica do compartimento. Em seguida, observa-se um decaimento da temperatura até aproximadamente  $-19^{\circ}\text{C}$ . O tempo de *pull-down* para o freezer atingir a temperatura de  $-18^{\circ}\text{C}$  foi de aproximadamente 6 horas. Pode-se observar ainda que a estratificação de temperatura foi da ordem de  $2,7^{\circ}\text{C}$  no transiente inicial e  $0,4^{\circ}\text{C}$  no regime permanente.

A Figura 3.13 apresenta as temperaturas do compartimento *fresh-food*. A temperatura mínima atingida foi de aproximadamente  $5,3^{\circ}\text{C}$ , após

13 horas de ensaio, indicando preliminarmente que este compartimento é deficiente de capacidade de refrigeração. Observa-se ainda que a estratificação de temperatura no compartimento chega a 1,95°C em regime permanente, indicando má distribuição de ar nos pontos de insuflamento desse compartimento.

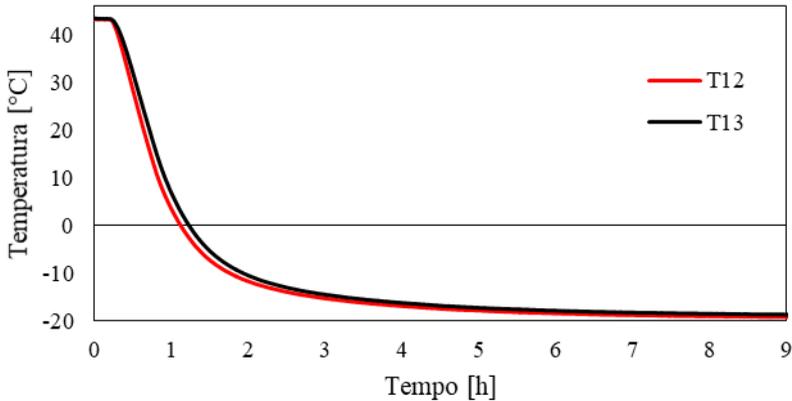


Figura 3.12 – Temperatura do compartimento *freezer* em função do tempo no ensaio de *Pull Down*

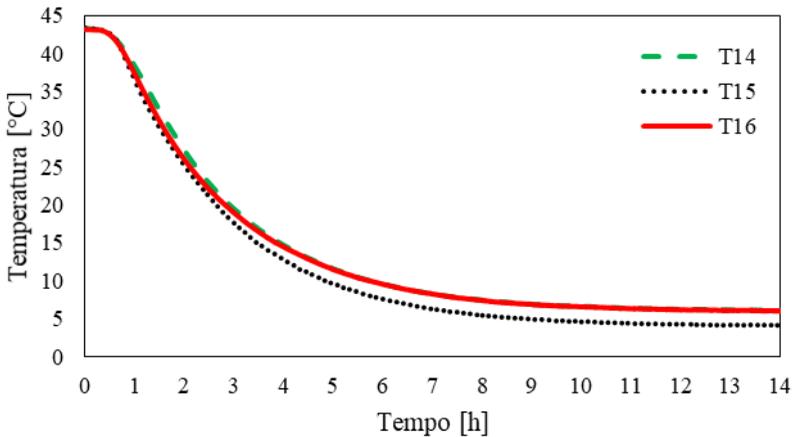


Figura 3.13 – Temperatura do compartimento *fresh-food* em função do tempo no ensaio de *Pull Down*

### 3.4.2 Consumo de energia

O desempenho energético de refrigerador pode ser avaliado através de ensaios de consumo de energia normatizados. A norma ISO 15502 (2005), atualmente em vigor no Brasil, foi adotada no presente trabalho. Tal norma define que o refrigerador deve ser posicionado dentro da câmara climatizada com temperatura ambiente de 32°C, para climas tropicais. O ensaio deve ser realizado em dois intervalos de 24h com um mínimo de dois degelos em cada intervalo. Tal ensaio requer um carregamento de pacotes de tylose, uma substância artificial com calor específico similar ao da carne congelada, dentro do compartimento do *freezer*. De maneira similar a Thiessen (2015), para fins de simplificação das análises, adotou-se uma metodologia alternativa que desconsidera o degelo e o carregamento de tylose no *freezer*.

As condições de testes adotadas foram as estabelecidas pela norma para um produto classificado como 3 estrelas, operando em clima tropical, ou seja, 5°C para o *fresh-food*, -18°C para o *freezer*, temperatura ambiente da câmara de 32°C e umidade relativa do ar da câmara de 50%. O ensaio foi realizado em dois intervalos: um com as temperaturas médias dos compartimentos acima e outro abaixo dos valores estabelecidos por norma. O valor final do consumo de energia é obtido mediante uma interpolação nas condições de temperatura normatizadas. Finalmente o consumo de energia total é assumido como a média aritmética entre os valores obtidos para cada compartimento:  $CE = ((CE_{fc} + CE_{ff}) / 2)$ .

As temperaturas dos compartimentos são obtidas a partir da média aritmética dos valores de temperatura adquiridos pelos termopares inseridos em cada compartimento, posicionados de acordo com a norma. Os resultados são mostrados na Tabela 3.3. Tais resultados serão utilizados na validação da plataforma de simulação de refrigeradores domésticos, descrita no decorrer deste trabalho.

Tabela 3.3 – Resultados do teste de consumo de energia

Teste	T <sub>amb</sub> [°C]	T <sub>fz</sub> [°C]	T <sub>ff</sub> [°C]	RTR [%]	CE [kWh/mês]	CE interpolado [kWh/mês]
CE1	32,20	-17,23	6,80	56,27	45,92	48,59
CE2	32,30	-19,16	4,20	63,90	50,80	



## 4 CARACTERIZAÇÃO NUMÉRICA-EXPERIMENTAL DO SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR

### 4.1 CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL

A caracterização experimental do sistema de distribuição de ar foi realizada mediante a obtenção da: (i) curva característica do ventilador e (ii) da curva de impedância do sistema. A intersecção das curvas determina o ponto de operação do sistema de fluxo de ar do refrigerador. Todas as medições foram realizadas em um túnel de vento, descrito a seguir.

#### 4.1.1 Túnel de vento

O túnel de vento foi projetada e construído de acordo com a Norma ASHRAE 51 (1999). Tal túnel é composto por um ventilador axial de velocidade variável instalado na saída, uma placa de bocais para medição da vazão volumétrica de ar e duas seções de lâminas perfuradas para uniformização do fluxo de ar. Um esquema do túnel de vento é apresentado na Figura 4.1.

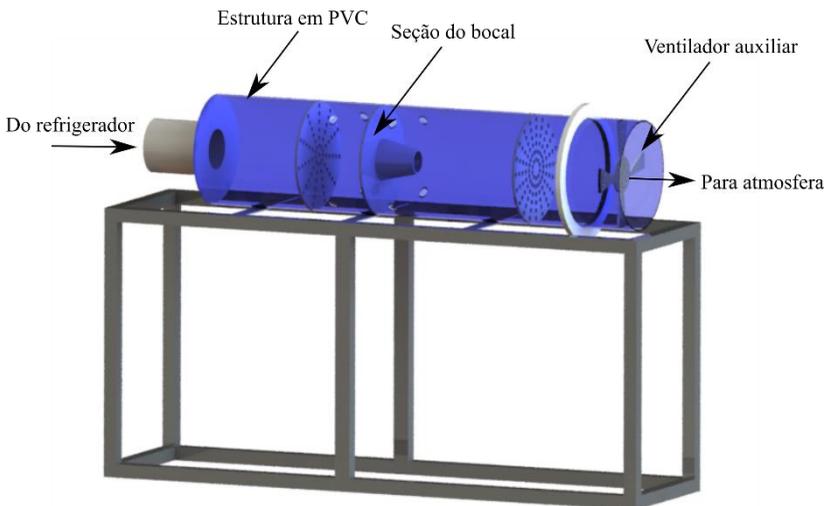


Figura 4.1 – Esquema do túnel de vento para ventiladores (Adaptado de Knabben *et al.*, 2014)

#### 4.1.2 Curva característica do ventilador

A medição da curva característica do ventilador do refrigerador foi realizada com o ventilador *in loco*. Para tanto, o refrigerador deve ser instalado no túnel de acordo conforme apresentado na Figura 4.2. A vazão de ar insuflada em ambos compartimentos é redirecionada ao túnel de vento, enquanto ambos dutos de retorno de ar devem ser abertos à atmosfera, conforme mostrado na Figura 4.3. Neste caso, as portas do refrigerador foram removidas e substituídas por folhas de plástico, evitando vazamentos de ar durante as medições. A conexão dos dutos com o túnel foi realizada através de um duto plástico flexível, com 45cm de diâmetro.

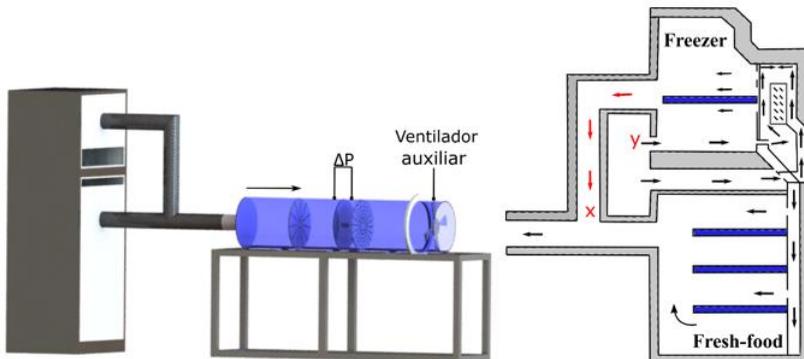


Figura 4.2 – Esquema do acoplamento do refrigerador ao túnel de vento  
(Adaptado de Knabben *et al.*, 2014)

Para a medição da curva característica do ventilador, a diferença de pressão entre a sucção e a descarga do ventilador devem ser medidas. Dois anéis de cobre, perfurados, foram conectados a um transdutor de pressão diferencial, com incerteza de medição de  $\pm 0,6$  Pa, através de mangueiras de plástico, conforme esquematicamente apresentado na Figura 4.4.

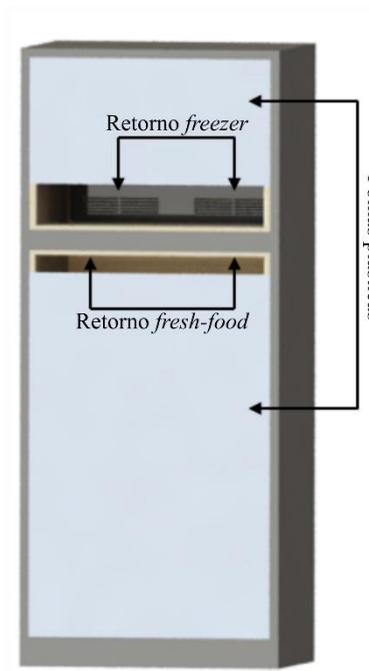


Figura 4.3 – Detalhes do acoplamento do refrigerador ao túnel de vento

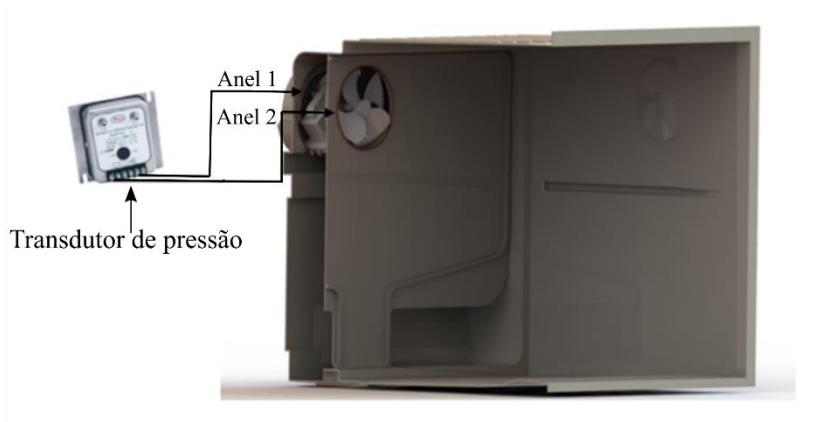


Figura 4.4 – Medição de pressão entre sucção e descarga do ventilador

A Figura 4.5 apresenta a curva característica do ventilador. O procedimento de medição inicia-se com a obtenção do ponto de máxima vazão de ar. Para tanto, o ventilador do refrigerador é ligado e a rotação do ventilador auxiliar do túnel de vento é ajustada até a diferença de pressão entre a sucção e a descarga do ventilador do refrigerador se tornar nula. Em seguida, a rotação do ventilador auxiliar é gradualmente diminuída até chegar a um ponto de vazão igual a 0. Os valores de vazão e pressão foram obtidos, para cada ponto da curva, através da média de 70 medições num intervalo de tempo de 10 s.

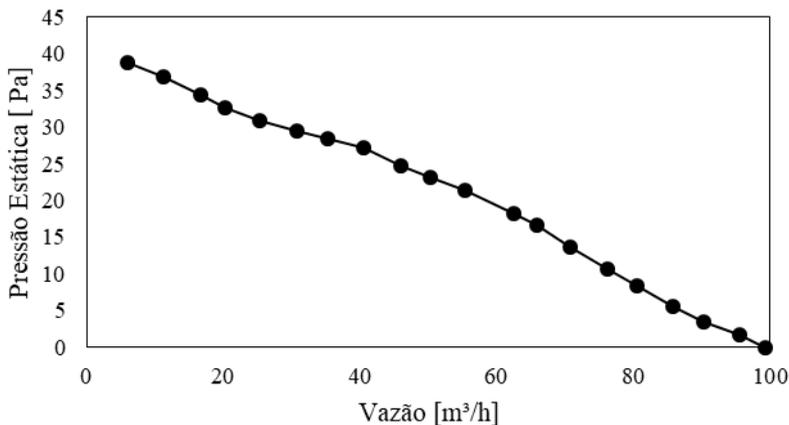


Figura 4.5 – Curva característica do ventilador

### 4.1.3 Curva de impedância do sistema de fluxo de ar

A impedância do sistema de fluxo de ar é causada pela resistência da passagem do ar através dos dutos, *slots* e prateleiras dos compartimentos do refrigerador. As curvas de impedância variam de acordo com a posição do *damper* localizado entre os compartimentos. Os ensaios para levantamento das curvas de impedância foram também realizados no túnel de vento descrito no item anterior, usando a configuração mostrada na Figura 4.2.

Para levantar as curvas de impedância, a diferença de pressão entre os pontos “x” e “y” foi medida (ver Figura 4.2). O ventilador do refrigerador foi ligado e a rotação do ventilador auxiliar foi ajustada até que a diferença de pressão entre os pontos “x” e “y” fosse nula. Neste

ponto, toda queda de pressão causada pela presença do túnel de vento é anulada pelo ventilador auxiliar e a vazão de ar medida na placa de bocais do túnel é a vazão real do refrigerador. A diferença de pressão no ventilador foi medida através dos anéis instalados na sucção e descarga do ventilador, conforme descrito anteriormente. Tal procedimento foi repetido para três posições diferentes do *damper*: (1) aberto, (2) ½ aberto e (3) fechado. Para cada posição de *damper*, medições foram realizadas em 3 diferentes tensões do ventilador do refrigerador, possibilitando o levantamento da curva quadrática que caracteriza a impedância do refrigerador. Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 4.1 e na Figura 4.6. Os pontos de interseção entre as curvas de impedância, para cada posição do *damper*, com a curva característica do ventilador foram atingidas na tensão nominal de funcionamento do produto (110v) e representam os pontos de operação do sistema de vazão de ar. Tanto as curvas de impedância do sistema como a curva característica do ventilador foram utilizadas para modelamento do sistema de fluxo de ar na plataforma de simulação do refrigerador.

Tabela 4.1 – Resultado dos testes de impedância do sistema

Posição <i>Damper</i>	Tensão [V]	Vazão [m <sup>3</sup> /h]	Pressão estática [Pa]
Aberto	60	15,86	5,07
	90	40,28	19,02
	110	46,84	24,11
1/2aberto	60	16,28	5,10
	90	40,59	19,22
	110	46,42	24,42
Fechado	60	16,29	5,11
	90	40,55	20,96
	110	45,94	25,98

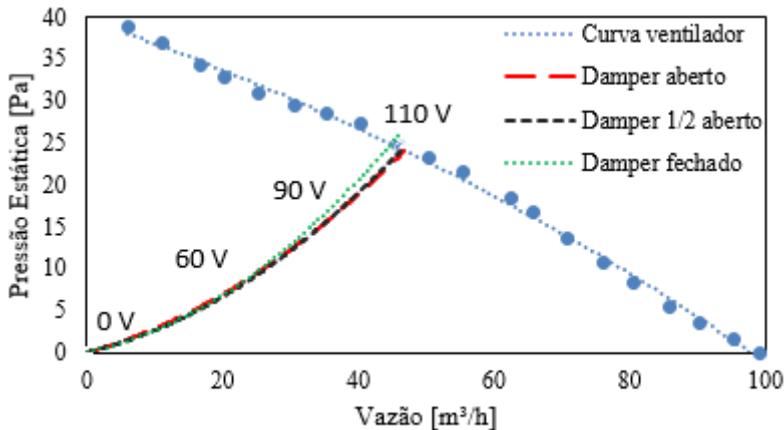


Figura 4.6 – Pontos de operação de fluxo de ar

#### 4.1.4 Vazão volumétrica de ar entre compartimentos

A vazão volumétrica de ar total do refrigerador em cada posição de *damper* foi medida seguindo a configuração mostrada na Figura 4.2. O ponto de operação foi obtido quando a pressão entre os pontos “x” e “y” tornou-se nulo a partir do ajuste da rotação do ventilador auxiliar. Para medir a vazão de ar de um compartimento isolado, adotou-se a configuração mostrada na Figura 4.7, que possibilitou a medição da vazão de ar do compartimento do *freezer* para cada posição do *damper*. A vazão de ar do *fresh-food* foi calculada pela diferença entre a vazão de ar total e a vazão de ar no *freezer*. O parâmetro “r” foi definido como a razão entre a vazão do freezer e a vazão total do refrigerador.

A Tabela 4.2 apresenta os resultados obtidos. Observa-se que o posicionamento do *damper* tem pouca influência na vazão de ar. Este efeito pode ser consequência de um projeto inadequado do *damper* ou de altas restrições ao escoamento de ar devido a um desenho inadequado dos dutos de insuflamento.

Os valores de vazão utilizados para as diferentes análises no presente trabalho foram considerados como sendo os obtidos para uma posição de *damper* 1/2 aberto

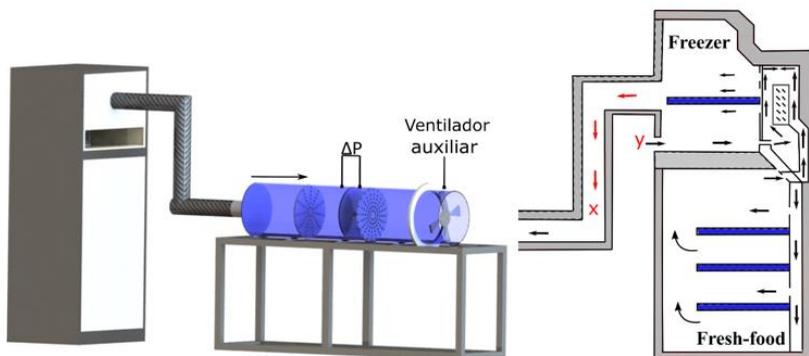


Figura 4.7 – Esquema do acoplamento refrigerador e túnel de vento para medição da vazão volumétrica de ar no freezer (Adaptado de Knabben *et al.*, 2014)

Tabela 4.2 – Resultados do teste de ponto de operação do sistema

	Vazão de ar total [m <sup>3</sup> /h]	Vazão de ar <i>fr</i> [m <sup>3</sup> /h]	Vazão de ar <i>ff</i> [m <sup>3</sup> /h]	r [-]
Damper aberto	46,84	40,63	6,21	0,87
Damper 1/2 aberto	46,42	40,90	5,52	0,88
Damper fechado	45,94	41,68	4,26	0,91

## 4.2 CARACTERIZAÇÃO NUMÉRICA

A caracterização numérica do sistema de fluxo de ar foi realizada com a utilização do *software* STAR CCM+ que é um programa comercial de simulação CFD (*Computer Fluid Dynamics*). Os resultados foram validados posteriormente com os resultados experimentais obtidos na caracterização experimental do sistema de fluxo de ar, descrito anteriormente. No presente capítulo, são apresentadas as equações governantes e modelos de turbulência utilizados pelo *software* para representar os fenômenos físicos da fluidodinâmica do refrigerador. Em seguida, será descrita a metodologia dos volumes finitos utilizada na

solução das equações governantes, assim como a geometria empregada nas simulações e o critério de refino de malha. Finalmente, são definidas as condições de contorno adotadas na solução do modelo e apresentados os resultados obtidos.

#### 4.2.1 Modelo fluidodinâmico

Na presente seção são apresentadas as equações governantes e modelos de turbulência disponíveis no *software* de CFD utilizado. Em seguida, descreve-se a metodologia dos volumes finitos utilizada na solução das equações governantes.

##### 4.2.1.1 Equações de conservação

A equação de conservação da massa é apresentada como:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (4.1)$$

onde  $\rho$  representa a massa específica e  $u_i$  é a componente do vetor velocidade na direção  $i$ .

Para um referencial inercial a equação de conservação da quantidade de movimento linear é descrita como:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij}) + F_i \quad (4.2)$$

onde  $p$  é a pressão,  $\tau_{ij}$  é o tensor tensão viscosa. A variação da quantidade de movimento linear por unidade de volume com o tempo é representada pelo primeiro termo do lado esquerdo, já o segundo termo representa o fluxo advectivo líquido da quantidade de movimento linear por unidade de volume. Adicionalmente, o primeiro termo do lado direito representa a força atuando sobre o volume devido ao campo de pressão, o segundo termo representa a difusão molecular de quantidade de movimento por unidade de volume devido ao atrito viscoso e, finalmente, o terceiro termo  $F_i$  representa o conjunto de forças de superfície atuando sobre o fluido. Para um fluido Newtoniano,  $\tau_{ij}$  é expressa como:

$$\tau_{ij} = \mu \left[ \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] \quad (4.3)$$

onde  $\mu$  é a viscosidade dinâmica molecular e  $\delta_{ij}$  representa o operador delta de Kronecker.

Substituindo a Equação 4.3 na Equação 4.2 é obtida a equação de Navier-Stockes representada da seguinte forma:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) \\ &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left[ \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] + F_i \end{aligned} \quad (4.4)$$

A equação da conservação da energia é desenvolvida mediante a lei de Fourier aplicada para a modelagem de fluxo de calor. Esta equação é expressa por:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i \rho h) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i \tau_{ij}) \quad (4.5)$$

onde  $h$  e  $k$  representam a entalpia total e a condutividade térmica do fluido respetivamente.

O modelo do refrigerador utilizado neste trabalho faz uso de um ventilador no compartimento *freezer* de modo que temos um processo de convecção forçada e um escoamento turbulento através dos dutos e no interior dos compartimentos

Para escoamentos turbulentos, como os analisados no interior dos compartimentos refrigerados e dutos, o espectro de escalas de turbulência pode ser resolvido mediante o conceito da média de Reynolds.

#### 4.2.1.2 Média de Reynolds

A presença de flutuações nos campos de velocidade, assim como nas propriedades escalares, são características dos escoamentos turbulentos. Tais flutuações são ocasionadas pelo movimento desordenado de porções de fluido que apresentam diferentes escalas no fator tempo e comprimento.

Para a resolução do espectro de escalas de turbulência, o procedimento DNS (*Direct Numerical Simulation*) poderia ser utilizado, mas devido ao elevado custo computacional requerido para a solução deste procedimento e ao fato de que somente uma parte da solução seria o foco de interesse para casos de engenharia, este procedimento não é uma alternativa viável.

A metodologia da média temporal, introduzida por Reynolds (*Reynolds-averaged-Navier-Stokes-RANS*), foi utilizada para a resolução de escalas de turbulência. Segundo Belman-Flores *et al.* (2014) esta metodologia (RANS) é a mais utilizada na maioria dos problemas que envolvem escoamentos turbulentos. Este conceito descreve que os valores médios das propriedades analisadas são obtidos em um intervalo grande de tempo que permita incluir um número significativo de flutuações, considerando que tal tempo não seja tão grande ao ponto de impedir a percepção de detalhes importantes dentro do problema.

Através do procedimento RANS, qualquer propriedade instantânea,  $\Phi$ , pode ser expressa como:

$$\Phi = \bar{\Phi} + \Phi' \quad (4.6)$$

onde  $\bar{\Phi}$  é a soma de uma quantidade média e  $\Phi'$  representa a parcela associada à turbulência (Pereira, 2006).

As propriedades presentes nas equações de conservação podem sofrer variações devido aos efeitos da turbulência, porém variações da massa específica  $\rho$ , da viscosidade  $\mu$  e da condutividade térmica  $k$  foram ignoradas já que seus efeitos sobre a turbulência são considerados suficientemente pequenos. Assim, Versteeg e Malalasekera (2007) expressaram as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia aplicando o conceito da média de Reynolds, sendo definidas como:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0 \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) \quad (4.8)$$

$$= -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u'_i u'_j} \right) + F_i$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_i} (U_i \rho H) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \overline{\rho u'_i h'} \right) \quad (4.9)$$

onde  $U_i$ ,  $P$  e  $H$  são as variáveis de velocidade, pressão e entalpia expressas pelo valor médio, entanto que a quantidade de movimento adicional transferida pela turbulência dentro da equação da quantidade do movimento (Equação 4.8) é dada pelo tensor de Reynolds que representa a média das flutuações de velocidade  $\overline{u'_i u'_j}$ . A modelação deste termo é de muita importância no desenvolvimento dos modelos de turbulência, para tal fim adota-se o conceito de viscosidade turbulenta de Boussinesq (1877):

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.10)$$

Assim também para a equação de conservação da energia (Equação 4.9) o transporte de energia térmica adicional transferida pela turbulência é modelado através da seguinte equação:

$$-\overline{\rho u'_i h'} = \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \left( \frac{\partial T_i}{\partial x_j} + \frac{\partial T_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.11)$$

onde  $c_p$  representa o calor específico do fluido a pressão constante,  $\mu_t$  é a viscosidade turbulenta e  $Pr_t$  é o número de Prandtl turbulento.

Substituindo as expressões 4.10 e 4.11 nas Equações 4.8 e 4.9, obtém-se um novo sistema de equações de conservação escrito mediante o conceito de viscosidade turbulenta:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0 \quad (4.12)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j U_i) \\ &= -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{eff} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) + F_i \end{aligned} \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_i}(U_i \rho H) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (4.14)$$

O termo  $\mu_{eff}$  na Equação 4.13, representa a viscosidade efetiva que é definida através da seguinte expressão:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4.15)$$

onde  $\mu$  e  $\mu_t$  representam as viscosidades molecular e turbulenta respetivamente.

#### 4.2.1.3 Modelo de turbulência

Quando um escoamento possui um comportamento não laminar, os modelos de turbulência são os responsáveis por fornecer uma o fechamento das equações governantes devido a introdução do conceito de viscosidade turbulenta ( $\mu_t$ ). Os modelos são usualmente divididos em modelos baseados na média temporal introduzida por Reynolds, e Simulações de Grandes Escalas LES (*Large Eddy Simulation*), onde as maiores escalas de turbulência são resolvidas diretamente e as menores escalas são modeladas através de modelos de sub-malha.

No presente capítulo, apresenta-se o modelo de turbulência escolhido para modelar o escoamento turbulento no interior dos compartimentos do refrigerador: o modelo *K-epsilon*, fundamentado na metodologia da Média de Reynolds. A escolha deste modelo baseia-se na representação correta dos resultados obtidos no trabalho numérico envolvendo escoamentos turbulentos aplicando o modelo standard *K-epsilon* em refrigeradores domésticos realizado por Belman-Flores *et al.* (2014) e após uma avaliação dos principais modelos RANS presentes no STAR-CCM+.

*K-Épsilon*

No modelo *K-épsilon* as equações diferenciais de transporte são resolvidas para a energia cinética turbulenta  $k$  e sua dissipação  $\varepsilon$ , sendo escritas como:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) \\ &= -\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \varepsilon - Y_M \end{aligned} \quad (4.16)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) \\ &= -\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \end{aligned} \quad (4.17)$$

onde  $\mu_{eff}$  é a viscosidade efetiva anteriormente definida,  $\sigma_\varepsilon$  e  $\sigma_k$  são o inverso do número de Prandtl efetivo para  $k$  e  $\varepsilon$ , respectivamente, com valores aproximados de  $\sigma_\varepsilon \approx 1.3$  e  $\sigma_k \approx 1.0$ . As constantes  $C_{1\varepsilon}$  e  $C_{2\varepsilon}$  são iguais a 1,42 e 1,68, respectivamente. E  $G_k$  é a geração de  $k$  devido à deformação do escoamento médio avaliado por:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (4.18)$$

com  $S^2 = 2S_{ij}S_{ij}$ , onde  $S_{ij}$  é o tensor de deformação, escrito por:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.19)$$

O termo  $\mu_t$  representa a modelação da viscosidade turbulenta e é definido por Casanova (2001) como:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.20)$$

onde  $C_\mu = 0,0845$  é obtido da teoria dos grupos de renormalização. Sarkar e Lakshmanan (1991) propuseram os efeitos de compressibilidade sobre a turbulência a partir do termo  $Y_M$  escrito como:

$$Y_M = 2\rho\varepsilon \frac{k}{\gamma RT} \quad (4.21)$$

Finalmente, o termo  $R_\varepsilon$  relaciona a taxa de deformação do escoamento expressada por:

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (4.22)$$

em que  $\eta = Sk/\varepsilon$ ,  $\eta_0 = 4,38$ , e  $\beta = 0,012$

A Tabela 4.3 apresenta variações do modelo realizadas pelo programa STARCCM+.

Tabela 4.3 – Variações do modelo k-épsilon (STAR-CCM+, 2005)

<b>Modelo</b>	<b>Características</b>
K-Epsilon standard	Apresenta duas equações de transporte para $k$ e $\varepsilon$
K-Epsilon de duas camadas	Este modelo é idêntico ao K-Epsilon standard, mas o modelo ganha a flexibilidade adicional de um tratamento de parede <i>all y +</i>
K-Epsilon realizável	Possui uma nova equação de transporte para a dissipação turbulenta $\varepsilon$
K-Epsilon realizável de duas camadas	Este modelo é idêntico ao K-Epsilon realizável, mas o modelo ganha a flexibilidade adicional de um tratamento de parede <i>all y +</i>
K-Epsilon padrão com baixo Re	Possui mais funções de amortecimento que o modelo K-Epsilon padrão, sendo aplicado

	nas regiões afetadas por viscosidade próximas às paredes
K-Epsilon de <i>Abe-Kondoh-Nagano</i> com baixo Re	Utiliza funções de amortecimento diferentes do que o modelo padrão com baixo Re. Aplicável para trocadores de calor compactos, onde os números de Re são baixos, mas o fluxo é relativamente complexo.
K-Epsilon de mistura elíptica	É um modelo melhorado para regiões próximas à parede em comparação com o modelo realizável.
K-Epsilon <i>Lag- Ellíptic- Blending</i>	Combina o modelo de mistura elíptica com o conceito de estresse-deformação. Este modelo fornece boa capacidade preditiva quando o fluxo está sujeito a rotação
V2F K-Epsilon de baixo Re	Captura os efeitos de turbulência na parede próxima com maior precisão, o que é crucial para a previsão precisa da transferência de calor e separação de fluxo.

#### 4.2.1.4 Camada limite turbulenta

Os escoamentos turbulentos são afetados pela presença de paredes uma vez que a viscosidade perto das paredes ajuda a diminuir as flutuações de velocidade tangencial. À medida que o escoamento se distancia da parede, a turbulência aumenta em função da produção de energia cinética turbulenta por causa do mecanismo de deformação do escoamento médio (Bertoldi, 2007).

Como mostrado na Figura 4.8, a camada limite turbulenta se encontra dividida em três zonas: (i) a subcamada viscosa, onde existe um domínio da tensão laminar; (ii) a camada intermediária, onde é importante a tensão laminar e turbulenta; e (iii) a camada turbulenta externa, onde a tensão turbulenta domina (Gamboa, 2010).

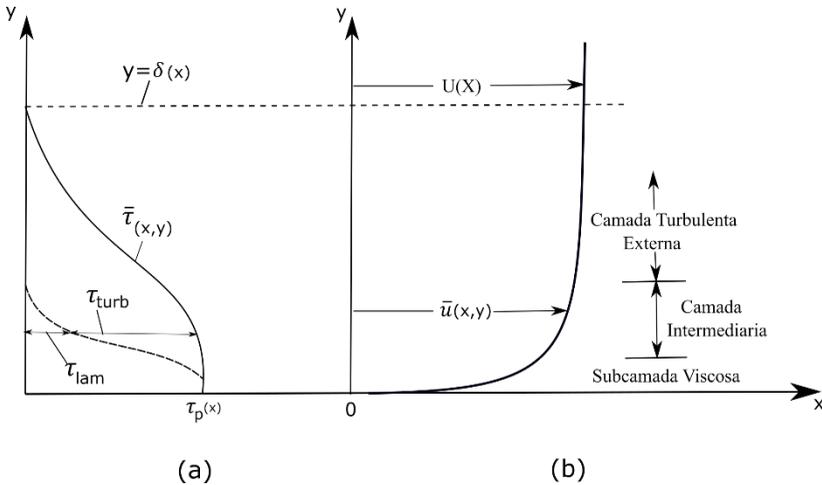


Figura 4.8– Distribuições de velocidade e tensão cisalhante no escoamento turbulento próximo à parede: (a) tensão e (b) velocidade (White, 1962)

A tensão total de cisalhamento na camada limite é apresentada pela seguinte equação:

$$\tau = \tau_{lam} + \tau_{tur} \quad (4.23)$$

onde  $\tau_{lam}$  e  $\tau_{tur}$  representam a tensão laminar e turbulenta típicas de medições através de uma camada turbulenta sobre cisalhamento próxima a uma parede. Dessa forma, a tensão laminar é dominante junto à parede (subcamada viscosa). No entanto, a tensão turbulenta prevalece na camada externa. Na região intermediária tanto a tensão laminar quanto a tensão turbulenta são importantes.

#### 4.2.1.5 Leis da parede

Prandtl (1930) deduziu que a velocidade junto à parede viscosa  $\bar{u}$  deve ser independente da espessura da camada limite. Utilizando análises dimensionais, Prandtl (1930) desenvolveu a denominada lei da parede, apresentada na seguinte equação:

$$u^+ = \frac{\bar{u}}{u^*} = f\left(\frac{yu^*}{\nu}\right) \quad (4.24)$$

onde,  $y$  é a distância à parede,  $\nu$  é a viscosidade cinemática;  $\tau_p$  é a tensão de corte na parede e finalmente  $u^*$  é a velocidade de atrito definido na Equação 4.25

$$u^* = \frac{\tau_p}{\rho} \quad (4.25)$$

Kármán (1933) desenvolveu a lei da diferença de velocidade para camada externa, onde deduziu que  $\bar{u}$  na camada externa não depende da viscosidade molecular e que o desvio da velocidade de escoamento não perturbado  $U$  depende da espessura da camada limite  $\delta$  e das outras propriedades, como apresentado na Equação 4.26.

$$\frac{U - u}{u^*} G\left(\frac{y}{\delta}\right) \quad (4.26)$$

A lei logarítmica foi desenvolvida por C.B. Millikan (1937), que demonstrou que na camada intermediária a velocidade varia logaritmicamente com a distância da parede, como mostrado a seguir:

$$\frac{u}{u^*} = \frac{1}{k} \ln \frac{yu^*}{\nu} + B \quad (4.27)$$

Ao longo de toda a camada de escoamentos turbulentos próximos a paredes lisas, as constantes adimensionais  $k$  e  $B$  assumem os valores aproximados de  $k \approx 0,41$  e  $B \approx 5$ .

A lei interna da parede segue uma relação viscosa linear, conforme mostrado na Equação 4.28.

$$u^+ = \frac{\bar{u}}{u^*} = \frac{yu^*}{\nu} = y^+ \quad (4.28)$$

onde  $u^+$  representa a razão entre a velocidade junto à parede viscosa ( $\bar{u}$ ) e a velocidade de atrito ( $u^*$ ), enquanto  $y^+$  é a distância à parede adimensionalizada.

A relação viscosa linear se mantém desde a parede até valores aproximados de  $y^+ = 5$ . Já para valores de  $y^+ = 30$ , o valor de  $u^+$  é previsto pela lei logarítmica, mostrada na Equação 4.27.

As leis da parede são aplicadas no cálculo de escoamentos totalmente turbulentos, porém, na transição de regime laminar para turbulento as equações da parede não devem ser aplicadas, optando-se pela solução numérica da subcamada viscosa (Gamboa, 2010).

#### 4.2.1.6 Tratamento de parede

O tratamento de parede permite modelar o efeito da presença das paredes sobre a turbulência mediante uma representação efetiva do escoamento na região da parede. O principal objetivo é obter resultados precisos de quantidades importantes como: atrito viscoso e transferência de calor junto às superfícies sólidas.

A vantagem de utilizar as funções de parede é a redução do custo computacional que proporciona uma maior estabilidade numérica assim como uma malha computacional menos refinada comparada com modelos de turbulência capazes de serem aplicados na região próxima da parede (Bertoldi, 2007).

No STAR-CCM+ existem 3 métodos para aplicar as leis de parede em cada modelo de turbulência denominados por *wall treatments* e descritos a seguir:

**Low  $y^+$ :** Este método resolve a subcamada viscosa e precisa de pouco ou nenhuma modelagem com leis de parede para predizer o fluxo através da camada limite. Este modelo requer uma malha suficientemente fina para resolver a subcamada viscosa, porém o custo computacional associado com este enfoque resulta geralmente significativo para altos números de Reynolds onde a subcamada viscosa poderia chegar a ser muito fina. Assim, este método é recomendado para fluxos com baixos número de Reynolds.

**High  $y^+$ :** Este método não resolve a subcamada viscosa já que pressupõe que as células próximas à parede estão dentro da zona logarítmica da camada limite ( $y^+ > 30$ ) onde a velocidade varia logaritmicamente com a distância da parede. A vantagem principal é um menor custo computacional devido a uma diminuição significativa do

número de células próximas à parede evitando assim malhas muito refinadas.

**ALL y+:** Este método ajusta os dois métodos anteriores, assim pode produzir respostas razoáveis para malhas de resolução intermediária, isto é, malhas onde as células junto à parede não discretizam independentemente das diferentes zonas da camada limite.

As leis da parede descritas na seção (4.2.1.5) não podem ser escolhidas diretamente pelo software STARCCM+, porém é possível eleger somente a forma como são aplicadas. Para este fim, o *software* STARCCM+ tem incorporado as seguintes leis de parede:

**Standard wall laws (high y+):** Esta lei de parede apresenta uma descontinuidade entre a região laminar e a região turbulenta sendo usada quando um tratamento *high y+* é escolhido.

**Blended wall laws (all Y+):** Esta lei de parede inclui uma região de transição suave entre a zona laminar e turbulenta sendo utilizada quando um tratamento *all y+* é selecionado.

## 4.2.2 Metodologia de solução

Neste trabalho foi empregado o código computacional STARCCM+ que utiliza o método dos volumes finitos (MVF) para a solução numérica das equações de conservação. Maiores informações sobre a metodologia dos volumes finitos podem ser encontradas em Versteeg e Malalasekera (2007) e Maliska (2004).

### 4.2.2.1 Discretização das equações

No STARCCM+ a discretização das equações é realizada pelo método dos volumes finitos mediante a subdivisão do domínio da solução em um número finito de pequenos volumes de controle (VC) correspondendo a uma rede de células computacional.

Para o processo de discretização, o MVF utiliza a forma integral das equações de conservação, sendo aplicadas para cada VC enquanto o centroide do VC é um nó computacional no qual as equações são calculadas. Um processo de interpolação é utilizado para expressar os valores das variáveis na superfície do VC, integrais de superfície e

volume são aproximadas usando um modelo de quadratura adequado. Como resultado é obtido uma equação algébrica para cada VC.

As equações diferenciais de conservação são escritas em termos de uma equação genérica de transporte, mediante a integração da equação de conservação para transporte de uma quantidade genérica  $\phi$  sobre um volume de controle com dimensão. Assumindo que o campo de velocidade e as propriedades do fluido são conhecidas, obtém-se a seguinte equação de conservação para o transporte:

$$\int_A \rho \vec{v} \phi \cdot d\vec{A} = \int_A \Gamma \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (4.29)$$

onde  $\rho$  representa a densidade,  $\vec{v}$  é o vetor velocidade,  $\phi$  é o transporte de uma propriedade escalar,  $\vec{A}$  é o vetor área,  $\Gamma$  é o coeficiente de difusão para  $\phi$ ,  $\nabla \phi$  é o gradiente de  $\phi$  e finalmente  $S_\phi$  é o termo fonte de  $\phi$  por unidade de volume.

A Equação 4.29 representa o balanço líquido da propriedade  $\phi$  em um volume de controle, onde o lado esquerdo da equação representa a contribuição do transporte advectivo, enquanto os dois termos do lado direito denotam as parcelas devido ao transporte difusivo e à geração da propriedade  $\phi$  no volume de controle (Pereira, 2006).

Aplicando aproximações de integrais de superfície e volume à Equação 4.29 uma equação de transporte discretizada pode ser obtida por:

$$\sum_f \rho_f \phi_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f \Gamma (\nabla \phi)_n \cdot \vec{A}_f + (S_\phi V) \quad (4.30)$$

onde  $\phi_f$  é o valor de  $\phi$  transportado pela face  $f$ ,  $\rho_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$  é o fluxo de massa através da face  $f$ ,  $\vec{A}_f$  é a área da face  $f$ ,  $(\nabla \phi)_n$  é a magnitude de  $\nabla \phi$  normal à face  $f$  e finalmente  $V$  é o volume da célula

Maiores informações sobre as aproximações de integrais de superfície e volume podem ser obtidas no *userguide* (STAR-CCM+, 2005).

#### 4.2.2.2 Funções de interpolação

Em um conjunto de malha, todas as variáveis são analisadas no centro dos volumes de controle, no entanto, para calcular os fluxos difusivo e advectivo, assim como o valor de  $\phi$  e seu gradiente, são necessárias estimativas dos valores e das derivadas dessas variáveis nas faces de cada célula. Para este propósito são realizadas interpolações a partir de valores conhecidos no centro das células.

O código STAR-CCM+ utiliza uma função de interpolação de segunda ordem na sua configuração *Default*. No presente trabalho foi adotada tal configuração para o escoamento no interior dos compartimentos do refrigerador já que é um procedimento recomendado para escoamentos complexos, com regiões de recirculação. Utilizou-se o esquema SOU (*Second Order Upwind*) de segunda ordem como função de interpolação.

Na função de interpolação *upwind* o valor de  $\phi$  transportado através da face  $f$  é calculado a partir de:

$$\phi_f = \phi + \Delta \vec{s} \cdot (\nabla \phi) \quad (4.31)$$

onde  $\phi$  e  $\nabla \phi$  são computados no centro da célula, e  $\Delta \vec{s}$  é o vetor de deslocamento entre o centro e a face da célula.

Para desenvolver a formulação mostrada na Equação 4.31 é necessário determinar  $\nabla \phi$  em cada célula. Através do teorema da divergência, o gradiente pode ser escrito na forma discretizada como:

$$\nabla \phi = \frac{1}{V} \sum_f \phi_f \cdot \vec{A} \quad (4.32)$$

onde  $\phi_f$  é determinado através da média de  $\phi$  entre duas células adjacentes à face  $f$  (Pereira, 2006).

#### 4.2.3 Metodologia de simulação

Neste capítulo são descritas as etapas de simulação, assim como apresentados os procedimentos e resultados obtidos nas simulações numéricas realizadas no modelo de simulação do refrigerador doméstico.

#### 4.2.3.1 Etapas na simulação

Na presente seção são apresentadas as etapas realizadas no desenvolvimento das simulações numéricas de transferência de calor e fluidodinâmica através do modelo de simulação de um refrigerador doméstico. Tais etapas são apresentadas na Figura 4.9.

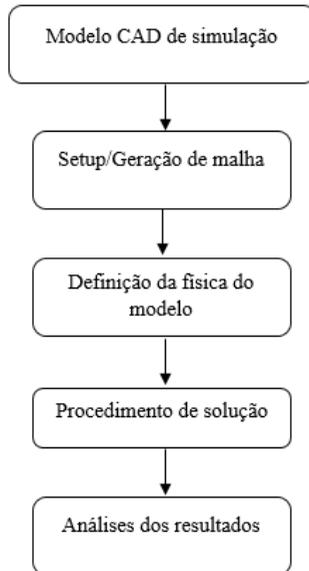


Figura 4.9 – Fluxograma das etapas da simulação numérica

O modelo CAD de simulação consiste em representar de forma adequada o cenário que está sendo modelado prevendo a geração de malha. Nesta etapa ocorre a simplificação geométrica do modelo CAD de engenharia. Detalhes geométricos que não são significativos a física do problema são simplificados, como por exemplo, parafusos, pequenos raios, ângulos de extração, etc. Em muitos casos os modelos de engenharia vêm com interferências e estas precisam ser corrigidas e evitadas. Além de se modelar os domínios “sólidos” precisa-se também modelar os domínios “fluidos” que correspondem as regiões onde temos escoamento.

Esta etapa foi realizada em SOLIDWORKS, um software CAD 3D que permite exportar a geometria para o software STAR-CCM+. Uma vez que a geometria é importada no STAR-CCM+, precisa-se fazer uma inspeção visual para avaliar possíveis reparos nas superfícies que sejam necessários e assim evitar problemas de geração de malha que poderiam originar erros na solução.

Na etapa de Setup/Geração da malha as superfícies são separadas/divididas de acordo com o tamanho. As superfícies menores são associadas para terem um setup de malha menor, ou seja, mais refinado. Desta forma as superfícies maiores são associadas com setup de malha maior.

A Figura 4.10 apresenta alguns tipos de malha volumétrica disponíveis no STAR-CCM+. Estes diferentes tipos de malhas são usados em conjunto, ou seja, podemos usar malha *polyhedral*, com *prism layer*, assim como com *thin mesher*, etc.

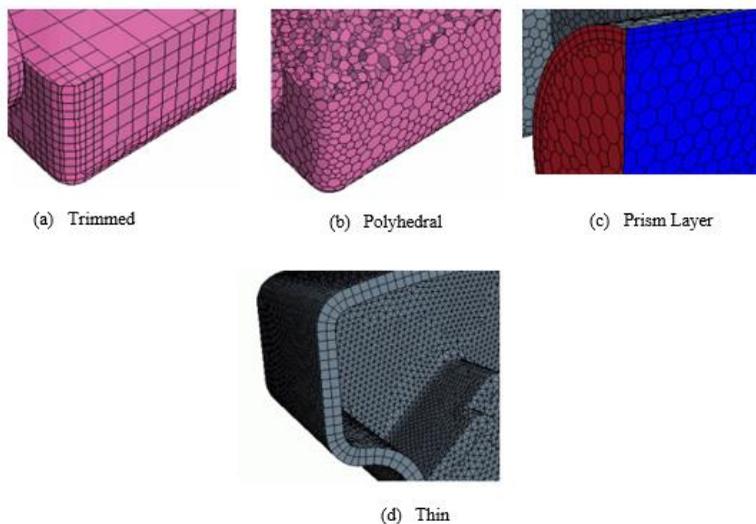


Figura 4.10 – Tipos de malhas volumétricas disponíveis no programa CFD (STAR-CCM+)

Na etapa definição da física do modelo são definidas as propriedades dos materiais sólidos como dos fluidos no modelo de simulação.

Em seguida são escolhidos os modelos físicos que pretende-se avaliar, como transferência de calor, fluidodinâmica, equações de estado, funções de interpolação, solver, além das condições de contorno.

O próximo passo corresponde à etapa de procedimento de solução onde serão resolvidas as equações características dependendo do fenômeno físico que esteja sendo abordado, juntamente com as condições de contorno. Para este fim podemos escolher os solver acoplado segregado.

O primeiro modelo resolve as equações de conservação para massa, movimento e energia simultaneamente. Já o modelo de escoamento segregado resolve as equações de conservação de maneira separada, seguidamente as equações de conservação da massa e quantidade do movimento são conectadas por uma aproximação corretiva.

Os modelos de energia de fluido segregado utilizados no programa podem ser divididos entre Entalpia, Temperatura e Isotérmico. No primeiro modelo a variável usada para a solução da equação da energia é a entalpia termoquímica, este modelo é recomendado para qualquer simulação envolvendo escoamento reativo. O modelo de “temperatura de fluido” segregado utiliza a temperatura como variável para a solução da equação de energia sendo recomendado para simulações que não envolvam escoamento reativo. Finalmente o modelo “isotérmico” é usado quando as variações de temperatura são pequenas e insignificantes. Assim, o STAR-CCM+ inclui a opção de energia isotérmica para problemas em que a variação de temperatura é desprezada e seu valor é mantido constante.

Finalmente é possível criar relatórios, variáveis de mapeamento e gráficos para analisar a simulação enquanto esta estiver rodando. A partir desse ponto, a simulação será executada e o programa resolverá as equações governantes conforme o critério de parada do operador. Tal critério pode ser definido por ponderação dos resíduos das iterações. Um número pequeno de iterações pode originar uma falsa convergência já que simplesmente resíduos pequenos podem não representar de maneira real o que acontece com o escoamento nas regiões mais críticas (STAR-CCM+, 2005).

Assim, é adequado definir um número razoável de iterações que permitam visualizar uma estabilização das curvas de convergência das equações de Navier-Stokes. Por exemplo na Figura 4.11 é observada a estabilização da curva de convergência da conservação da massa (Continuidade) a partir da iteração 2000. Já a estabilização das curvas de convergência correspondentes à energia cinética turbulenta (Tke) e taxa

de dissipação turbulenta ( $T_{dr}$ ) é apresentada a partir da iteração 2600. Finalmente as curvas de convergência da quantidade de movimento nos eixos X, Y e Z ( $QM_x, QM_y$  e  $QM_z$ ) apresentaram-se estáveis a partir da iteração 1600.

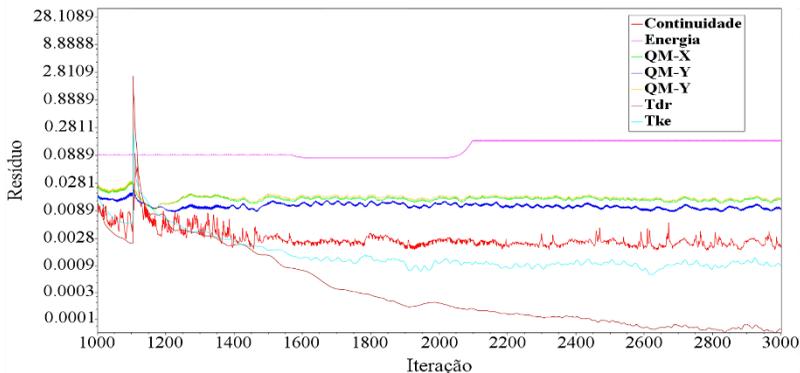


Figura 4.11 – Estabilização das curvas de convergência das equações de conservação

Além dos critérios de parada anteriormente discutidos é importante plotar gráficos de grandezas que estão sendo avaliadas, como por exemplo, a convergência da vazão mássica de ar através do duto de insuflamento de ar do *fresh-food*. Através da Figura 4.12 pode-se verificar que o valor de vazão se encontra estável e que não apresenta maiores mudanças com um maior número de iterações.

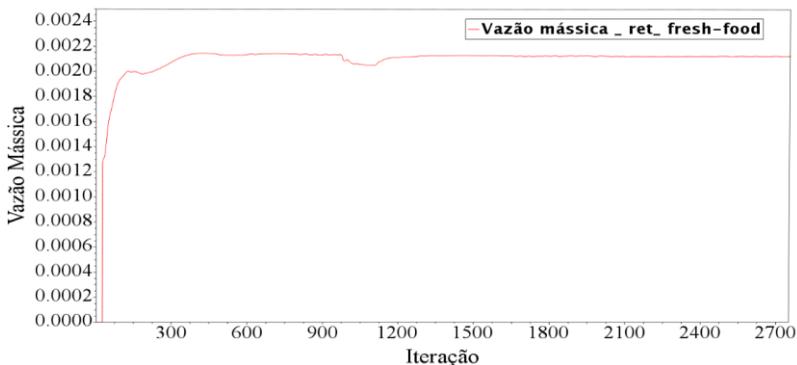


Figura 4.12 – Convergência da vazão mássica no duto de insuflamento de ar do *fresh-food*

#### 4.2.4 Simulação fluidodinâmica do sistema de fluxo de ar do refrigerador

Neste subcapítulo serão abordados os passos utilizados para simular a fluidodinâmica do ar através dos compartimentos refrigerados do refrigerador avaliado. O objetivo é avaliar o comportamento do sistema de fluxo de ar, mapeando a vazão total de ar resultante do somatório das vazões dos compartimentos *freezer* e *fresh-food*. Tais resultados serão comparados com os resultados experimentais obtidos na caracterização experimental.

##### 4.2.4.1 Modelo CAD de simulação

Como descrito na seção 4.2.3.1, não basta apenas modelar a parte sólida das peças do modelo de engenharia, também precisa-se modelar os domínios fluidos, ou seja, as regiões onde têm escoamento. Estas regiões compreendem o compartimento do *freezer*, do *fresh-food* além dos dutos de insuflamento e retorno.

A Figura 4.13 apresenta um corte transversal no refrigerador mostrando o domínio fluido.



Figura 4.13 – Geração do domínio fluido no interior do refrigerador

#### 4.2.4.2 Geração de malha

Na geração da malha volumétrica foi empregada a opção *polyhedral* com *prism layer* nas regiões das paredes para capturar melhor o efeito da camada limite nas interfaces parede-fluido. Segundo Aiguabella Macau (2011) a malha de tipo *polyhedral* é utilizada para lidar com problemas complexos e geometrias não precisas de simulação. A Figura 4.14 destaca uma região da malha em uma determinada região do refrigerador

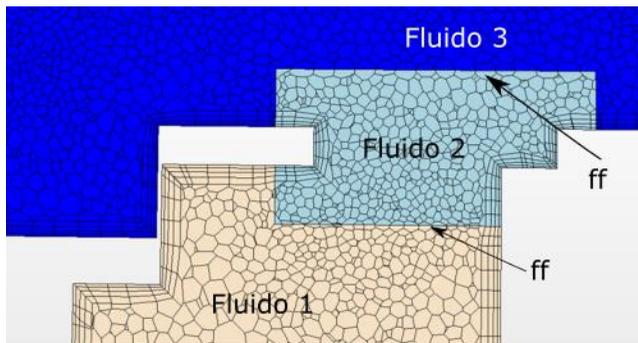


Figura 4.14 – Geração de malha por volume nos corpos fluidos

Pode-se observar que entre as interfaces (ff) dos fluidos 1, 2 e 3 a opção *prism layer* foi desabilitada já que esta região não corresponde uma região de interface sólido-fluido. Na periferia observa-se a presença das camadas de prisma.

#### 4.2.4.3 Física do modelo

Para simular a fluidodinâmica do refrigerador foram utilizadas somente corpos fluidos sem a intervenção dos elementos sólidos do refrigerador. As seguintes condições foram adotadas na simulação: (i) modelo tridimensional (ii) regimen permanente (iii) propriedades constantes (iv) densidade do ar  $\rho = 1,18415$  (v) modelo turbulento K Epsilon All  $y^+$  (vi) modelo de escoamento segregado.

Ao se tratar de uma simulação completamente fluidodinâmica não são necessárias condições de contorno térmicas, no entanto para imprimir um escoamento forçado dentro do produto é utilizado um ventilador axial com diâmetro 100 mm o qual tem uma velocidade nominal de operação

de 2850 rpm. Maiores informações sobre as características construtivas do motor ventilador são apresentadas no Apêndice C

#### 4.2.4.4 Teste de refino de malha

Para o teste de refino de malha do modelo termodinâmico foi utilizada a vazão de ar como o parâmetro de análises. Tal parâmetro foi obtido para três tipos de malhas computacionais como apresentado na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Refino de malha para o modelo fluidodinâmico

Refino de malha	Vazão de ar <i>fr</i> [m <sup>3</sup> /h]	Vazão de ar <i>ff</i> [m <sup>3</sup> /h]	Número de células
Grosseira	40,81	5,98	77.390.029
Intermediaria	41,95	5,81	107.698.436
Refinada	42,45	5,90	143.715.691
Erro máximo [%]	2,7	2,8	-

A máxima diferença de vazão de ar obtida com as malhas grosseira e intermediaria foi de menos de 3 % nos compartimentos *freezer (fr)* e *fresh-food (ff)*, quando comparadas com a malha refinada. As simulações do modelo termodinâmico foram executadas em base ao refino de malha intermediário, já que uma malha grosseira poderia ocasionar algum tipo de deformação na geometria do modelo CAD de simulação, no entanto uma malha refinada elevaria desnecessariamente o custo computacional requerido considerando que as diferenças de vazão de ar entre os diferentes tipos de refino de malha são quase insignificantes.

#### 4.2.4.5 Resultados e Validação

Os resultados obtidos no modelo numérico fluidodinâmico foram validados com dados experimentais do teste da caracterização experimental do sistema de fluxo de ar, mostrados anteriormente. O parâmetro utilizado para a validação foi a vazão de ar nos compartimentos *freezer* e *fresh-food*, como apresentado na Tabela 4.5.

A discrepância entre os resultados das caracterizações numérica e experimental foram menores que 3% e 6% nos compartimentos *freezer* e *fresh-food*, respectivamente. Ou seja, a metodologia numérica foi validada com alto grau de confiança e pode ser utilizada para prever os

efeitos de mudanças na geometria dos dutos e compartimentos do refrigerador, visando otimizações do fluxo de ar. Tais alterações foram, portanto, consideradas na plataforma de simulação de refrigeradores domésticos, que será descrita nos itens subsequentes.

Tabela 4.5 – Comparação entre os valores numéricos e experimentais da vazão de ar no refrigerador

Método	Vazão de ar [m <sup>3</sup> /h]	
	<i>Freezer</i>	<i>Fresh-food</i>
Numérico	41,95	5,81
Experimental	40,90	5,52
<b>Erro %</b>	<b>2,5%</b>	<b>5,2%</b>

A Figura 4.15 mostra os *slots* de insuflamento 1, 2 e 3, assim como as grelhas de retorno de ar no interior do compartimento freezer. A Figura 4.16 apresenta a distribuição interna do escoamento de ar através do compartimento *freezer*. Nota-se claramente uma maior velocidade do ar através dos *slots* 1 e 2, que alimentam a área superior da prateleira. Por sua vez, o *slot* 3 encontra-se posicionado próximo à parede posterior da prateleira, onde o escoamento se divide para as duas regiões do compartimento (acima e abaixo da prateleira), como destacado na Figura 4.17.

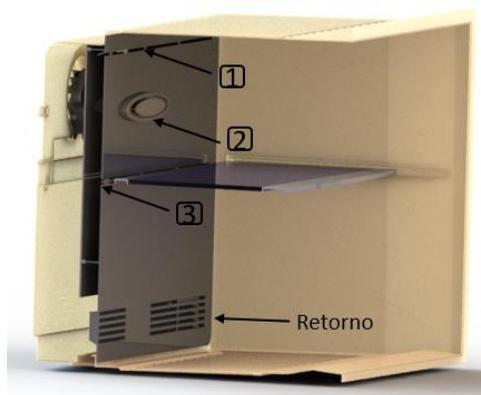


Figura 4.15 – *Slots* de insuflamento e grelhas de retorno de ar no compartimento *freezer*

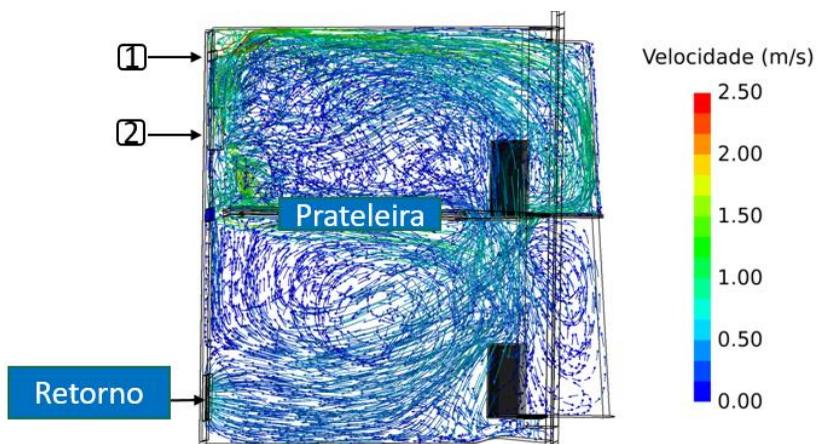


Figura 4.16 – Distribuição interna do escoamento de ar através dos *slots* de insuflamento 1 e 2 no compartimento *freezer*

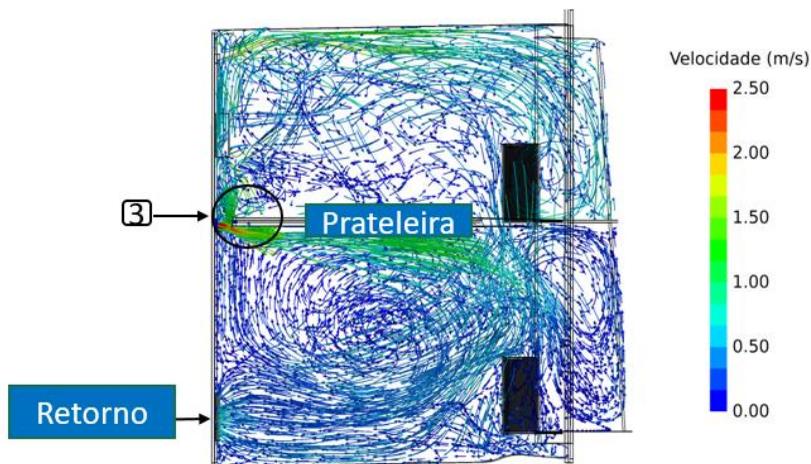


Figura 4.17 – Distribuição interna do escoamento de ar através do *slot* de insuflamento 3 no compartimento *freezer*

Como a maioria dos slots de insuflamento encontram-se direcionados para a área acima da prateleira, uma distribuição não

uniforme do escoamento através do compartimento *freezer* foi constatada. A simulação fluidodinâmica apresentou também zonas de recirculação de ar a baixa velocidade através do duto de insuflamento no compartimento *fresh-food*, especificamente nos pontos 1, 2, 5 e 6 destacados na Figura 4.18. Com isto, aumenta-se o risco de formação de geada indesejada nessas regiões. A queda de pressão calculada ( $\sim 43\%$ ) através do duto de insuflamento, era esperada devido às diversas variações de seção ao longo do duto.

A geometria do duto de retorno de ar do compartimento *fresh-food* é apresentada na Figura 4.19. O ar proveniente do compartimento *fresh-food* entra no duto de retorno através das regiões E1 e E2, e as saídas se encontram nas regiões S1, S2, S3 E S4. Os resultados da simulação fluidodinâmica mostraram zonas de recirculação de ar a baixa velocidade nos pontos R1, R2 e R3 (ver Figura 4.20), assim como uma alta queda de pressão nessa região, que é responsável por 20% da queda de pressão total do sistema de fluxo de ar.

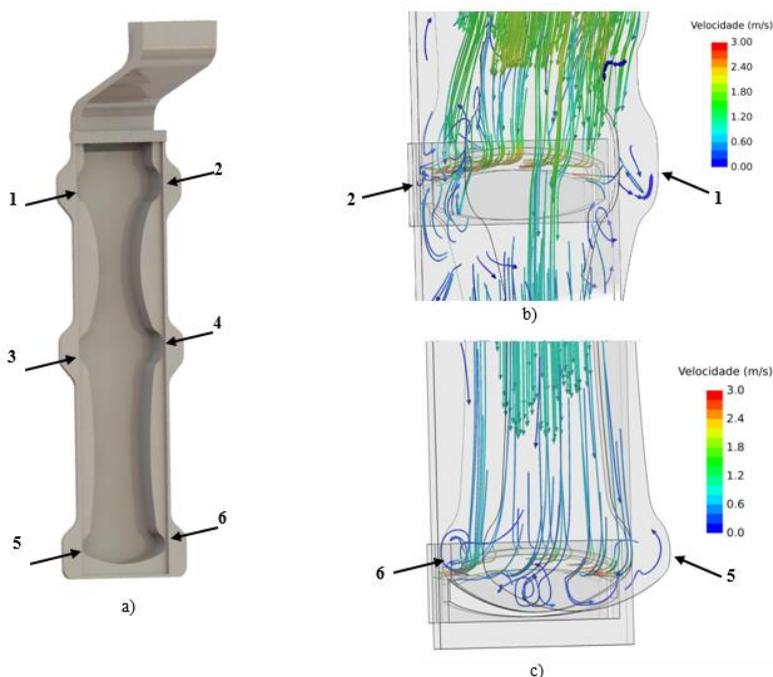


Figura 4.18 – Duto de insuflamento de ar do compartimento *fresh-food*: (a) modelo CAD de simulação; (b) simulação fluidodinâmica pontos 1 e 2 e (c) simulação fluidodinâmica pontos 5 e 6

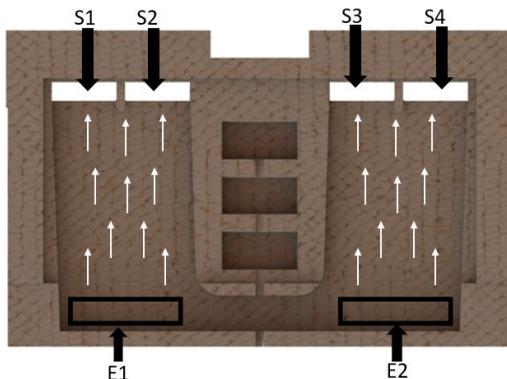


Figura 4.19 – Modelo CAD de simulação do duto de retorno do compartimento *fresh-food*

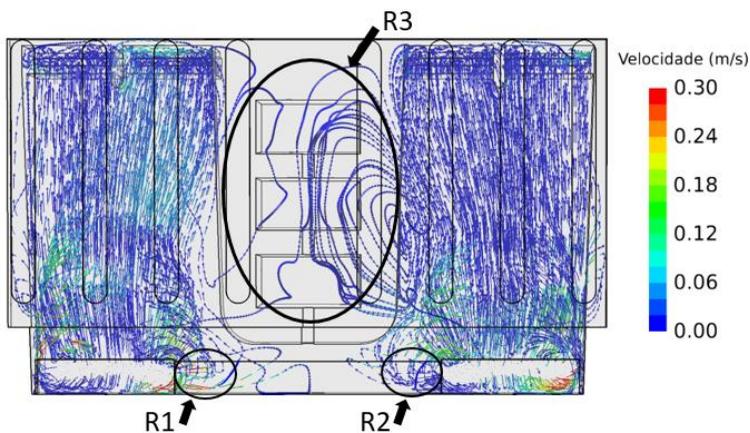


Figura 4.20 – Zonas de recirculação de ar no duto de retorno do compartimento *fresh-food*

O posicionamento dos slots de insuflamento e grelhas de retorno de ar no compartimento *fresh-food* são mostrados na Figura 4.21.

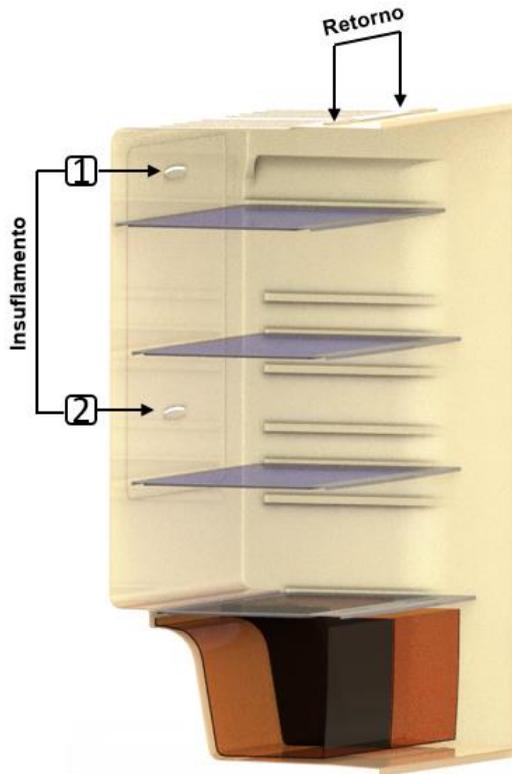


Figura 4.21 – Slots de insuflamento e grelhas de retorno no compartimento *fresh-food*

A Figura 4.22 mostra a distribuição do escoamento de ar no interior do compartimento *fresh-food*. Observa-se que o fluxo de ar através dos slots de insuflamento 1 e 2 concentram-se nas regiões T-13 e T-15, o qual corrobora com os resultados do teste de *pull down* (ver Figura 3.13) onde as regiões T-14 e T16 apresentam maiores temperaturas comparadas com a região T-15.

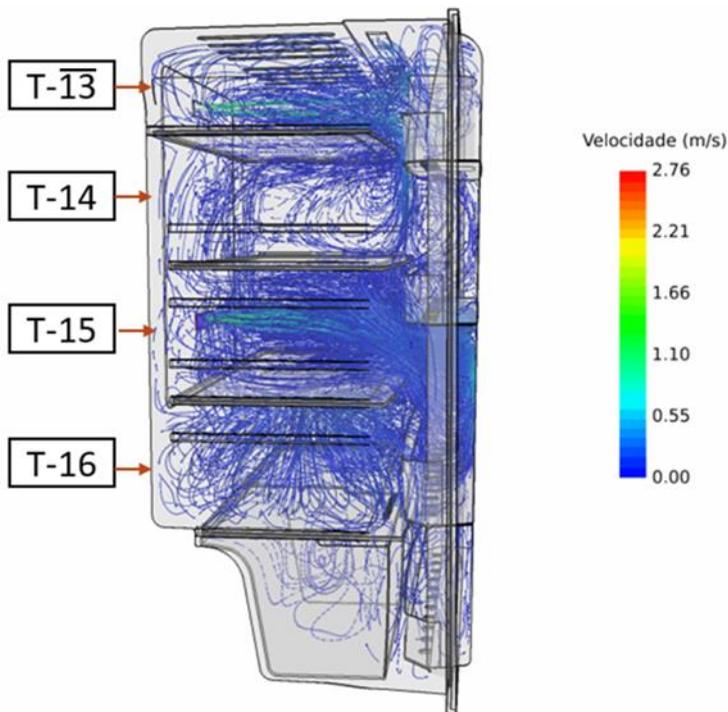


Figura 4.22 – Distribuição interna do escoamento de ar no compartimento *fresh-food*

Em resumo, além de obter as curvas de impedância do circuito de ar dos compartimentos, a simulação numérica fornece informações importantes que ajudam no dimensionamento do sistema com foco na redução de consumo de energia e robustez de operação.

## 5 CARACTERIZAÇÃO NUMÉRICA-EXPERIMENTAL DO GABINETE DO REFRIGERADOR

O isolamento proporcionado pelo gabinete de um refrigerador doméstico depende de diversos fatores, sendo os principais: (i) o material isolante; (ii) o agente expansor; (iii) a densidade do isolante, que depende das condições ambientais e da pressão de injeção; e (iv) a espessura das paredes. Todas essas variáveis afetam a troca de calor do ambiente com os compartimentos, denominada de carga térmica. Quanto maior a carga térmica imposta ao gabinete, maior a capacidade de refrigeração exigida do sistema e, conseqüentemente, maior o consumo de energia.

A taxa de transferência de calor através das paredes do gabinete é determinada predominantemente pela condução unidimensional de calor no material isolante. A redução da taxa de transferência de calor pode ser alcançada pela substituição do material isolante, mudança no projeto de injeção ou aumento da espessura das paredes do refrigerador. Entretanto, alterações nas dimensões externas ou internas do refrigerador são pouco desejáveis, por reduzir volume útil disponível ao consumidor. Neste contexto, o dimensionamento adequado do isolamento do gabinete, seja pela otimização das espessuras ou pela redução da condutividade térmica das paredes do refrigerador, é um ponto fundamental na redução da carga térmica e conseqüente diminuição do consumo de energia (Thiessen 2015).

A medição da taxa de transferência de calor através do gabinete pode ser realizada através de um teste de fluxo reverso, proposto por Gonçalves *et al.* (2000) e Sim e Ha (2011). Entretanto, uma eventual alteração da condutividade térmica do isolamento ou espessura de paredes, por exemplo, exigiria novos protótipos para testes, onerando o processo de desenvolvimento. Desta forma, a avaliação da qualidade do isolamento também pode ser realizada através de modelos analíticos de transferência de calor ou técnicas de simulação CFD. Isso traz flexibilidade e rapidez ao processo de desenvolvimento de novos produtos.

A condutância térmica global do gabinete do refrigerador será obtida através da utilização de 3 métodos diferentes: (i) ensaios de fluxo reverso de calor (ii) modelo analítico de condução unidimensional; e (iii) Simulação CFD.

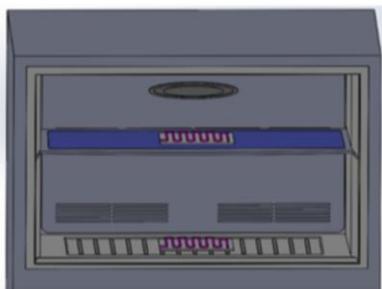
## 5.1 CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL

### 5.1.1 Teste de calor de fluxo reverso

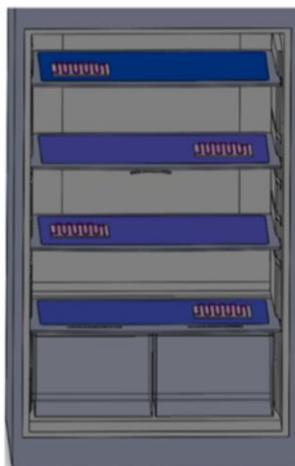
A carga térmica imposta a um refrigerador é composta principalmente por quatro parcelas: (i) transmissão de calor pelas paredes; (ii) transmissão pelas gaxetas das portas; (iii) infiltração de ar e (iv) dissipação de calor por componentes internos. O calor dissipado pelos componentes internos pode ser medido através de um transdutor de potência. Entretanto, as outras parcelas não são determinadas facilmente devido à não uniformidade da geometria das gaxetas e das paredes do refrigerador. Assim, optou-se por caracteriza-las através das condutâncias globais (UA) específicas para cada compartimento. As condutâncias térmicas globais são determinadas através de testes de fluxo de calor reverso, proposto por Gonçalves *et al.* (2000).

#### 5.1.1.1 Procedimento de teste

O refrigerador deve ser posicionado na câmara climatizada com temperatura ambiente controlada. Em seguida, resistências elétricas são instaladas no interior dos compartimentos, como mostrado na Figura 5.1.



(a)



(b)

Figura 5.1 – Disposição das resistências: (a) freezer e (b) fresh-food

A potência dissipada pelas resistências é ajustada por controladores PID e medida através de transdutores de potência. Durante os ensaios, o refrigerador foi mantido desligado e o ventilador acionado externamente, conseguindo assim seu funcionamento ininterrupto, garantindo a circulação de ar dentro dos compartimentos.

Em regime permanente, computa-se os dados de potência das resistências elétricas e do ventilador, assim como as temperaturas médias no interior de cada compartimento e do ambiente externo. Dessa forma, um balanço de energia no volume de controle mostrado na Figura 5.2 fornece:

$$\dot{W}_{fz} + \dot{W}_{ff} + \dot{W}_v = UA_{fz}(T_{fz} - T_a) + UA_{ff}(T_{ff} - T_a) \quad (5.1)$$

onde  $UA_{fz}$  é a condutância global do *freezer*,  $UA_{ff}$  do *fresh-food*,  $\dot{W}_{fz}$  e  $\dot{W}_{ff}$  são as taxas de geração de calor no interior do *freezer* e *fresh-food* respectivamente,  $\dot{W}_v$  é a potência liberada pelo ventilador do evaporador,  $T_a$  representa a temperatura ambiente e finalmente  $T_{fz}$  e  $T_{ff}$  são as médias das temperaturas no *freezer* e *fresh-food* respectivamente.

Observa-se que a Equação 5.1 possui duas variáveis: as condutâncias térmicas globais de ambos compartimentos. Dessa forma, no mínimo dois ensaios experimentais devem ser realizados para resolver o balanço de energia. Decidiu-se por realizar 4 testes experimentais. Assim, o método dos mínimos quadrados foi empregado para o cálculo de ambas condutâncias térmicas globais do gabinete.

### 5.1.1.2 Resultados

Foram realizados 4 testes, cada um para diferentes condições de temperatura no *freezer* e *fresh-food*, mantendo a temperatura ambiente constante, como mostrado na Tabela 5.1.

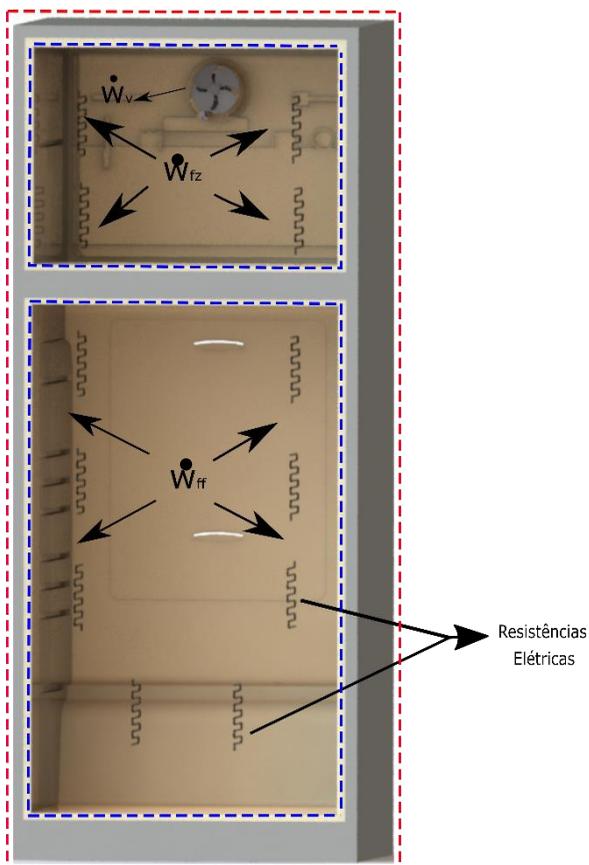


Figura 5.2 – Volume de controle para o balanço de energia no teste de UA

Tabela 5.1 – Condições de temperatura para o teste de calor de fluxo reverso

Teste #	$T_{ff}$ [°C]	$T_{fz}$ [°C]	$T_{amb}$ [°C]
1	50	50	20
2	50	60	20
3	40	60	20
4	35	50	20

Os resultados experimentais obtidos para as diferentes condições de temperatura são apresentados na Tabela 5.2. As temperaturas foram medidas com incerteza máxima de  $\pm 0,2$  °C e as potências com incerteza máxima de  $\pm 1\%$ .

Tabela 5.2 – Resultados experimentais no teste de fluxo reverso

Teste #	$T_{ff}$ [°C]	$T_{fz}$ [°C]	$T_{amb}$ [°C]	$\dot{W}_{ff}$ [W]	$\dot{W}_{fz}$ [W]	$\dot{W}_v$ [W]
1	50,08	49,59	20,04	33,92	14,94	7,28
2	50,34	60,41	20,28	31,25	26,53	7,22
3	40,43	60,14	20,09	17,23	29,18	7,24
4	34,95	50,21	20,07	12,57	19,69	7,28

Resolvendo o balanço de energia, obteve-se as condutâncias globais de troca de calor de ambos compartimentos, sendo estas: 1,121 W/K para o *fresh-food* e 0,769 W/K para o *freezer*.

## 5.2 CARACTERIZAÇÃO NUMÉRICA: MODELO ANALÍTICO

Como método alternativo ao ensaio de fluxo de calor reverso, um modelo analítico unidimensional de transferência de calor foi desenvolvido para prever a condutância térmica global (UA) dos compartimentos refrigerados. O desenvolvimento do modelo numérico busca trazer flexibilidade na realização de análises de sensibilidade posteriores, já que possibilita avaliação da mudança na geometria do gabinete no desempenho energético do refrigerador de uma maneira mais rápida e menos custosa, quando comparado com a abordagem experimental. O modelo foi então validado com os dados experimentais obtidos no ensaio de fluxo de calor reverso.

### 5.2.1 Transferência de calor através das paredes e portas do refrigerador

As paredes e portas de um refrigerador doméstico são geralmente compostas por uma camada espessa de poliuretano expandido (PU), revestida externamente por uma lâmina de aço e internamente por uma

lâmina plástica formada por poliestireno de alto impacto (HIPS) conforme esquematizado na Figura 5.3.

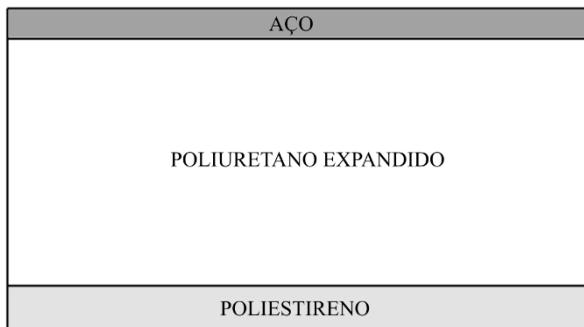


Figura 5.3 – Seção transversal da parede do refrigerador

Cada parede do refrigerador é representada por 5 resistências térmicas: ambiente externo, chapa de aço, isolamento de PU, lamina plástica e finalmente uma última resistência no ambiente refrigerado. Na região externa, a parede troca calor por convecção natural e radiação, enquanto que na parede interna dos compartimentos refrigerados o mecanismo de troca de calor é dominado pela convecção forçada.

Hermes (2006) adotou uma hipótese simplificativa para o cálculo da carga térmica do refrigerador, onde a resistência de transferência de calor entre o ar e as paredes do refrigerador foi considerada nula, já que demonstrou que a resistência térmica que correspondente à condução de calor através do isolamento de PU é da ordem de 10 vezes a dos ambientes internos e externo correspondente à convecção natural e forçada, respectivamente.

Com base ao anteriormente exposto, no desenvolvimento do modelo analítico do presente trabalho, as seguintes hipóteses foram adotadas:

- A condução de calor incide primordialmente em direção ortogonal às paredes e superfície externa das portas, sendo assim, transmissão de calor unidimensional;
- As resistências de transferência de calor por radiação entre o ar e as paredes externas do gabinete e portas do refrigerador foram consideradas nulas;

- Foram consideradas as resistências térmicas por convecção natural entre o ar e as paredes externas do gabinete e portas do refrigerador;
- Foram consideradas as resistências térmicas por convecção forçada entre o ar interno e as paredes internas do gabinete e portas do refrigerador, já que o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção foi fornecido pela fabricante;
- Foram consideradas as resistências por condução de calor na camada de aço, PU e plástico;
- As espessuras das paredes dos compartimentos foram consideradas uniformes.

A Figura 5.4 apresenta as resistências térmicas de convecção e condução consideradas no modelamento da taxa de transferência de calor.

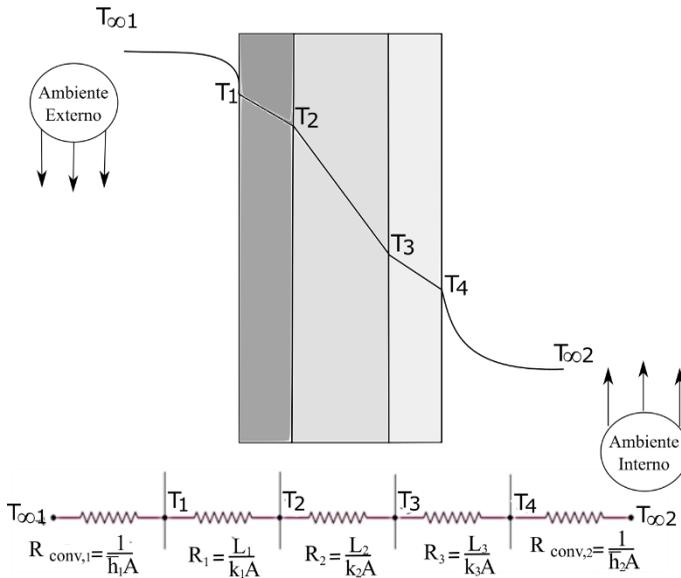


Figura 5.4 – Resistências térmicas de convecção e condução nas paredes do gabinete do refrigerador

O termo  $R_{conv,1}$  representa a resistência térmica por convecção natural entre o ambiente externo e a superfícies externa da parede de aço:

$$R_{conv} = \frac{1}{\bar{h} \cdot A} \quad (5.2)$$

onde  $A$  é a área da parede normal à direção da transferência de calor,  $\bar{h}$  representa o coeficiente de transferência de calor por convecção que é dado pela Equação 5.3:

$$\bar{h} = \frac{k}{L} Nu_L \quad (5.3)$$

onde  $k$  é a condutividade térmica do ar,  $L$  é o comprimento característico da parede e  $Nu_L$  é o número de Nusselt que depende do tipo de escoamento.

O tipo de escoamento é determinado pelo número de Rayleigh, conforme mostrado na Equação 5.4.

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta (T_s - T_\infty) \cdot (L)^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (5.4)$$

onde  $Ra_L$  é o número de Rayleigh,  $g$  é aceleração da gravidade,  $\beta$  representa o coeficiente de expansão volumétrica térmica,  $T_s$  e  $T_\infty$  são as temperaturas da superfície e do ambiente externo, respectivamente,  $L$  é o comprimento característico,  $\nu$  é a viscosidade cinemática e  $\alpha$  a difusividade térmica.

O escoamento é considerado como laminar se o valor do número de Rayleigh se encontra dentro da faixa de  $10^4 \leq Ra_L \leq 10^9$ , e considerado como turbulento para valores de  $10^9 \leq Ra_L \leq 10^{13}$ .

Como os valores do número de Rayleigh calculados no modelo se encontraram dentro da faixa de fluxo laminar, a correlação apropriada para determinar o número de Nusselt em placas verticais é dada pela Equação 5.5.

$$Nu_L = 0,68 + \frac{0,670 Ra_L^{1/4}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (5.5)$$

onde  $Ra_L$  é o número de Rayleigh e  $Pr$  é o número de Prandtl normalmente encontrado em tabelas mediante a temperatura de filme  $T_f$ , definida pela seguinte expressão

$$T_f = \frac{(T_s + T_\infty)}{2} \quad (5.6)$$

Embora, para placas horizontais o comprimento característico ( $L$ ) dentro da Equação 5.3 é definido por

$$L = \frac{A_s}{\bar{p}} \quad (5.7)$$

onde  $A_s$  e  $\bar{p}$  são área superficial e o perímetro da placa respectivamente.

A correlação utilizada para o número de Nusselt de um escoamento laminar com  $10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}$  em placas horizontais é determinada pela Equação 5.8 (Incropera *et al.*, 2008).

$$Nu_L = 0,27Ra_L^{1/4} \quad (5.8)$$

Esta correlação é empregada para condições onde ( $T_s < T_\infty$ ), como esquematizado na Figura 5.5.

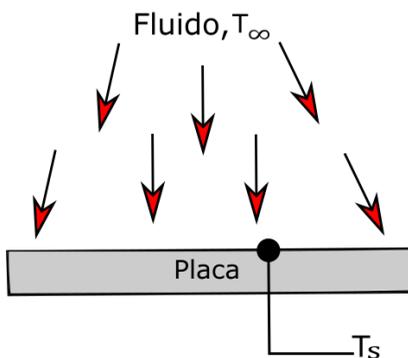


Figura 5.5 – Superfície superior de placa horizontal fria

As resistências térmicas  $R_1, R_2, R_3$  representam a condução de calor unidimensional no aço, PU e poliestireno, respectivamente, e têm a seguinte forma:

$$R = \frac{L}{k \cdot A} \quad (5.9)$$

onde  $L$  representa a espessura,  $k$  a condutividade térmica por condução de calor e  $A$  a área da parede normal à direção da transferência de calor do material sólido em análise.

Finalmente, o termo  $R_{conv,2}$  representa a resistência térmica por convecção forçada entre o ambiente interno e as paredes internas dos compartimentos do refrigerador.

A metodologia de solução empregada foi similar à utilizada na resistência térmica  $R_{conv,1}$ , mas o coeficiente de transferência de calor por convecção  $h_2$  não foi calculado analiticamente, já que foi fornecido pela fabricante do refrigerador.

A soma total de resistências para cada parede do refrigerador é apresentada na Equação 5.10:

$$R_t = R_{conv1} + R_1 + R_2 + R_3 + R_{conv2} \quad (5.10)$$

logo

$$R_t = \frac{1}{\overline{h_1} \cdot A} + \frac{L1}{k_1 \cdot A} + \frac{L2}{k_2 \cdot A} + \frac{L3}{k_3 \cdot A} + \frac{1}{\overline{h_2} \cdot A} \quad (5.11)$$

onde  $R_t$  é a resistência total da parede,  $\overline{h_1}$  e  $\overline{h_2}$  são os coeficientes de transferência de calor por convecção,  $L1, L2, L3$  representam as espessuras do aço, PU e plástico, respectivamente.  $k_1, k_2, k_3$  são os coeficientes de transferência de calor por condução de calor dos materiais sólidos já mencionados, e, finalmente,  $A$  representa a área da superfície normal à direção da transferência de calor.

### 5.2.2 Transferência de calor através da travessa entre compartimentos

Os compartimentos *freezer* e *fresh-food* se encontram separados por uma travessa isolada termicamente por uma chapa de poliestireno expandido (EPS) com condutividade térmica de 0,036 W/m.K, com 86 mm de espessura, e revestida por duas lâminas plásticas correspondentes às caixas plásticas dos compartimentos do refrigerador, como apresentado na Figura 5.6.

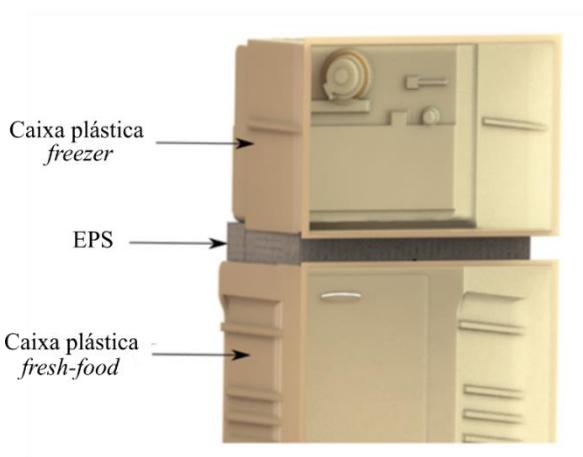


Figura 5.6 – Isolamento entre os compartimentos refrigerados

A Figura 5.7 apresenta um esquema da distribuição das resistências térmicas entre os compartimentos refrigerados e o isolamento de EPS.

Para este caso,  $R_{conv,1}$  representa a resistência térmica por convecção forçada na superfície interna do *fresh-food*;  $R_1, R_2, R_3$  representam as resistências térmicas por condução através da camada plástica do *fresh-food*, EPS e camada plástica do freezer respectivamente. Finalmente,  $R_{conv,2}$  representa a resistência térmica por convecção forçada na superfície interna do freezer.

Para o cálculo das resistências térmicas por convecção forçada foram utilizados os coeficientes de transferência de calor por convecção ( $\overline{h}_1, \overline{h}_2$ ), fornecidos pela fabricante do refrigerador.

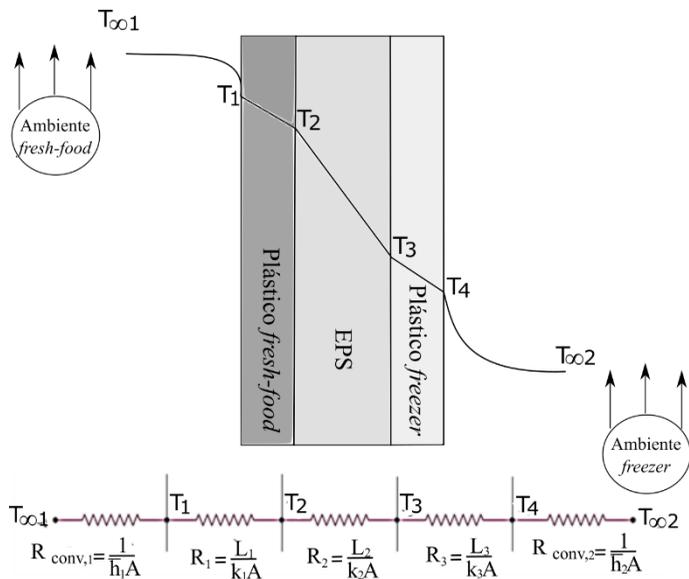


Figura 5.7 – Resistências térmicas na região da travessa

### 5.2.3 Transferência de calor através da região da gaxeta

A transferência de calor pela região da gaxeta depende da transmissão de calor através dos flanges da parede e porta, assim como infiltração através do selo magnético e condução de calor através da gaxeta propriamente dita (Hermes, 2006).

Neste trabalho, a gaxeta foi considerada como um conjunto de 4 paredes sólidas como mostrado na Figura 5.8. Cada parede é formada por três resistências térmicas: uma resistência térmica por convecção natural entre o ambiente externo e a superfície externa da gaxeta ( $R_{conv,1}$ ), uma segunda resistência térmica por condução através do material sólido que compõe a gaxeta ( $R_1$ ), e finalmente uma resistência por convecção forçada entre o ambiente interno do compartimento refrigerado e a superfície interna da gaxeta ( $R_{conv,2}$ ), como esquematizado na Figura 5.9.

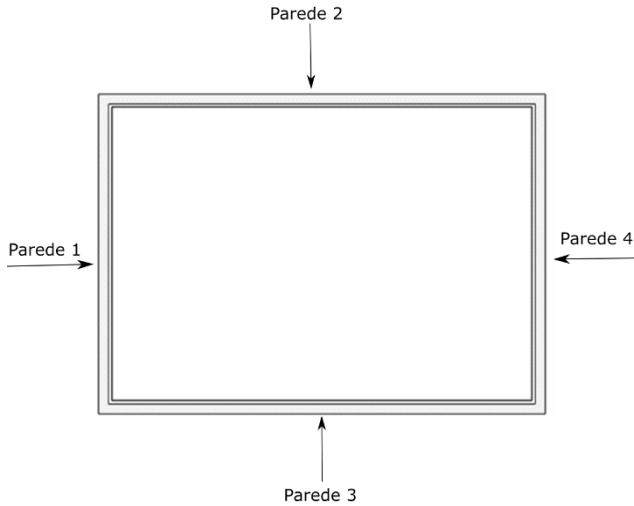


Figura 5.8 – Região da gaxeta.

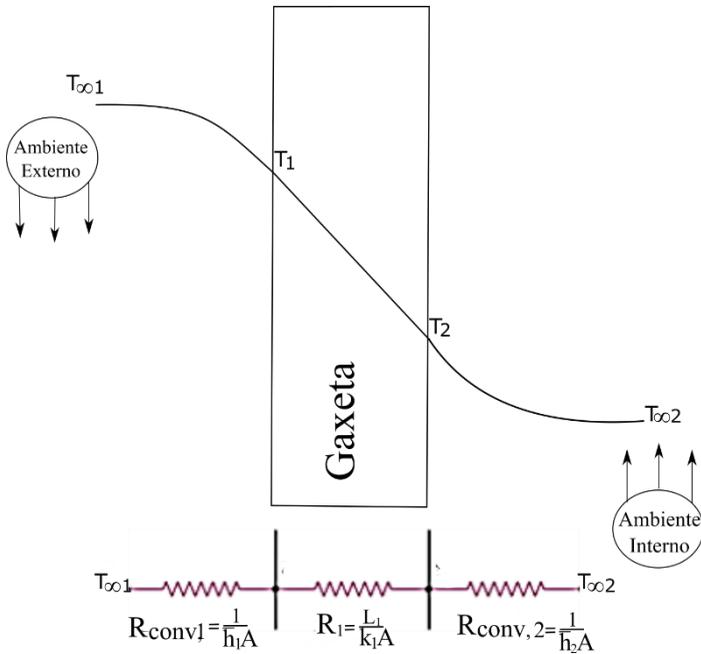


Figura 5.9 – Resistências térmicas na região da gaxeta

A soma total das resistências térmicas para cada parede da gaxeta é apresentada a seguir:

$$R_g = R_{conv1} + R_1 + R_{conv2} \quad (5.12)$$

logo

$$R_g = \frac{1}{\overline{h}_1 \cdot A} + \frac{L1}{k_1 \cdot A} + \frac{1}{\overline{h}_2 \cdot A} \quad (5.13)$$

#### 5.2.4 Condutância térmica global (UA) no compartimento *freezer*

A Figura 5.10 apresenta a distribuição das taxas de transferência de calor através das paredes do compartimento *freezer*: parede frontal ( $q_f$ ), parede posterior ( $q_p$ ), parede superior ( $q_s$ ), parede lateral esquerda  $q_{Li}$ , parede lateral direita  $q_{Ld}$  e travessa  $q_{tr}$

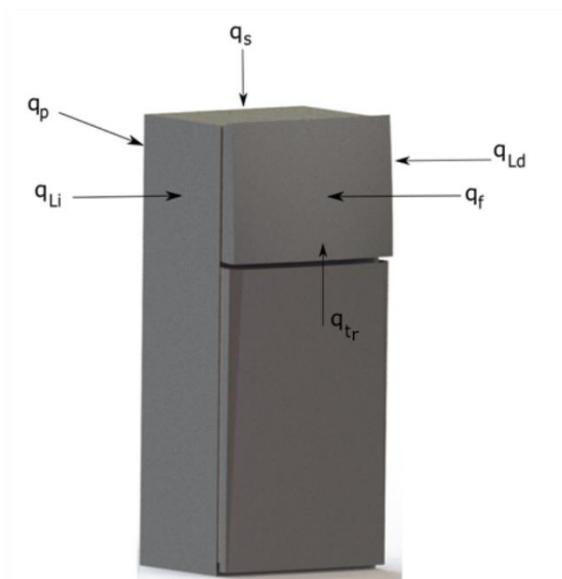


Figura 5.10 – Transferência de calor através das paredes do compartimento *freezer*

A taxa de transferência de calor unidimensional  $q$  para paredes compostas tem a forma

$$q = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{\sum R_t} \quad (5.14)$$

onde  $T_{\infty 1} - T_{\infty 2}$  representa a diferença de temperaturas global e  $\sum R_t$  o somatório das resistências em série da parede.

Uma expressão análoga à lei do resfriamento de Newton permite encontrar a condutância térmica global mediante a seguinte expressão:

$$UA = \frac{q}{\Delta T} \quad (5.15)$$

onde  $\Delta T$  a diferença de temperaturas global da parede.

A partir das Equações 5.14 e 5.15 é obtida uma relação da condutância térmica global com a resistência térmica total da parede:

$$UA = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\sum R_i} = \frac{q}{\Delta T} \quad (5.16)$$

A taxa total de transferência de calor nas paredes do compartimento *freezer* pode ser representada por:

$$q_{fz} = q_f + q_p + q_s + q_{Li} + q_{Ld} + q_{tr} \quad (5.17)$$

A partir das Equações 5.16 e 5.17 podemos escrever:

$$UA_{fz} = UA_f + UA_p + UA_s + UA_{Li} + UA_{Ld} + UA_{tr} \quad (5.18)$$

logo

$$UA_{fz} = \frac{1}{R_{tf}} + \frac{1}{R_{tp}} + \frac{1}{R_{ts}} + \frac{1}{R_{tLi}} + \frac{1}{R_{tLd}} + \frac{1}{R_{ttr}} \quad (5.19)$$

onde  $R_{tf}$  representa a resistência térmica total na parede frontal do *freezer* e assim por diante.

A distribuição das taxas de transferência de calor através da região da gaxeta no *freezer* é mostrada na Figura 5.11, enquanto que a condutância térmica global é obtida mediante a seguinte expressão:

$$UA_{gfc} = UA_{gfc1} + UA_{gfc2} + UA_{gfc3} + UA_{gfc4} \quad (5.20)$$

logo.

$$UA_{gfc} = \frac{1}{R_{gfc1}} + \frac{1}{R_{gfc2}} + \frac{1}{R_{gfc3}} + \frac{1}{R_{gfc4}} \quad (5.21)$$

sendo  $R_{gfc1}$  a resistência térmica total através da parede 1 da gaxeta do *freezer*, e assim sucessivamente para as 4 paredes.

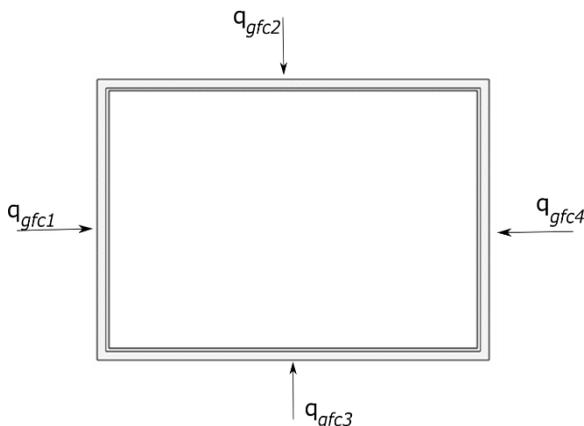


Figura 5.11 – Distribuição das taxas de transferência de calor através da gaxeta do *freezer*

Finalmente a Equação 5.22 representa a condutância térmica global total do compartimento *freezer*.

$$UA_{fz} = UA_f + UA_p + UA_s + UA_{Li} + UA_{Ld} + UA_{tr} + UA_{gfc} \quad (5.22)$$

### 5.2.5 Condutância térmica global (UA) no compartimento *fresh-food*

A Figura 5.12 apresenta as taxas de transferência de calor através das paredes do compartimento *fresh-food*: parede frontal ( $q_{fx1}$ ), parede posterior ( $q_{px1}$ ), parede superior lateral direita e esquerda ( $q_{Ldx1}$ ) e ( $q_{Lix1}$ ) respectivamente, parede inferior lateral direita e esquerda ( $q_{Ldx2}$ ) e ( $q_{Lix2}$ ) respectivamente, parede superior do *machine compart* ( $q_A$ ), parede frontal do *machine compart* ( $q_B$ ) e parede inferior do *machine compart* ( $q_C$ ).

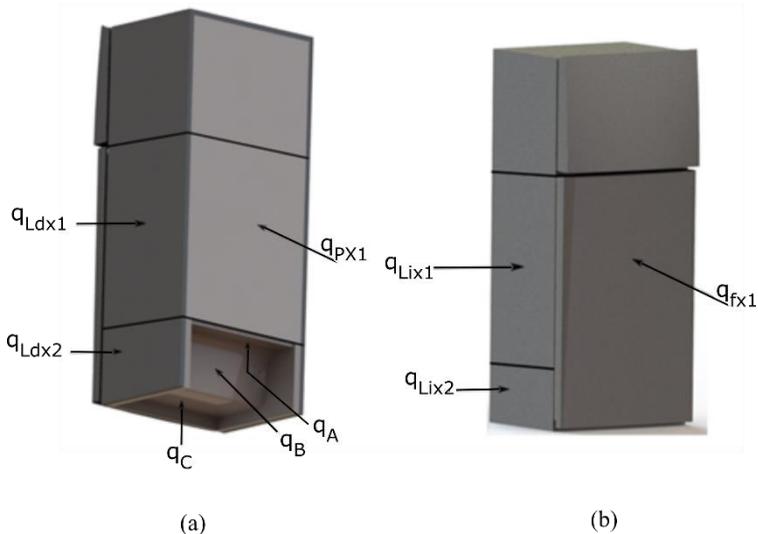


Figura 5.12 – Transferência de calor através das paredes do compartimento *fresh-food*

A abordagem utilizada no equacionamento foi o mesmo que a utilizada na seção 5.2.4. Assim, a taxa total de transferência de calor nas

paredes do compartimento *fresh-food* é representada pela seguinte equação:

$$q_{ff} = q_{fx1} + q_{px1} + q_{Ldx1} + q_{Lix1} + q_{Ldx2} + q_{Lix2} + q_A + q_B + q_C \quad (5.23)$$

logo.

$$UA_{ff} = UA_{fx1} + UA_{px1} + UA_{Ldx1} + UA_{Lix1} + UA_{Ldx2} + UA_{Lix2} + UA_A + UA_B + UA_C \quad (5.24)$$

A Equação 5.24 pode ser escrita como:

$$UA_{ff} = \frac{1}{R_{tfx1}} + \frac{1}{R_{tpx1}} + \frac{1}{R_{tLdx1}} + \frac{1}{R_{tLix1}} + \frac{1}{R_{tLdx2}} + \frac{1}{R_{tLix2}} + \frac{1}{R_{tA}} + \frac{1}{R_{tB}} + \frac{1}{R_{tC}} \quad (5.25)$$

onde  $R_{tfx1}$  representa a resistência térmica total através da parede frontal do compartimento *fresh-food*, e assim sucessivamente.

A distribuição das taxas de transferência de calor através da região da gaxeta no *fresh-food* é mostrada na Figura 5.13.

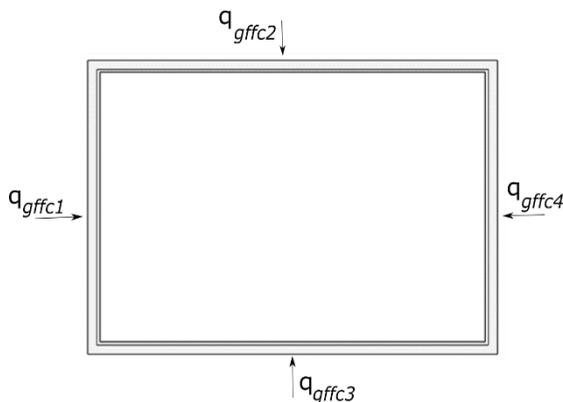


Figura 5.13 – Distribuição das taxas de transferência de calor através da gaxeta do *fresh-food*

A condutância térmica global através da região da gaxeta no *fresh-food* é obtido mediante a seguinte expressão:

$$UA_{gffc} = UA_{gffc1} + UA_{gffc2} + UA_{gffc3} + UA_{gffc4} \quad (5.26)$$

onde  $UA_{gffc1}$  representa a condutância térmica global através da parede 1 da região da gaxeta no *fresh-food*, e assim por diante.

logo.

$$UA_{gffc} = \frac{1}{R_{gffc1}} + \frac{1}{R_{gffc2}} + \frac{1}{R_{gffc3}} + \frac{1}{R_{gffc4}} \quad (5.27)$$

sendo  $R_{gffc1}$  a resistência térmica total através da parede 1 na região da gaxeta no *fresh-food*, e assim sucessivamente.

Por fim a Equação 5.28, apresenta a condutância térmica global total no compartimento *fresh-food*.

$$UA_{ff} = UA_{fx1} + UA_{px1} + UA_{Ldx1} + UA_{Lix1} + UA_{Ldx2} + UA_{Lix2} + UA_A + UA_B + UA_C + UA_{gffc} \quad (5.28)$$

## 5.2.6 Resultados

Os resultados dos coeficientes de transferência de calor por convecção natural ( $\bar{h}$ ) nas paredes externas do gabinete são apresentados nas Tabelas 5.3 e 5.4 A nomenclatura nas tabelas segue o formato das Figuras 5.10 e 5.12.

Tabela 5.3 – Coeficiente de transferência de calor por convecção natural nas paredes externas ao compartimento *freezer*

<b>Paredes do gabinete externas ao compartimento <i>freezer</i></b>	<b><math>\bar{h}</math> convecção natural [W/m<sup>2</sup>.K]</b>
Paredes laterais (Li; Ld)	1,98
Parede posterior (p)	2,11
Parede da porta (f)	2,07
Parede do teto (s)	1,57

Tabela 5.4 – Coeficiente de transferência de calor por convecção natural nas paredes externas ao compartimento *fresh-food*.

<b>Paredes do gabinete externas ao compartimento <i>fresh-food</i></b>	<b><math>\bar{h}</math> convecção natural [W/m<sup>2</sup>.K]</b>
Paredes laterais (LX1)	1,95
Paredes laterais (LX2)	1,55
Parede posterior (px1)	1,71
Parede da porta do refrigerador (fx1)	1,76
Parede do <i>machine compartment</i> (A)	1,45
Parede do <i>machine compartment</i> (B)	1,92
Parede do <i>machine compartment</i> (C)	1,25

A temperatura de superfície utilizada nas paredes externas do gabinete foi obtida mediante um procedimento iterativo de solução da Equação 5.29 com estimativa inicial do coeficiente de transferência de calor ( $\bar{h}$ ) e uma temperatura de superfície inicial  $T_s$ .

$$q = UA(T_s - T_{in}) \quad (5.29)$$

onde  $T_s$  é a temperatura da superfície da parede e  $T_{in}$  representa uma temperatura fixa no interior dos compartimentos, sendo -18 e 5 °C para o compartimento *freezer* e *fresh-food* respectivamente. O UA utilizado no procedimento iterativo é apresentado na seguinte equação:

$$UA = \frac{1}{R_{cne} + R_{aço} + R_{PU} + R_{cfi}} \quad (5.30)$$

onde  $R_{cne}$  representa a resistência por convecção natural sobre a parede externa,  $R_{aço}$  representa a condução pela camada de aço,  $R_{PU}$  representa a condução pela camada de poliuretano expandido e finalmente  $R_{cfi}$  representa a resistência por convecção forçada sobre parede interna do compartimento.

Os coeficientes de transferência de calor por convecção forçada no interior dos compartimentos foram fornecidos pelo fabricante do refrigerador, sendo 12 W/m<sup>2</sup>K para o *freezer* e 5 W/m<sup>2</sup>K para o *fresh-food*.

Finalmente, obteve-se as condutâncias globais de troca de calor de ambos compartimentos, sendo estas: 1,15 W/K para o *fresh-food* e 0,72 W/K para o *freezer*. Comparando com os resultados experimentais, o erro no cálculo do UA foi de 2,5% e 6,3% para os compartimentos *fresh-food* e *freezer*, respectivamente.

### 5.3 CARACTERIZAÇÃO NUMÉRICA: SIMULAÇÃO CFD

Além do modelo analítico unidimensional de transferência de calor desenvolvido para prever a condutância térmica global (UA) dos compartimentos refrigerados, tais condutâncias térmicas também foram avaliadas com o uso de técnicas CFD. A exemplo do modelo analítico, os resultados foram validados com os dados experimentais obtidos no ensaio de fluxo de calor reverso. Tais avaliações buscam entender a confiabilidade de ambos modelos nas previsões de transferência de calor em gabinetes de refrigeradores.

#### 5.3.1 Modelo de transferência de calor

A transferência de calor por condução através das paredes sólidas que compõem o gabinete do refrigerador, assim como a transferência de calor por convecção, foi modelada com o auxílio do *software* de CFD STAR-CCM+, considerando: (i) o ar externo e as paredes externas do gabinete do refrigerador; (ii) o ar interno e as paredes internas dos compartimentos refrigerados; (iii) entre o ar interno e os dutos de insuflamento e retorno de ar do refrigerador. O modelo de transferência

de calor por radiação não foi considerado na simulação numérica, já que, as temperaturas envolvidas são baixas e as parcelas devido a radiação não são significativas. Nas interfaces entre os meios o código computacional STAR-CCM+ garante a conservação de energia. Para tanto, o *software* implementa a equação de transporte de energia através da seguinte integral:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho E dV + \oint_A \rho H \vec{v} \cdot d\vec{A} = \\ - \underbrace{\oint_A \vec{q}'' \cdot d\vec{A}}_{\text{Condução}} + \underbrace{\oint_V \boldsymbol{\tau} \cdot \vec{v} d\vec{A}}_{\substack{\text{Dissipação} \\ \text{Viscosa}}} + \int_V \vec{f}_b \cdot \vec{v} dV + \int_V S_u dV \end{aligned} \quad (5.31)$$

onde  $E$  é a energia total,  $H$  é a entalpia total,  $\vec{q}''$  é o vetor fluxo de calor,  $\boldsymbol{\tau}$  é o tensor de tensão viscosa,  $\vec{v}$  é o vetor velocidade,  $\vec{A}$  é o vetor área,  $\vec{f}_b$  é o vetor que representa as forças combinadas dos corpos de rotação e gravidade e finalmente  $S_u$  é a parcela associada com os termos de fontes de energia.

A energia total é representada pela seguinte equação:

$$E = H - p/\rho \quad (5.32)$$

sendo  $p$  a pressão e  $\rho$  a massa específica

A entalpia total é descrita a seguir:

$$H = h + |\vec{v}|^2/2 \quad (5.33)$$

Por sua vez, a equação para o transporte de energia dentro de um sólido é dada pela seguinte integral:

$$\int_V \rho C_p T dV + \oint_A \rho C_p T \vec{v}_s \cdot d\vec{A} = - \oint_A \vec{q}'' \cdot d\vec{A} + \int_V S_u dV \quad (5.34)$$

onde  $\rho$  é a densidade do sólido,  $C_p$  é o calor específico,  $T$  é a temperatura,  $\vec{q}''$  é o vetor fluxo de calor,  $\vec{v}_s$  é o vetor velocidade convectiva sólida e finalmente  $S_u$  é a fonte de calor volumétrica definida pelo usuário dentro do sólido.

### 5.3.1.1 Transferência de calor por condução

No STAR-CCM+ o fluxo de calor local por condução é modelado através da lei de Fourier expressa na seguinte equação:

$$q'' = -k\Delta T \quad (5.35)$$

onde  $k$  representa a condutividade térmica do material e  $\Delta T$  é o gradiente de temperatura.

### 5.3.1.2 Transferência de calor por convecção

O fluxo de calor local por convecção em uma superfície é modelado através da lei de resfriamento de Newton expressa na seguinte equação:

$$q''_s = \bar{h}(T_s - T_{ref}) \quad (5.36)$$

onde  $\bar{h}$  representa o coeficiente de transferência de calor por convecção de calor,  $T_s$  é a temperatura da superfície e finalmente  $T_{ref}$  é a temperatura do fluido que se movimenta sobre a superfície.

### 5.3.2 Simulação numérica da transferência de calor através das paredes do refrigerador

As etapas do modelo CAD de simulação e geração de malha foram realizadas conforme descrito na seção 4.2.3.1. Na geração de malha superficial foram usadas células triangulares, entanto que na geração da malha volumétrica foi empregada a opção *polyhedral* nos elementos com espessuras maiores a 15 mm e a opção *thin mesher* com duas camadas de divisão para os elementos com espessuras menores a 15 mm.

#### 5.3.2.1 Física do modelo

Para a simulação numérica de transferência de calor serão utilizadas as características dos materiais sólidos apresentados na Tabela 5.5. Tais materiais formam os elementos do gabinete e portas do refrigerador que são utilizados no modelo de simulação para determinar a condutância térmica global (UA) nos compartimentos do refrigerador.

Tabela 5.5 – Propriedades dos materiais sólidos utilizados no modelo numérico de transferência de calor

Material	Condutividade [W/m.K]
Aço	50
EPS	0,036
Gaxeta	0,06
Plástico	0,16
PU	0,0214

Ao se tratar de um problema difusivo somente a condutividade térmica dos materiais sólidos foi considerada nesta análise.

As seguintes características e hipóteses simplificativas foram utilizadas: (i) materiais sólidos, (ii) modelo tridimensional, (iii) regime permanente, (iv) propriedades constantes e (v) radiação negligenciada.

#### 5.3.2.2 Condições de contorno

A simulação utilizou condições de contorno de temperatura ( $T_{\infty}$ ) e de coeficiente de transferência de calor por convecção ( $\bar{h}$ ). Nas paredes externas do gabinete, foi utilizada uma temperatura prescrita de 32 °C (temperatura de câmara), enquanto que nas paredes internas dos

compartimentos *freezer* e *fresh-food*,  $-18^{\circ}\text{C}$  e  $5^{\circ}\text{C}$ , respectivamente conforme recomendação da norma ISO 15502 (2005) No interior do duto de insuflamento de ar do *fresh-food* as temperaturas foram estimadas em  $-15^{\circ}\text{C}$ ,. Já no interior do duto de retorno de ar proveniente do *fresh-food*, localizado na parte inferior da travessa que divide os dois compartimentos, foi utilizada uma temperatura de  $7^{\circ}\text{C}$ , conforme dados fornecidos pela fabricante do refrigerador.

Como mencionado na secção 5.2.6 os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção natural ( $\bar{h}$ ) calculado para as paredes externas do gabinete foram de aproximadamente  $2\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , motivo pelo qual esse valor foi utilizado como referência em todas as paredes externas do gabinete. Nas paredes internas dos compartimentos foram usados os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção forçada de 12 e  $5\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  respectivamente para o compartimento *freezer* e *fresh-food*, entanto que os valores de 10 e  $8\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  foram utilizados nos dutos de insuflamento e retorno do *fresh-food*. Os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção forçada foram fornecidos pela fabricante do refrigerador As Figuras 5.14 e 5.15 esquematiza as condições de contorno utilizadas na simulação.

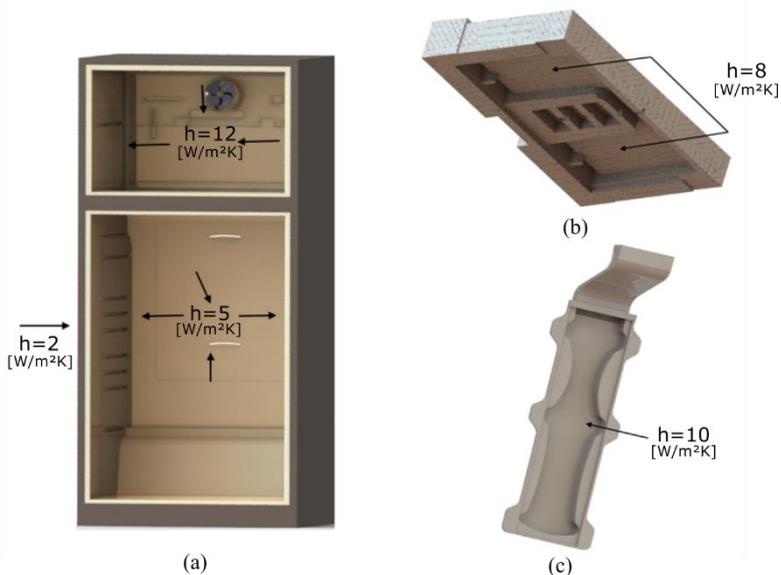


Figura 5.14 – Coeficiente convectivo de transferência de calor utilizado no modelo de simulação: (a) nos compartimentos *freezer* e *fresh-food* ; (b) duto de retorno de ar do *fresh-food* e (c) duto de insuflamento de ar do *fresh-food*



Figura 5.15 – Temperaturas prescritas no modelo de simulação: (a) nos compartimentos *freezer* e *fresh-food*; (b) duto de retorno de ar do *fresh-food* e (c) duto de insuflamento de ar do *fresh-food*

### 5.3.3 Refino de malha

O número adequado de células utilizado na malha dos modelos numéricos do refrigerador foi definido através de um teste de refino de malha. Em geral, malhas maiores produzem resultados mais precisos, porém com custo computacional maior. O teste de refino de malha para o modelo de transferência de calor foi avaliado através da simulação da taxa de transferência de calor transferida do médio ambiente ao interior dos compartimentos *freezer* e *fresh-food*, mediante três tipos de malhas computacionais. Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 5.6.

A máxima diferença de fluxo de calor obtida para os diferentes refinamentos de malha é de menos de 6 % no compartimento *fresh-food*. Portanto, as simulações foram executadas com um refino de malha intermediário, já que uma malha grosseira poderia apresentar pequenas deformações na geometria, enquanto que com uma malha refinada foram obtidos resultados similares.

Tabela 5.6 – Refino de malha para o modelo de transferência de calor

Refino de malha	$\dot{Q}_{freezer}$ [W]	$\dot{Q}_{fresh-food}$ [W]	Número de células
Grosseira	40,91	26,46	61.211.5.9
Intermediaria	40,92	28	84.603.073
Refinada	40,93	28,2	95.593.870
Erro máximo [%]	0,02	5,5	-

### 5.3.4 Resultados e Validação

Finalmente, obteve-se as condutâncias globais de troca de calor de ambos compartimentos, sendo estas: 1,04 W/K para o *fresh-food* e 0,81 W/K para o *freezer*. Comparando com os resultados experimentais, o erro no cálculo do UA foi de 5,1% e 7,2% para os compartimentos *fresh-food* e *freezer*, respectivamente. Tal discrepância é considerada aceitável. Ou seja, a ferramenta de simulação tridimensional pode ser utilizada para caracterização do gabinete do refrigerador doméstico.

Por fim, pode-se concluir em base aos resultados, apresentados na secção 5.2.6 e 5.3.4, que tanto o modelo analítico unidimensional como a simulação tridimensional em CFD são ferramentas adequadas para caracterizar um gabinete de refrigerador doméstico, o que possibilita a otimização de geometria de um gabinete através de simulações, evitando a custosa prototipagem e testes experimentais de gabinetes.

Além da previsão da condutância térmica global, a simulação numérica ainda fornece informações relevantes quanto à operação robusta do gabinete. A Figura 5.16 apresenta os campos de temperatura através das paredes do refrigerador. Nota-se que a temperatura das paredes no interior dos compartimentos *freezer* e *fresh-food* atingem valores aproximados de -18 e 5 °C, respectivamente, como era o esperado de acordo com as condições de contorno pré-estabelecidas. A região (D), destacada na Figura 5.16, apresenta as temperaturas mais baixas no compartimento *fresh-food* como resultado da proximidade do duto de insuflamento de ar com a parede externa do compartimento.

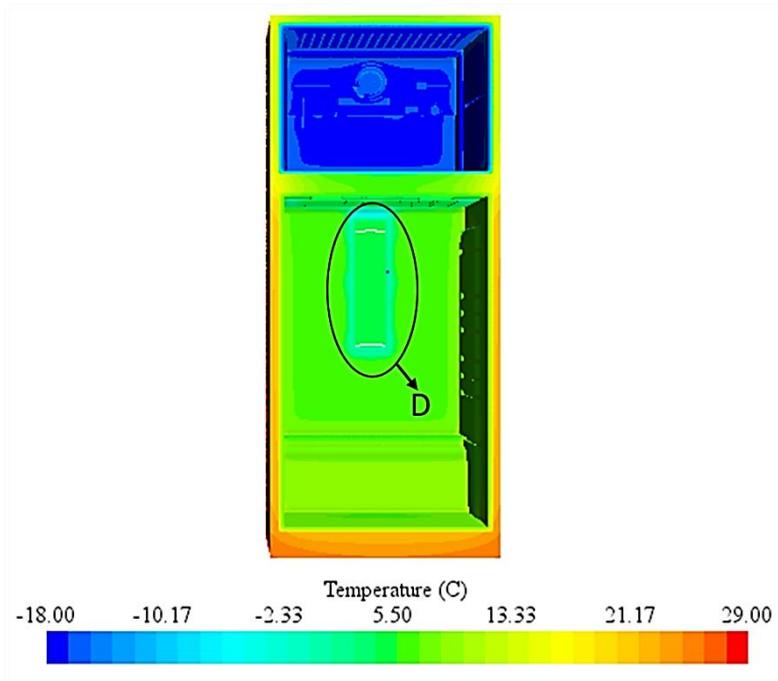


Figura 5.16 – Campo de temperatura nas paredes internas dos compartimentos do refrigerador

Sabe-se que um gabinete que não possui um isolamento adequado pode apresentar acúmulo de condensado nas paredes externas caso a temperatura da superfície se encontra abaixo da temperatura de orvalho do ambiente. Possíveis zonas de condensação através das paredes externas do gabinete do refrigerador foram avaliadas. Para tanto, um diagrama temperatura-umidade relativa (T-UR) foi utilizado, mostrado do na Figura 5.17. Neste diagrama é possível determinar o ponto de orvalho através de uma temperatura e umidade determinada. Para uma temperatura de 32 °C, como a adotada nas paredes externas do refrigerador, e para uma umidade relativa de 50%, o valor aproximado do ponto de orvalho é de aproximadamente 21 °C.

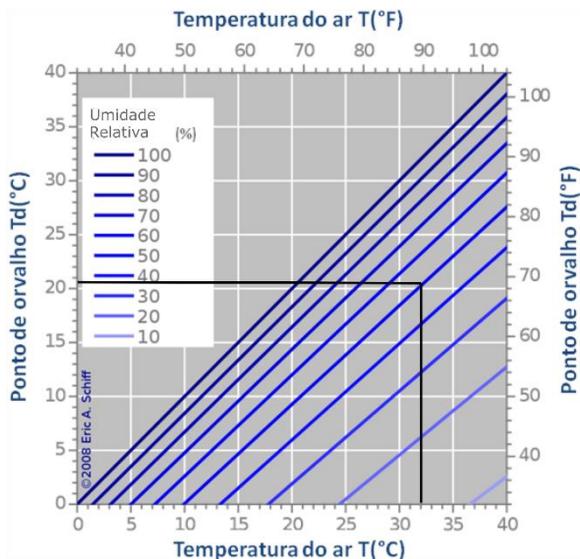


Figura 5.17 – Diagrama T-UR

Depois de uma avaliação do campo de temperatura nas paredes externas do gabinete do refrigerador, foi possível determinar que a zona mais propensa a apresentar condensação encontra-se na parede próxima ao condensador, já que essa região apresenta temperaturas menores que 21°C, como destacado na região (E) da Figura 5.18. Tal risco é decorrente de uma espessura de isolamento inadequada. Todas as outras regiões da parede externa do refrigerador apresentaram temperatura de superfície acima da temperatura de orvalho.

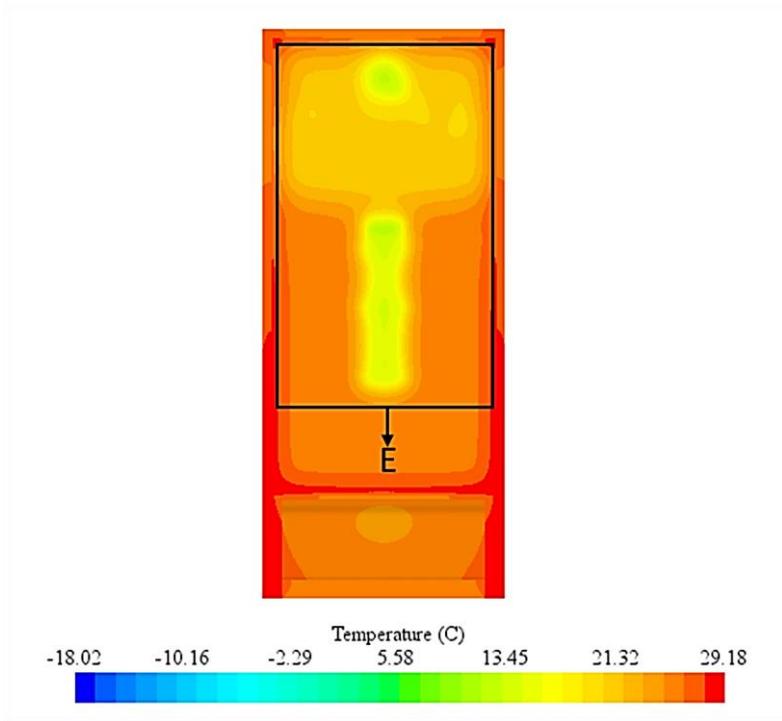


Figura 5.18 – Possíveis zonas de condensação no gabinete do refrigerador

## 6 CARACTERIZAÇÃO NUMÉRICA CFD: ACOPLAMENTO TÉRMICO-FLUIDODINÂMICO

Uma avaliação completa do comportamento do refrigerador em regime permanente foi realizada mediante o acoplamento dos modelos numéricos de transferência de calor e fluidodinâmica em um único modelo de simulação. Tal acoplamento permitirá avaliar as estratificações de temperaturas no interior dos compartimentos refrigerados, assim como nos dutos de insuflamento e retorno de ar do refrigerador.

### 6.1 ETAPAS NA SIMULAÇÃO DO MODELO ACOPLADO

O modelo CAD de simulação acoplado leva em conta a modelagem de todas as partes sólidas das peças do modelo de engenharia, assim como os domínios fluidos das regiões onde apresentam-se escoamento de ar no interior do refrigerador.

Com o objetivo de representar o carregamento do *freezer* com pacotes de *tylose*, uma substância artificial com calor específico equivalente ao da carne congelada, foram acrescentados no modelo CAD de simulação *baseline* elementos sólidos com geometria, propriedades e posição dentro do compartimento, conforme recomendações da norma ISO 15502 (2005). A Figura 6.1 esquematiza a distribuição dos pacotes de *tylose* ao interior do compartimento *freezer* no modelo CAD de simulação.



Figura 6.1 – Distribuição dos pacotes de *tylose*: (a) prateleira do compartimento *freezer* e (b) prateleiras da porta do compartimento *freezer*

Na etapa de geração de malha foram adotados os procedimentos realizados nos modelos de transferência de calor e fluidodinâmico. Os parâmetros definidos na etapa da física do modelo na simulação fluidodinâmica foram replicados no modelo acoplado, enquanto que do lado dos sólidos foram adotadas as condições de contorno especificadas no modelo de transferência de calor sem considerar os coeficientes de transferência de calor por convecção forçada ao interior dos compartimentos, já que tais parâmetros são definidos através do acoplamento térmico-fluidodinâmico.

Para simular a troca de calor do lado do evaporador, foi atribuída uma condição de temperatura prescrita nas paredes internas do tubo do evaporador. O valor utilizado foi de  $-28,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ , para toda a serpentina do evaporador. Tal valor corresponde a temperatura de evaporação determinada experimentalmente no teste de consumo de energia. Assumiram-se as hipóteses de superaquecimento e queda de pressão nulas

## 6.2 VALIDAÇÃO

Para validar os resultados obtidos no modelo acoplado realizou-se um teste experimental de *pull down* com carregamento de pacotes de *tylose*. A distribuição dos pacotes ao interior do compartimento foi realizada conforme especificações de carregamento da norma ISO 15502 (2005). No teste experimental foram colocados 16 pacotes M distribuídos conforme esquematizado na Figura 6.2.

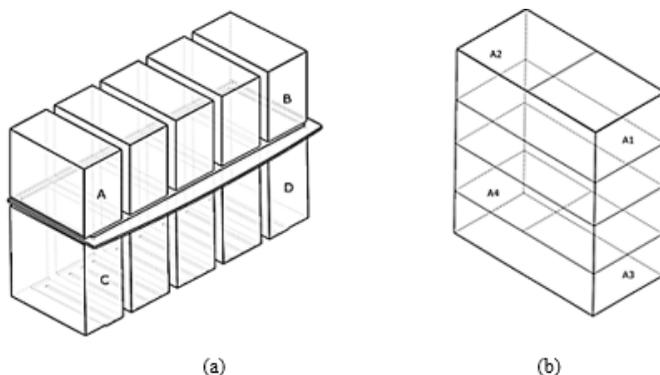


Figura 6.2 – Distribuição dos pacotes M: (a) blocos de medição e (b) pontos de medição em cada bloco

Os pontos de medição foram localizados no centro geométrico dos pacotes A1, A2, A3, A4, e assim por diante nos blocos B, C, D. No modelo acoplado foram adotados pontos de medição similares aos estabelecidos no teste experimental.

A Figura 6.3 compara as previsões do modelo numérico para a temperatura nos pacotes de *tylose* com os resultados experimentais. Foi obtida uma concordância satisfatória com uma margem de erro de  $\pm 0,76$  K na maioria dos resultados.

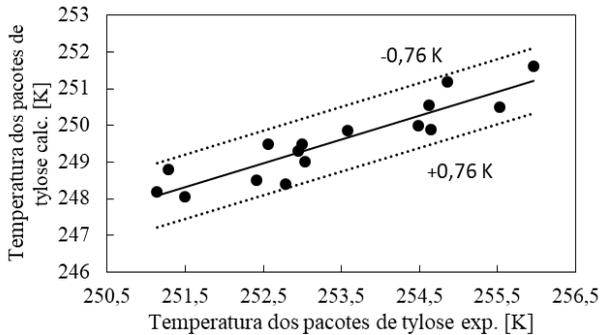


Figura 6.3 – Validação de temperaturas no compartimento *freezer*

No compartimento *fresh-food*, a norma não prevê carregamento com pacotes de *tylose*. Portanto, foram registradas as temperaturas no interior do compartimento através dos cinco termopares localizados nas posições T14, T15, T16, T17 e T18 (ver Apêndice A). Tais pontos de medição foram situados no modelo de simulação acoplado, com o objetivo de comparar as previsões de temperatura do modelo numérico com o teste experimental. Uma concordância satisfatória foi obtida com uma margem de erro de  $\pm 3$  K nos resultados, como apresentado na Figura 6.4.

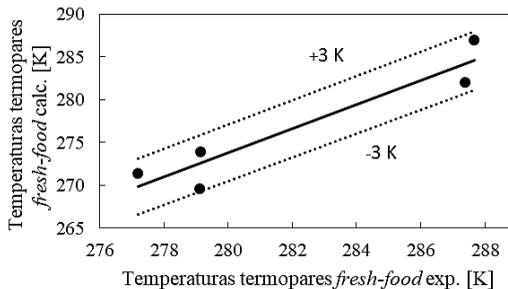


Figura 6.4 – Validação de temperaturas no compartimento *fresh-food*

### 6.3 RESULTADOS

A desigual distribuição do escoamento de ar no compartimento *freezer* ocasionada principalmente pela posição inadequada do *slot* de insuflamento inferior (ver seção 4.2.4.5), resultou em temperaturas mais baixas na face posterior dos blocos dos pacotes superiores (A e B), próximos aos slots de insuflamento (ver Figura 6.5). Tais resultados eram esperados uma vez que a maior parte do escoamento encontra-se distribuído na parte superior do compartimento (ver Figura 6.6).

Tanto no modelo numérico quanto no ensaio experimental as temperaturas dos blocos A e B apresentaram-se ~10% menores que as temperaturas dos blocos C e D.

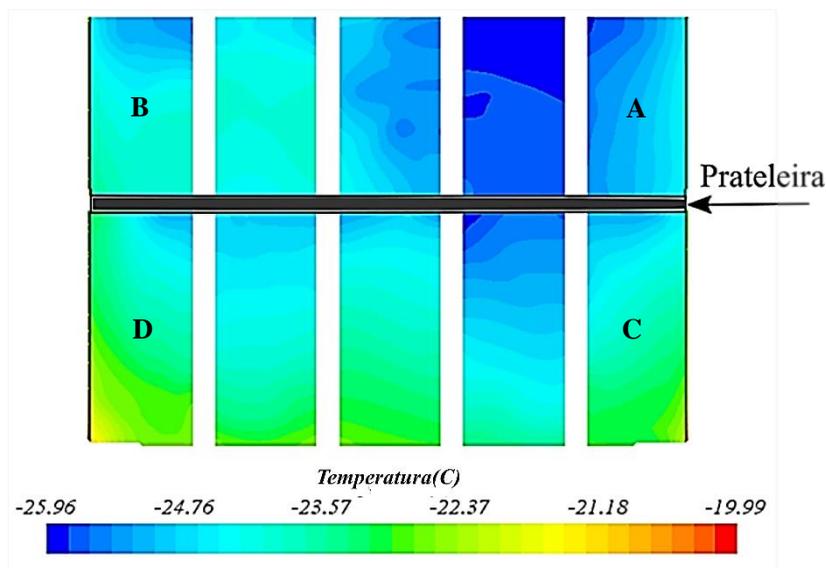


Figura 6.5 – Distribuição de temperatura através dos pacotes de Tylose

No compartimento *fresh-food* (ver Figura 6.7), observou-se uma moderada estratificação de temperatura entre os pontos T13 até T17 (ver o posicionamento no Apêndice A). Uma das possíveis causas seria a inadequada geometria do duto de insuflamento de ar, já que, como observado, a região próxima ao primeiro slot de insuflamento (SL1) atinge as menores temperaturas devido a uma maior vazão de ar.

As regiões mais críticas foram observadas nas gavetas de legumes (T17), onde tanto o modelo numérico quanto o teste experimental mostraram temperaturas próximas dos 9 °C. Com isto é evidente a necessidade de modificações no produto que permitam melhorar a distribuição de temperaturas ao interior do compartimento *fresh-food*.

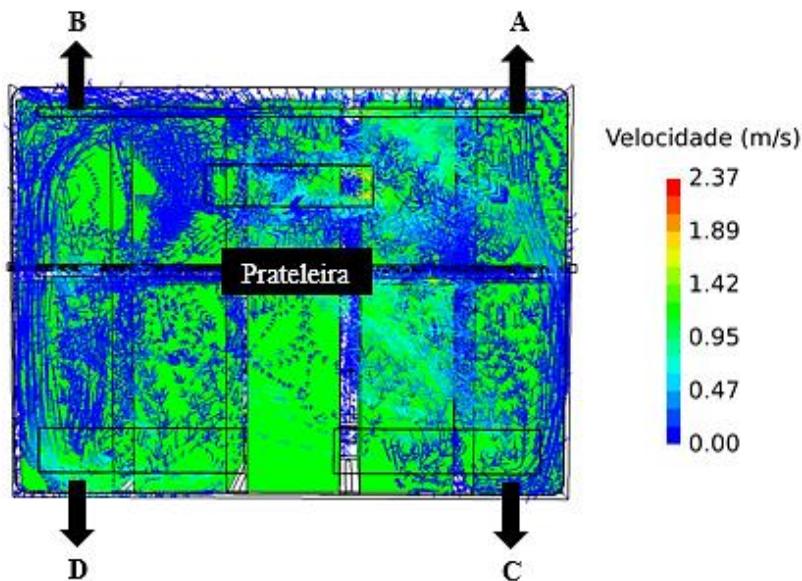


Figura 6.6 – Distribuição do escoamento de ar através dos pacotes de *Tylose*

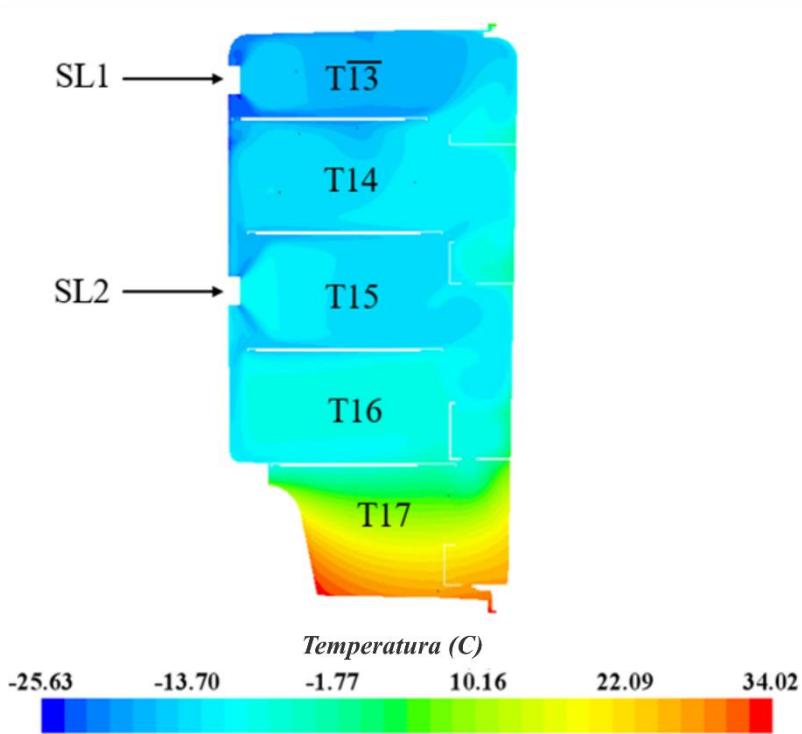


Figura 6.7 – Distribuição de temperaturas ao interior do compartimento *fresh-food*

## 7 RESULTADOS

As análises do refrigerador *frost-free* investigado neste estudo foram realizadas através da utilização de uma plataforma de simulação de refrigeradores domésticos. Para subsidiar e validar tal plataforma, os componentes do sistema de refrigeração, do sistema de fluxo de ar e o gabinete foram caracterizados numérica e experimentalmente.

Neste capítulo são apresentadas as alternativas de projeto mais promissoras para redução do consumo de energia do refrigerador em questão. Para tal fim, análises paramétricas foram realizadas para prever o efeito dos seguintes fatores no consumo de energia: (i) isolamento térmico do gabinete, (ii) impedância do sistema de ar interno (geometria dos dutos de insuflamento e retorno), (iii) geometria dos trocadores de calor, (iv) motor do ventilador e (v) modelo de compressor.

Finalmente, serão apresentadas diversas configurações de sistema do visando a redução do consumo de energia.

### 7.1 PLATAFORMA DE SIMULAÇÃO DE REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

A plataforma de simulação desenvolvida por Gonçalves *et al.* (2008) e aperfeiçoada por Hermes *et al.* (2009), é composta pela integração de submodelos específicos para cada componente do sistema, tais como trocadores de calor, compressor, gabinete, sistema de fluxo de ar, etc. Tal modelo permite a previsão dos efeitos dos componentes do sistema de refrigeração no desempenho energético do refrigerador.

A maioria dos dados de entrada da plataforma foram obtidos experimentalmente, tais como, condutância térmica global do gabinete, impedância do sistema de fluxo de ar, desempenho do compressor, desempenho do evaporador e geometria do tubo capilar. O desempenho do condensador foi obtido por correlações empíricas disponíveis na literatura. Os modelos numéricos do gabinete e do sistema de fluxo de ar, desenvolvidos nesse trabalho, foram validados e alimentaram a plataforma para possibilitar análises paramétricas dos efeitos destes no consumo de energia. O resultado da plataforma de simulação foi validado através do ensaio de consumo de energia. A seguir, descreve-se os submodelos que integram a plataforma de simulação.

### 7.1.1 Submodelo do compressor

O objetivo do submodelo do compressor é obter a potência do compressor, a vazão mássica de refrigerante e a entalpia na descarga, tendo como dados de entrada as pressões de sucção e descarga e a entalpia na sucção do compressor.

A entalpia na descarga do compressor é calculada a partir do princípio de conservação da energia como mostrado na Equação 7.1.

$$h_2 = (\dot{m} \cdot h_1) + \dot{W}_k - \dot{Q}_k \quad (7.1)$$

onde  $\dot{W}_k$  é a potência consumida,  $\dot{Q}_k$  o calor liberado para o ambiente externo,  $\dot{m}$  a vazão mássica expressada na seguinte equação:

$$\dot{m} = \frac{\eta_v V_k N_k}{v_1} \quad (7.2)$$

onde  $\eta_v$  representa a eficiência volumétrica,  $N_k$  a velocidade do pistão,  $v_1$  o volume específico do refrigerante na sucção e  $V_k$  o volume deslocado.

A eficiência volumétrica é dada pela Equação 7.3 Li (2012).

$$\eta_v = a_0 + a_1 - 0,01271 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{z}} \quad (7.3)$$

onde  $P_1$  representa a pressão na sucção,  $P_2$  a pressão na descarga e  $z$  é o coeficiente isentrópico do refrigerante.

A potência do compressor é calculada pela Equação 7.4 Li (2012).

$$\dot{W}_k = b_0 + P_1 \cdot v_1 \cdot \dot{m} \left(\frac{z}{z-1}\right) \left[ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{z-1}{z}} - 1 \right] \left(b_1 - \frac{b_2}{P_1} - \frac{b_3}{P_2}\right) \quad (7.4)$$

onde os coeficientes  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $b_0$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ , e  $b_3$  foram regredidos através do método dos mínimos quadrados com os dados experimentais do ensaio de calorímetro do compressor. Tais coeficientes são apresentados na Tabela 7.1.

Tabela 7.1 Coeficientes do ajuste para eficiência volumétrica e potência do compressor

$a_0$	$a_1$	$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$
0,8196	-0,01441	173	1,345	-107071	-196325

Finalmente a transferência de calor no compressor é calculada a partir da Equação 7.5.

$$\dot{Q}_k = UA_k \cdot (T_2 - T_{amb}) \quad (7.5)$$

onde  $UA_k$  é a condutância térmica global nas paredes da carcaça, e  $T_2$  a temperatura na descarga do compressor.

A condutância térmica global do compressor,  $UA_k$ , foi determinada pelo ajuste dos dados obtidos nos testes realizados em regime permanente ( $UA_k = 2,63\text{W/K}$ ).

### 7.1.2 Submodelo do condensador

No presente trabalho foi utilizado um condensador tipo arame-sobre-tubo de convecção natural comumente utilizado na refrigeração doméstica (ver Figura 7.1). Os dados geométricos do condensador são apresentados no Apêndice C.

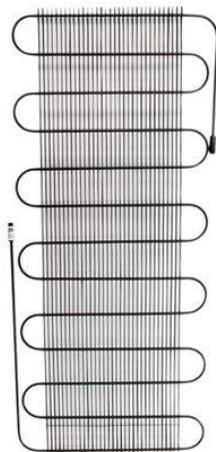


Figura 7.1 – Condensador arame-sobre-tubo

A taxa de transferência de calor através do condensador foi obtida pela Equação 7.6.

$$\dot{Q}_c = UA_c \cdot (T_c - T_{amb}) \quad (7.6)$$

onde  $T_c$  e  $T_{amb}$  são as temperaturas de condensação e ambiente respectivamente,  $UA_c$  é a condutância térmica global nas paredes do condensador.

A partir da geometria do condensador e das temperaturas  $T_c$  e  $T_{amb}$ , uma correlação para obter a condutância térmica global foi proposta por Melo e Hermes (2009). Dita correlação prevê o coeficiente de transferência de calor combinando (radiação + convecção) através da seguinte equação:

$$\bar{h}_c = \pi_0 \cdot \bar{h}_{rad} \quad (7.7)$$

onde  $\bar{h}_{rad}$  é o coeficiente de transferência de calor por radiação e  $\pi_0$  é um parâmetro que leva em consideração o fenômeno de transferência de calor

por convecção natural, a distribuição de temperaturas do lado dos arames e os aspectos direcionais da transferência de calor por radiação. Dito parâmetro é calculado através da seguinte equação:

$$\pi_0 = 5,68 \cdot \pi_1^{0,60} \pi_2^{-0,28} \pi_3^{0,49} \pi_4^{0,08} \quad (7.8)$$

onde  $\pi_1$  é a relação entre as áreas das superfícies de tubos e arames,  $\pi_2$  e  $\pi_3$  representam a relação de espaçamento entre tubos e arames, finalmente  $\pi_4$  representa a diferença de temperaturas. Estes termos são obtidos através das seguintes equações:

$$\pi_1 = \frac{A_w}{A_t + A_w} \quad (7.9)$$

$$\pi_2 = \frac{p_t + d_t}{d_t} \quad (7.10)$$

$$\pi_3 = \frac{p_w - d_w}{d_w} \quad (7.11)$$

$$\pi_4 = \frac{T_c - T_{amb}}{T_{filme}} \quad (7.12)$$

onde  $A_w$  representa a área superficial dos arames,  $A_t$  é a área superficial dos tubos,  $p_t$  e  $p_w$  são os espaçamentos dos tubos e arames, respetivamente, enquanto que  $d_t$  e  $d_w$  representam os diâmetros dos tubos e arames, respetivamente, e  $T_{filme}$  ( $= (T_c + T_{amb})/2$ ) é a temperatura de filme do escoamento de ar sobre o condensador.

Finalmente a condutância térmica global no condensador pode ser obtida através da seguinte equação:

$$UA_c = \bar{h}_c A_c \quad (7.13)$$

onde  $A_c = (A_t + A_w)$  representa a área superficial externa de troca de calor que é obtida a partir dos dados apresentados no Apêndice C.

### 7.1.3 Submodelo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção

O objetivo do submodelo do tubo capilar não-adiabático é fornecer a vazão mássica do fluido refrigerante, assim como determinar a entalpia do fluido na saída, mesma que será utilizada como dado de entrada no submodelo do evaporador. Também, será obtida a temperatura do refrigerante na saída da linha de sucção, parâmetro utilizado no submodelo do compressor. O modelo adotado baseou-se nas correlações empíricas propostas por Sarker e Jeong (2012), específicas para tubos capilares não-adiabáticos e submetidos ao escoamento de R134a e R600a.

A entalpia na saída do tubo capilar é determinada a partir da Equação 7.14, mediante um balanço de energia conforme apresentado pela Figura 7.2.

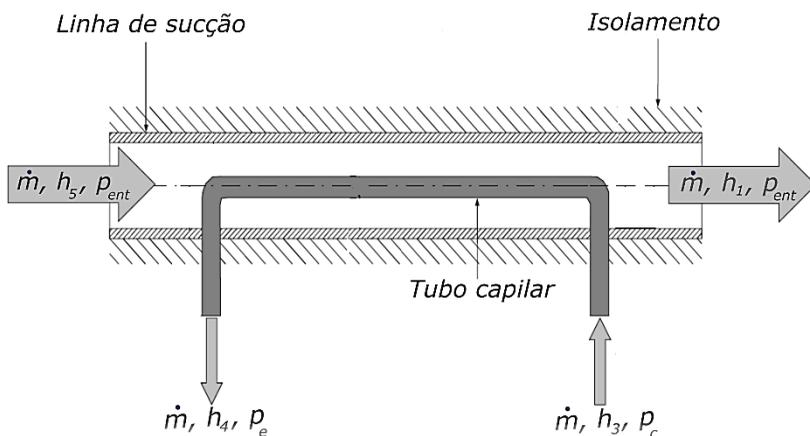


Figura 7.2 – Esquema do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção.  
Adaptado de (Waltrich, 2008)

$$h_4 = h_3 + h_5 - h_1 \quad (7.14)$$

A entalpia  $h_1$ , na saída da linha de sucção, é dada pela pressão de evaporação e a temperatura ( $T_1$ ) nesse ponto é determinada a partir da Equação 7.15 (Gonçalves *et al.*, 2009).

$$T_1 = T_5 + \varepsilon_{tc} \cdot (T_3 - T_5) \quad (7.15)$$

onde  $\varepsilon_{tc}$  é a efetividade do trocador de calor, que foi obtida através dos resultados experimentais de um refrigerador similar ao aqui analisado ( $\varepsilon_{tc} = 0,85$ ).

#### 7.1.4 Submodelo do evaporador

O submodelo do evaporador permite prever a capacidade de refrigeração do sistema, assim como o estado do ar e do refrigerante na saída, além de determinar indiretamente a pressão de evaporação do sistema. Esta modelagem foi desenvolvida de acordo com o método da efetividade NUT (Incropera *et al.*, 2008), sendo calculada a taxa de transferência de calor através da seguinte equação:

$$\dot{Q}_{evap} = \varepsilon C_{min}(T_m - T_e) \quad (7.16)$$

sendo  $\varepsilon$  a efetividade do trocador,  $C_{min}$  a capacitância térmica do ar e  $T_m$  e  $T_e$  são as temperaturas da mistura e evaporação, respectivamente.

A temperatura de mistura engloba as correntes que chegam do *freezer* e *fresh-food*, calculada através da Equação 7.17.

$$T_m = rT_{fz}(1 - r)T_{ff} \quad (7.17)$$

onde  $T_{fz}$  e  $T_{ff}$  são as temperaturas no *freezer* e *fresh-food*, respectivamente. Finalmente o parâmetro  $r$  foi obtido experimentalmente mediante a razão entre a vazão mássica de ar que circula pelo freezer  $\dot{m}_{fz}$  e a vazão total de ar ( $\dot{m}_t = \dot{m}_{fz} + \dot{m}_{ff}$ ).

A capacitância térmica  $C_{min}$  é dada pela seguinte equação:

$$C_{min} = \dot{V}_a \rho_a c_{p,a} \quad (7.18)$$

onde a vazão de ar no evaporador foi obtida experimentalmente (ver seção 3.2.3). Os valores da densidade e calor específico do ar foram obtidos para a temperatura de mistura.

O número de unidades de transferência, necessário para o cálculo da efetividade do trocador  $\varepsilon$ , é obtido através da Equação 7.19.

$$NUT = \frac{UA_{evap}}{C_{min}} \quad (7.19)$$

Já a efetividade no trocador de calor é dada pela Equação 7.20:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (7.20)$$

Finalmente, a entalpia do refrigerante na saída do evaporador é definida pela seguinte equação:

$$h_5 = h_4 + \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}} \quad (7.21)$$

A condutância térmica global do evaporador ( $UA_{evap}$ ) em função da vazão volumétrica de ar foi obtida experimentalmente através da obtenção da curva característica do evaporador no túnel de vento (ver seção 3.2.3). De posse da curva característica do evaporador e da vazão total de ar do sistema no ponto de operação do refrigerador (46,42 m<sup>3</sup>/h), a condutância global de transferência de calor do evaporador foi de 15,5 W/K. Para efeitos de análises de sensibilidade subsequentes envolvendo a mudança da geometria do evaporador, a condutância térmica global do evaporador foi estimada com base na correlação empírica desenvolvida por Barbosa *et al.* (2009).

### 7.1.5 Submodelo do gabinete

O gabinete do refrigerador é caracterizado pelas condutâncias térmicas globais de ambos compartimentos, que foram obtidos experimentalmente, conforme descrito anteriormente. Com base nestas

grandezas, o modelo é capaz de prever a carga térmica imposta ao refrigerador e, conseqüentemente, a capacidade de refrigeração e a fração de funcionamento do compressor.

### 7.1.6 Submodelo do sistema de distribuição de ar

O ponto de operação do sistema de fluxo de ar no refrigerador é obtido mediante a intersecção da curva característica do ventilador e a curva de impedância do sistema, como esquematizado na Figura 7.3. Ambas curvas foram obtidas experimentalmente, através de medições em um túnel de vento.

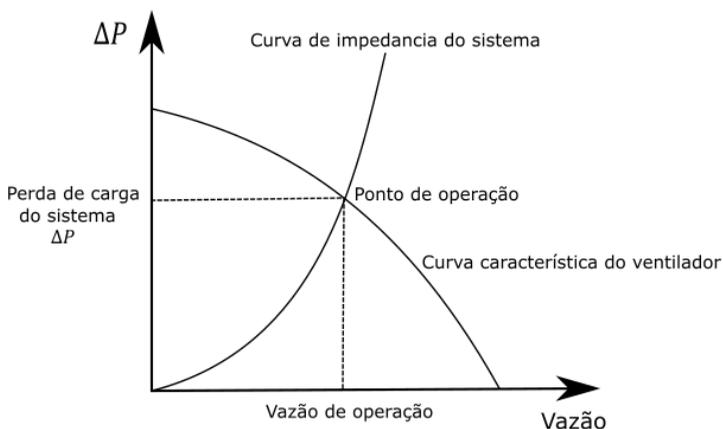


Figura 7.3 – Ponto de operação do sistema. Adaptado de (Waltrich, 2008)

A vazão total no evaporador ( $\dot{m}_{evap}$ ) é dividida para o *freezer* ( $\dot{m}_{fz}$ ) e *fresh-food* ( $\dot{m}_{ff}$ ), apresentando-se como uma associação de resistências em paralelo, como esquematizado na Figura 7.4.

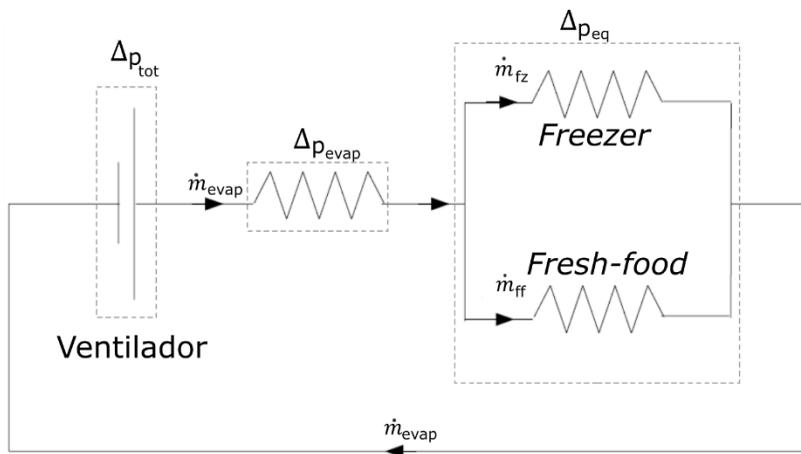


Figura 7.4 – Esquema de resistências na distribuição de ar interno. Adaptado de (Waltrich, 2008)

A queda de pressão total no sistema é apresentada pela Equação 7.22.

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{evap} + \Delta P_{eq} \quad (7.22)$$

onde  $\Delta P_{evap}$  é a queda de pressão através do evaporador e  $\Delta P_{eq}$  representa a queda de pressão equivalente dos compartimentos *freezer* e *fresh-food*.

Para efeitos de análises de sensibilidade subsequentes envolvendo a mudança da geometria do sistema de fluxo de ar, as novas curvas de impedância do sistema foram estimadas com base no modelo de simulação numérica CFD desenvolvido neste trabalho.

### 7.1.7 Consumo de energia

O consumo de energia de um refrigerador é definido, basicamente, pela integração da potência consumida ao longo período de operação. Na plataforma de simulação, portanto, o consumo de energia, em kWh/mês, pode ser estimado a partir da Equação 7.23.

$$CE = \frac{0,72}{t_{on} + t_{off}} \int_0^{t_{on}+t_{off}} (\sum \dot{W}) dt \approx 0,72FF(\dot{W}_k + \dot{W}_v) \quad (7.23)$$

onde 0,72 é um fator para a conversão de W para kWh/mês,  $t_{on}$  e  $t_{off}$  são os tempos de liga-desliga do compressor,  $\dot{W}_k$  e  $\dot{W}_v$  são as potências consumidas pelo compressor e ventilador do evaporador, respectivamente, e RTR é a fracção de funcionamento do refrigerador, que pode ser obtida a partir da seguinte equação:

$$RTR = \frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}_{evap}} \quad (7.24)$$

### 7.1.8 Validação dos resultados

Os resultados obtidos pela plataforma de simulação de refrigeradores domésticos foram validados com dados experimentais do teste de consumo de energia. A Tabela 7.2 apresenta as discrepâncias obtidas entre os resultados experimentais os resultados calculados pela plataforma de simulação.

Tabela 7.2 – Resultados experimentais vs. plataforma de simulação para o consumo de energia, potência e fracção de funcionamento do refrigerador

Método	CE [kWh/mês]	RTR	$\dot{W}_k$ [W]
Experimental	48,59	0,59	111,27
Numérico	46,88	0,56	107,5
Erro [%]	3,5	5,0	3,4

Observa-se que o consumo de energia e a potência do compressor apresentaram erros menores que 4%. Já a fracção de funcionamento obteve uma diferença aproximada de 5%. Tais resultados são considerados satisfatórios e validam a ferramenta para análises subseqüentes de minimização do consumo de energia do refrigerador.

## 7.2 ANÁLISES PARAMÉTRICAS

### 7.2.1 Isolamento térmico do gabinete

Nesta seção serão avaliadas diferentes espessuras e condutividades térmicas do isolamento nas paredes do refrigerador visando uma diminuição da condutância térmica global nos compartimentos refrigerados. Essas mudanças foram caracterizadas no modelo analítico de 1D de transferência de calor que, por sua vez, subsidiou a plataforma de simulação de refrigeradores domésticos com o objetivo de prever o seu impacto no consumo de energia do equipamento.

A Tabela 7.3 apresenta os resultados das condutâncias térmicas globais para diferentes espessuras de isolamento de ambos compartimentos e condutividades térmicas de isolamento sobre o consumo de energia. O termo *baseline* se refere às condições originais do produto.

Tabela 7.3 – Condutâncias térmicas pra diferentes espessuras e condutividades térmicas de isolamento

Modelo	Espessura [mm]	Condutividade térmica [W/m.K]	UA freezer [W/K]	UA fresh-food [W/K]	CE [kWh/mês]
<i>Baseline</i>	50	0,021	0,72	1,15	46,88
Teste1	55	0,021	0,71	1,13	45,25
Teste2	60	0,021	0,69	1,11	44,32
Teste3	70	0,021	0,67	1,07	43,07
Teste4	50	0,020	0,68	1,08	43,53
Teste5	55	0,020	0,67	1,06	42,91
Teste6	60	0,020	0,65	1,04	41,98
Teste7	70	0,020	0,63	1,02	41,05

Na Figura 7.5 pode-se ver uma diminuição de 3,4% no consumo de energia com um aumento de 5mm na espessura da camada de PU. Já uma diminuição do 8,1% no consumo de energia foi observada com um acréscimo de 20 mm na camada de PU.

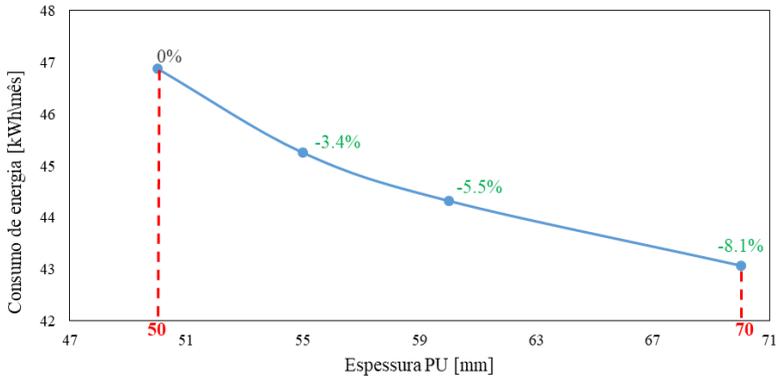


Figura 7.5 – Consumo de energia em função da espessura de isolamento dos compartimentos com condutividade térmica de 0,0214 W/m.K

A Figura 7.6 mostra o consumo de energia em função da espessura do isolamento com condutividade térmica de 0,020 W/m.K. Considerando as espessuras dos compartimentos idênticas às originais, a redução da condutividade térmica do isolante representou uma diminuição de 7,2% no consumo de energia. Com o aumento de apenas 5mm na espessura da camada de PU de ambos compartimentos, o consumo de energia diminuiu em 8,5%, enquanto que uma redução de 12,5% no consumo de energia foi obtida com o aumento de 20 mm na espessura da camada de PU.

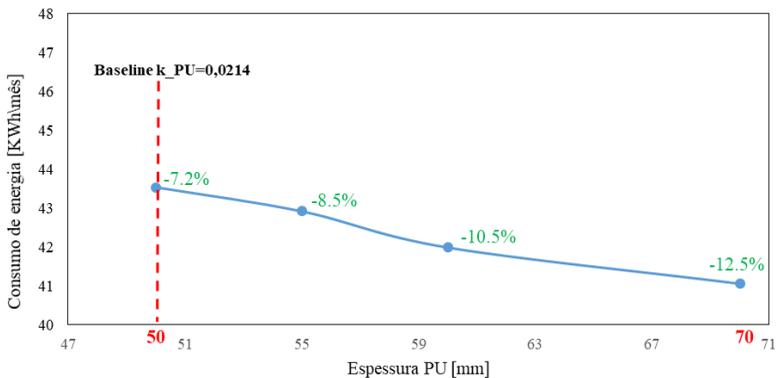


Figura 7.6 – Consumo de energia em função da espessura de isolamento dos compartimentos com condutividade térmica de 0,020 W/m.K

Em geral, os resultados mostraram que, tanto a espessura de isolamento quanto a condutividade térmica do material isolante do gabinete, são parâmetros bastante significativos para o consumo de energia do refrigerador, o que indica que tais parâmetros devem ser cuidadosamente dimensionados em um eventual projeto de produto.

## 7.2.2 Impedância do sistema de ar interno

Conforme os resultados obtidos nas simulações fluidodinâmicas e do modelo acoplado (ver seções 4.2.4.5 e 6.3), foram planejadas modificações nos dutos de insuflamento e retorno de ar dos compartimentos refrigerados.

### 7.2.2.1 Modificações nos slots de insuflamento de ar do freezer

Uma nova geometria dos *slots* de insuflamento inferior do compartimento freezer foi proposta com o objetivo de aumentar a área de insuflamento de ar nessa região (ver Figura 7.7). Devido ao escasso fluxo de ar na região inferior do compartimento, ocasionada pela proximidade dos *slots* de insuflamento inferior com a prateleira do compartimento *freezer* (ver seção 4.2.4.5), este foi deslocado 7mm abaixo da posição inicial como mostrado na Figura 7.8.

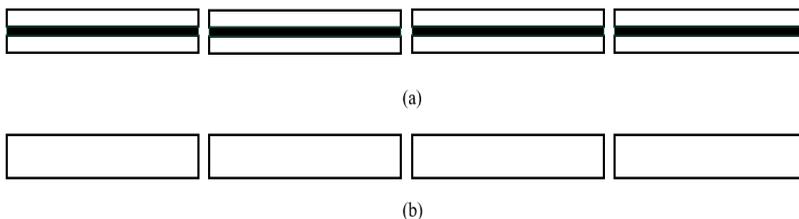


Figura 7.7 – Modificações dos *slots* inferiores de insuflamento do compartimento freezer: (a) desenho *baseline* e b) desenho modificado

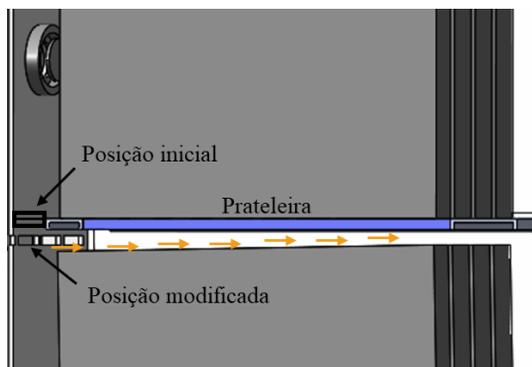


Figura 7.8 – Modificação do posicionamento dos *slots* de insuflamento inferiores do compartimento freezer

#### 7.2.2.2 Modificações no duto de insuflamento de ar do *fresh-food*

Com o objetivo de diminuir a queda de pressão e evitar zonas de recirculação de ar nas regiões F e G, foi implementado um novo desenho do duto de insuflamento de ar. A Figura 7.9 apresenta uma comparação entre o desenho *baseline* e modificado.

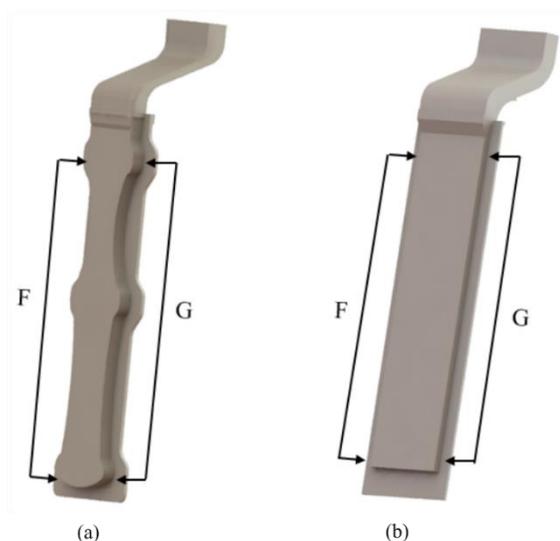


Figura 7.9 – Modificações no duto de insuflamento de ar do *fresh-food*: (a) desenho *baseline* e b) desenho modificado

### 7.2.2.3 Modificações no duto de retorno de ar do *fresh-food*

Visando a redução das zonas de recirculação de ar nos dutos de retorno do *fresh-food* (ver Figura 4.20), elaborou-se um novo desenho através do fechamento completo da região que separa os escoamentos de retorno no duto. Na Figura 7.10 encontra-se destacado em preto a direção esperada de escoamento de ar, enquanto que se destaca em vermelho as zonas de recirculação de ar.

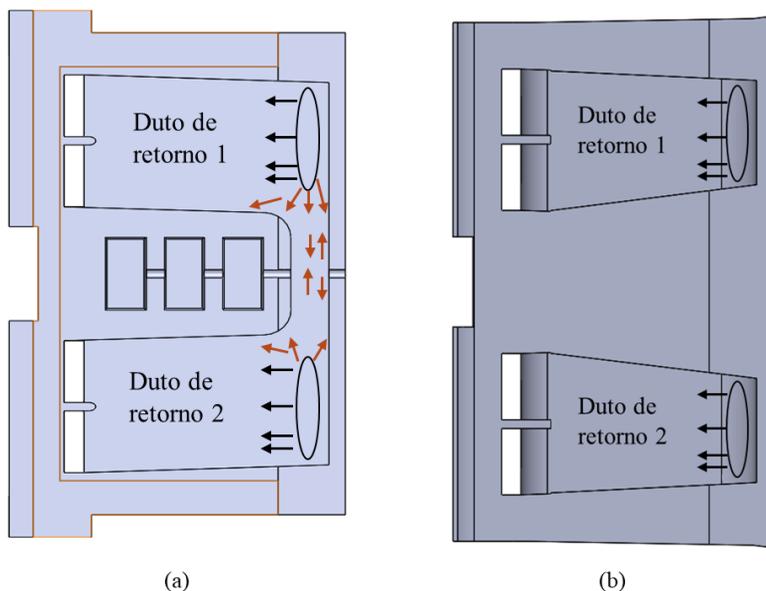


Figura 7.10 – Modificações no duto de retorno de ar: (a) desenho *baseline* e (b) desenho modificado

### 7.2.2.4 Resultados

Através das modificações propostas no *slot* de insuflamento do compartimento *freezer* foram obtidas melhores distribuições do escoamento de ar na parte posterior dos blocos dos pacotes superiores (A e B) e dos pacotes inferiores (C e D) como apresentado na Figura 7.11.

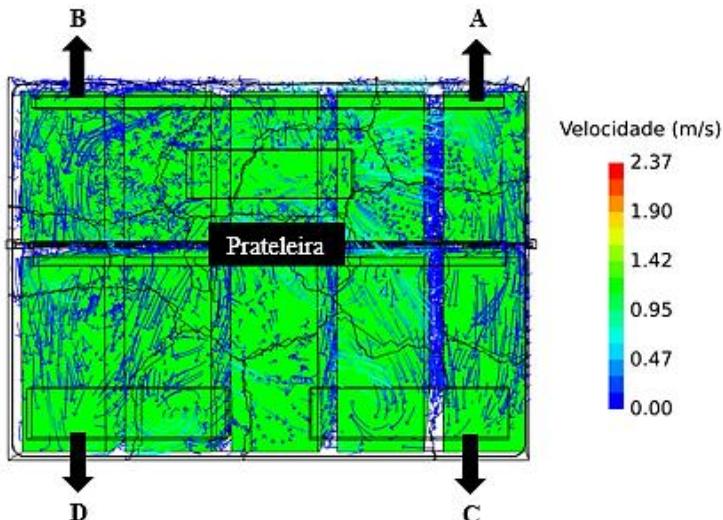


Figura 7.11 – Distribuição do escoamento de ar através dos pacotes de *Tylose* após modificações

Como observado na Figura 7.12, a nova distribuição de escoamento de ar através do compartimento *freezer* resulta em melhores distribuições de temperatura nas faces posteriores dos blocos dos pacotes (A, B, C e D), comparado com os resultados *baseline* (ver Figura 6.5).

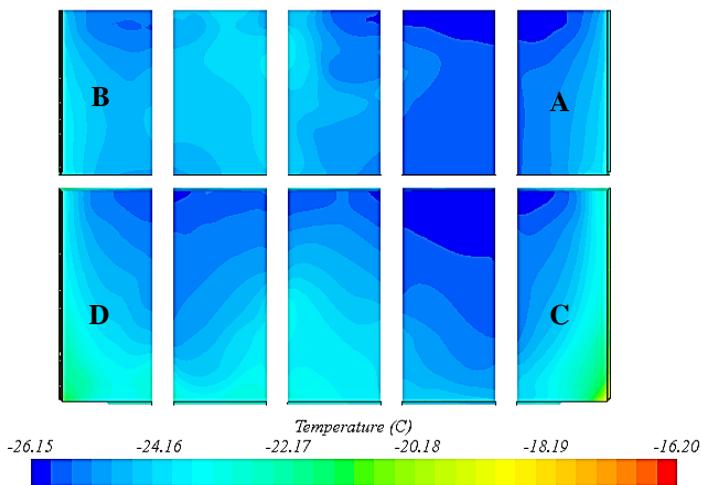


Figura 7.12 – Distribuição de temperaturas através dos pacotes de *Tylose* após modificações

Do lado do duto de insuflamento de ar do compartimento *fresh-food*, a Figura 7.13 apresenta a distribuição do escoamento após as modificações, observando-se um escoamento uniforme sem recirculação de ar comparado com a geometria *baseline* (ver Figura 4.18).

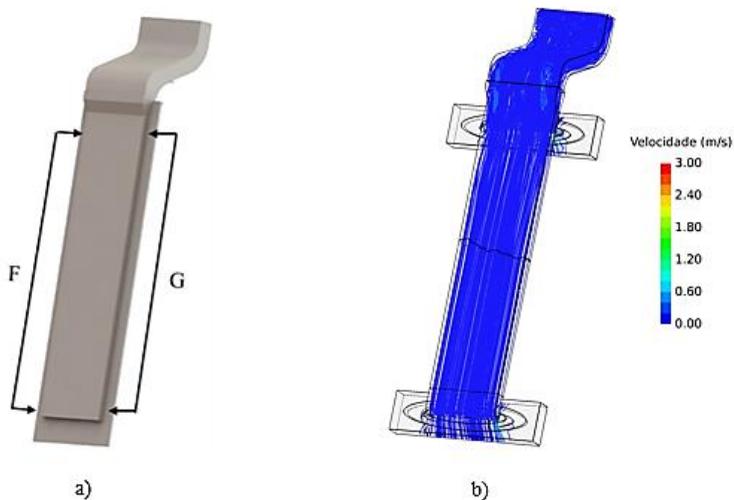


Figura 7.13 – Duto de insuflamento de ar do compartimento *fresh-food*: (a) modelo CAD de simulação modificado e (b) simulação fluidodinâmica

Como observado na Figura 7.14, com o novo desenho na geometria do duto de retorno do *fresh-food*, o escoamento de ar apresentou uma distribuição mais uniforme, sem presença de zonas de recirculação comparado com a geometria *baseline* (ver Figura 4.20)

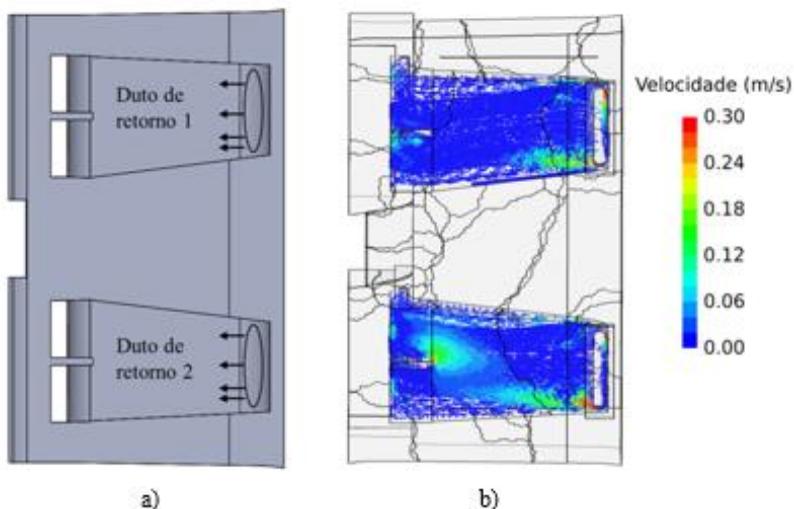


Figura 7.14 – Duto de retorno de ar do compartimento *fresh-food*: (a) modelo CAD de simulação modificado e (b) simulação fluidodinâmica

Finalmente através das modificações propostas nesta seção foram obtidos aumentos na vazão total de ar de 1,5 m<sup>3</sup>/h.

Maiores ganhos de vazão não foram atingidos devido a que as modificações realizadas não levaram em conta aumento das áreas dos *slots* de insuflamento dos compartimentos. A Tabela 7.4 apresenta os resultados de vazão de ar, em cada compartimento, antes e depois as modificações propostas.

Tabela 7.4 – Resultados da vazão de ar após as modificações

Método Numérico	Vazão de ar [m <sup>3</sup> /h]	
	<i>Freezer</i>	<i>Fresh-food</i>
Sem modificações	41,95	5,81
Com modificações	42,45	6,81

### 7.2.3 Trocadores de calor

Nesta seção serão testadas diferentes combinações dos elementos que conformam os trocadores de calor com o objetivo de avaliar seu impacto no consumo de energia.

#### 7.2.3.1 Dimensionamento do condensador

O efeito de diversas configurações geométricas do condensador arame-sobre-tubo sobre o consumo de energia foram avaliadas, tais como: (i) número de tubos; (ii) número de arames e (iii) diâmetro dos arames. Tais parâmetros são mostrados na Figura 7.15.

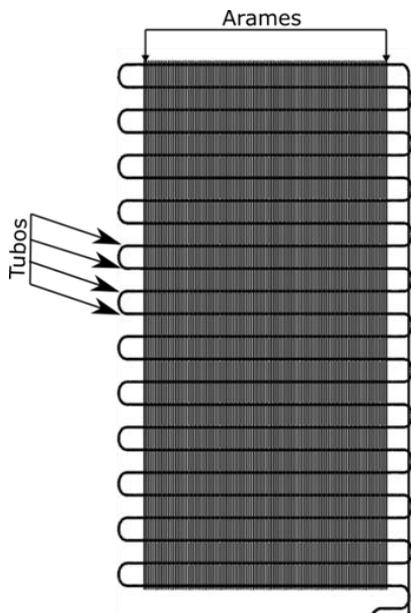


Figura 7.15 – Condensador arame-sobre tubo

A Figura 7.16 mostra o consumo de energia em função do número de tubos do condensador. Um incremento do número de tubos de 22 para 26 (altura máxima do condensador para não exceder a altura do gabinete do refrigerador) reduz o consumo de energia em 2.2%. Uma diminuição

no número de tubos levaria a um aumento considerável no consumo de energia.

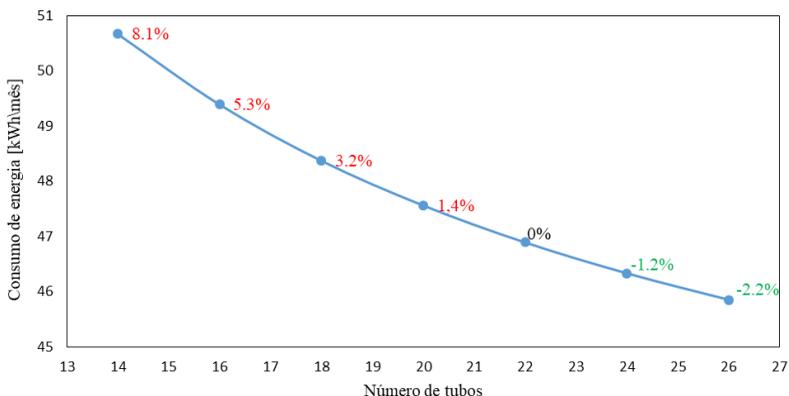


Figura 7.16 – Consumo de energia em função do número de tubos do condensador

De maneira similar, a Figura 7.17 mostra o efeito da variação do número de arames no consumo de energia do refrigerador. Um aumento de 112 para 152 arames reduz em até 3,5% o consumo de energia. Por sua vez, a alteração do diâmetro dos arames apresentou um impacto pouco significativo, com reduções no consumo da ordem de 1%, como mostrado na Figura 7.18.

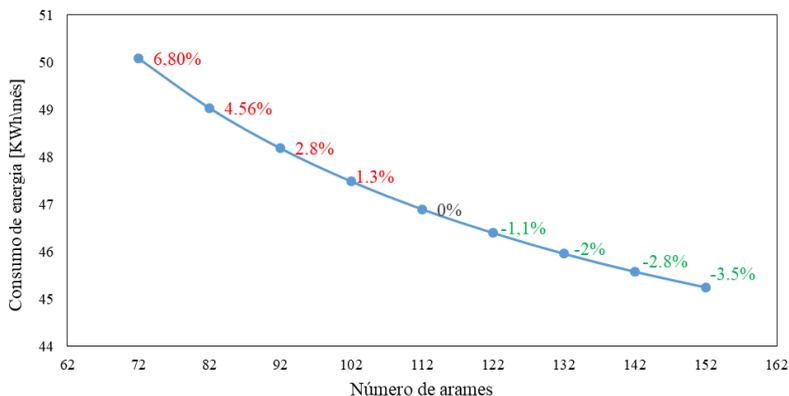


Figura 7.17 – Consumo de energia em função do número de arames do condensador

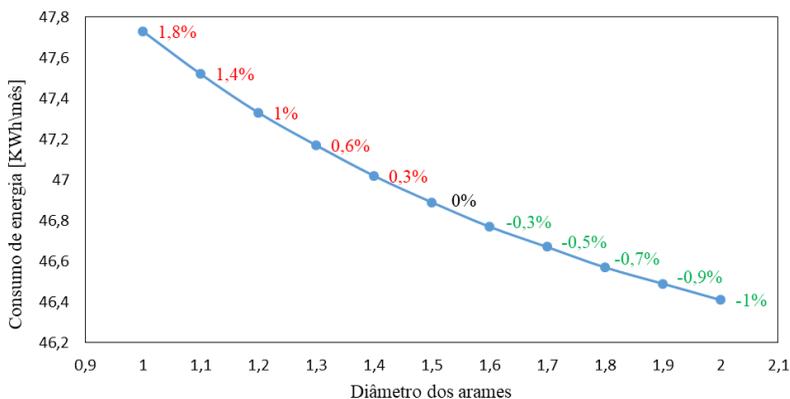


Figura 7.18 – Consumo de energia em função do diâmetro dos arames do condensador

Em geral, os resultados mostraram que o desempenho do condensador é bastante influenciado pelo número de tubos e arames, conforme já esperado, e pouco influenciado pelo diâmetro dos arames.

### 7.2.3.2 Dimensionamento do evaporador

O desempenho energético do refrigerador também foi avaliado em função do número de tubos transversais e do espaçamento entre aletas do evaporador tubo-aleta utilizado.

Sabe-se que um maior número de tubos no evaporador aumentará a área de troca de calor, porém, aumentará também a queda de pressão do lado do ar, afetando a impedância do sistema de fluxo de ar e, conseqüentemente, reduzindo a vazão volumétrica de ar.

A Figura 7.19 apresenta o efeito do número de tubos do evaporador sobre o desempenho energético do sistema. Um aumento de 9 para 12 tubos no evaporador apresentou uma redução de apenas 0,2% no consumo de energia, indicando que essa alternativa é pouco vantajosa considerando o custo envolvido no aumento do número de tubos.

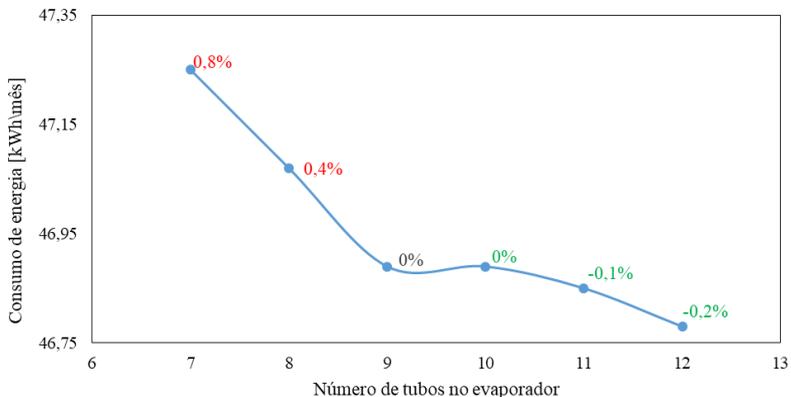


Figura 7.19 – Consumo de energia em função do número de tubos do evaporador

A Figura 7.20 mostra que uma redução de 10 aletas no evaporador resultou em um impacto de 1,8% no consumo de energia e um aumento de 10 aletas apresentou um benefício de 1,4%. Maiores informações sobre as características construtivas dos trocadores de calor são apresentadas no Apêndice C.

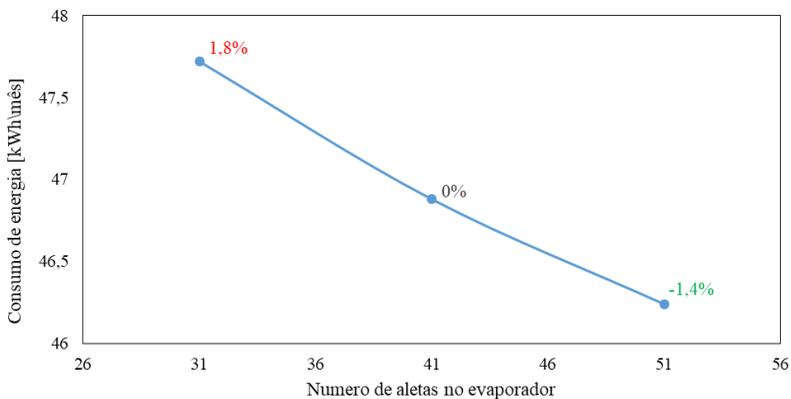


Figura 7.20 – Incidência do número de aletas do evaporador no consumo de energia

### 7.2.4 Motor ventilador do evaporador

O motor ventilador do evaporador é responsável por uma parcela significativa do consumo de energia de um refrigerador, já que possui “efeito duplo”: a potência consumida diretamente da rede elétrica, requerida para seu funcionamento, e a carga térmica extra imposta ao compartimento devido à rejeição de calor pelo motor ventilador. Recentemente, novas tecnologias são empregadas no desenvolvimento de novos tipos de motores, tais como o motor ECM (*Electronic Commutated Motor*), que possuem baixas potências de funcionamento (da ordem de 2W) quando comparados com tecnologias convencionais (da ordem de 6W). Portanto, tal tecnologia pode apresentar reduções significativas no consumo de energia.

Como pode ser observado na Figura 7.21, a substituição do atual motor ventilador do refrigerador por um motor ventilador com tecnologia ECM, pode reduzir o consumo de energia em até 13%.

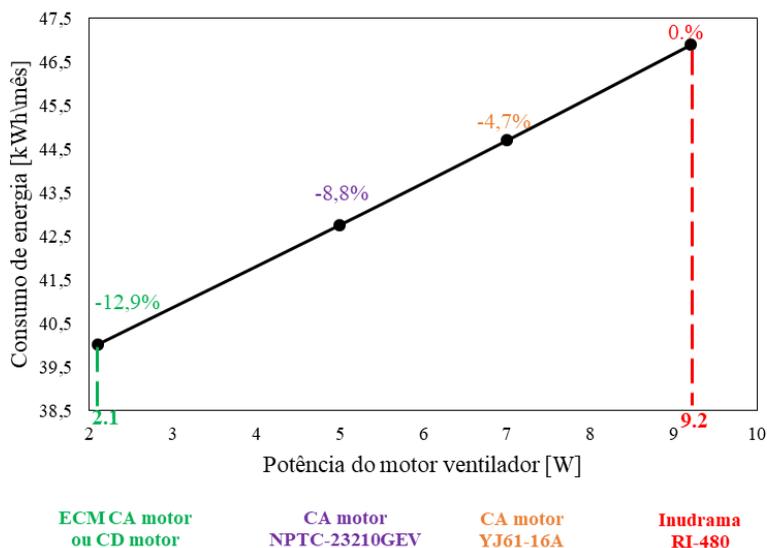


Figura 7.21 – Consumo de energia em função da potência do motor ventilador do evaporador

### 7.2.5 Compressor

Uma análise paramétrica com diferentes modelos de compressores foi realizada para prever o impacto destes no consumo de energia do refrigerador. Diferentes modelos de compressores de rotação fixa e variável (VCC), da fabricante Embraco, foram avaliados. Tais modelos foram selecionados com base na capacidade de refrigeração nominal do compressor originalmente utilizado no refrigerador em questão.

Conforme mostrado na Figura 7.22, o consumo de energia do compressor de rotação fixa EMU60 é 13.1% menor que o compressor *baseline*. Os compressores VCC modelos VES D11C e VESA11C apresentaram reduções de 29 e 31% no consumo de energia, respectivamente.

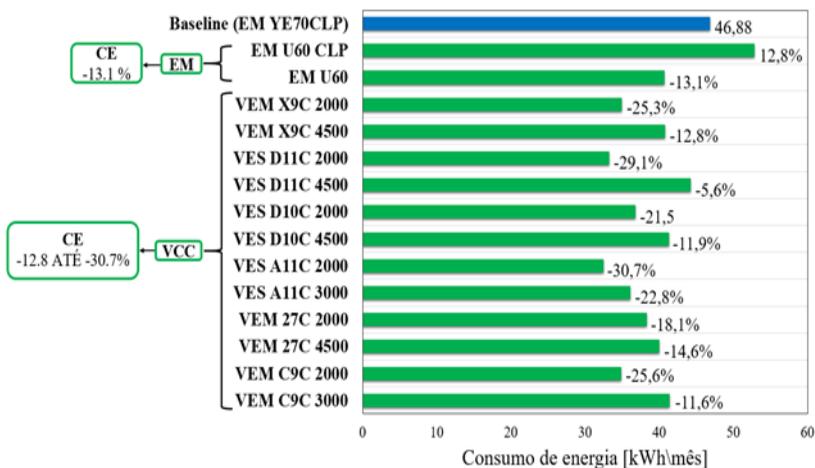


Figura 7.22 – Incidência dos diferentes tipos de compressores no consumo de energia

### 7.3 MINIMIZAÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA

Nesta seção são apresentados diferentes cenários energéticos para o refrigerador em questão, considerando as análises paramétricas supracitadas.

Os resultados apresentados na Tabela 7.5 mostraram que as maiores reduções no consumo de energia foram obtidas com a utilização de um compressor e motor ventilador mais eficientes, seguido das otimizações no isolamento do gabinete e dutos de ar.

Tabela 7.5 – Minimização do consumo de energia: Compressor de rotação fixa

Cenário	Elementos Avaliados		Ganho CE		CE final [kWh/mês]
	<i>Baseline</i>	Modificado	Isolado [%]	Total [%]	
1	Compressor EMYE70CLP	Compressor EMU60	13,1	33,90	31
	Motor ventilador 5W	Motor ventilador 2,1 W	12,9		
	Condensador 22 tubos	Condensador 26 tubos	3,7		
	Condensador 112 arames	Condensador 132 arames	2,8		
	Evaporador 41 aletas passes 1-6 21 aletas passes 7-9	Evaporador 51 aletas passes 1-6 31 aletas passes 7-9	1,4		
2	Compressor EMYE70CLP	Compressor EMU60	13,1	40,27	28,00
	Motor ventilador 5W	Motor ventilador 2,1 W	12,9		
	Condensador 22 tubos	Condensador 26 tubos	3,7		
	Condensador 112 arames	Condensador 132 arames	2,8		
	Evaporador 41 aletas passes 1-6 21 aletas passes 7-9	Evaporador 51 aletas passes 1-6 31 aletas passes 7-9	1,4		
	PU l= 50 mm k=0,0214 W/m.K	PU l= 55 mm k=0,02 W/m.K	5,9		
	Vazão de ar 47,73 m³/h	Vazão de ar 48,93 m³/h	0,47		

Da mesma linha da análise anterior, avaliou-se a influência de um compressor VCC no consumo de energia do refrigerador. Os resultados apresentaram uma redução no consumo de energia de 51 %, como apresentado na Tabela 7.6.

Tabela 7.6 – Minimização do consumo de energia: Compressor VCC

Cenário	Elementos Avaliados		Ganho CE		CE final [kWh/mês]
	Baseline	Modificado	Isolado [%]	Total [%]	
3	Compressor EMYE70CLP	Compressor VES A11C 3000	30,7	45,40	25,61
	Motor ventilador 5W	Motor ventilador 2,1 W	11,3		
	Condensador 22 tubos	Condensador 26 tubos	1,8		
	Condensador 112 arames	Condensador 132 arames	0,7		
	Evaporador 41 aletas passes 1-6 21 aletas passes 7-9	Evaporador 51 aletas passes 1-6 31 aletas passes 7-9	0,9		
4	Compressor EMYE70CLP	Compressor VES A11C 3000	30,7	51	22,98
	Motor ventilador 5W	Motor ventilador 2,1 W	11,3		
	Condensador 22 tubos	Condensador 26 tubos	1,8		
	Condensador 112 arames	Condensador 132 arames	0,7		
	Evaporador 41 aletas passes 1-6 21 aletas passes 7-9	Evaporador 51 aletas passes 1-6 31 aletas passes 7-9	0,9		
	PU l= 50 mm k=0,0214 W/m.K	PU l= 55 mm k=0,02 W/m.K	5,0		
	Vazão de ar 47,43 m <sup>3</sup> /h	Vazão de ar 48,93 m <sup>3</sup> /h	0,60		

Os resultados mostrados nas Tabelas 7.5 e 7.6 mostram um significativo potencial de redução do consumo de energia do refrigerador doméstico investigado. O presente estudo forneceu uma ferramenta de projeto capaz de prever o desempenho do refrigerador sob diversas configurações, incluindo todos os componentes e subsistemas que o compõe.

## 8 CONCLUSÕES

O presente trabalho propôs uma avaliação numérica e experimental do desempenho termodinâmico de um refrigerador doméstico do tipo *frost-free*, tendo como objetivo principal a otimização individual e combinada dos componentes dos sistemas de refrigeração, de distribuição de ar e do gabinete, em busca da minimização do consumo de energia. Na frente experimental, os componentes do sistema de refrigeração, do fluxo de ar e o gabinete foram caracterizados através de calorímetros e bancadas experimentais. Na frente numérica, o sistema de fluxo de ar e o gabinete foram caracterizados através de modelos numéricos e simulações CFD. Uma plataforma de simulação de refrigeradores foi utilizada para prever o desempenho energético do sistema.

A simulações CFD foram realizadas através do software STAR CCM+. Para tal fim, foi desenvolvido um modelo CAD de simulação que permitiu representar as características construtivas do refrigerador em análise. Em seguida, tal modelo foi incorporado no software de simulação numérica, objetivando o desenvolvimento de três modelos diferentes de simulação: (i) modelo de transferência de calor; (ii) modelo fluidodinâmico e (iii) modelo acoplado fluido-termodinâmico. Os resultados numéricos do modelo CFD para transferência de calor no gabinete foram validados com os dados obtidos da realização de testes experimentais de fluxo de calor reverso com diferenças menores que  $\pm 7,5\%$  na previsão da condutância global de transferência de calor. Além disso, desenvolveu-se um modelo analítico unidimensional de transferência de calor que permitiu prever a condutância térmica global (UA) do gabinete com erros inferiores a  $\pm 6,5\%$ . Por sua vez, a previsão da vazão total do sistema de fluxo de ar foi prevista pelo modelo numérico CFD fluidodinâmico com erros inferiores a  $\pm 5,5\%$ . O modelo CFD também foi capaz de prever as temperaturas dos pacotes de *tylose* com uma concordância dentro da margem de erro de  $\pm 0,76$  K quando comparadas com os dados experimentais, ou seja, os modelos foram validados com alto grau de confiança e foram usados para prever os efeitos das mudanças geométricas dos dutos e slots de insuflamento do refrigerador, visando a otimização do sistema de distribuição de ar. Em seguida, uma plataforma de simulação de refrigeradores domésticos foi utilizada para prever o consumo de energia do equipamento obtendo discrepâncias menores a  $\pm 5\%$  comparado com o teste experimental de consumo de energia em regime cíclico.

Uma análise paramétrica foi realizada adicionalmente com o objetivo de identificar a influência das modificações propostas e dos parâmetros construtivos dos componentes do equipamento sobre o consumo de energia do refrigerador. Verificou-se que a espessura do isolamento de PU tem influência direta sobre o consumo de energia. Observou-se uma redução de 8,1% no consumo de energia com o aumento de 20 mm na espessura do isolamento. Similarmente, o consumo de energia reduziu 8,5% quando a condutividade térmica do PU foi reduzida em 4,7%. No que diz respeito ao sistema de distribuição de ar, as modificações propostas na geometria dos dutos de insuflamento e retorno não apresentaram mudanças significativas na vazão total de ar em circulação (~2%), já que as áreas dos slots de insuflamento não foram alteradas. Por outro lado, novas geometrias nos dutos de insuflamento e retorno do compartimento *freezer* e *fresh-food* foram propostas com o objetivo de diminuir a estratificação de temperatura e reduzir as zonas de estagnação, aumentando a robustez e confiabilidade do sistema de distribuição de ar.

Além das modificações anteriormente descritas, diferentes alternativas de condensadores, evaporadores, motor-ventiladores e compressores de rotação fixa e variável foram avaliadas com o uso da plataforma de simulação de refrigeradores domésticos. Os resultados das análises previram uma diminuição no consumo de energia de até 40% quando se utiliza compressores de rotação fixa e de até 51% com o uso de compressores de rotação variável.

## REFERÊNCIAS

- AIGUABELLA MACAU, R. **Formula one rear wing optimization**. Master Thesis – Universitat Politècnica de Catalunya, 2011.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Standard 41.2: Standard methods for laboratory air flow measurement**. Atlanta, GA, USA, 1987.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Standard 37: Methods of testing for rating electrically driven unitary air-conditioning and heat pum equipment**. Atlanta, GA, USA, 1988.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Standard 28: Method of Testing Flow Capacity of Refrigerant Capillary Tubes**. Atlanta, GA, USA, 1996.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Standard 51: Laboratory methods of testing fans for rating**. Atlanta, GA, USA, 1999.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Standard 23: Methods of testing for rating positive displacement refrigerant compressors and condensing units**. Atlanta, GA, USA, 2005.
- ARCONEL. **Balance Nacional de Energía Eléctrica**. Quito, EC, 2017.
- AVCI, H.; KUMLUTAŞ, D.; ÖZER, Ö.; ÖZŞEN, M. Optimisation of the design parameters of a domestic refrigerator using CFD and artificial neural networks. **International Journal of Refrigeration**, v. 67, p. 227–238, 2016.

- BARBOSA, J. R.; MELO, C.; HERMES, C. J. L.; WALTRICH, P. J. A study of the air-side heat transfer and pressure drop characteristics of tube-fin ‘no-frost’ evaporators. **Applied Energy**, v. 86(9), p. 1484–1491, 2009.
- BELMAN-FLORES, J. M.; GALLEGOS-MUÑOZ, A.; PUENTE-DELGADO, A. Analysis of the temperature stratification of a no-frost domestic refrigerator with bottom mount configuration. **Applied Thermal Engineering**, v.65(1–2), p. 299–307, 2014.
- BEN AMARA, S.; LAGUERRE, O.; CHARRIER-MOJATABI, M.-C.; LARTIGUE, B.; FLICK, D. PIV measurement of the flow field in a domestic refrigerator model: Comparison with 3D simulations. **International Journal of Refrigeration**, v.31(8), p. 1328–1340, 2008.
- BERTOLDI, D. **Simulação numérica de um modelo simplificado de um motor à combustão interna a gás natural**. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR, 2007.
- BOENG, J. **Uma Metodologia para a seleção do par tubo capilar: carga de refrigerante que maximiza o desempenho de refrigeradores domésticos**. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR, 2012.
- BOUSSINESQ, J. **Essai sur la théorie des eaux courantes**. Imprimerie Nationale, Paris, FR, 1877.
- BOZSAKY, D. The historical development of thermal insulation materials. **Periodica Polytechnica Architecture**, v. 41(2), p. 49, 2010.
- CASANOVA, D. A. **Análise numérica do escoamento turbulento em válvulas automáticas de compressores**. Tese de doutorado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR, 2001.
- CHRISTENSEN, L. B. The insulation of freezers and refrigerators. **International Journal of Refrigeration**, v. 4(2), p. 73–76, 1981.
- CLAUSING, A. M.; BOUGHTON, B. E.; NEWELL, T. A. An investigation of household refrigerator cabinet thermal loads. **HVAC&R Research**, v.2, p. 135–148, 1996.

- CONCEIÇÃO ANTÓNIO, C.; AFONSO, C. F. Air temperature fields inside refrigeration cabins: A comparison of results from CFD and ANN modelling. **Applied Thermal Engineering**, v. 31(6–7), p. 1244–1251, 2011.
- COULOMB, D. Refrigeration and cold chain serving the global food industry and creating a better future: two key IIR challenges for improved health and environment. **Trends in Food Science & Technology**, v. 19(8), p. 413–417, 2008.
- CREMERS, C. J.; FINE, H. A. **Thermal Conductivity 21**. Springer Science & Business Media, New York, NY, USA, 1990.
- DIRIK, E.; IZ, H.; AYDIN, C. **Performance optimization of a larder type refrigerator unit using computer aided analysis tools**. INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE AT PURDUE, [S.l. s.n.], paper 365, 1996.
- FAITÃO, D. **Desenvolvimento de um novo conceito de calorímetro para medição do desempenho de compressores em transientes periódicos de sistemas de refrigeração**. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR, 2018.
- FUKUYO, K.; TANAAMI, T.; Ashida, H. Thermal uniformity and rapid cooling inside refrigerators. **International journal of refrigeration**, v. 26(2), p. 249–255, 2003.
- GAMBOA, F. J. L. **Análise Numérica das Características Aerodinâmicas de uma Vela Rígida Aplicando Dinâmica dos Fluidos Computacional**. Dissertação de Mestrado – Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa, PT, 2010.
- GONÇALVES, J. M.; Melo, C.; VIEIRA, L. A. **Experimental study of frost-free refrigerators, Part I: Heat transfer through the cabinet walls**. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING (COBEM), 29, Natal, RN, 2000.
- GONÇALVES J. M.; MELO, C.; HERMES, C. J. L. A semi-empirical model for steady-state simulation of household refrigerators. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 1622-1630, 2009.

GONÇALVES JÚNIOR, A. A.; SOUSA, A. R. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**. Manole, Barueri, SP, BR, 2008.

GONÇALVES, J. M.; HERMES, C. J. L.; MELO, C.; KNABBEN, F. T. **A simplified steady-state model for predicting the energy consumption of household refrigerators and freezers**. INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE AT PURDUE. [S.l. s.n.], paper 994, 2008.

GOSNEY, W. B. **Principles of refrigeration**. Cambridge, UK: Cambridge University, 1982.

HERMES, C. J. L. **Desenvolvimento de modelos matemáticos para a simulação numérica de refrigeradores domésticos em regime transiente**. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR, 2000.

HERMES, C. J. L. **Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos**. Tese de doutorado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR, 2006.

HERMES, C. J. L.; MELO, C.; KNABBEN, F. T.; GONÇALVES, J. M. Prediction of the energy consumption of household refrigerators and freezers via steady-state simulation. **Applied Energy**, v. 86(7–8), p. 1311–1319, 2009.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6 ed., LTC, Rio de Janeiro, RJ, BR, 2008.

INEC. **Balance de Ingresos y Gastos**. Quito, EC, 2012.

INMETRO. **Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia**. Rio de Janeiro, RJ, 2016.

ISO 15502. **Household refrigerating appliances-Characteristics and test methods**. International Organization for Standardization, Geneva, CH, 2005.

- JELLE, B. P. Traditional, state-of-the-art and future thermal building insulation materials and solutions. **Energy and Buildings**, v. 43(10), p. 2549–2563, 2011.
- KNABBEN, T. F.; MELO, C.; VIEIRA, T. A. L.; HARTMANN, D. **Fluid dynamic characterization of the cold air loop of household refrigerators**. In: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING (ENCIT), 15. Belém, PA, BR, 2014.
- LI, W. Simplified steady-state modeling for hermetic compressors with focus on extrapolation. **International Journal of Refrigeration**, v. 35(6), p. 1722–1733, 2012.
- LI, Z.; ZHAO, D.; DING, G.; REN, T.; MIAO, S.; HAN, X.; NODA, T. Improving defrosting performance by controlling frost distribution to match defrosting heat distribution in frost-free household refrigerators. **International Journal of Refrigeration**, v. 77, p. 136–148, 2017.
- MALISKA, C. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2 ed., LTC, Rio do Janeiro, RJ, BR, 2004.
- MELO, C.; HERMES, C. J. L. (2009). A heat transfer correlation for natural draft wire-and-tube condensers. **International Journal of Refrigeration**, v. 32(3), p. 546–555, 2009.
- MME. **Ministério de Minas e Energia**: Programa brasileiro de etiquetagem. Disponível em: <[www.mme.gov.br/spe/menu/programas\\_projetos\\_programa\\_brasileiro\\_etiquetagem.html](http://www.mme.gov.br/spe/menu/programas_projetos_programa_brasileiro_etiquetagem.html)>. Acesso em: 01 Jan. 2018.
- MONTIBELLER, A. **Caracterização do desempenho de dispositivo de expansão de ação variável para sistemas domésticos de refrigeração**. Trabalho de conclusão de curso – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR, 2015.
- MORRIS, D. B.; FOGG, B. Rigid polyurethane foam: Refrigerator cabinet design and construction. **International Journal of Refrigeration**, v. 2(2), p. 105–112, 1979.

PEREIRA, E. L. L. (2006). **Análise de sistemas de válvulas automáticas de compressores alternativos**. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR, 2006.

PIUCCO, R. (2008). **Análise teórico-experimental da formação de geadas em refrigeradores domésticos**. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR, 2008.

PROCEL Programa Nacional de Conservação de energia elétrica: Consumo de energia no Brasil. Disponível em: <[www.procel.gov.br/main.asp?View={4A5E324F-A3B0-482A-B1CD-F75A2A150480}>](http://www.procel.gov.br/main.asp?View={4A5E324F-A3B0-482A-B1CD-F75A2A150480}>).

RTE INEN 035. **Eficiencia energética em artefactos de refrigeración de uso doméstico. Reporte de consumo de energía, métodos de prueba y etiquetado**. Instituto Ecuatoriano de Normalización, Quito, EC, 2009.

RTE-009. **Artefactos de uso doméstico para producción de frío**. Instituto Ecuatoriano de Normalización, Quito, EC, 2005.

SARKAR, S.; LAKSHMANAN, B. Application of a Reynolds stress turbulence model to the compressible shear layer. **AIAA Journal**, v. 29(5), p. 743–749, 1991.

SARKER, D.; JEONG, J. H. Development of empirical correlations for non-adiabatic capillary tube based on mechanistic model. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, p. 974–983, 2012.

SECOM. **Níveis de eficiência energética no Brasil**. Brasília, DF, 2011.

SPARROW, D. J.; STEIN, R. W.; HAMILTON, A. **Meeting the needs of the world's leading appliances market: The Asia Pacific view**. In: UTECH ASIA'97. Singapore, 1997. **UTECH ASIA'97: Conference Papers**. Singapore: Smithers Rapra Publishing, 1997, v. 4, p. 550-565, 2004.

SIEMENS. **STAR-CCM+**, Version 12.06.011, USA.

TAO, G.; SANDBERG, L.; JELLE, P. B. (2014). Nano Insulation Materials: Synthesis and Life Cycle Assessment. **Procedia CIRP**, v. 15, p. 490-495, 2014.

THIESSEN, S. **Caracterização experimental de gabinetes refrigerados isolados com painéis de vácuo**. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR, 2015.

Ulloa, S. E. **Eficiencia del consumo electrico en el sector residencial urbano de Cuenca**. Tesis de maestria – Universidad de Cuenca, Cuenca, Azuay, EC, 2015.

VERSTEEG, H. K., & MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. 2 ed., Pearson Education Ltd , New York, NY, USA, 2007.

WALTRICH, P. J. **Análise e otimização de evaporadores de fluxo acelerado aplicados a refrigeração doméstica**. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR, 2008.

WHITE, F. M. **Fluid Mechanics**. 8 ed., McGraw-Hill, New York, NY, USA, 2016.

YANG, K. S.; Chang, W. R.; Chen, I. Y.; Wang, C. C. An investigation of a top-mounted domestic refrigerator. **Energy Conversion and Management**, v. 51(7), p. 1422–1427, 2010.

YOON, W. J.; SEO, K.; KIM, Y. Development of an optimization strategy for insulation thickness of a domestic refrigerator-freezer. **International Journal of Refrigeration**, v. 36(3), p. 1162–1172, 2013.



## APÊNDICE A – INSTRUMENTAÇÃO DO REFRIGERADOR

O refrigerador foi instrumentado com termopares tipo T, com incerteza de medição de  $\pm 0,2$  °C e transdutores de pressão absoluta do modelo P3MB, com incerteza de medição de  $\pm 0,02$  bar.

Para a medição da temperatura no interior dos compartimentos, os termopares foram posicionados como apresentado na Tabela A.1, cada termopar foi inserido em cilindros de cobre de 15mm de diâmetro e 15 mm de altura, seu posicionamento no produto foi realizado mediante recomendações da norma ISO 15502 (2005). Para as medições de pressão na entrada e saída do compressor foram utilizados 2 transdutores de pressão absoluta do modelo P3MB

Tabela A.1 – Pontos de medição do refrigerador

<b>Transdutor Tipo T</b>	<b>Ponto de medição</b>
T1 (Figura A.1)	Entrada Evaporador
T2 (Figura A.1)	Meio Evaporador
T3 (Figura A.1)	Saída Evaporador
T4 (Figura A.2)	Carcaça Compressor
T5 (Figura A.2)	Sucção compressor
T6 (Figura A.2)	Descarga compressor
T7 (Figura A.5)	Entrada Taf
T8 (Figura A.5)	Saída Taf
T9 (Figura A.6)	Entrada Condensador
T10 (Figura A.6)	Meio Condensador
T11 (Figura A.5)	Saída Condensador
T12 (Figura A.3)	Topo Freezer
T13 (Figura A.3)	Fundo Freezer
T14 (Figura A.4)	Topo Gabinete
T15 (Figura A.4)	Meio Gabinete
T16 (Figura A.4)	Fundo Gabinete
T17 (Figura A.4)	Gaveta de Legumes Direita
T18 (Figura A.4)	Gaveta de Legumes Esquerda

As fotografias que seguem apresentam o posicionamento dos termopares nos seguintes pontos: (i) evaporador; (ii) compressor; (iii) condensador; e (iv) interior dos compartimentos do refrigerador.

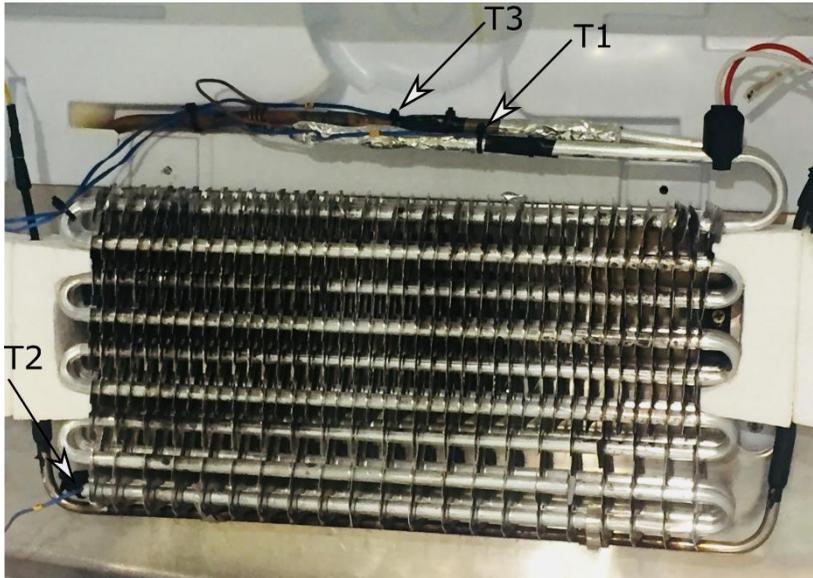


Figura A1 – Instrumentação do evaporador

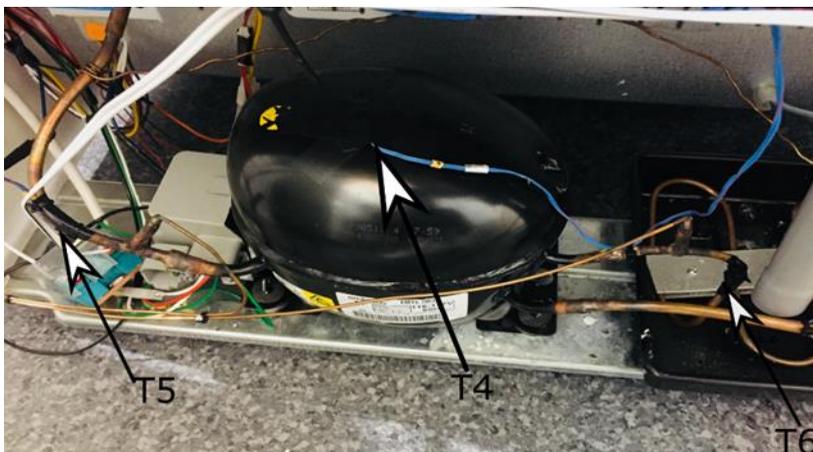


Figura A.2 – Instrumentação do compressor



Figura A.3 – Instrumentação do compartimento *fresh-food*



Figura A.4 – Instrumentação do compartimento *fresh-food*



Figura A.5 – Instrumentação do TAF e condensador

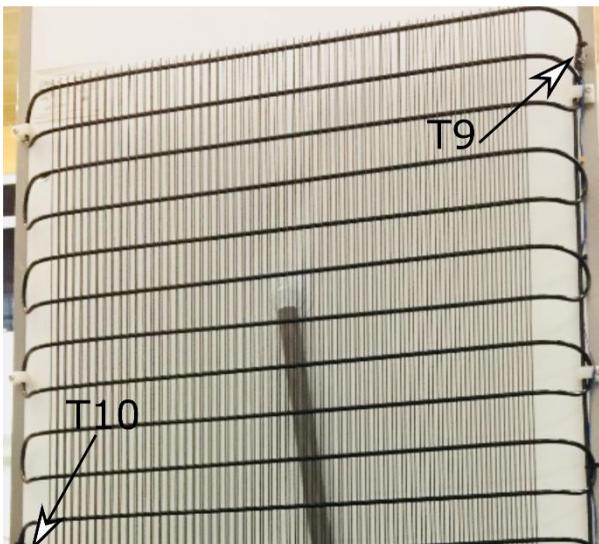


Figura A.6 – Instrumentação do condensador

## APÊNDICE B – ANÁLISE DE INCERTEZA

As incertezas das grandezas avaliadas no presente trabalho foram calculadas segundo as recomendações de Gonçalves e Sousa (2008) e baseado nos trabalhos de Thiessen (2015) e Boeng, (2012). Os resultados foram obtidos empregando as equações para o cálculo da média ( $\bar{m}$ ) e do desvio padrão ( $DP$ ) que por sua vez são necessárias para o cálculo da incerteza expandida ( $U$ ). Ditos parâmetros são obtidos através das seguintes expressões.

$$\bar{m} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n m_i \quad (\text{B.1})$$

$$DP = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(m_i - \bar{m})^2}{n - 1}} \quad (\text{B.2})$$

$$U = k_{st} \sqrt{u_0^2 + u_s^2} \quad (\text{B.3})$$

onde  $n$  representa o número de pontos medidos, ( $i$ ) é o  $i$ -ésimo ponto medido,  $k_{st}$  é o coeficiente de Student (adotou-se iguala 2,00 obtendo-se 95,45% de probabilidade),  $u_0$  representa a incerteza padrão alusiva às observações, finalmente  $u_s$  é a incerteza padrão referente ao sistema de medição.

A incerteza padrão das observações pode ser dividida em variáveis medidas diretamente ou indiretamente. Para o primeiro grupo as grandezas são obtidas da medição direta de um instrumento de medição, dividindo-se ainda em grandezas que variam ou não no tempo. Neste trabalho todas as variáveis foram assumidas como invariáveis no tempo uma vez que todas as medições foram realizadas em regímen permanente, assim a incerteza padrão é obtida pela seguinte expressão:

$$u_0 = \frac{DP}{\sqrt{n}} \quad (\text{B.4})$$

A incerteza padrão das variáveis medidas indiretamente necessitam de mais de uma medição experimental para serem determinadas como é o caso do consumo de energia, condutância térmica global, capacidade de refrigeração e o a medição da temperatura ao interior dos compartimentos *freezer* e *fresh-food*, onde sua temperatura é determinada a partir da média aritmética da medição de dois e cinco termopares respetivamente. Assim o cálculo desse tipo de incerteza é realizado por meio da lei da propagação das incertezas apresentada a seguir.

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \rightarrow u(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{dy}{dx_i} u(x_i) \right)^2} \quad (\text{B.5})$$

Se as variáveis independentes da expressão anterior se encontraram correlacionadas, a incerteza padrão precisa-se calcular através da seguinte equação:

$$u(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial y}{\partial x_i} u(x_i) \right)^2 + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n \frac{\partial y}{\partial x_i} \frac{\partial y}{\partial x_j} u(x_i) u(x_j) r(x_i, x_j)} \quad (\text{B.6})$$

onde  $r(x_i, x_j)$  representa o coeficiente de correlação das grandezas associadas  $r(x_i, x_j)$

A máxima incerteza expandida das principais variáveis do presente trabalho é apresentada na Tabela B. 1.

Tabela B. 1 – Incertezas de medição

	<b>Incerteza máxima</b>	
UA <i>frezer</i> [W/K]	0,03	3,9%
UA <i>fresh-food</i> [W/K]	0,04	3,5%
UA (Total) [W/K]	0,05	2,6%
CE [kWh/mês]	1,74	3,08%

As Figuras B.1 e B.4 apresentam o cálculo das incertezas de medição das principais variáveis do presente trabalho.

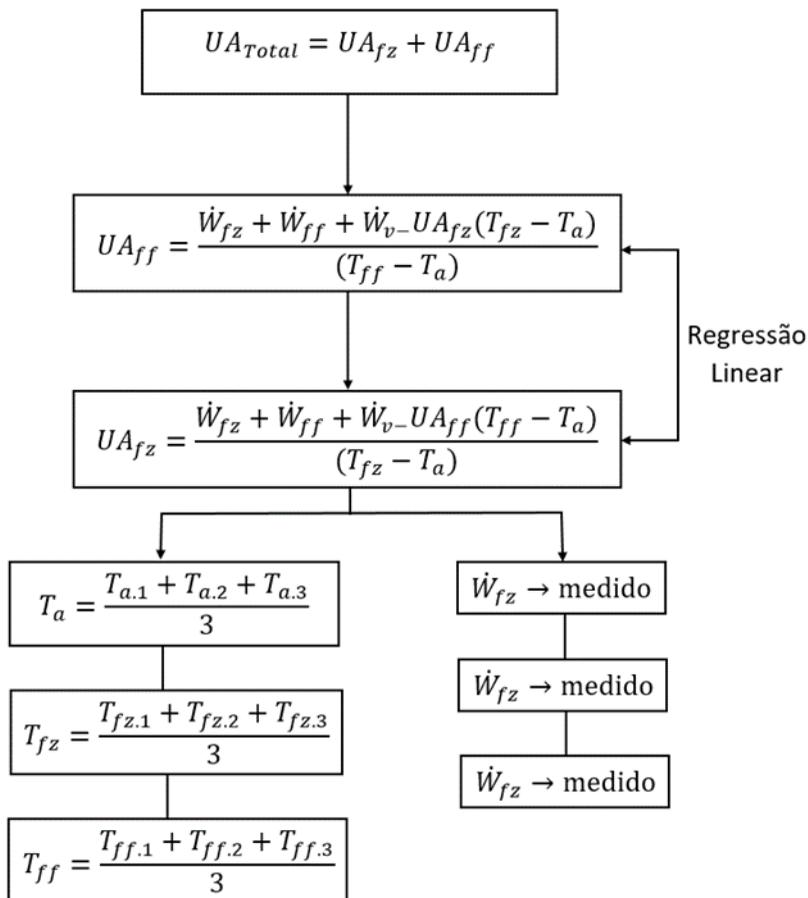


Figura B. 1 – Cálculo da condutância térmica global nos compartimentos do refrigerador

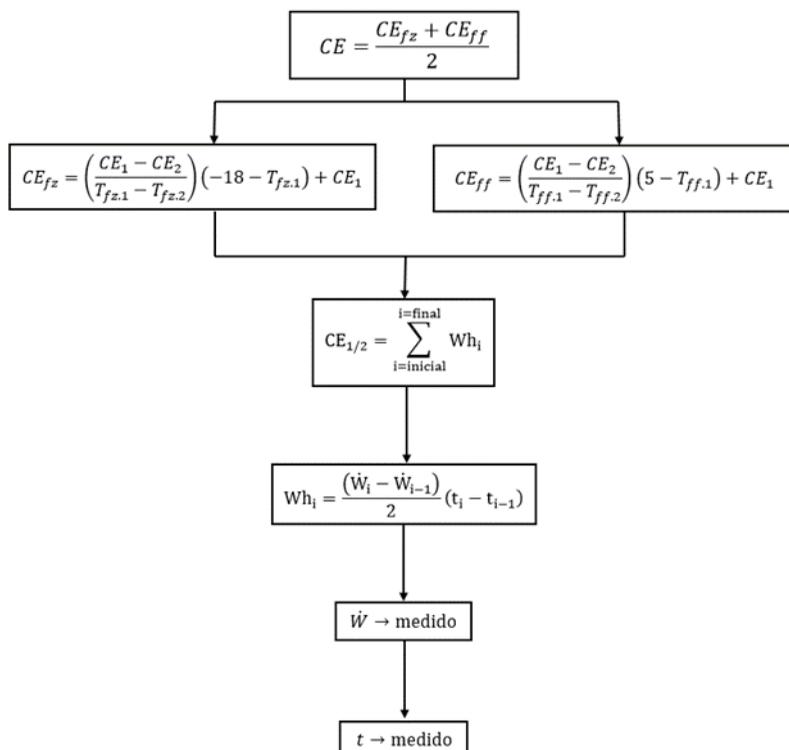


Figura B. 2 – Cálculo do consumo de energia em regime cíclico

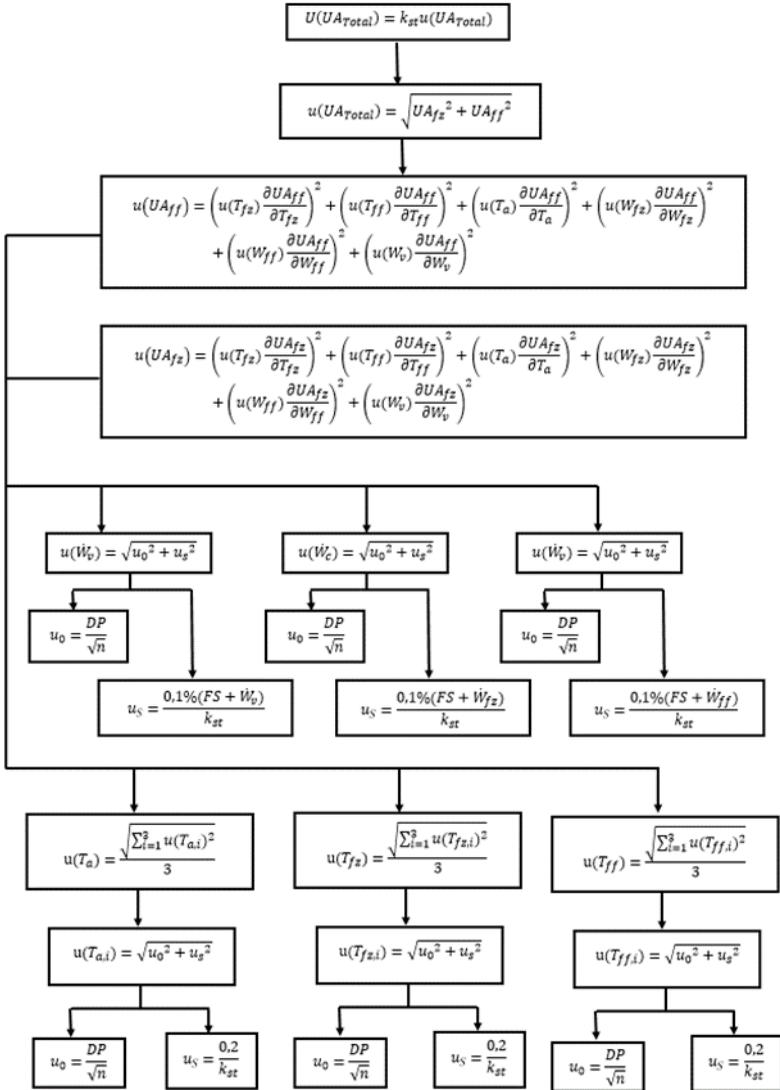


Figura B. 3 – Cálculo da incerteza expandida das condutâncias térmicas globais dos compartimentos do refrigerador

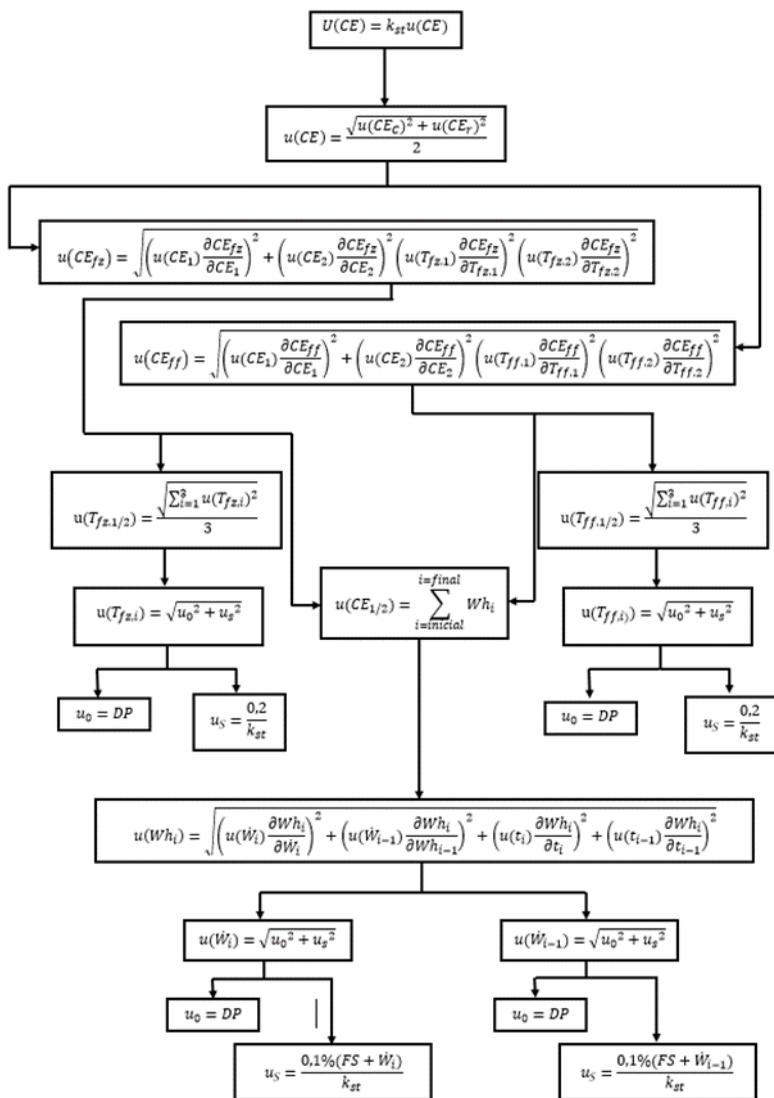


Figura B. 4 – Cálculo da incerteza expandida do consumo de energia em regime cíclico

## APÊNDICE C – CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS

Neste apêndice são recopiladas as características geometrias dos diferentes elementos que conformam o refrigerador, mesmos que foram utilizados como dados de entrada para o modelo analítico 1D de transferência de calor assim como para o desenvolvimento do modelo CAD de simulação numérica. Tais parâmetros foram obtidos através das informações e dados técnicos fornecidos pelo fabricante.

### REFRIGERADOR

Fabricante: Indurama

Modelo: RI-480

Tipo: *Top-mount, frost-free*

Refrigerante: R-600a

Tensão e frequência nominais: 115 V / 60 Hz

Carga nominal de fluido refrigerante: 46,9 g de R600a

Volume interno do *freezer*: 85 L

Volume interno do *fresh-food*: 245 L

### GABINETE

#### Dimensões

Altura: 1,64 m

Largura: 0,7m

Profundidade total (incluída porta): 0,59 m

Profundidade (sem porta): 0,5 m

Espessura da camada de aço: 0,45 mm

Espessura do isolamento de PU: 50 mm

Espessura do isolamento de EPS na travessa: 70 mm

Espessura da camada de poliestireno de alto impacto: 0,45 mm

Espessura da gaxeta: 14,5 mm

#### Propriedades Termofísicas

Camada de aço

Condutividade térmica: 50 W/m.K

Isolamento (PU)

Condutividade térmica: 0,021 W/m.K

Isolamento (EPS)

Condutividade térmica: 0,036 W/m.K  
Camada de poliestireno de alto impacto (HIPS)  
Condutividade térmica: 0,16 W/m.K  
Gaxeta  
Condutividade térmica: 0,06 W/m.K

## **TUBO CAPILAR**

Tipo: Tubo de seção circular  
Material: Cobre

### **Dimensões**

Diâmetro interno do tubo capilar: 0,66 mm  
Comprimento total do tubo capilar: 2,70 m  
Comprimento da região de entrada: 0,6 m  
Comprimento do trocador de calor: 1,9 m  
Comprimento da região de saída: 0,2 m

## **LINHA DE SUÇÃO**

Tipo: Tubo seção circular  
Material da linha de sucção: Cobre

### **Dimensões**

Diâmetro externo da linha de sucção: 7,7 mm  
Diâmetro interno da linha de sucção: 6.25 mm

## **COMPRESSOR**

Fabricante: Embraco  
Modelo: EMYE70CLP  
Tipo: hermético, alternativo e de rotação constante  
Frequência de operação: 60 Hz

### **Dimensões**

Volume do cilindro: 10,61 cm<sup>3</sup>

## CONDENSADOR

Tipo: Arame-sobre-tubo

Material: Aço pintado com tinta preta

### Dimensões

Largura do condensador: 545 mm

Altura do condensador: 1200 mm

Número de tubos: 22

Número de arames: 112

Diâmetro externo do tubo: 5,1 mm

Espessura do tubo: 0,71

Diâmetro do arame: 1,5 mm

Espaçamento entre tubos: 53 mm

Espaçamento entre arames: 6,8 mm

## EVAPORADOR

Tipo: *no-frost*, tubo aletado

Material: Alumínio

### Dimensões

Largura do evaporador: 353 mm

Altura do evaporador: 195 mm

Profundidade do evaporador: 50 mm

Diâmetro externo do tubo: 7,93 mm

Diâmetro interno do tubo: 6,93 mm

Número de tubos na direção transversal ao escoamento de ar: 2

Número de tubos na direção longitudinal ao escoamento de ar: 9

Tipo de aletas: planas, distribuídas

Número de aletas nos passes 1-6: 41

Número de aletas nos passes 7-9: 21

## Motor Ventilador

Modelo: DAI-6182SMCA-1

Tensão: 115 V-AC

Potência: 10 W

Rotação: 2850 RPM