



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE AUTOMAÇÃO E
SISTEMAS

Gustavo Ardigó de Souza

**Modelagem e Controle Perturba-e-Observa para Minimização do Consumo em
Sistemas de Refrigeração Doméstica com Compressores VCC**

Florianópolis
2022

Gustavo Ardigó de Souza

**Modelagem e Controle Perturba-e-Observa para Minimização do Consumo em
Sistemas de Refrigeração Doméstica com Compressores VCC**

Dissertação submetida ao Programa de Pós Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de mestre em Engenharia de Automação e Sistemas.

Orientador: Prof. Marcelo De Lellis Costa de Oliveira, Dr.

Coorientador: Prof. Christian Johann Losso Hermes, Dr.

Florianópolis

2022

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

Souza, Gustavo Ardigó de
Modelagem e Controle Perturba-e-Observa para Minimização
do Consumo em Sistemas de Refrigeração Doméstica com
Compressores VCC / Gustavo Ardigó de Souza ; orientador,
Marcelo De Lellis Costa de Oliveira, coorientador,
Christian Johann Losso Hermes, 2022.
103 p.

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

Inclui referências.

1. Engenharia de Automação e Sistemas. 2. Perturba e
Observa. 3. Compressor de Velocidade Variável. 4. Modelo.
5. Energia. I. Oliveira, Marcelo De Lellis Costa de . II.
Hermes, Christian Johann Losso. III. Universidade Federal
de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
de Automação e Sistemas. IV. Título.

Gustavo Ardigó de Souza

**Modelagem e Controle Perturba-e-Observa para Minimização do Consumo em
Sistemas de Refrigeração Doméstica com Compressores VCC**

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

Prof. Julio Elias Normey-Rico, Dr.

DAS/UFSC

Prof. Diogo Lôndero da Silva, Dr.

JLLE/UFSC

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

Coordenação do Programa de
Pós-Graduação

Prof. Marcelo De Lellis Costa de Oliveira,
Dr.
Orientador

Florianópolis, 2022.

Dedico este trabalho à minha querida família.

AGRADECIMENTOS

Ao povo brasileiro, que incentiva a pesquisa através das universidades públicas e das agências de fomento à pesquisa e inovação. Em especial a FAPESC por proporcionar condições para minha pesquisa de mestrado.

À Whirlpool, e em especial ao engenheiro Spencer de Souza, pelo envolvimento durante o projeto e ao POLO pela oportunidade de desenvolver o trabalho. À Embrapii e ao CNPq pelo suporte material e financeiro.

À UFSC - Universidade Federal de Santa Catarina e ao PPGEAS pela infraestrutura, formação e corpo docente.

Aos meus orientadores Prof. Marcelo De Lellis e Prof. Christian Hermes por todos conhecimentos transmitidos.

Aos engenheiros Alexsandro Silveira e Márcio Demétrio, por todas as experiências de trabalho transmitidas e pelos momentos de descontração e compartilhamento de conhecimento.

À minha família, pela força e coragem durante toda esta longa caminhada, pois sem eles nada seria possível.

Aos meus amigos por todas as risadas, alegrias, tristezas e dores compartilhadas durante esse ciclo que se encerra.

Aos colegas Victor, Gabrielle, Breno, Pedro, Gabriel, Vitor, Fábio e aos demais colaboradores do POLO que contribuíram de alguma forma na execução do trabalho. Em especial ao colega de trabalho Diego por todos os ensinamentos sobre refrigeração passados e aos colegas Raul, Jairo e Guilherme pela ajuda indispensável para conclusão do projeto.

*"That's been one of my mantras - focus and simplicity. Simple can be harder than complex: You have to work hard to get your thinking clean to make it simple. But it's worth it in the end because once you get there, you can move mountains."
(Steve Jobs)*

RESUMO

Atualmente cada vez mais as indústrias têm investido em pesquisas visando aumentar a eficiência energética de seus produtos. No caso específico da refrigeração, estão sendo estudados trocadores de calor e compressores cada vez mais eficientes. Além de investigar cada componente de forma independente, também são estudadas formas de melhorar o desempenho do ciclo de refrigeração, seja com novos arranjos de ciclos, ou com a utilização de componentes de ação variável - como ventiladores, compressores de rotação variável ou dispositivos de expansão eletrônicos - que permitem maior liberdade para a utilização de estratégias de controle sofisticadas. Com isso em mente, o objetivo principal desse projeto é desenvolver uma lógica de controle capaz de seguir uma referência de temperatura e rejeitar rapidamente perturbações, enquanto busca pelo ponto de menor consumo atuando em um compressor de velocidade variável. O algoritmo desenvolvido utiliza como base um controlador do tipo perturba-e-observa, comum em planta solares. A ideia principal é manter a temperatura interna dos dois compartimentos de um refrigerador doméstico na mesma faixa de histerese da lógica original, mas minimizando o consumo de energia do sistema. Ao longo do trabalho, um modelo quasi-estático também foi identificado e validado para o refrigerador doméstico utilizado. A modelagem apresentou resultados satisfatórios, com erro médio absoluto nos modelos de temperatura inferiores a 1 °C e erros relativos inferiores a 10% para a potência do compressor. Ao aplicar-se a nova estrutura de controle, os resultados de consumo energético alcançados foram equivalentes à lógica original do produto, já classificado como A+++ (melhor classificação possível em termos de eficiência energética). Contudo, quando as temperaturas do sistema são analisadas, surge uma vantagem pela utilização do controlador orientado ao consumo, que apresenta temperaturas de *freezer* iguais às da lógica original, porém sem oscilações na temperatura do compartimento de *fresh food*.

Palavras-chave: Perturba-e-Observa. Compressor de Velocidade Variável. Modelo. Energia.

ABSTRACT

Nowadays more and more industries have invested in research aimed at increasing the energy efficiency of their products. In the specific case of refrigeration, heat exchangers and compressors are being studied that are increasingly efficient in terms of energy. In addition, investigations of each component independently are being made, to find ways to improve the performance of the refrigeration cycle, with new cycle arrangements, or with the use of variable action components - such as fans and compressors with variable speed or expansion devices with variable opening - that allow the use of control strategies that make the refrigeration systems more efficient. With that in mind, the main objective of this project is to develop a control logic capable of following a temperature reference and quickly rejecting disturbances, while the lowest energy consumption point is being tracked, using a variable speed compressor. The algorithm developed uses as basis a controller type named Disturb and Observe, very present in solar systems. The main idea is to keep an internal temperature of a given compartment in the same range of its original logic, but optimizing the energy consumption of the product. During the work, a quasi-steady state model was also developed, identified and validated for the household refrigerator used. The model showed satisfactory results, with average errors in the temperatures modeled lower than 1 °C and relative errors lower than 10% for the compressor power. By using the new control structure, the energy efficiency results were equivalent to the original product logic, that was already classified as A+++ (better rating in terms of energy consumption). However, when the system temperatures are compared, an advantage arises from the use of the consumption-oriented controller, which presents same *freezer* temperatures, but with no oscillation in the temperature of the *fresh food* compartment.

Keywords: Perturb and Observe. Variable Speed Compressor. Model. Energy.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema de produção de gelo proposto por James Harrison.	18
Figura 2 – Sistema de refrigeração por CMV.	19
Figura 3 – Diagrama p-h referente ao sistema de refrigeração por CMV.	20
Figura 4 – Sistema de refrigeração por CMV com TC-LS.	20
Figura 5 – Diagrama p-h referente ao sistema de refrigeração por CMV com TC-LS.	21
Figura 6 – Consumo setorial de eletricidade.	22
Figura 7 – Consumo final na carga residencial.	22
Figura 8 – Etiqueta de consumo de energia PROCEL.	23
Figura 9 – Selo energético europeu.	24
Figura 10 – Diagrama esquemático da câmara de testes.	32
Figura 11 – Refrigerador doméstico com <i>freezer</i> em baixo, utilizado no projeto. . .	33
Figura 12 – Esquemático do refrigerador utilizado no trabalho experimental. . .	34
Figura 13 – Sistema supervisorio desenvolvido em LabVIEW.	35
Figura 14 – Diagrama de acionamento utilizado.	36
Figura 15 – Circuito de acionamento da <i>Check Valve</i>	37
Figura 16 – Teste de referência evidenciando as etapas de <i>pulldown</i> e regime transiente periódico.	39
Figura 17 – Teste de referência evidenciando a rejeição de perturbação do tipo degelo.	40
Figura 18 – Dados de calorímetro comparando os compressores VESD9C e VESD7C.	41
Figura 19 – Teste com a lógica de referência e compressor VESD7C evidenciando temperaturas do refrigerador e abaixo potência consumida. . .	42
Figura 20 – Representação das trocas de calor envolvendo o compartimento de <i>fresh food</i>	50
Figura 21 – Representação das trocas de calor envolvendo o compartimento de <i>freezer</i>	51
Figura 22 – Representação das trocas de calor envolvendo o evaporador.	52
Figura 23 – Representação das trocas de calor envolvendo o compartimento de <i>fresh food</i>	53
Figura 24 – Fluxograma da otimização para definição dos parâmetros.	55
Figura 25 – Teste para identificação dos parâmetros do sistema em 32°C e velocidade de 3600 RPM.	56
Figura 26 – Comparação entre potências experimentais e de modelo para condição de 32°C ambiente, velocidade de 3600RPM e <i>dampers</i> em 80% fechado.	57

Figura 27 – Comparação entre o consumo energético utilizando dados experimentais e de modelo para condição de 32° ambiente variando a velocidade.	58
Figura 28 – Comparação entre o consumo energético utilizando dados experimentais e de modelo para condição de 16° ambiente variando a velocidade.	58
Figura 29 – Comparação entre temperaturas de <i>fresh food</i> obtidas via modelo e experimentalmente.	61
Figura 30 – Comparação entre temperaturas de <i>freezer</i> obtidas via modelo e experimentalmente.	61
Figura 31 – Comparação entre temperaturas de evaporador obtidas via modelo e experimentalmente.	62
Figura 32 – Comparação entre temperaturas de condensador obtidas via modelo e experimentalmente.	63
Figura 33 – Diagrama de blocos do sistema de controle proposto.	68
Figura 34 – Teste experimental de resposta ao degrau.	69
Figura 35 – Lugar das raízes para o controle do <i>dampner</i>	72
Figura 36 – Teste experimental com o controlador PI projetado.	73
Figura 37 – Diagrama de blocos relativo ao controle utilizado.	74
Figura 38 – Algoritmo de busca por velocidade ótima.	75
Figura 39 – Curva da potência de um compressor durante seu ciclo de operação.	76
Figura 40 – Diagrama de blocos relativo ao controle utilizado.	78
Figura 41 – Teste simulado com a lógica desenvolvida em 32°C ambiente mostrando temperaturas do refrigerador e, na figura inferior, a potência consumida.	81
Figura 42 – Teste experimental com a lógica desenvolvida em 32°C ambiente mostrando temperaturas do refrigerador e, abaixo, a potência consumida.	82
Figura 43 – Teste rejeitando degelo em 32°C ambiente mostrando temperaturas do refrigerador e, abaixo, a potência consumida.	84
Figura 44 – Comparação entre o C.E. calculado e velocidade ótima encontrada em testes simulados e reais.	85
Figura 45 – Comparação do C.E. calculado entre os controladores original e desenvolvido.	86
Figura 46 – Comparação do C.E. calculado e tempo de recuperação após degelos para os controles original e desenvolvido.	87
Figura 47 – Teste de referência evidenciando as etapas de <i>pulldown</i> e regime transiente periódico.	95

Figura 48 – Teste de referência evidenciando a rejeição de perturbação do tipo degelo.	96
Figura 49 – Teste com a lógica de referência e compressor VESD7C evidenciando temperaturas do refrigerador e abaixo potência consumida. . .	97
Figura 50 – Teste simulado com a lógica desenvolvida em 16°C ambiente mostrando temperaturas do refrigerador e, na figura inferior, a potência consumida.	99
Figura 51 – Teste experimental com a lógica desenvolvida em 16°C ambiente mostrando temperaturas do refrigerador e, abaixo, a potência consumida.	100
Figura 52 – Teste rejeitando degelo em 16°C ambiente mostrando temperaturas do refrigerador e, abaixo, a potência consumida.	101

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resumo de métricas de comparação para os testes de referência. . .	44
Tabela 2 – Sintonização final dos parâmetros para os modelos de potência e vazão mássica.	59
Tabela 3 – Comparação entre as temperaturas experimentais e de modelo. . .	64
Tabela 4 – Valores identificados para os parâmetros dos modelos de temperatura.	64
Tabela 5 – Determinação dos parâmetros da função de transferência.	70
Tabela 6 – Incertezas associadas às medições diretas para o sistema CMV. . .	103

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CMV	Compressão Mecânica de Vapor
COP	<i>Coefficient of Performance</i>
DAQ	<i>Data Acquisition</i>
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
LPPT	<i>Least Power Point Tracking</i>
LQG	<i>Linear Quadratic Gaussian</i>
MIMO	<i>Multiple Input Multiple Output</i>
MPC	<i>Model Predictive Control</i>
MPPT	<i>Maximum Power Point Tracking</i>
PC	<i>Personal Computer</i>
PI	Proporcional-Integral
PID	Proporcional-Integral-Derivativo
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i>
RTR	<i>Run Time Ratio</i>
SCADA	<i>Supervisory Control And Data Acquisition</i>
SISO	<i>Single Input Single Output</i>
TC-LS	Trocador Capilar Linha de Sucção
VCC	<i>Variable Capacity Compressor</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{Q}	Taxa de Transferência de Calor [W]
h	Entalpia [kcal/kg]
T	Temperatura [°C]
P	Pressão [bar]
c	Calor Específico [K/kgK]
\dot{m}	Vazão Mássica [kg/s]
N	Rotação do Compressor [Hz]
\dot{W}_c	Potência do Compressor [W]
R	Resistência Térmica [K/W]
V	Estado do Ventilador [-]
C_a	Taxa de Capacidade Térmica do Escoamento [W/K]
D	Fechamento de Damper [%]
S	Estado do Compressor [-]
τ	Constante de Tempo [min]
U	Entrada de Controle [-]
K	Ganho Estático [-]
k	Amostra [-]
e	Erro [-]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	17
1.2	PANORAMA ENERGÉTICO	21
1.3	CONTROLE APLICADO A SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	24
1.4	MODELAGEM DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	27
1.5	OBJETIVOS	29
2	TRABALHO EXPERIMENTAL	31
2.1	CÂMARA DE TESTES	31
2.2	SISTEMA-BASE	31
2.3	INSTRUMENTAÇÃO E SISTEMAS DE MEDIÇÃO	33
2.3.1	Sistema Supervisório	35
2.3.2	Sistema de Acionamento	35
2.4	TESTES EXPERIMENTAIS	37
2.5	SÍNTESE DO CAPÍTULO	43
3	MODELAGEM QUASE-ESTÁTICA PARA SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	45
3.1	VARIÁVEIS AUXILIARES	47
3.2	MODELO DO COMPRESSOR	48
3.3	MODELO DAS TEMPERATURAS	49
3.3.1	<i>Fresh Food</i>	49
3.3.2	<i>Freezer</i>	51
3.3.3	Evaporador	52
3.3.4	Condensador	53
3.4	IDENTIFICAÇÃO	54
3.5	RESULTADOS	56
3.5.1	Modelo de Compressor	57
3.5.2	Modelo de Temperaturas	59
3.6	SÍNTESE DO CAPÍTULO	64
4	CONTROLE ORIENTADO À EFICIÊNCIA ENERGÉTICA	66
4.1	ESTRUTURAS DE CONTROLE	67
4.2	CONTROLE DA TEMPERATURA DE <i>FRESH FOOD</i>	68
4.2.1	Identificação do Sistema	69
4.2.2	Projeto do Controlador	70
4.2.3	Desempenho do Sistema com Controlador PI	72
4.3	CONTROLE DA TEMPERATURA DE <i>FREEZER</i>	72
4.3.1	Rotina Principal	73
4.3.2	Controle Orientado ao Consumo	76

4.3.3	Rejeição de Perturbação	79
4.3.4	Rejeição de Ciclos Infinitos	79
4.4	RESULTADOS DE SIMULAÇÃO	80
4.5	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	81
4.5.1	Avaliação de Desempenho do Controle Proposto	83
4.5.2	Comparação entre Controladores Original e Proposto	85
4.6	SÍNTESE DO CAPÍTULO	88
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES	89
	REFERÊNCIAS	91
	APÊNDICE A – TESTES DE REFERÊNCIA A 16°C AMBIENTE	95
	APÊNDICE B – TESTES COM CONTROLADOR ORIENTADO AO	
	CONSUMO A 16°C AMBIENTE	98
	APÊNDICE C – ANÁLISE DE INCERTEZA	102

1 INTRODUÇÃO

A refrigeração é de vital importância para a preservação dos alimentos, desde a sua produção até o consumidor final. No setor de saúde, a refrigeração é utilizada para preservar produtos farmacêuticos, medicamentos e vacinas. Novos tratamentos, como criocirurgias ou crioterapias, foram desenvolvidas graças às tecnologias de ultra resfriamento.

Inúmeras indústrias utilizam refrigeração em seus processos de fabricação. Até mesmo centros de dados os quais, privados de seus sistemas de refrigeração, entrariam em colapso. Economicamente falando, a importância da refrigeração é primordial, haja vista o constante aumento nas vendas de equipamentos e no número de empregos relacionados a essa área (DUPONT *et al.*, 2019).

Diante dos fatos citados, cada vez mais as indústrias têm investido em pesquisas que visam aumentar a eficiência energética dos seus produtos. No caso específico da refrigeração, estudam-se trocadores de calor e compressores cada vez mais eficientes do ponto de vista energético. Além de investigar cada componente de forma independente, estudam-se também formas de melhorar o desempenho do ciclo de refrigeração, seja com novos arranjos de ciclos, ou com a utilização de componentes de ação variável – tais como ventiladores e compressores de velocidade variável ou dispositivos de expansão com abertura variável – que permitem o uso de estratégias de controle que tornam os sistemas de refrigeração mais eficientes (SCHURT, 2009).

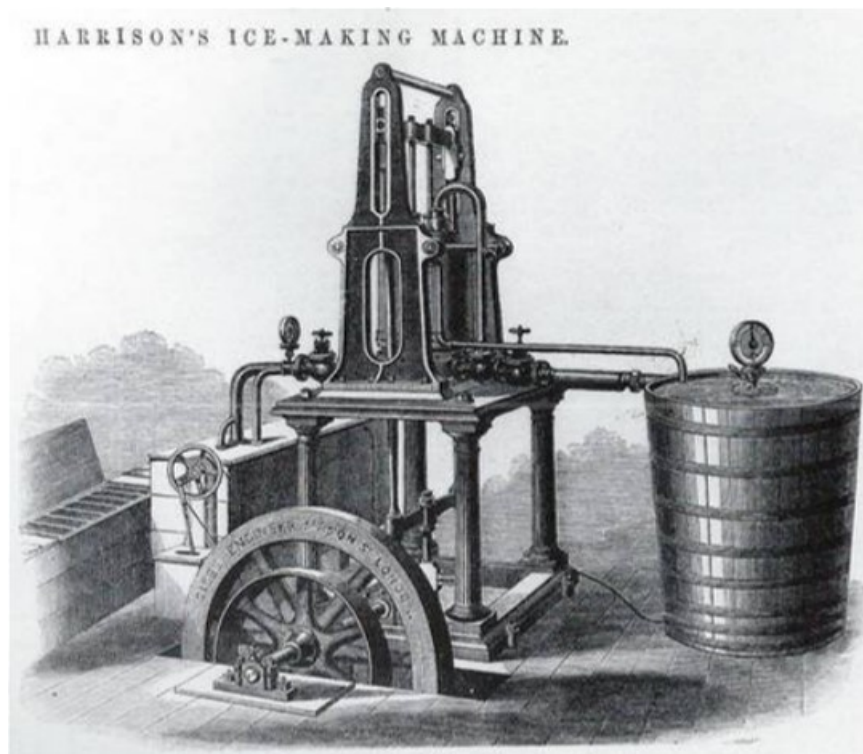
1.1 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Em 1806, um jovem empresário chamado Frederic Tudor iniciou o comércio de gelo natural, que logo se tornou uma atividade muito lucrativa: os blocos de gelo eram extraídos de rios e lagos e distribuídos por vários métodos de transporte (GOSNEY, 1982). O gelo era armazenado nas residências em armários isolados, chamados de geladeira. Os primeiros sistemas de refrigeração foram projetados entre 1850 e 1920 para produzir gelo durante o ano todo e, com isso competir com a extração de gelo natural (BRILEY, 2004). Contudo, durante essa época, o comércio de gelo natural ainda era forte, fator que dificultou a disseminação dos sistemas desenvolvidos. Somente em 1856, James Harrison projetou o primeiro equipamento comercial de produção de frio por compressão mecânica de vapor (CMV), ilustrado na Figura 1, que foi construído por Daniel Siebe (ROBERTS, 2020).

A maioria dos refrigeradores domésticos e dos equipamentos de refrigeração comercial utiliza a compressão mecânica de vapor como princípio de refrigeração, muito pela sua maior eficiência energética quando comparado aos demais ¹. Estima-

¹ Outros métodos de refrigeração além da CMV encontrados hoje em dia são, por exemplo, termoelétrica e absorção

Figura 1 – Sistema de produção de gelo proposto por James Harrison.



Reproduzido de Roberts (2020)

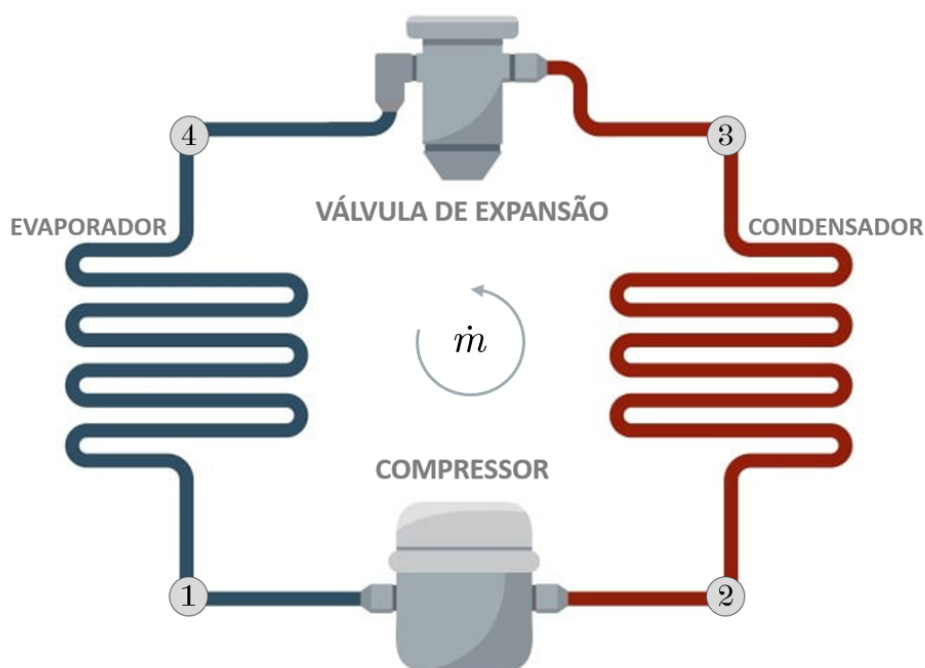
se que existam mais de 68 milhões de refrigeradores em operação no Brasil (IBGE, 2022), dos quais a maior parte utiliza o princípio de refrigeração citado.

O método de CMV se dá através da evaporação a baixas temperaturas de uma substância volátil, denominada fluido refrigerante, que no contexto de substâncias puras possui relação diretamente proporcional entre pressão e temperatura durante o processo de mudança de fase. O refrigerante se encontra a baixa pressão e temperatura, no evaporador, e a alta pressão e temperatura, no condensador, devido à ação contínua e simultânea do compressor e do dispositivo de expansão, separando o circuito de refrigeração (Figura 2) em duas regiões, uma de alta e outra de baixa pressão (GONÇALVES, 2004). Com isso, o circuito consegue utilizar o fenômeno de mudança de fase do fluido para transferir o calor proveniente do ambiente interno (refrigerado), através do evaporador a baixa temperatura, para um ambiente externo por meio do condensador operando com alta temperatura, em troca de um consumo energético do compressor convertido em entalpia.

Para explicar melhor o princípio de refrigeração CMV é comum se utilizar o diagrama p-h (pressão - entalpia), que é representado por um gráfico onde o eixo das abcissas é formado pela entalpia e o eixo das ordenadas representa a pressão de um fluido refrigerante particular.

Começando pelo ponto 1 da Figura 3, o fluido refrigerante no estado de vapor superaquecido a baixa pressão entra no compressor, onde recebe uma quantidade

Figura 2 – Sistema de refrigeração por CMV.

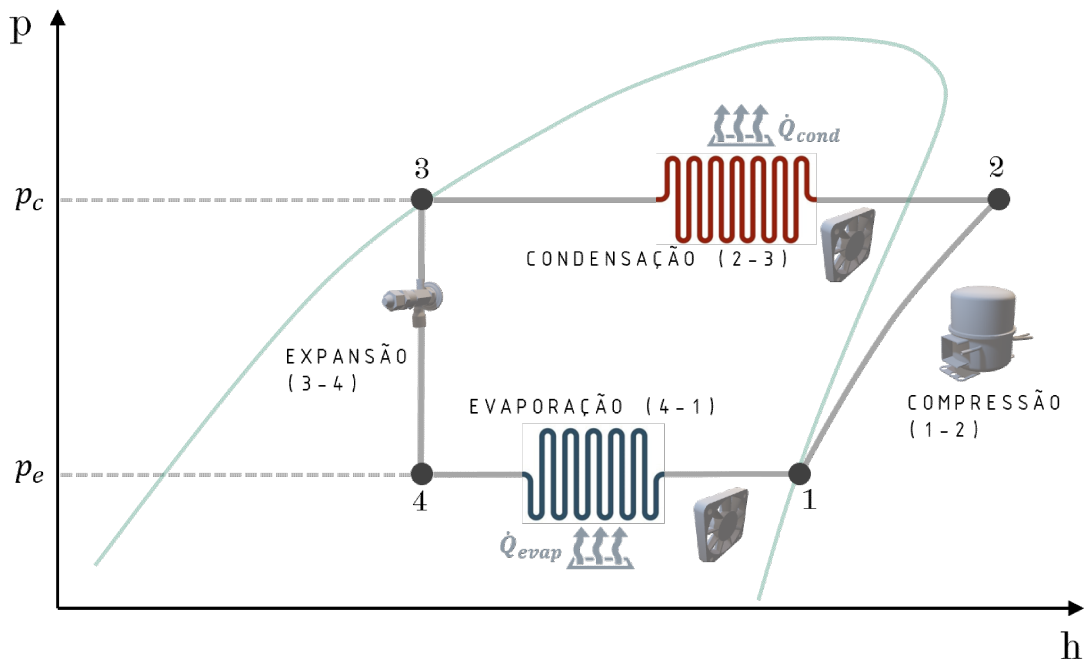


Reproduzido de Marchi (2021)

de trabalho e tem sua temperatura e pressão elevadas até o ponto 2. Saindo do compressor, o fluido é dirigido até o condensador, onde é condensado devido à troca de calor com o ambiente (\dot{Q}_{cond}) (2 - 3). Uma vez que o fluido está condensado a alta pressão e temperatura ele é enviado para o dispositivo de expansão (3 - 4). Como nesse dispositivo ocorre a redução de pressão, a temperatura do fluido também é reduzida como resultado da evaporação de parte do fluido. Em seguida, o refrigerante entra no evaporador parte vapor e parte líquido, onde é evaporado devido à troca de calor (\dot{Q}_{evap}) com o compartimento refrigerado, retornando ao compressor (4 - 1) (STOECKER; JONES, 1985). A eficiência atrelada a esse processo de refrigeração é medida através de um coeficiente de performance denominado COP, que é calculado como a razão entre o calor absorvido no evaporador e o trabalho consumido pelo compressor.

A fim de melhorar a performance de sistemas de CMV surgiu a ideia de introduzir a esse ciclo um trocador de calor interno, ou trocador de calor tubo capilar-linha de sucção (TC-LS). Tal modificação se dá através do contato térmico entre o tubo capilar e a linha de sucção, fazendo com que o calor seja transferido do capilar para a linha, diminuindo a parte de vapor na saída do capilar, o que pode causar melhorias de até 20% no COP quando aplicado a refrigerador da linha doméstica (HERMES, C. J., 2013). No entanto, o TC-LS também tem como resultado um refrigerante com temperaturas mais elevadas na entrada do compressor, aumentando também seu volume específico, fator que leva à redução de vazão mássica deslocada pelo compressor. Assim, o

Figura 3 – Diagrama p-h referente ao sistema de refrigeração por CMV.

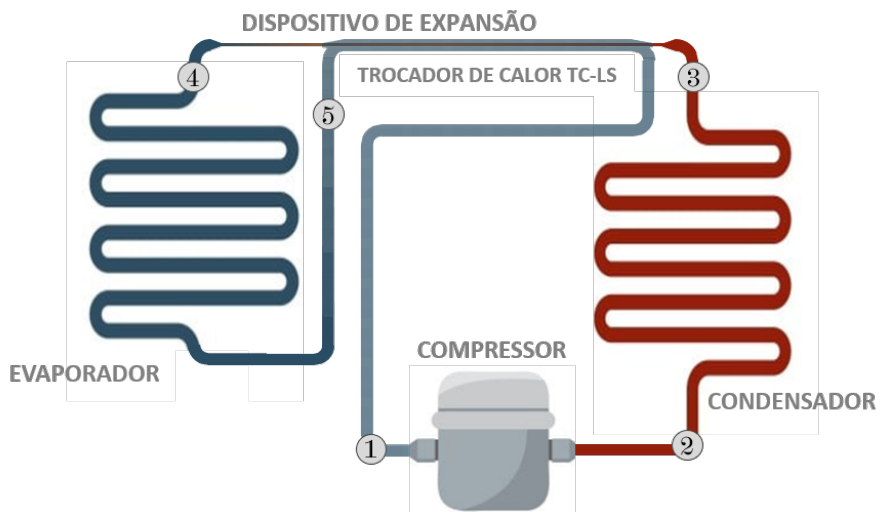


Reproduzido de Marchi (2021)

benefício da aplicação deste trocador no sistema deve levar em conta a relação entre os efeitos, refrigerante por unidade de volume (DOMANSKI *et al.*, 1994).

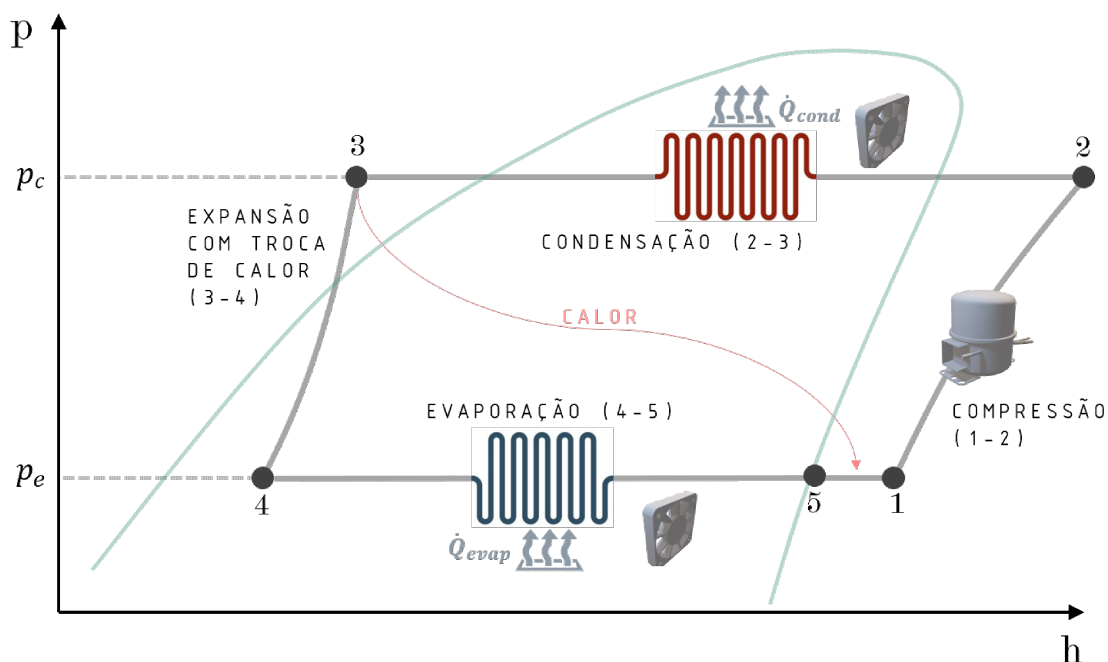
Todos os pontos destacados sobre a tecnologia de TC-LS podem ser observados nas Figura 4 e Figura 5, onde são mostrados o ciclo de refrigeração e o diagrama p-h com tais modificações.

Figura 4 – Sistema de refrigeração por CMV com TC-LS.



Reproduzido de Marchi (2021)

Figura 5 – Diagrama p-h referente ao sistema de refrigeração por CMV com TC-LS.



Reproduzido de Marchi (2021)

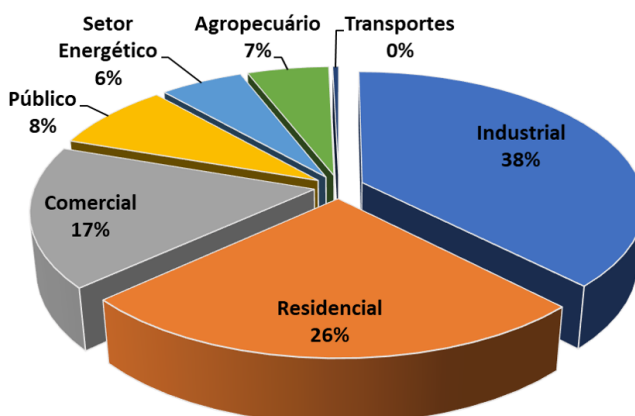
1.2 PANORAMA ENERGÉTICO

Com o passar dos anos, o setor residencial vem aumentando significativamente a sua participação na matriz energética nacional. A Figura 6, extraída da última Pesquisa de Posse de Equipamentos e Hábitos de Consumo (ELETROBRAS, 2019), mostra que, à época, esse setor respondia por 25,5% do consumo nacional de eletricidade. A Figura 7 mostra que o consumo de energia no setor residencial é liderado pelo segmento de refrigeração e condicionamento de ar, com uma participação da ordem de 50%.

Como resultado, tem-se que mais de 10% de toda eletricidade produzida no Brasil é destinada a equipamentos residenciais de refrigeração, sendo 6% desse total destinado a refrigeradores domésticos, foco do presente trabalho. Tal quantia expressiva de energia se deve à enorme quantidade desses produtos no mercado nacional somada ao seu alto consumo energético se comparado à média de consumo dos eletrodomésticos residenciais. Segundo o Relatório da Pesquisa de Posse de Eletrodomésticos (ELETROBRAS, 2019), 98% dos domicílios brasileiros possuem pelo menos um refrigerador doméstico.

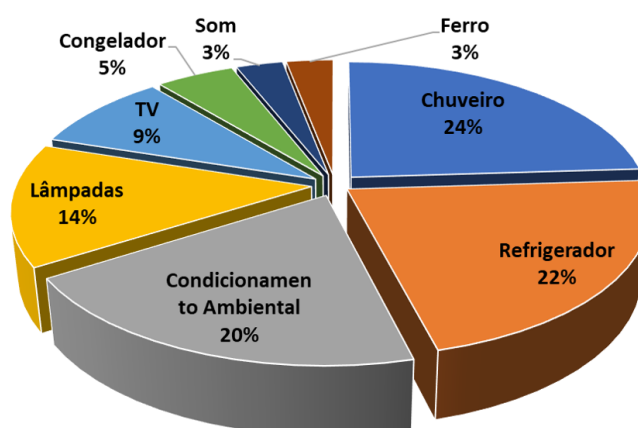
Já em 1984, o INMETRO (Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia) sentiu a necessidade de introduzir no Brasil uma série de programas para racionalizar o uso de energias, que resultou em um protocolo firmado entre o antigo Ministério da Indústria e do Comércio e a Associação Brasileira da Indústria Elétrica

Figura 6 – Consumo setorial de eletricidade.



Reproduzido de ELETROBRAS (2019)

Figura 7 – Consumo final na carga residencial.

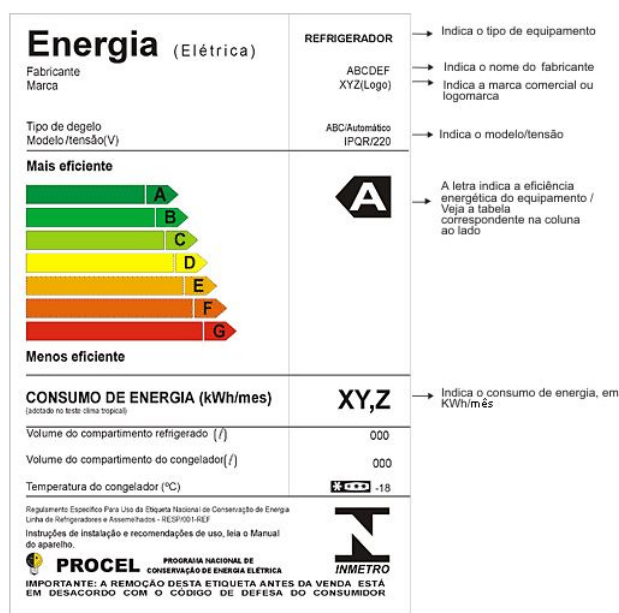


Reproduzido de ELETROBRAS (2019)

e Eletrônica (ABINEE). Tal protocolo originou o atual Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE), responsável por informar ao consumidor a eficiência energética de vários produtos. Contudo, a adesão dos fabricantes ao programa é voluntária. Nele, todos os produtos inclusos são testados e classificados em escalas de consumo de energia. Acredita-se que essa avaliação estimula a competitividade do mercado, uma vez que os fabricantes procuram atingir níveis de desempenho energético cada vez maiores. Já em 1993, um decreto presidencial criou o Selo Procel de Economia de Energia (PROCELINFO, 2022), que é concedido aos produtos que apresentam os melhores níveis de eficiência energética. Desta forma estimula-se o consumidor a comprar esse tipo de produto e a fabricação e comercialização de refrigeradores cada vez mais eficientes. Atualmente, o Inmetro é o órgão responsável pelos programas de fiscalização e avaliação dos eletrodomésticos brasileiros (INMETRO, 2022).

Os níveis máximos de consumo de energia que integram a escala de classificação dos produtos são estabelecidos com base em valores técnicos e economicamente viáveis, considerando também a vida útil dos eletrodomésticos. Até 2005, os refrigeradores no Brasil eram classificados, em termos de consumo de energia, de A (mais eficiente) até G (menos eficiente), como ilustrado na Figura 8.

Figura 8 – Etiqueta de consumo de energia PROCEL.



Reproduzido de PROCELINFO (2022)

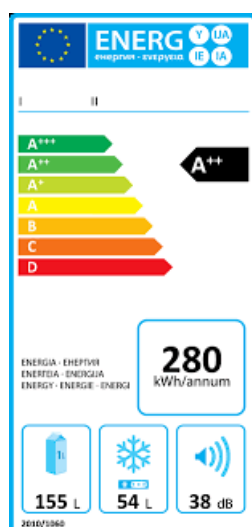
Os níveis mínimos de eficiência energética para cada classe foram aumentados em 2006, incentivando cada vez mais a fabricação de produtos mais eficientes. Além disso, foi proibida a circulação de produtos classificados como F e G. Conforme divulgado pelo Inmetro em 2011, cerca de 60% dos refrigeradores em circulação no Brasil possuem classificação A em termos de consumo energético. Em maio de 2011, a SECOM (Secretaria de Comunicação Social da Presidência da República) estabeleceu novos níveis mínimos de eficiência energética para eletrodomésticos comercializados no Brasil. A meta era aumentar a qualidade dos produtos, incentivando a utilização de refrigeradores mais econômicos. A fabricação e importação dos produtos que não se enquadram na nova determinação foi proibida a partir de 31 de dezembro de 2011.

Em 2021, o Inmetro anunciou mudanças nas regras para a classificação da eficiência energética dos refrigeradores vendidos no Brasil. As fabricantes precisarão adotar uma nova categorização nas etiquetas, que passará a incluir níveis mais exigentes. As de melhor eficiência energética antes eram enquadradas na categoria A. A partir de então, com a mudança, a letra A foi dividida em quatro patamares: A+++ , A++ , A+ e A.

O Brasil não foi o único país a adotar medidas a favor de refrigeradores ener-

geticamente mais eficientes. A União Europeia também adotou medidas para redução do consumo energético de seus produtos. Inicialmente eles eram classificados de A (mais eficiente) a G (menos eficiente). Contudo, em setembro de 1999 foi decretado o encerramento da produção de produtos classificados de D a G. Em Julho de 2004, a classificação máxima até então existente foi subdividida em três novas categorias: A, A+ e A++ (Figura 9). Em maio de 2010, além de novos níveis de eficiência energética serem impostos, uma nova classe foi introduzida, a A+++. Contudo, dados da APPLiA (2022) mostram que 90% dos refrigeradores comercializados na Europa se encontram dentro da categoria A e suas subdivisões. Essa constatação levou ao desenvolvimento de uma lei de regulação energética ainda mais restrita, com uma nova versão da etiqueta energética da UE que busca regredir à classificação utilizada inicialmente de A a G, porém de uma forma mais rigorosa. Assim, abre-se espaço para que novos produtos, mais eficientes que os atuais, possam ser inseridos em categorias mais altas e distintas dos demais. Essa escala é mais rígida e projetada para que poucos produtos sejam inicialmente capazes de atingir a classificação “A”, propiciando que produtos mais eficientes sejam incluídos no futuro. Os produtos com maior eficiência energética atualmente no mercado normalmente serão rotulados como “B”, “C” ou “D”.

Figura 9 – Selo energético europeu.



Reproduzido de APPLiA (2022)

1.3 CONTROLE APLICADO A SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Grande parte dos sistemas de refrigeração domésticos fazem uso de um compressor de velocidade constante e de um dispositivo de expansão com ação fixa, como um tubo capilar, que consiste de um tubo longo (de 2 a 4 metros) com pequeno diâmetro interno (menor que 1 mm). A temperatura do ambiente refrigerado é controlada pela ação de um termostato, que pode ser tanto mecânico ou eletrônico, cuja função é ligar

e desligar o compressor. Para controlar a capacidade de refrigeração do sistema de maneira similar ao liga e desliga do compressor existem compressores de velocidade variável, que permitem o contínuo ajuste entre a capacidade e a carga térmica do sistema (TASSOU; QURESHI, 1998). Além desse atuador de capacidade variável existe também a possibilidade de usar um dispositivo de expansão variável, para realizar o ajuste do grau de superaquecimento² na saída do evaporador, mantendo-o totalmente preenchido com refrigerante bifásico, independente da velocidade do compressor (TASSOU; AL-NIZARI, 1991).

No decorrer dos anos, diversos trabalhos foram publicados, nos quais foram estudados o comportamento de sistemas de refrigeração operando simultaneamente com uma válvula de expansão com compressor de velocidade variável. Algumas estratégias de controle com diferentes focos foram propostas, desde minimização de consumo energético dos sistemas, até a redução da oscilação das temperaturas dos compartimentos refrigerados (Outtagarts *et al.* (1997); Choi e Yong Chan Kim (2003); Yang *et al.* (2004)). Tais trabalhos, no entanto, tiveram seus focos voltados aos sistemas de refrigeração de grande porte, com capacidades de refrigeração acima de 6 kW.

Quando se fala de tecnologias de ação variável aplicadas a sistemas de pequeno e médio porte, tem-se o trabalho de Pottker e Melo (2007), que realizaram estudos sobre a influência da velocidade do compressor, da abertura da válvula de expansão eletrônica e da carga de refrigerante sobre o desempenho de um sistema de refrigeração comercial. Para isso, os autores projetaram e construíram um aparato experimental capaz de operar com capacidades de refrigeração entre 400 e 1500 W. Com base em uma análise experimental, os autores concluíram que os sistemas dotados de dispositivos com ação variável podem ser mais eficientes que sistemas com dispositivos de ação fixa, como tubo capilar e compressor de velocidade fixa. Os resultados mostraram também que, em um sistema de refrigeração com carga de refrigerante fixa, o COP do sistema pode ser maximizado para cada velocidade do compressor através do ajuste da abertura da válvula.

Posteriormente, Marcinichen *et al.* (2008) utilizaram o mesmo aparato de Pottker e Melo (2007) para o desenvolvimento de uma estratégia de controle dual-SISO (*Single Input Single Output*), que atua na velocidade do compressor e na abertura da válvula de expansão com base nas temperaturas de saída do fluido secundário e no superaquecimento no evaporador. O sistema de refrigeração foi identificado empiricamente através do método da resposta ao degrau, que gerou modelos lineares de 1ª ordem tanto para o grau de superaquecimento no evaporador como para a temperatura do fluido secundário na saída do evaporador. Tais modelos foram então empregados

² Superaquecimento é medido como a diferença de temperatura do fluido refrigerante entre a saída e entrada do evaporador. Subresfriamento é medido como a diferença do fluido refrigerante entre a saída e entrada do condensador

para projetar dois controladores PI (*Proporcional-Integral*) para atuar sobre a abertura da válvula e a velocidade do compressor. Os controladores desenvolvidos mostraram resultados satisfatórios em termos de seguimento de referência, quando aplicados a faixas de operação perto das quais o sistema foi identificado e os controladores foram sintonizados. Os autores deixam claro que os controladores ajustados dessa forma, quando operando em regiões distantes do ponto onde foram identificados, apresentam resultados insatisfatórios. Para realizar esse controle longe da região identificada, Alleyne e Brennan (2003) sugerem o uso de modelos físicos capazes de captar o comportamento do sistema independente do ponto de operação.

Para resolver o problema de controle longe de regiões onde modelos empíricos foram identificados, Rasmussen (2006) propuseram a utilização de um modelo fenomenológico para representar o comportamento do sistema. Os autores chegaram à conclusão que, como um sistema de refrigeração é formado por vários componentes não lineares, faz-se necessário o emprego de estratégias de controle e modelos não-lineares para que o desempenho satisfatório do sistema seja mantido em toda a envoltória operacional. Por fim, os autores propuseram uma estrutura de controle do tipo *gain-schedule* baseada em modelos e controles locais. Os resultados alcançados mostraram que a abordagem por *gain-schedule* estende as vantagens de um controlador linear, que funciona perto do ponto de operação para o qual foi identificado, para todo o regime de operação.

Apresentando uma abordagem diferente para controlar tanto válvula como compressor simultaneamente, He *et al.* (1998) projetaram, com base na técnica LQG (*Linear Quadratic Gaussian*), um controlador MIMO (*Multiple Input Multiple Output*) para atuar sobre a velocidade do compressor e a válvula de expansão. O controlador foi implementado em um condicionador de ar residencial e submetido a testes de seguimento de referência, rejeição de perturbações e estabilidade, mostrando resultados superiores aos obtidos com o controlador dual-SISO.

Leducq *et al.* (2006) desenvolveram uma estrutura de controle composta por um controlador do tipo PID (*Proportional Integral Derivative*) e uma estratégia de otimização dinâmica utilizando um algoritmo de controle preditivo baseado em modelos não lineares do tipo MPC (*Model Predictive Control*). Um modelo de ordem reduzida proposto pelo autor foi utilizado para prever o comportamento termodinâmico do sistema. A partir dele, foram elaboradas duas malhas de controle. Em ambas, o grau de superaquecimento no evaporador foi controlado localmente por um controlador PID que aciona uma válvula de expansão elétrica. Na primeira estrutura, a capacidade de refrigeração foi controlada através da velocidade do compressor e da vazão de água no condensador. Os termos utilizados na função custo do MPC incluíam o erro de seguimento da variável processo, o inverso do COP e a velocidade do compressor. Na segunda estrutura, controlou-se a temperatura do fluido secundário no evaporador

através da velocidade do compressor e das vazões de água no condensador. A função custo era composta pelos mesmos termos citados anteriormente, considerando-se restrições para essa vazão. Para os experimentos apresentados, foram obtidos reduções de 8 a 20% no consumo de energia.

Schurt (2009) também apresentou uma estratégia de controle linear multivariável que atua na velocidade do compressor e na abertura da válvula de expansão com a finalidade de controlar tanto o superaquecimento do evaporador como a capacidade de refrigeração de sistemas de refrigeração. O controlador foi projetado com base em um modelo fenomenológico especialmente desenvolvido para simular o comportamento dinâmico de tais sistemas. Um controle proporcional-integral foi projetado através da técnica multivariável LQG utilizando um observador de estados através de um Filtro de Kalman. O modelo e o controle foram validados em uma bancada experimental. O modelo reproduziu bem o sistema mesmo para pontos distantes do ponto de identificação. O controle, além de seguir as referências desejadas, rejeitou perturbações de carga térmica.

Por fim, um algoritmo de controle baseado no rastreamento de ponto de menor consumo, nomeado LPPT (*Least Power Point Tracking*), foi apresentado e aplicado a um sistema de refrigeração comercial por Silveira *et al.* (2021). O algoritmo é uma versão adaptativa de um também inovador controle *dual speed*, que é um controle liga-desliga com dois valores de velocidade não nulos: o menor é escolhido para minimizar o consumo de energia, enquanto o valor de velocidade mais alto é usado para rejeitar fortes perturbações. A lógica proposta foi comparada com outras técnicas de controle comumente usadas em sistemas de refrigeração, como *on-off* e PI. Análises experimentais revelaram que o novo controle acarretou uma redução de aproximadamente 16% no consumo energético comparado ao controlador embarcado no produto comercializado.

1.4 MODELAGEM DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Em geral, o desenvolvimento de uma estratégia de controle está atrelada à modelagem do sistema, que pode ser utilizada para três propósitos distintos: (a) ajuste do controlador baseado em modelo, usando ferramentas como lugar das raízes ou métodos de posicionamento de polos para compensar as dinâmicas da planta, como um PID; (b) formulação da própria lei de controle com o modelo embarcado, como é o caso de controles preditivos; (c) avaliação do desempenho de controle via simulação antes da implementação no sistema real, para reduzir o tempo de desenvolvimento da estratégia e também como medida de segurança. Dependendo do propósito do modelo define-se um *trade-off* ideal entre simplicidade e precisão.

A escolha do modelo adequado se faz primordial no contexto do presente trabalho, uma vez que um sistema de refrigeração é formado por diferentes componentes,

cada um com suas particularidades. A principal dificuldade na decisão de qual abordagem utilizar está na escala de tempo dos fenômenos envolvidos.

No entanto, em sistemas de refrigeração, especialmente no meio industrial, ainda é comum realizar o projeto do controlador experimentalmente via tentativa e erro. Esses testes de sintonização, na maioria das vezes, precisam ser realizados através de ensaios em uma câmara climatizada, com temperatura e velocidade do ar controladas, o que demanda tempo e recursos – um simples teste de consumo de energia leva cerca de uma semana para ser realizado (BORGES *et al.*, 2011). Portanto, essa prática de tentativa e erro acaba sendo ineficiente no uso de recursos. Uma alternativa aos testes experimentais consiste na simulação computacional do comportamento transiente do refrigerador, o que requer modelos matemáticos sofisticados que representem fenômenos complexos que ocorrem em escalas de tempo muito distintas. Por exemplo, a transferência de calor através das paredes do gabinete pode levar horas, enquanto a migração de massa de refrigerante de um componente para outro dentro do ciclo de refrigeração ocorre em minutos (SCHURT, 2009).

A literatura associada à modelagem para sistemas de refrigeração é abundante e possui diferentes níveis de sofisticação dependendo do propósito. É importante citar o trabalho de Melo *et al.* (1988), que programaram o primeiro sistema de simulação dinâmica para refrigeradores domésticos. Esse programa foi baseado no modelo elaborado por Dhar (1978) aplicado a um refrigerador com dois compartimentos refrigerados, *freezer* e *freshfood*. Os resultados alcançados mostram a variação das temperaturas nos compartimentos desde a partida até o regime permanente. O modelo apresentou uma razoável concordância com os dados experimentais.

Em aplicações mais atuais, Christian JL Hermes e Cláudio Melo (2008) construíram um modelo de simulação para um refrigerador doméstico *top – mount*³, onde a temperatura do *freezer* era controlada por um compressor de velocidade única, enquanto um *dampner* termomecânico atuava sobre a temperatura do compartimento de *fresh food*. Uma abordagem inovativa foi utilizada para a modelagem do produto. Os trocadores de calor do refrigerador doméstico foram discretizados em volumes finitos, um modelo unidimensional contínuo para o tubo capilar foi proposto e as paredes do refrigerador também foram discretizadas para representar as dinâmicas da temperatura dos compartimentos. Ao final, como síntese do trabalho, um modelo formado por 238 equações diferenciais ordinárias (EDOs) foi gerado.

Mais tarde, Schurt (2009) utilizou uma abordagem baseada em equações diferenciais ordinárias para modelar trocadores de calor, enquanto simplificava a modelagem dos outros componentes do sistema. O conjunto de EDOs modeladas foi organizado em uma representação por espaço de estados e linearizado. Posteriormente, com o modelo linearizado ao redor do ponto de operação, foi projetado um

³ Refrigerador onde o *freezer* fica localizado na parte de cima.

controlador LQG com a finalidade de controlar tanto o superaquecimento do evaporador como a capacidade de refrigeração do sistema. Tal controlador atua sobre a velocidade do compressor e a abertura de uma válvula de expansão eletrônica.

Uma estratégia semi-empírica, que mescla princípios fundamentais com observações experimentais, foi proposta por Schné *et al.* (2015) para modelar um refrigerador com base em uma analogia entre transferência de calor e circuitos elétricos. Dado o alto grau de simplificação resultante de algumas hipóteses adotadas, tal abordagem mostrou-se viável apenas à região próxima do ponto de identificação.

Uma metodologia simplificada com foco em prever o consumo de energia de refrigeradores domésticos usando um modelo semi-empírico foi apresentada e validada com base em dados experimentais por Borges *et al.* (2011). Tal abordagem considera os fenômenos associados às escalas de tempo lentas presentes no gabinete refrigerado em detrimento das escalas rápidas associadas à migração de massa de refrigerante. As previsões do modelo foram comparadas com suas contrapartes experimentais, mostrando desvio máximo de $\pm 2\%$ para o consumo de energia e diferenças máximas de $\pm 0,4^\circ\text{C}$ para a temperatura dos compartimentos modelados.

Mais recentemente, Silveira *et al.* (2021) propôs uma técnica de controle do tipo *Perturba-e-Observa*. Tal lógica se baseava em algoritmos do tipo MPPT (*Maximum Power Point Tracking*) que é utilizada para encontrar o ponto de máxima potência em sistemas de geração de energia, principalmente turbinas eólicas e sistemas fotovoltaicos e consiste em aplicar um pequeno degrau de incremento no atuador e observar o efeito resultante na potência. Caso o efeito causado seja favorável, continuam-se aplicando degraus no mesmo sentido até que o efeito não seja mais favorável, quando então são aplicados decrementos no valor da tensão. A lógica desenvolvida pelo autor utiliza o mesmo fundamento da técnica *Perturba-e-Observa* para algoritmos MPPT, porém busca o menor consumo global, utilizando a rotação como variável incremental. O algoritmo foi aplicado em refrigeradores comerciais embarcados com compressores de velocidade variável e como resultado, a nova lógica de controle se mostrou mais efetiva, reduzindo o consumo energético em até 12% quando comparada a lógica original do produto.

1.5 OBJETIVOS

Tendo em vista o panorama energético apresentado, o presente trabalho tem como objetivo desenvolver uma estratégia de controle do tipo *Perturba-e-Observa* para refrigeradores domésticos com compressores de velocidade variável focada na redução de consumo com rápida rejeição de perturbação, gerando assim uma lógica que seja simples porém robusta e de fácil implementação por parte da indústria. A otimização de tal lógica será feita utilizando um modelo quase-estático de temperaturas do produto.

Para se atingir esse objetivo geral definem-se as seguintes etapas de projeto.

- Instrumentar o produto a ser estudado experimentalmente, projetar e construir o *rack* de controle e aquisição de dados;
- Desenvolver um sistema supervisor em LabVIEW;
- Executar testes de referência com o produto em uma câmara climatizada a 16 °C e 32 °C (de acordo com a norma IEC (2015));
- Elaborar e identificar um modelo semi-empírico de simulação do sistema com dados adquiridos durante os testes de referência;
- Executar testes experimentais com a nova lei de controle pré-validada por meio de simulação;
- Analisar os resultados por meio de comparações entre o consumo energético original e após implementação da nova lei de controle.

ESTRUTURA DO DOCUMENTO

Este trabalho foi dividido em quatro partes principais: *(i)* fundamentação, *(ii)* caracterização do produto, *(iii)* modelagem, *(iv)* desenvolvimento e avaliação do controlador.

A primeira parte, que compreende o capítulo 1, trata da motivação e contextualização do trabalho, seguida de uma breve revisão bibliográfica com base nos principais trabalhos relacionados à modelagem e controle aplicados em sistemas de refrigeração doméstica.

A segunda parte é compreendida pelo capítulo 2, onde é descrito como os testes experimentais foram realizados e qual o equipamento utilizado. Além disso, o refrigerador trabalhado é descrito e os testes de caracterização são analisados, a fim de se ter uma base de comparação entre a lógica original e a proposta.

A terceira parte, compreendida pelo capítulo 3, descreve a concepção, identificação e validação do modelo quase-estático aplicado ao refrigerador doméstico trabalhado. Juntamente com os modelos das quatro principais temperaturas do produto, a potência e vazão mássicas do compressor utilizado também foram modeladas.

A quarta parte compreende o capítulo 4, que por fim descreve a concepção e objetivos da lógica de controle orientada ao consumo proposta. Uma comparação entre esse algoritmo e o controle original do produto é realizada para se concluir quais os pontos positivos e negativos da lógica desenvolvida.

2 TRABALHO EXPERIMENTAL

O presente capítulo irá abordar os aspectos relativos ao trabalho experimental desenvolvido ao longo do projeto. Primeiro, será feita uma explicação da câmara utilizada para controlar as temperatura e umidade do ambiente, segundo a norma IEC (2015). Em seguida, será abordado o sistema de refrigeração utilizado como base para o desenvolvimento da modelagem e controle, bem como a instrumentação do refrigerador-base e o sistema supervisorio utilizado para monitorar os testes experimentais. Para finalizar, os resultados relativos aos testes de referência serão mostrados, a partir dos quais, as informações das bandas de controle dos compartimentos de *fresh food* e *freezer* serão extraídas e implementadas no novo controlador, para manter-se uma base justa de comparação entre as lógicas.

2.1 CÂMARA DE TESTES

Todos os testes experimentais foram realizados com o aparato dentro de uma câmara com temperatura e umidade controladas, seguindo os padrões estabelecidos pela norma IEC (2015). A câmara é constituída de quatro partes ao todo. Um sistema de refrigeração comum (formado por compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador), um sistema de circulação de ar (formado por ventilador e *damper*), um sistema de aquecimento (via resistores elétricos) e um sistema de umidade (formado por resistores imersas em um reservatório de água).

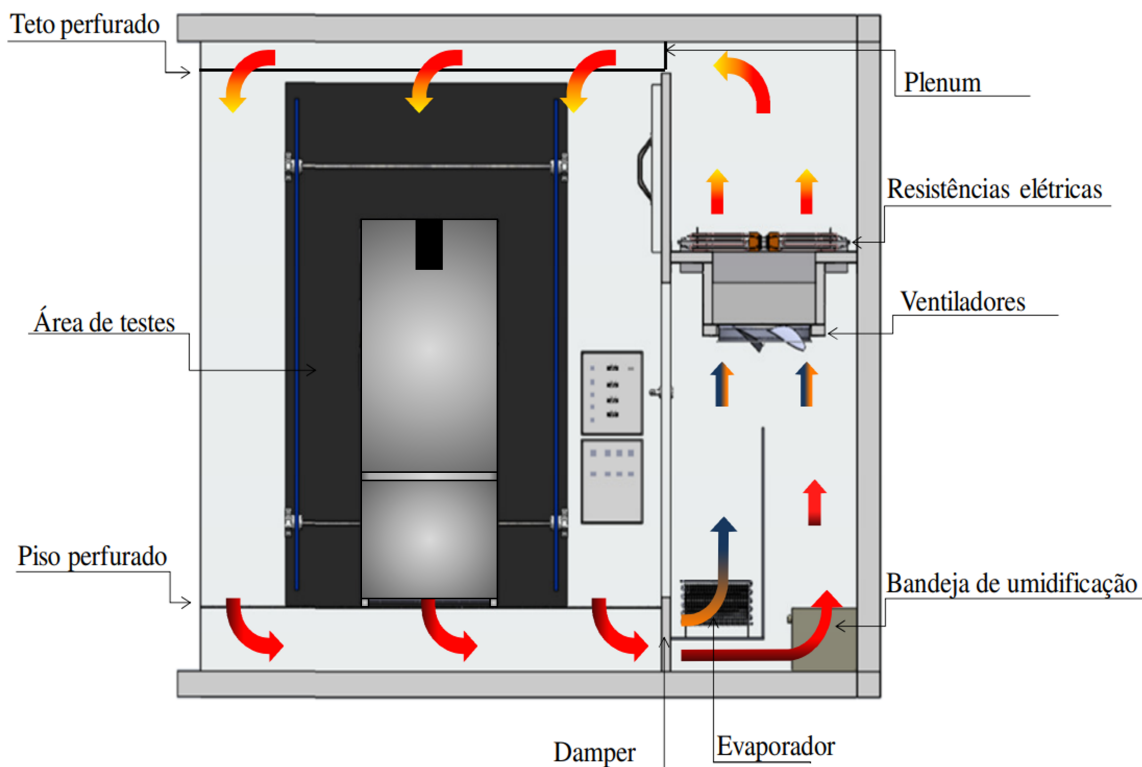
Uma visão esquemática da câmara pode ser vista na Figura 10. Uma parte da vazão de ar movimentada pelos ventiladores passa pelo evaporador, enquanto o resto passa por um *by-pass*. Após a passagem pelos ventiladores, o ar é aquecido e segue para o plenum, acabando por ser direcionado para a seção de teste. Por último, o ar retorna através do piso perfurado da câmara e recomeça seu caminho.

O sistema de controle da temperatura é realizado pelo acionamento de resistores elétricos através de um controlador PID, podendo essa grandeza variar entre -20°C e 45°C ($\pm 0,2^{\circ}\text{C}$). A umidade relativa é mantida entre 30 e 90% ($\pm 1\%$), também através de um controlador do tipo PID, o qual atua sobre um resistor elétrico imerso em um reservatório de água.

2.2 SISTEMA-BASE

O sistema de refrigeração trabalhado ao longo do projeto pode ser visto na Figura 11. Ele é do tipo *bottom-mount*, possuindo dois compartimentos: na parte superior um compartimento *fresh food* de 264 L e na parte inferior um *freezer* de 104 L. A temperatura de controle dos compartimentos fica oscilando entre 4°C e 7°C na parte de cima e -18°C e -22°C na parte de baixo. Energeticamente ele é classificado

Figura 10 – Diagrama esquemático da câmara de testes.



Reproduzido de Thiessen *et al.* (2015)

na Europa como A+++, com um consumo de 187 kWh/ano.

O aparato utiliza R600a como fluido refrigerante e um compressor de velocidade variável, modelo VESD9C, podendo variar entre 1300 RPM a 4500 RPM. Possui ventilação forçada sobre o evaporador, consumindo 2,2 W, e ventilação natural no condensador, que é do tipo arame-sobre-tubo¹. Um *damper* entre os compartimentos de *fresh food* e *freezer*, regula o fluxo de ar refrigerado enviado ao primeiro ambiente. O dispositivo de expansão utilizado é um tubo capilar, que troca calor com a linha de sucção, configurando um trocador de calor interno TC-LS. Por fim, o produto possui uma *check valve* ao lado do compressor, dispositivo responsável por interromper a circulação de fluido refrigerante quando o compressor está desligado, prevenindo a o aquecimento do evaporador a partir do condensador por meio do fluido refrigerante e, dessa forma, aumentando a eficiência do sistema.

¹ Arame-sobre-tubo: um trocador de calor no qual tanto a serpentina como as aletas são fabricadas em aço. Neste componente, o refrigerante circula internamente pelo tubo de seção circular, de cima para baixo, enquanto o ar escoar no lado externo por convecção natural, de baixo para cima. As aletas, na forma cilíndrica, uniformemente distribuída, são soldadas em ambos os lados dos tubos, arranjando uma serpentina vertical de passes paralelos

Figura 11 – Refrigerador doméstico com *freezer* em baixo, utilizado no projeto.

Reproduzido de Whirlpool (2022)

2.3 INSTRUMENTAÇÃO E SISTEMAS DE MEDIÇÃO

Com a finalidade de caracterizar o sistema-base, dados experimentais obtidos por um sistema de medição compostos por transdutores e um sistema de aquisição são necessários. Os transdutores convertem uma grandeza física (temperatura, por exemplo) em sinal elétrico, seguido do sistema de aquisição, que amplifica e trata esse sinal, enviando-o para o computador, onde os dados são armazenados e salvos em arquivos de texto ou planilhas através de um programa supervisorio desenvolvido na plataforma LabVIEW.

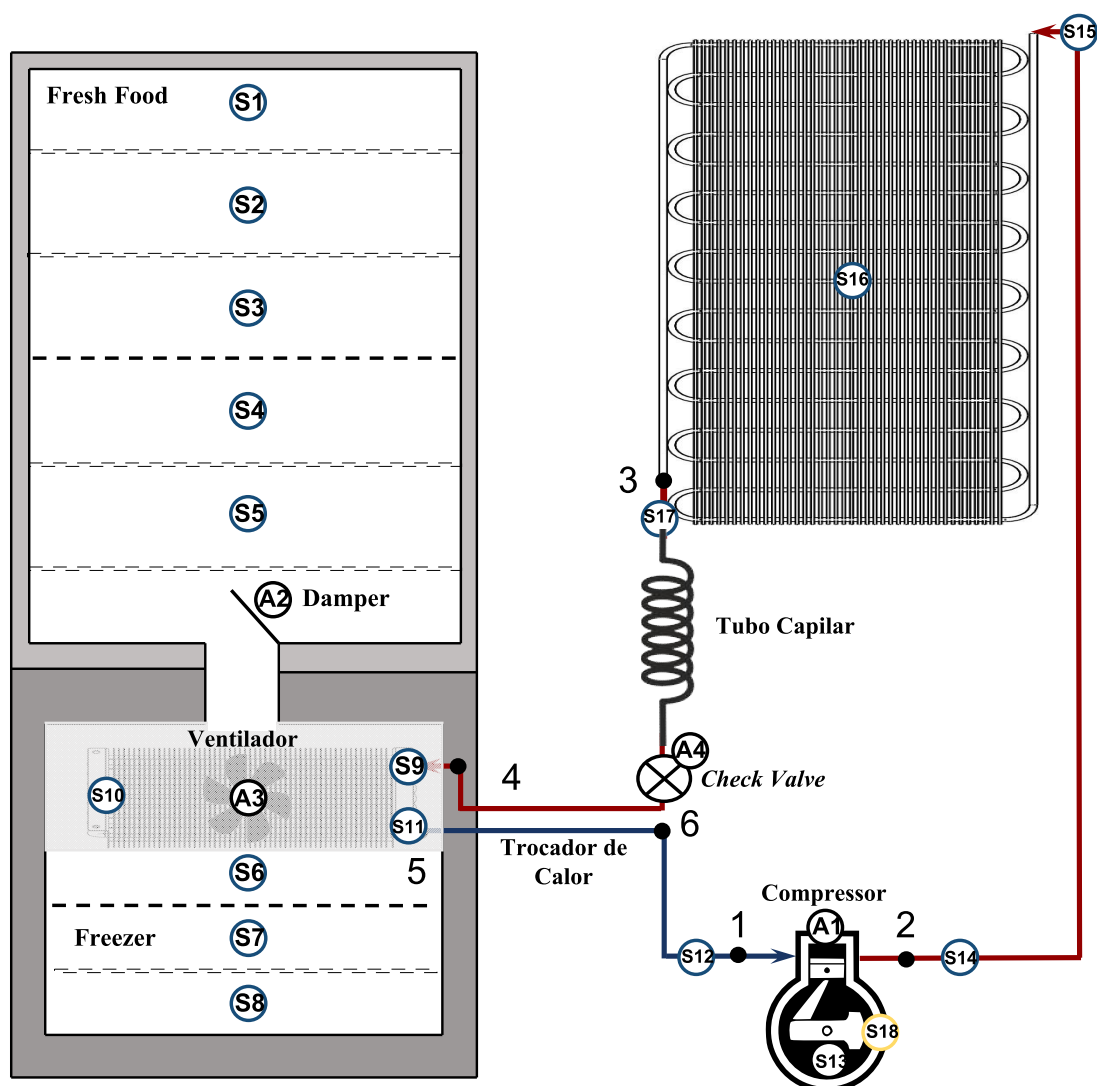
A Figura 12 mostra um diagrama esquemático de todos os componentes do sistema de refrigeração utilizado, destacando os atuadores do produto, bem como a localização dos sensores de temperatura e potência. Os sensores estão indicados pela nomenclatura Sx, porém mais especificamente os de temperatura pela cor azul e o de potência pela cor amarela. Os quatro atuadores do produto estão indicados pela letra Ax e pela cor preta. A instrumentação do produto pode ser dividida em duas partes. Uma delas responsável por adquirir as temperaturas de todos os pontos importantes do refrigerador, enquanto a outra mede a potência elétrica, variável a partir da qual será calculado o consumo energético do produto, o qual será minimizado pelo controle proposto.

Para realizar-se todas as medições de temperatura do ar necessárias, foram utilizados 8 termopares do tipo T, os quais podem ser divididos em dois grupos. O

primeiro conjunto de 3 sensores foi instalado no *freezer* do produto para obtenção da sua temperatura média. O segundo grupo é formado por 5 termopares e foi alocado no compartimento do *fresh food* do refrigerador. As temperaturas do fluido refrigerante foram medidas com termopares, também do tipo T, fixados sobre a tubulação mediante o uso de cinta plástica e fita adesiva dielétrica. Pasta térmica foi utilizada para diminuir a resistência de contato entre o termopar e a superfície. Ao todo, a temperatura do fluido foi medida em 9 pontos diferentes, começando pela entrada, meio e saída do evaporador e condensador e terminando nas temperaturas de sucção e descarga do compressor, bem como a sua temperatura de carcaça.

O consumo de potência do sistema de refrigeração foi medido usando um analisador digital de potência Yokogawa modelo WT 230. A potência consumida foi monitorada durante os testes do refrigerador com o sistema de controle proposto, enquanto o consumo dos outros componentes, como ventilador do evaporador e placa de controle, foram medidos *a priori*.

Figura 12 – Esquemático do refrigerador utilizado no trabalho experimental.

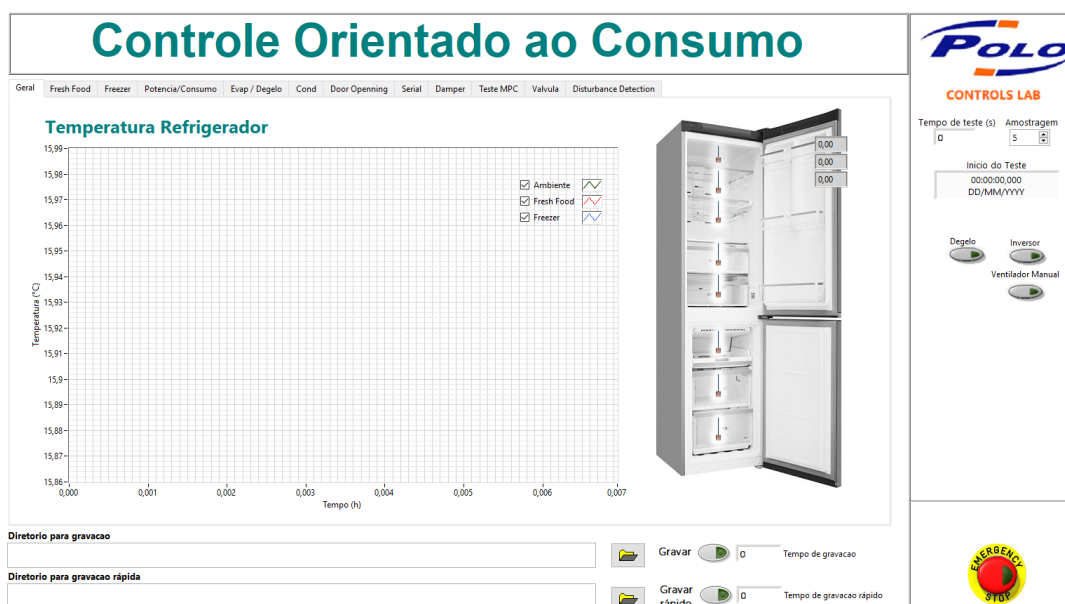


Todas as incertezas associadas as medições das temperaturas e potências descritas acima podem ser observadas no Apêndice C.

2.3.1 Sistema Supervisório

O *software* que realiza a aquisição das temperaturas e potências, calcula a lógica de controle e aciona todos os atuadores do produto, foi implementado em LabVIEW, um sistema de controle supervisório e aquisição de dados (SCADA) da *National Instruments*. Esse sistema foi escolhido devido à facilidade de aprendizado e pela fácil comunicação com outros equipamentos da *National Instruments*. A Figura 13 mostra a página inicial do *software* desenvolvido para supervisão dos testes. Nela é possível observar as temperaturas médias interna e do ambiente medidas. A gravação dos dados gerados ao longo dos testes foi essencial para o desenvolvimento do projeto, foi feita em um arquivo de texto.

Figura 13 – Sistema supervisório desenvolvido em LabVIEW.

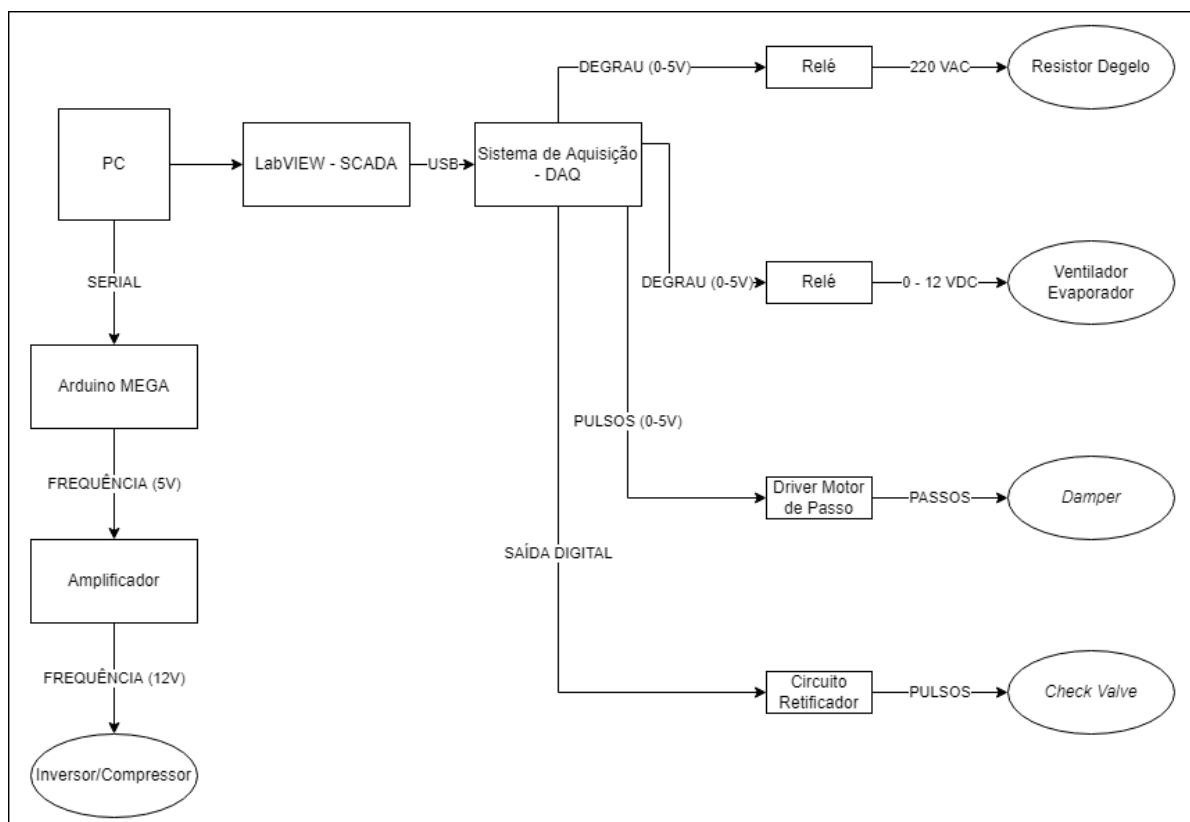


2.3.2 Sistema de Acionamento

A fim de controlar cada atuador do produto original de forma independente e assim obter um grau de liberdade maior no presente trabalho, todos os componentes foram estudados para se efetuar seu acionamento de forma individual e independente da placa eletrônica do produto. A configuração utilizada para realizar tal acionamento é apresentada na Figura 14. Quando comparado ao sistema original, a principal mudança é a substituição da placa eletrônica embarcada no produto por um conjunto de computador mais um sistema de aquisição de dados (DAQ). O computador pessoal (PC) executa o programa supervisório, previamente apresentado, que efetua a leitura

de uma série de variáveis via LabVIEW e controla as saídas do sistema de aquisição. Na Figura 14 são mostradas apenas as saídas do sistema de aquisição e controle configurado. Cada atuador é manipulado segundo a lógica de controle ótimo que será apresentada mais adiante.

Figura 14 – Diagrama de acionamento utilizado.



O resistor de degelo precisa ser alimentado com 220 VAC. Para o acionamento desse dispositivo, um relé de estado sólido foi conectado ao cabo de alimentação. Já o cabo de acionamento do relé está conectado a um módulo de saída de tensão do sistema de aquisição.

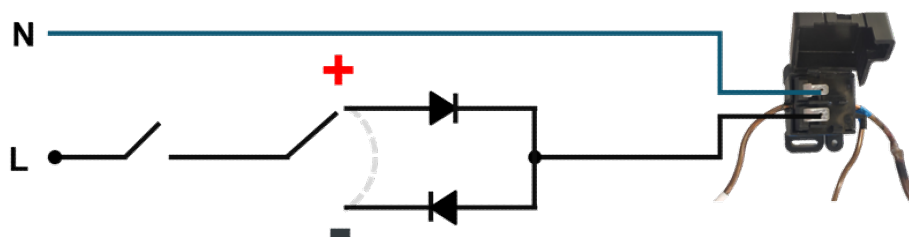
O ventilador do evaporador é acionado com base na tensão aplicada sobre ele, de 0 a 12 VDC, a qual pode ser manipulada para controlar sua velocidade, no entanto, neste trabalho ele foi utilizado como um atuador ON/OFF. Tal atuador foi alimentado com 12 VDC fornecidos por uma fonte passando por um relé de estado sólido conectado a um módulo de saída de tensão do DAQ.

O *damper* é acionado por um motor de passo cujo eixo é conectado à peça que abre e fecha a passagem de ar. Para controlar este motor de passo foi usado um *driver* modelo AKDMP5-1.7A. O número de passos proporcional à abertura desejada é enviado por meio de pulsos ao *driver* a partir de um módulo de saída de tensão da DAQ.

A válvula é um modelo de três vias, mas neste produto uma via é vedada fazendo com que a válvula funcione como um tipo aberta/fechada. Para alterar a posição

da válvula são necessários 5 pulsos de 220VAC retificados. Cada polaridade do circuito retificador faz com que a válvula vá para uma posição, então foi desenvolvido um circuito utilizando dois relés e dois diodos modelo 1N4007. O circuito opera primeiro habilitando o seletor de posição, e posteriormente selecionando a polaridade do retificador.

Figura 15 – Circuito de acionamento da *Check Valve*.



A velocidade do compressor é determinada pelo inversor. Na configuração original (de fábrica), esta informação é enviada pela placa eletrônica via protocolo serial (RS-232). Porém o protocolo serial é desconhecido, portanto optou-se por trocar o inversor do compressor por um idêntico, exceto pelo protocolo de comunicação que é baseado em um sinal de frequência. O novo inversor recebe um sinal de onda quadrada (10 a 15 V) cuja frequência é diretamente proporcional à velocidade do compressor por um fator de 30 vezes ($RPM=30 \cdot \text{Frequência}$). Para enviar este sinal para o inversor foi utilizado um Arduino MEGA conectado ao PC via interface serial. O computador envia a referência de velocidade e o Arduino gera uma onda quadrada utilizando a função `Tone()`. Como a saída do Arduino MEGA é de 5 V, um circuito amplificador foi construído para aumentar essa tensão para 12 V. O circuito utiliza um optoacoplador PC817 para cortar um sinal de 12 VCC gerando a onda quadrada necessária.

2.4 TESTES EXPERIMENTAIS

Algumas características desejadas de um bom controle para sistemas de refrigeração são: a regulação da temperatura dos seus compartimentos dentro de bandas devidamente estipuladas por norma, rápida rejeição de perturbações, como eventos de degelo, e minimização do consumo energético do produto. Como visto no Capítulo 1, a maioria dos países está tomando medidas para incentivar a produção de refrigeradores cada vez mais eficientes.

Com todas essas características em foco, a seguir serão apresentados e analisados os resultados relativos aos testes de referência do refrigerador trabalhado durante todo o projeto. Algumas métricas, que serão extraídas desses testes, serão utilizadas para comparação com os resultados da nova lógica de controle orientada ao consumo.

A lógica original desenvolvida e adotada pela fabricante do refrigerador atua simultaneamente no compressor, *dampers*, ventilador e *check valve* para controlar a temperatura dos seus compartimentos. Vale ressaltar que não se teve acesso à lógica original do controlador, portanto apenas métricas externas serão utilizadas. Durante esse tipo de teste não é possível realizar medições das ações de controle impostas sobre os atuadores, uma vez que tais medições seriam invasivas e poderiam descaracterizar o funcionamento via lógica original. Ou seja, os sinais de controle da lógica original são desconhecidos.

A fim de definir alguns critérios de análise para todos os testes apresentados neste documento, o tempo de *pulldown*² será considerado como o tempo em horas necessário para o compartimento do *freezer* alcançar $-20,5^{\circ}\text{C}$ a partir da temperatura ambiente, sendo essa a temperatura mais baixa (limite inferior da banda de histerese) que o mesmo atinge quando está sendo regulado normalmente pela lógica original do produto. Já o consumo será calculado de acordo com a norma IEC (2015), que estabelece uma série de critérios a serem atingidos para garantir a repetibilidade e confiabilidade dos dados experimentais. Por uma questão de organização, os dados apresentados nessa seção serão relativos apenas aos experimentos realizados em uma temperatura ambiente de 32°C ; os dados relativos aos testes de 16°C estão disponíveis nos Apêndices.

A Figura 16 mostra, na parte superior, as temperaturas nos compartimentos do refrigerador durante os testes de referência, evidenciando o evento de *pulldown* e as bandas de histerese utilizadas pelo controle. Apenas como lembrete, as temperaturas apresentadas nos compartimentos de *fresh food* e *freezer* são relativas à média aritmética de todas as leituras de termopares encontrados nos respectivos locais. O primeiro ponto a ser destacado é o procedimento de *pulldown*, que foi finalizado em 3,5 horas de teste. A partir de então, a lógica original começa a regular a temperatura do *fresh food* dentro de uma banda de histerese entre $5,0^{\circ}\text{C}$ e $3,0^{\circ}\text{C}$, enquanto a temperatura do *freezer* fica oscilando entre $-18,0^{\circ}\text{C}$ e $-20,5^{\circ}\text{C}$.

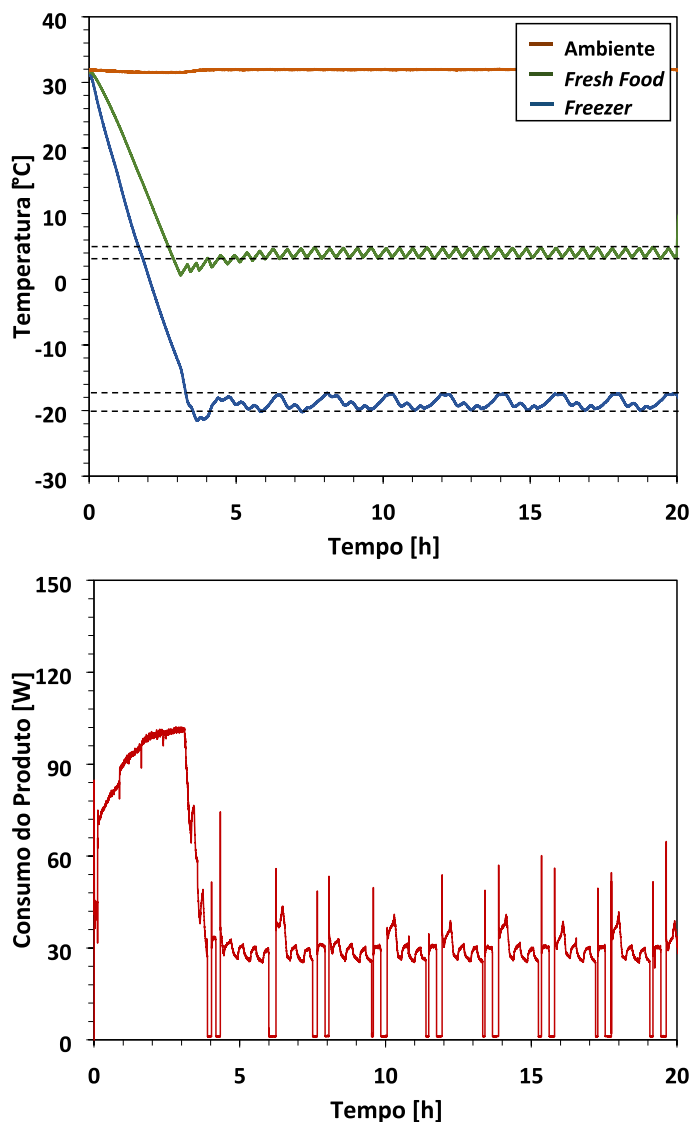
Ainda na Figura 16 é possível observar, na parte inferior, a potência consumida por todo o refrigerador durante o teste. Ao longo do *pulldown*, tal potência atinge valores elevados, chegando a mais de 100 W, indicando que o compressor está operando em uma velocidade alta, a fim de rejeitar a carga térmica inicial no interior do produto o mais rápido possível. Ao fim do *pulldown* a potência diminui, apontando que a lógica de controle começa a reduzir a velocidade do compressor a fim de minimizar o consumo sem prejudicar a regulação das temperaturas dos compartimentos. Por fim, o sistema entra em regime transiente periódico³, formado por um ciclo longo e outro

² Pulldown: teste experimental onde todas as temperaturas do refrigerador estão inicialmente equalizadas com a temperatura ambiente e precisam ser abaixadas até suas respectivas zonas de operação.

³ Regime Transiente Periódico: nomenclatura utilizada quando as temperaturas do refrigerador oscilam com uma ação de controle que se repete periodicamente

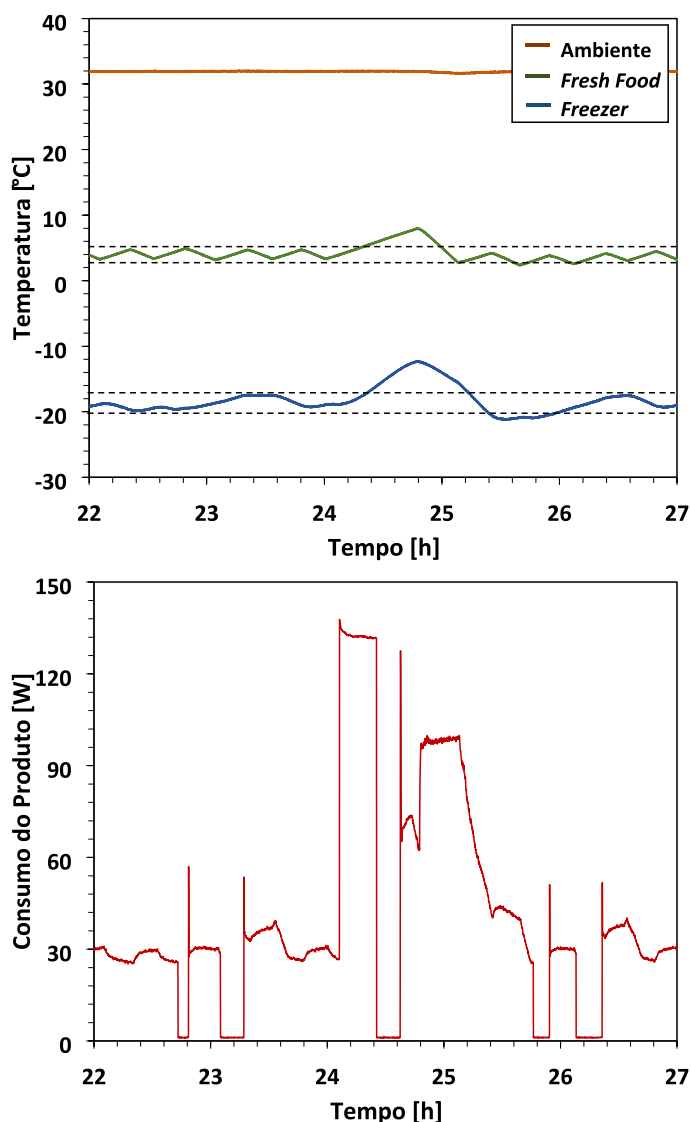
curto, responsáveis pelo abaixamento das temperaturas do *freezer* e do *fresh food* respectivamente. A partir desses ciclos é possível calcular o consumo energético médio do produto, resultando em 23,5 kWh/mês.

Figura 16 – Teste de referência evidenciando as etapas de *pull-down* e regime transiente periódico.



Outra métrica importante na comparação de desempenho entre a lógica original e o controle proposto é o tempo que o sistema leva para se recuperar de uma perturbação externa e o consumo energético do primeiro ciclo após esse evento. No presente trabalho, o tempo de recuperação do degelo será considerado como o tempo que o refrigerador leva para atingir $-20,5^{\circ}\text{C}$ após o resistor de degelo ser desligado. A Figura 17 mostra a resposta do sistema após um evento de degelo ser realizado após 24 horas de teste, com o *fresh food* atingindo uma máxima de $7,0^{\circ}\text{C}$ e o *freezer* -14°C , resultando em um tempo de recuperação de 67,8 minutos e um consumo energético para o primeiro ciclo após o degelo de 54,9 kWh/mês.

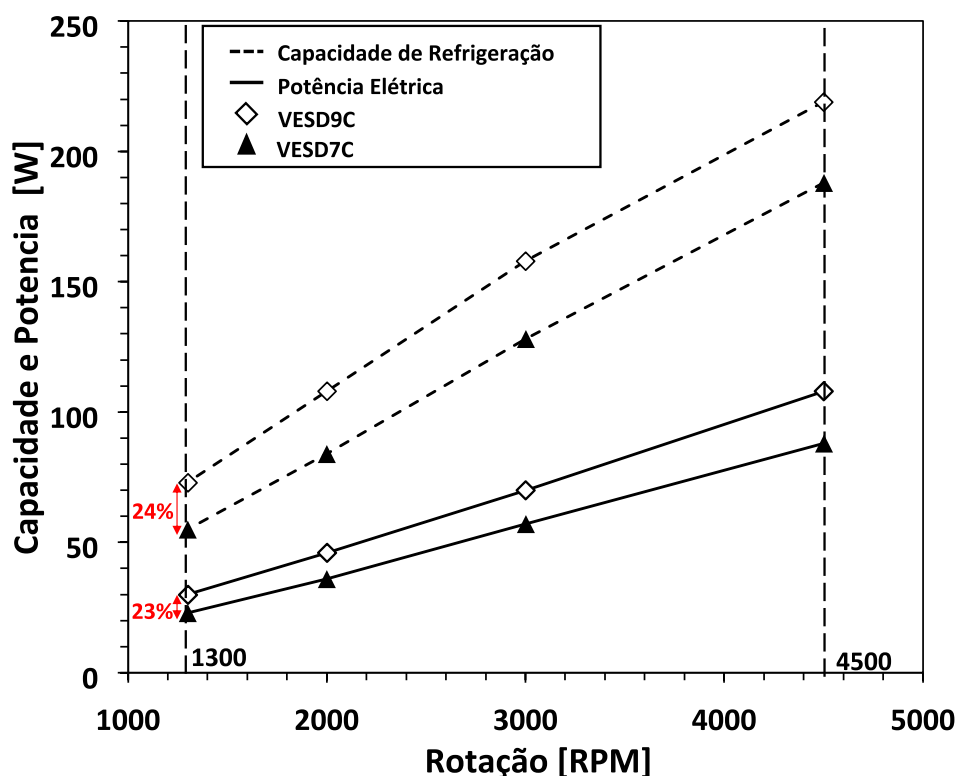
Figura 17 – Teste de referência evidenciando a rejeição de perturbação do tipo degelo.



Ao longo dos testes experimentais, foi levantada a suspeita de que o compressor originalmente embarcado no sistema poderia estar super dimensionado, tendo em vista que a lógica original, mesmo com a temperatura ambiente relativamente alta (em 32°C), levava o compressor para perto da velocidade mínima. No entanto, como não era possível realizar a medição da sua velocidade, foi necessário utilizar outro meio para confirmação dessa hipótese. Isso foi feito levantando-se uma curva com os dados de calorímetro relativos ao compressor original (VESD9C) e um possível substituto (VESD7C). A Figura 18 mostra a capacidade de refrigeração e potência variando de acordo com a velocidade do compressor, para condições constantes de temperaturas de evaporação em -25°C e condensação em 35°C, os valores mais próximos dos encontrados nos testes experimentais a 32°C ambiente. É possível notar que operando em 1300 RPM (velocidade mínima), de acordo com a Figura 18, a potência instantânea consumida pelo VESD9C deveria ser 30W, valor muito próximo ao encontrado no teste

experimental relatado na Figura 16. Esta observação confirma a suspeita do super dimensionamento do atuador, pois na pior condição ambiente possível, a velocidade de operação em regime transiente periódico mostrou-se em torno da mínima. Quando extrapolado para testes em 16 °C ambiente, tem-se como resultado um excesso ainda maior na capacidade de atuação do compressor.

Figura 18 – Dados de calorímetro comparando os compressores VESD9C e VESD7C.

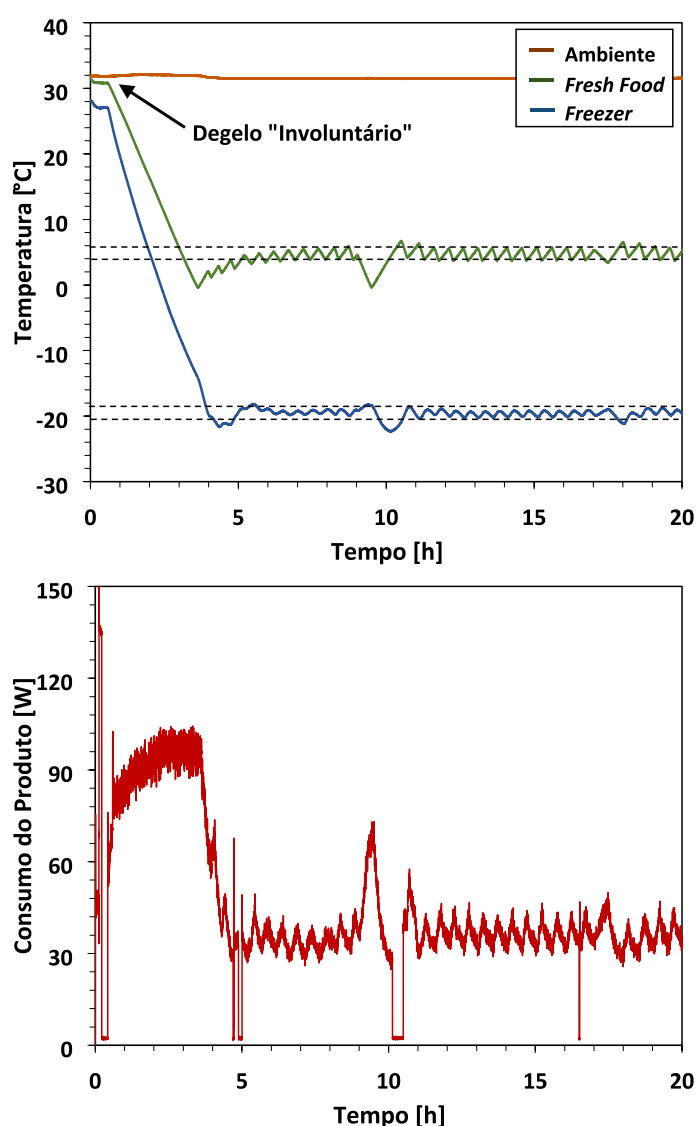


Portanto, a utilização do compressor original para a implementação da nova lógica de controle se torna inviável, uma vez que a redução do consumo de um refrigerador através da lógica de controle a ser proposta depende da possibilidade de redução na velocidade do compressor. Outro ponto positivo na troca de compressor é a possibilidade de operar em uma faixa de capacidade de refrigeração mais abrangente, atingindo valores 24% menores quando comparado a mínima capacidade do compressor original. Essa nova faixa de operação seria suficiente para regular a temperatura dos compartimentos tanto em 32 °C quanto em 16 °C de temperatura ambiente nas mesmas bandas de histerese de antes, possibilitando a redução na potência elétrica instantânea consumida em até 23%.

Com base em todas as provas da necessidade e benefícios já apresentados, a troca de compressor se mostrou condição fundamental para viabilizar experimentalmente as próximas fases do projeto, relativas aos testes da lógica orientada ao consumo. A Figura 19 mostra os testes com o refrigerador operando via lógica original, porém com o compressor já trocado, de um VESD9C para um VESD7C.

É importante ter em mente que apenas a troca do atuador pode prejudicar o desempenho do produto, uma vez que a lógica original foi pensada, implementada e sintonizada para trabalhar com ele. Esse foi o caso nos testes experimentais com o novo compressor em 32 °C. Nessa condição ambiente, o sistema não apresentava reprodutibilidade entre testes experimentais realizados em dias distintos, por conta disso, para essa condição específica o consumo energético calculado foi retirado do teste apresentado na Figura 19, onde as temperaturas do refrigerador tiveram o comportamento cíclico mais bem comportado entre todos os testes realizados.

Figura 19 – Teste com a lógica de referência e compressor VESD7C evidenciando temperaturas do refrigerador e abaixo potência consumida.



Na Figura 19, devido à troca de compressor, e por algum problema na interação entre o novo atuador e o sistema, nota-se que alguns minutos após o início do teste o produto realiza um processo de degelo involuntário, comportamento que se repete em todos os testes experimentais com o novo atuador em 32 °C. Devido a isso, no

teste da Figura 19 o tempo de *pulldown* será contado a partir do momento em que o compressor liga pela segunda vez, após esse evento de degelo inicial. O tempo de *pulldown* com o novo compressor ficou em 3,6 horas. Novamente, após as 10 horas de teste o novo atuador tem um comportamento aleatório, onde parece aumentar a rotação do compressor, abaixando as temperaturas de *freezer* e *fresh food*. No entanto, terminado esse evento involuntário, a lógica original começa a regular a temperatura do *fresh food* dentro de bandas semelhantes as apresentada na Figura 16, com o *fresh food* entre 5,5°C e 4,0°C e a temperatura do *freezer* entre -19,0°C e -20,0°C.

Ainda na Figura 19 é possível observar na parte inferior a potência elétrica consumida por todo o refrigerador durante esse teste. Ao longo do *pulldown*, tal potência atinge valores próximos a 100 W, indicando que o compressor está operando em uma velocidade alta, a fim de rejeitar toda a carga térmica o mais rápido possível. Contudo, ao fim desse ciclo tem-se uma redução na potência, apontando que a lógica de controle começa a reduzir a velocidade do compressor, a fim de minimizar o consumo sem prejudicar as temperaturas dos compartimentos. Por fim, o sistema entra em um regime transiente periódico, onde o compressor praticamente não desliga, operando com um *Run Time Ratio*⁴ (RTR) de 100%. Para o cálculo do consumo, foi considerado o consumo médio em um ciclo de operação do compressor, resultando em 26,0 kWh/mês.

Os demais testes experimentais com a lógica original, porém com o novo atuador, constam nos Apêndices. Lá também encontra-se o teste a 16°C ambiente, com uma resposta repetitiva de onde pode-se retirar todos os parâmetros de comparação no desempenho das lógicas citados nesse capítulo, e um teste realizando *pulldown* a 43°C ambiente, para verificação do máximo tempo de *pulldown* segundo a norma que deve ser atendida para o produto ser comercializado.

2.5 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Foi apresentado neste capítulo um detalhamento da frente experimental desenvolvida ao longo do projeto. Como preparativo para realização dos testes experimentais, primeiro precisaram-se estudar as características do produto e realizar a sua instrumentação. Além disso, um sistema supervisorio em LabVIEW foi desenvolvido, para realizar a aquisição das variáveis medidas e o acionamento dos atuadores do produto.

Quanto aos ensaios experimentais, primeiramente os testes com o refrigerador sendo controlado pela lógica original em uma condição ambiente de 32°C e 16°C foram realizados. A partir daí, algumas métricas durante os processos de *pulldown*, rejeição de degelo e regime transiente periódico foram levantadas, para servirem de comparação e avaliação do controlador orientado ao consumo.

⁴ (RTR): Corresponde à razão cíclica (*duty cycle*) de um sinal do tipo *pulse width modulation* (PWM).

No entanto, após os experimentos com o sistema, alguns indícios de que o compressor original do refrigerador estava super dimensionado foram constatados. Uma comparação dos dados experimentais com dados do catálogo do compressor confirmaram a suspeita. Portanto, esse atuador foi trocado por um de capacidade de refrigeração menor, e todos os testes de caracterização do produto foram refeitos. Como resumo das métricas de comparação a serem utilizadas entre o controlador original e o novo controlador tem-se a Tabela 1 como resultado:

Tabela 1 – Resumo de métricas de comparação para os testes de referência.

Compressor	Ambiente			
	32°C		16°C	
	9C	7C	9C	7C
Pulldown [min]	3,5	3,6	3,0	3,1
Consumo[kWh/mês]	23,5	26,0	9,3	8,9
Ff/Fz [°C]	5,0 e 3,0 -18,0 e -20,5	5,5 e 4,0 -18,0 e -19,0	7,0 e 4,5 -18,5 e -20,8	7,0 e 4,5 -18,5 e -20,8
Rejeição Degelo [min]	67,8	—	46,6	—
Consumo Degelo [kWh/mês]	54,9	—	23,1	—

Elaborado pelo autor

3 MODELAGEM QUASE-ESTÁTICA PARA SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Como pôde ser observado no Capítulo 1, qualquer impacto no consumo energético de refrigeradores domésticos afeta diretamente uma grande parte da matriz energética. Com isso em mente, neste trabalho tem-se como objetivo principal o projeto de um controlador focado na minimização de consumo de um refrigerador doméstico *bottom-mount*. Contudo, qualquer desenvolvimento de uma nova lógica de controle precisa de um modelo suficientemente fidedigno do processo a ser controlado.

Um modelo matemático de um sistema dinâmico é definido como um conjunto de equações que representa a relação entrada/saída do sistema com precisão satisfatória. Observe que um modelo matemático não é exclusivo de um determinado sistema. Um sistema pode ser representado por diversos modelos matemáticos diferentes, dependendo da perspectiva de cada um (OGATA *et al.*, 2010).

Ao obter um modelo matemático, devemos determinar um equilíbrio entre a simplicidade do modelo e a precisão dos resultados. Ao derivar um modelo matemático razoavelmente simplificado, frequentemente é necessário ignorar certas propriedades físicas inerentes ao sistema. Às vezes se faz necessário ignorar não linearidades e parâmetros distribuídos que caracterizam o sistema físico. Se os efeitos do negligenciamento dessas propriedades na resposta são quase nulos, uma boa concordância será obtida entre os resultados de um modelo matemático e o comportamento (medições dos sinais de saída) do sistema real.

Em geral, antes de se testar uma nova solução de engenharia na prática, é desejável construir um modelo simplificado para que se possa ter uma ideia preliminar sobre a eficácia da solução. Um modelo matemático mais completo pode então ser construído e usado para uma análise mais precisa. Por isso, o primeiro passo para o desenvolvimento de uma nova lógica de controle é a escolha de qual tipo de modelagem utilizar baseado no equilíbrio entre precisão e complexidade computacional. Neste sentido, podem ser elencadas três abordagens distintas.

Primeiro tem-se os métodos de identificação caixa-preta (ou empíricos), onde nenhum conhecimento sobre o sistema está disponível além dos dados de entrada e saída, os quais, são usados no procedimento de obtenção do modelo. Nos casos mais simples, a escolha de como representar a estrutura do modelo é feita de forma empírica. No entanto, em casos mais complexos, tal escolha acaba sendo crítica, justificando assim a utilização de métodos sofisticados para seleção da estrutura do modelo. Tais métodos baseiam-se em técnicas de álgebra linear e em conceitos de estatística. Para estimação de parâmetros utilizam-se procedimentos de otimização sem restrições. Na identificação caixa-preta não existe nenhuma relação óbvia entre a estrutura e seus parâmetros com aspectos físicos do sistema sendo identificado.

O maior ponto negativo de modelos caixa-preta é que a estrutura do modelo não

possui significado físico, portanto os parâmetros identificados não possuem relação com a física do processo. Contudo, como grande ponto positivo tem-se a facilidade de obtenção desses parâmetros (POTTMANN; PEARSON, 1998).

O segundo método existente é o que utiliza modelos caixa-branca (ou fenomenológicos), comumente chamados de modelos físicos. Toda modelagem e parametrização são baseados em leis e princípios físicos. Todos os parâmetros são conhecidos, ou previamente determinados, sendo os dados de entrada e saída do sistema utilizados apenas para validar o modelo (GARCIA, 2005).

Como desvantagem da modelagem caixa-branca, tem-se a dificuldade de obtenção do modelo, uma vez que ele deve fielmente representar toda a física do sistema. Em geral, as equações físicas envolvidas em um processo, assim como seus parâmetros, não são totalmente conhecidas. Muitas vezes, as relações são por demais complexas e não podem ser determinadas. Como principal vantagem, destaca-se a significância física do modelo obtido.

O terceiro e último método surgiu da mescla dos dois extremos previamente apresentados. Portanto, qualquer outro método de modelagem que não seja abrangido por nenhum desses extremos pode ser denominado de modelo caixa-cinza (ou semi-empírico). Este tipo de modelagem tenta combinar as vantagens dos métodos de caixa-preta e caixa-branca. O processo de identificação desse tipo de modelo acaba sendo mais acessível, uma vez que além dos dados de entrada e saída, as informações auxiliares também podem ser utilizadas, contribuindo significativamente para a melhora do modelo obtido.

Apesar de tudo, em modelos caixa-cinza desvantagens também podem ser enumeradas. Esse tipo de modelagem, à semelhança do caixa-preta, oferece menos significado físico que os caixa-branca. Portanto, caso um conjunto de informações auxiliares incorretas for utilizado, o resultado gerado pode ser um modelo de baixa qualidade. Tal característica não ocorre na identificação caixa-preta, uma vez que apenas dados de entrada e saídas do sistema são utilizados.

Devido às diferentes características entre as abordagens previamente citadas, é de suma importância a escolha criteriosa de qual abordagem utilizar. Para o presente trabalho optou-se por utilizar modelos caixa-cinza, que podem apresentar um fiel comportamento do sistema mesmo fora do ponto de operação. Contudo, ainda faz-se necessário escolher exatamente o que se quer modelar, pois sistemas de refrigeração envolvem fenômenos basicamente em três escalas de tempos distintas (HERMES, C. J. L., 2006): (a) dinâmicas rápidas, da ordem de segundos, como escoamentos de fluido refrigerante passando pelo compressor ou dispositivo de expansão; (b) dinâmicas lentas, da ordem de minutos, como a distribuição de massa e as trocas térmicas nos trocadores de calor; e (c) dinâmicas muito lentas, da ordem de horas, como a transferência de calor através das paredes do gabinete refrigerado.

Para o presente trabalho optou-se por uma modelagem caracterizada como *quase-estática* para representar as temperaturas dos gabinetes refrigerados e trocadores de calor do produto. Esta denominação se dá pelo fato de o modelo desprezar as dinâmicas rápidas citadas, como a migração do fluido refrigerante do produto, de modo que o ciclo de refrigeração é considerado sempre em equilíbrio, uma vez que essas dinâmicas são muito mais rápidas que as apresentadas pelas temperaturas nos compartimentos e trocadores de calor do refrigerador.

Dessa forma, pode-se considerar, em cada instante de tempo, que a vazão, pressão e temperatura do fluido refrigerante estão em regime permanente, de forma que a dinâmica do refrigerador é ditada, majoritariamente, pela inércia térmica dos compartimentos/trocadores de calor.

O modelo proposto foi formulado para representar as quatro principais temperaturas do refrigerador trabalhado, portanto serão modeladas as temperaturas de evaporador, condensador, *freezer* e *fresh food*. Foi utilizado um conjunto de equações diferenciais ordinárias para representá-las. No entanto, por mais que o foco da modelagem sejam essas temperaturas, ainda se faz necessário uma modelagem complementar de algumas variáveis do sistema, como a vazão mássica e a potência consumida pelo compressor. Tais variáveis foram modeladas através de um conjunto de equações algébricas.

3.1 VARIÁVEIS AUXILIARES

Equações adicionais se fazem necessárias para o complemento do sistema de equações a ser proposto. Tais equações dizem respeito ao cálculo das propriedades termodinâmicas e termofísicas do refrigerante. Todas as propriedades foram calculadas utilizando o pacote CoolProp (BELL *et al.*, 2014) para o fluido refrigerante R600a dentro do software MATLAB e todas as referências aos pontos das medições de temperaturas foram nomeadas de acordo com o padrão utilizado na Figura 5, pois o produto modelado também possui um trocador de calor interno.

Na implementação de modelos termodinâmicos a pressão é uma variável de fundamental importância, no entanto, para o presente trabalho a instrumentação do produto ficou restrita a medições não invasivas, de temperaturas e potências elétricas. Portanto, é necessário realizar uma estimativa das pressões na saída do condensador e evaporador. Para tanto, foi assumido o cálculo dessas variáveis sempre acompanhando a linha de saturação¹ do fluido utilizado, resultando em:

$$\begin{aligned} P_c &= P_{sat}(T_3, x = 0, R600a), \\ P_e &= P_{sat}(T_5, x = 1, R600a), \end{aligned} \quad (1)$$

¹ Linha de Saturação: Curva trassada sobre o diagrama p-h onde dentro encontra-se fluido bifásico e fora monofásico, sendo líquido saturado ou vapor saturado.

onde T_3 e T_5 representam as temperaturas nas saídas do condensador e evaporador respectivamente, e x' é o título (fração mássica de vapor) do fluido refrigerante, que neste caso é o R600a.

As entalpias necessárias na implementação do modelo quase-estático, por sua vez, foram inferidas utilizando as temperaturas na saída do condensador e de sucção do compressor, assim como as próprias pressões previamente calculadas na Equação (1):

$$\begin{aligned} h_1 &= h(T_1, P_e, R600a), \\ h_3 &= h(T_3, P_c, R600a), \end{aligned} \quad (2)$$

onde h_3 e h_1 referem-se às entalpias na saída do condensador e na sucção do compressor, respectivamente, e T_1 representa a sua temperatura de sucção. Vale ressaltar que para o cálculo dessas entalpias foi considerado que o fluido refrigerante estava nas formas de vapor superaquecido e líquido subresfriado em h_1 e h_3 respectivamente.

Como o refrigerador utilizado possui um trocador de calor TCLS, para uma fiel modelagem do sistema é imprescindível que o modelo também capte esse comportamento. A estimativa da efetividade média do trocador de calor interno pode ser calculada por:

$$\epsilon = \frac{T_1 - T_5}{T_3 - T_5}. \quad (3)$$

Por último, é preciso calcular o coeficiente de expansão isentrópica, que representa a razão entre o calor específico a pressão constante (c_p) e a volume constante (c_v):

$$k = \frac{c_p}{c_v}, \quad (4)$$

3.2 MODELO DO COMPRESSOR

A fim de possibilitar a modelagem das temperaturas e a concepção do controlador focado em consumo energético, foi utilizado um modelo do compressor responsável não só pelo cômputo da vazão de refrigerante aspirada do evaporador e descarregada no condensador, mas também pela potência consumida durante este processo, modelagens essas obtidas de Santos *et al.* (2019).

A vazão mássica (\dot{m}) pode ser dada por:

$$\dot{m} = \left[m_0 - m_1 \left[\left(\frac{P_c}{P_e} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \right] \frac{P_e N}{T_1 R}, \quad (5)$$

onde m_0 (cm^3) representa o volume de fluido refrigerante deslocado por revolução do compressor, e m_1 (cm^3) o produto entre esse volume e o volume morto do compressor,

ambos coeficientes a serem identificados. Ainda, N é a velocidade do compressor (s^{-1}) e $R = 188,6 \text{ J/(kgK)}$ é a constante do gás R600a.

Para estimar a potência consumida pelo compressor \dot{W}_C , tem-se como entrada a vazão mássica calculada na Equação (5), além de outras variáveis previamente explicadas:

$$\dot{W}_C = \dot{m} \left[\frac{T_1}{\eta_s} \frac{kR}{k-1} \left[\left(\frac{P_c}{P_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + q \right]. \quad (6)$$

Além disso, ainda há a necessidade de identificação dos parâmetros η_s (-) e q (Jkg^{-1}), sendo que o primeiro representa a eficiência isentrópica (razão entre trabalho isentrópico e trabalho real do compressor), e o segundo representa o calor dissipado por unidade de massa de refrigerante.

Por fim, um balanço de energias se faz necessário para possibilitar o cálculo da entalpia na saída do compressor, que posteriormente será utilizada no sub-modelo da temperatura do condensador, e pode ser obtida da seguinte forma:

$$h_2 = h_1 - q + \frac{\dot{W}_C}{\dot{m}}. \quad (7)$$

3.3 MODELO DAS TEMPERATURAS

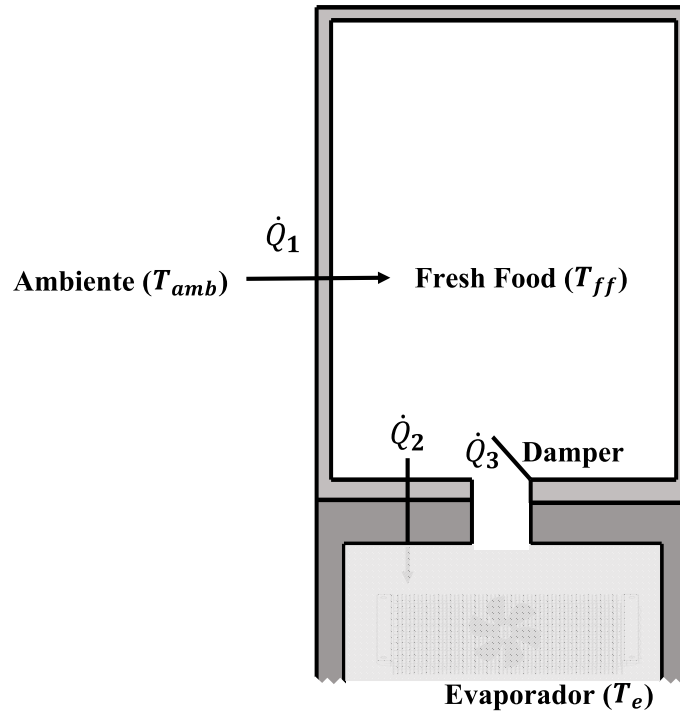
Para fins de desenvolvimento da estratégia controle focada em consumo, o modelo quase-estático proposto deve ser capaz de simular, além da potência consumida pelo compressor (\dot{W}_C), as temperaturas do *fresh food* (T_{ff}) e do *freezer* (T_{fz}). No entanto, para complementar essa modelagem, precisa-se também representar as dinâmicas das temperaturas de condensação (T_c) e de evaporação (T_e), mesma abordagem utilizada por SANTOS *et al.* (2019).

Como variáveis de controle adota-se D para o *damper* (podendo variar continuamente entre $D=0$ para totalmente aberto e $D=1$ para totalmente fechado), V para o ventilador ($V=1$ para ligado e $V=0$ desligado) e S para o compressor ($S=1$ para ligado e $S=0$ desligado).

3.3.1 *Fresh Food*

Isolando o compartimento do *fresh food* dos demais e analisando todas as taxas de transferência de calor envolvidas na sua operação tem-se como resultado a Figura 20, onde \dot{Q}_1 (W) é o responsável pelo aquecimento desse compartimento e representa a transferência de calor por condução entre o ambiente externo (T_{amb}) e o *fresh food* (T_{ff}). Já as taxas \dot{Q}_2 e \dot{Q}_3 (W) descrevem as transferências de calor entre evaporador (T_e) e o compartimento do *fresh food* respectivamente por condução através da parede, e por convecção através do *damper* do produto.

Figura 20 – Representação das trocas de calor envolvendo o compartimento de *fresh food*



Para a modelagem física do comportamento da temperatura de *fresh food* a partir de todas as transferências de calor associadas a ele, utilizou-se o balanço de energia mostrado na Equação (8):

$$C_{ff} \frac{dT_{ff}}{dt} = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_2 - \dot{Q}_3, \quad (8)$$

onde C_{ff} representa a capacidade térmica do compartimento de *fresh food*, parâmetro a ser identificado.

Substituindo as parcelas de transferência de calor no sub-modelo do *fresh food*, obtém-se uma equação cujo primeiro termo considera a carga térmica imposta pelo ambiente (1º termo do lado direito), a troca de calor direta com o compartimento do evaporador através da parede (2º termo) e a convecção de energia com o fluxo de ar através do *damper* (3º termo):

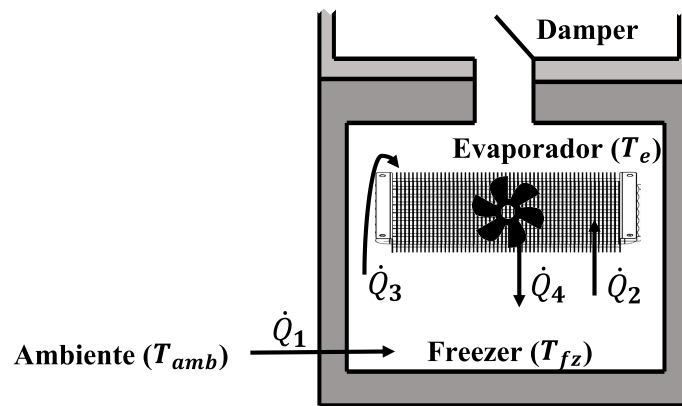
$$C_{ff} \frac{dT_{ff}}{dt} = \frac{T_{amb} - T_{ff}}{R_{ffa}} - \frac{T_{ff} - T_e}{R_{ffe}} - VC_a(1 - D)(T_{ff} - T_e), \quad (9)$$

onde C_a é a taxa de capacidade térmica do escoamento a ser identificada (produto entre a vazão de ar e o calor específico), R_{ffa} é a resistência térmica entre o ambiente externo e o compartimento e R_{ffe} é a resistência térmica entre o compartimento e o evaporador.

3.3.2 Freezer

Da mesma maneira, analisando apenas o compartimento do *freezer*, nota-se que existem quatro fluxos de calor responsáveis pela dinâmica dessa temperatura (Figura 21), sendo \dot{Q}_1 e \dot{Q}_4 os termos responsáveis, respectivamente, pelo aquecimento desse compartimento a partir de uma infiltração de calor através da parede do refrigerador e a potência dissipada pelo seu ventilador. Já \dot{Q}_2 e \dot{Q}_3 são responsáveis pelo resfriamento através de trocas de calor com o evaporador por condução e convecção, respectivamente.

Figura 21 – Representação das trocas de calor envolvendo o compartimento de *freezer*



Modelando de maneira semelhante à utilizada na Equação (8), chega-se à seguinte EDO que rege o comportamento da temperatura do *freezer*:

$$C_{fz} \frac{dT_{fz}}{dt} = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_2 - \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4, \quad (10)$$

onde C_{fz} representa a capacidade térmica desse compartimento.

Substituindo as taxas de transferência de calor chega-se a uma EDO que considera a carga térmica imposta pelo ambiente (1º termo do lado direito), a troca de calor direta com o compartimento do evaporador através da parede (2º termo), a convecção de energia com o fluxo de ar através do *damper* (3º termo) e a potência dissipada pelo ventilador (4º termo).

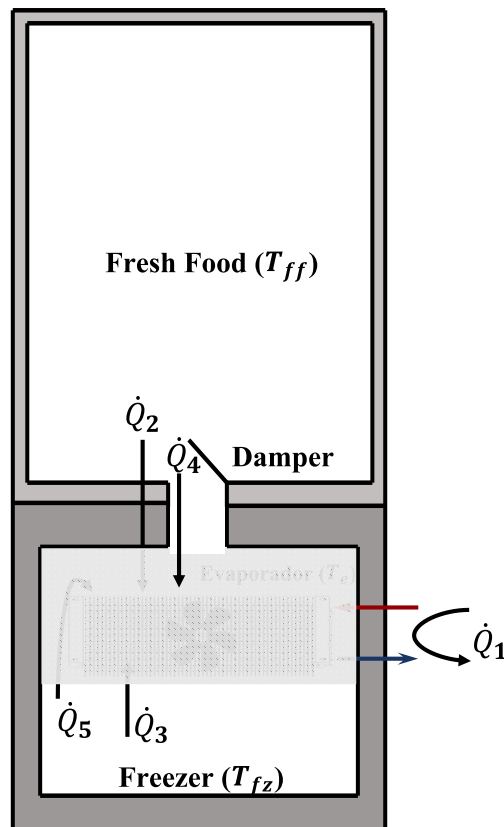
$$C_{fz} \frac{dT_{fz}}{dt} = \frac{T_{amb} - T_{fz}}{R_{fza}} - \frac{T_{fz} - T_e}{R_{fze}} - VC_a(D(T_{fz} - T_e)) + W_f V, \quad (11)$$

onde C_a é a taxa de capacidade térmica do escoamento (produto entre a vazão de ar e o calor específico), R_{fza} é a resistência térmica entre o ambiente externo e o compartimento, R_{fze} é a resistência térmica entre o compartimento e o evaporador e W_f à potência dissipada pelo ventilador.

3.3.3 Evaporador

A dinâmica relativa à temperatura de evaporação pode ser considerada como resultado da soma de cinco taxas de transferência de calor distintas (Figura 22), sendo que \dot{Q}_1 modela a capacidade de resfriamento do evaporador, \dot{Q}_2 e \dot{Q}_3 modelam a troca por condução entre ambos os compartimentos com o evaporador, enquanto \dot{Q}_4 e \dot{Q}_5 referem-se à troca por convecção entre os compartimentos e o evaporador.

Figura 22 – Representação das trocas de calor envolvendo o evaporador.



Montando o equacionamento utilizando as trocas previamente citadas, tem-se como resultado a seguinte EDO:

$$C_e \frac{dT_e}{dt} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5, \quad (12)$$

onde C_e representa a capacidade térmica do evaporador.

Substituindo as taxas de transferência de calor, chega-se ao sub-modelo do evaporador, considerando a capacidade de refrigeração do sistema (1º termo do lado direito), as trocas de calor diretas com os compartimentos refrigerados através das paredes (2º e 3º termos) e as cargas térmicas advectivas oriundas dos compartimentos refrigerados (4º e 5º termo):

$$C_e \frac{dT_e}{dt} = \dot{m}(h_4 - h_6) + \frac{T_{ff} - T_e}{R_{ffe}} + \frac{T_{fz} - T_e}{R_{fze}} + VC_a[(T_{ff} - T_e)(1 - D)] + VC_a[(T_{fz} - T_e)D]. \quad (13)$$

É sabido que mesmo após o desligamento do compressor, o fluido refrigerante continua circulando na tubulação do sistema. A fim de modelar esse processo de maneira simplificada, adicionou-se um termo na Equação (14) e Equação (16) para representar esse transporte advectivo de energia que ocorre quando o refrigerante migra do condensador para o evaporador durante o período de desligado do compressor, e que favorece a equalização das temperaturas dos dois trocadores. Como resultado final da equação que rege o comportamento da temperatura do evaporador tem-se:

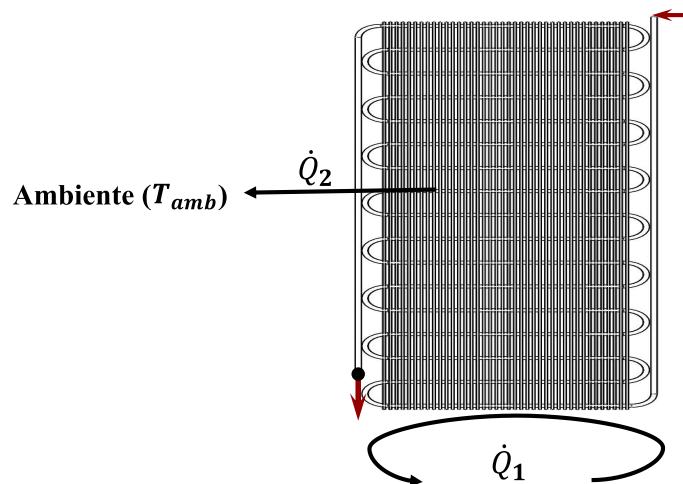
$$C_e \frac{dT_e}{dt} = \dot{m}(h_4 - h_6) + \frac{T_{ff} - T_e}{R_{ffe}} + \frac{T_{fz} - T_e}{R_{fze}} + VC_a [T_{ff}(1-D) + T_{fz}D - T_e] + (1-S) \frac{T_c - T_e}{R_{ce}}, \quad (14)$$

onde R_{ce} representa a resistência fictícia para a troca de energia por condução entre o condensador e evaporador durante o ciclo de desligado do compressor.

3.3.4 Condensador

Por fim, a temperatura do condensador foi modelada como a resultante de três taxas de transferência de calor (Figura 23). Porém, o termo \dot{Q}_3 , que apresenta a troca de calor entre evaporador e condensador, não foi apresentada no esquemático por se tratar de uma troca fictícia, associada ao transporte de energia pelo refrigerante, do condensador para o evaporador.

Figura 23 – Representação das trocas de calor envolvendo o compartimento de *fresh food*



Através de um balanço de energia, chega-se à seguinte equação que representa o comportamento da temperatura de condensação:

$$C_c \frac{dT_c}{dt} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3, \quad (15)$$

onde C_c representa a capacidade térmica do condensador.

Substituindo as taxas de transferência de calor no sub-modelo do condensador, a EDO resultante é composta pela advecção de energia no refrigerante (1º termo do lado direito), a troca de calor com o ambiente (2º termo) e a representação do transporte advectivo de energia que ocorre quando o refrigerante migra do condensador para o evaporador durante o período de desligado do compressor (3º termo):

$$C_c \frac{dT_c}{dt} = \dot{m}(h_2 - h_3) + \frac{T_{amb} - T_c}{R_c} - (1 - S) \frac{T_c - T_e}{R_{ce}}, \quad (16)$$

onde R_c representa a resistência térmica entre o condensador e o ar.

3.4 IDENTIFICAÇÃO

A modelagem matemática descrita anteriormente precisa ser implementada em uma linguagem de programação não apenas para ser simulada mas primeiramente para realizar a identificação dos parâmetros. Atualmente, existem diversas opções disponíveis, com bibliotecas de integradores numéricos prontas como Python, Fortran, MATLAB, Modelica, dentre outras (AGUIRRE, 2004; COELHO; SANTOS COELHO, 2004). No entanto, o *software* MATLAB se destaca por fornecer uma ampla gama de bibliotecas para aplicações nas mais diversas áreas da engenharia como identificação de sistemas, *machine-learning*, ciência de dados, automação, dentre outras. Portanto, utilizou-se MATLAB para implementação dos algoritmos de identificação, validação e simulação do modelo proposto.

Tanto na identificação dos parâmetros para os modelos de potência e vazão mássica do compressor quanto para os de temperaturas, foi utilizada a função `fmincon`, disponível no pacote de otimização do MATLAB, para a minimização, sujeita a restrições, da função (critério) de erro entre as saídas do modelo e as do sistema real.

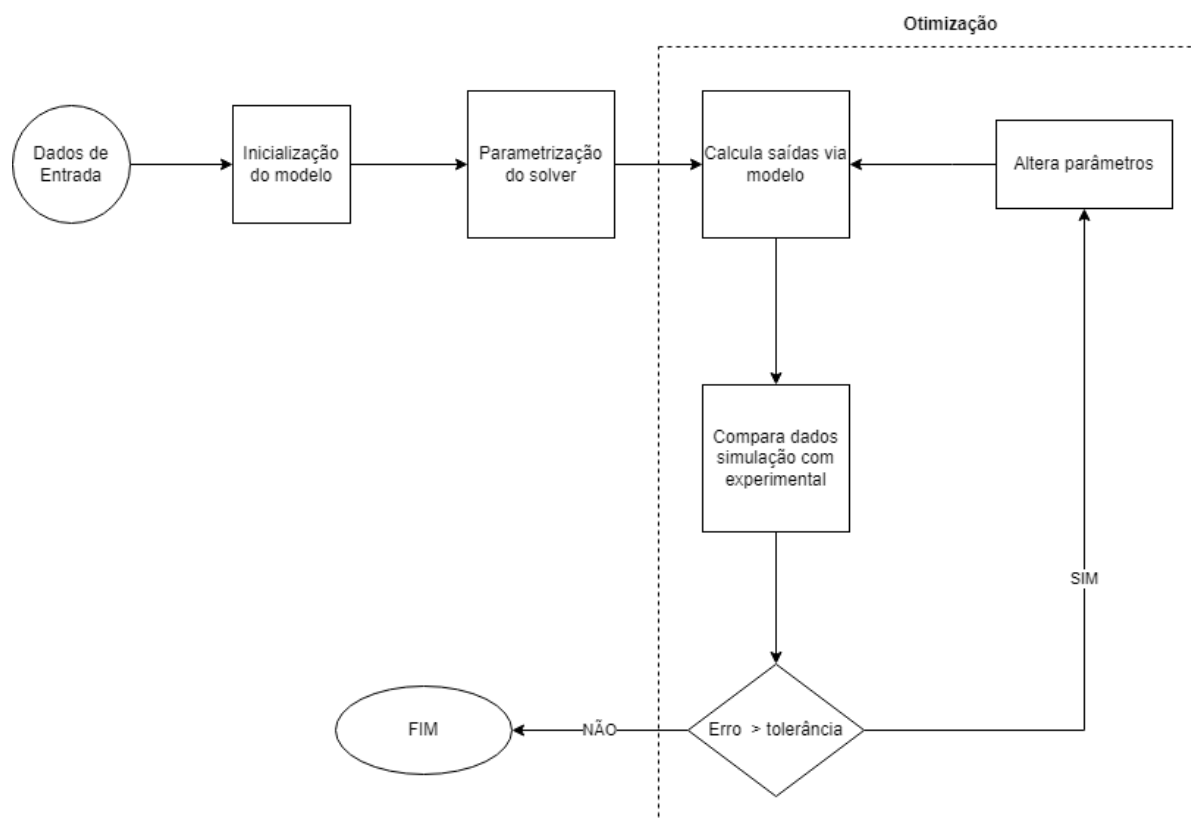
A Figura 24 mostra o método de otimização implementado, onde é necessário fornecer os dados experimentais e uma estimativa inicial dos parâmetros na entrada do processo. Após, o algoritmo entra no *loop* de otimização onde através do mesmo sinal de entrada aplicado ao processo real, calcula as saídas do modelo e compara com as saídas experimentais. Caso o erro seja maior que a tolerância determinada, o *solver* determina novos parâmetros, até o ponto em que o erro calculado seja menor que a tolerância, finalizando o processo de identificação do sistema.

O erro utilizado na comparação entre os dados experimentais e os obtidos via modelo foi o MAPE (Erro Percentual Absoluto Médio), calculado da seguinte forma::

$$MAPE = \frac{1}{N_s} \sum_{k=1}^{N_s} \frac{|y(k) - \hat{y}(k)|}{|\bar{y}|}, \quad (17)$$

sendo N_s o número de amostras, $\hat{y}(k)$ a saída do modelo, $y(k)$ o valor medido experimentalmente e \bar{y} o valor médio de $y(k)$.

Figura 24 – Fluxograma da otimização para definição dos parâmetros.

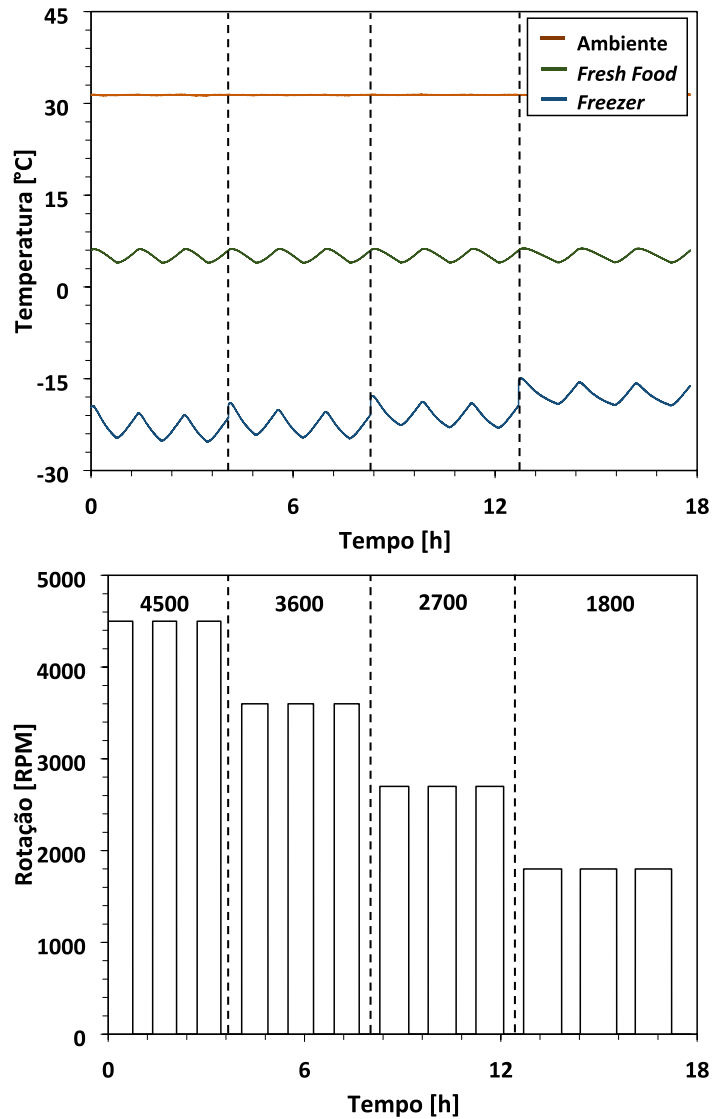


Apesar de o modelo utilizado ser quase-estático e semi-empírico, ainda se faz necessária a identificação dos parâmetros em diferentes condições de teste, uma vez que o modelo apresenta simplificações e, portanto, está sujeito a erros de modelagem que devem ser compensados com o recálculo dos parâmetros para distintos pontos de operação. Portanto, para a identificação do modelo do compressor e o das temperaturas, foram realizados diferentes experimentos conduzidos para temperaturas ambiente de 16°C e 32°C, os quais consistiram em operar o compressor com um controlador ON-OFF iniciando na velocidade máxima de 4500 RPM, a qual foi reduzida em passos de 900 RPM até atingir 1800 RPM. Em cada um desses níveis de velocidade, o fechamento do *damper* foi de 80%, condição observada em que esse atuador era controlado durante os testes com a lógica original.

A Figura 25 mostra um teste experimental realizado para identificação do sistema, onde o *damper* foi fixado em 80% fechado e a temperatura ambiente em 32°C. Durante todos os testes de identificação, um controle ON-OFF foi aplicado sobre a temperatura do *fresh food*, fixando sua oscilação, enquanto a temperatura do *freezer* resultante é consequência do estado fixo do *damper* e do controle ON-OFF aplicado no compressor. Na primeira seção do teste é possível observar a velocidade do compressor em 4500 RPM, seu valor máximo. Após três ciclos nessa condição, um degrau de 900 RPM negativo é aplicado ao compressor, levando o sistema até a segunda seção. Esse comportamento é repetido até o compressor atingir a velocidade de 1800 RPM,

na quarta seção. Com isso, tem-se todos os dados experimentais para identificação do modelo proposto em 32 °C.

Figura 25 – Teste para identificação dos parâmetros do sistema em 32 °C e velocidade de 3600 RPM.



3.5 RESULTADOS

A seguir serão relatados os resultados alcançados na identificação dos parâmetros para os modelos de potência do compressor e temperaturas do produto, que foram validados experimentalmente. O modelo de vazão mássica do compressor foi identificado com base em dados de catálogo, uma vez que sua identificação por medição experimental não era possível.

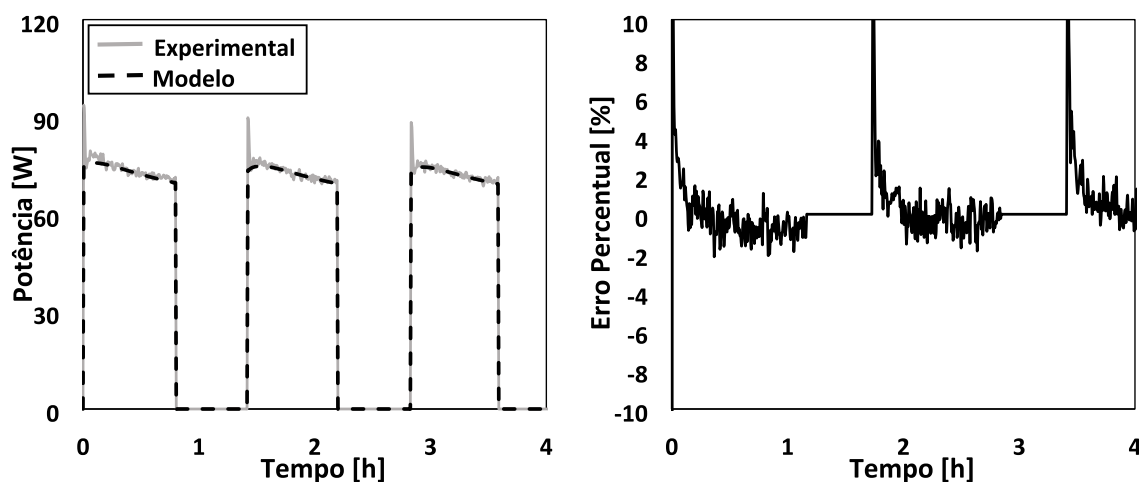
Os resultados da presente seção são referentes à identificação realizada para a condição de ambiente em 32 °C, velocidade do compressor em 3600 RPM e *damper* fixo em 80% fechado.

3.5.1 Modelo de Compressor

A identificação do modelo de potência (Equação (6)) foi realizada *a priori*, de forma a encontrar valores para os parâmetros η_s e q que minimizam o erro entre a potência obtida pelo modelo e a medida experimentalmente (conforme calculado na Equação (17)). Todas as outras variáveis foram ou medidas durante o experimento ou calculadas a partir de dados experimentais.

A Figura 26 mostra, na esquerda, uma comparação entre a potência do compressor experimental e do modelo, onde se pode verificar uma aderência entre as tendências das duas potências ao longo do período de compressor ligado. A principal diferença se dá na partida desse atuador: no sinal experimental é possível observar nesse momento uma potência de pico que acontece devido às bruscas variações nas temperaturas de evaporação e condensação do produto. Essa dinâmica não é captada, consequência da proposta de uma modelagem simplificada para o sistema de refrigeração. No gráfico da direita da Figura 26, o erro percentual entre as duas potências é calculado. Nota-se que durante toda a comparação o erro fica dentro de uma margem de 5%, exceto durante os momentos iniciais.

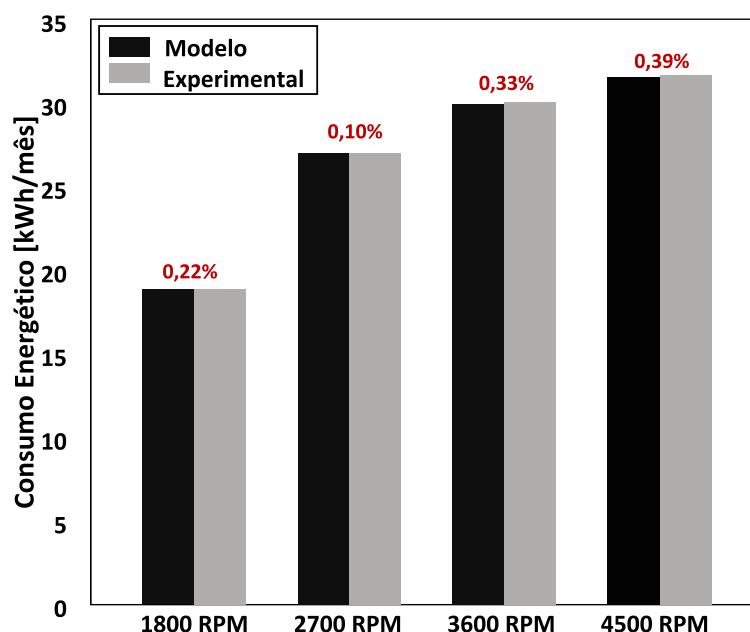
Figura 26 – Comparação entre potências experimentais e de modelo para condição de 32°C ambiente, velocidade de 3600RPM e *damper* em 80% fechado.



Como validação do modelo de potência do compressor, uma comparação entre as potências medida e do modelo durante os testes de identificação foi realizada. O gráfico da Figura 27 mostra tal comparação para a condição ambiente de 32°C variando a velocidade de 4500 a 1800 RPM. O resultado mostra que, independente da velocidade do compressor, o consumo de energia calculado pelo modelo é próximo ao calculado com dados experimentais, permanecendo dentro de uma faixa de 0,5% de erro.

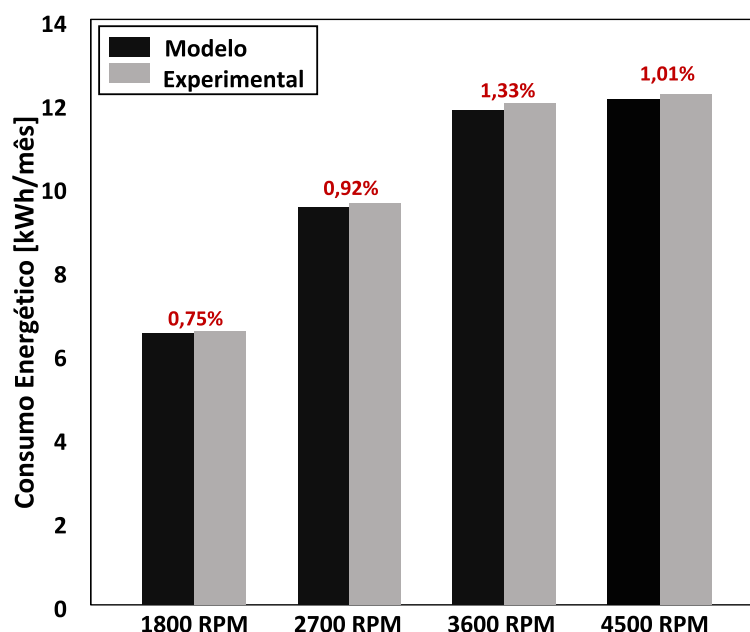
A Figura 28 mostra também uma comparação no consumo energético calculado via dados de modelo e experimentais durante os testes de identificação para condição

Figura 27 – Comparação entre o consumo energético utilizando dados experimentais e de modelo para condição de 32° ambiente variando a velocidade.



ambiente de 16°C, variando a velocidade do compressor de 4500 a 1800 RPM. Assim, como esperado, os valores de consumo energético para testes em 16°C de condição ambiente são consideravelmente menores do que registrados a 32°C. Novamente, o modelo de potências do compressor se prova preciso o bastante para conseguir calcular corretamente o consumo do compressor independente da velocidade em que está operando, com um erro máximo de 1,5%.

Figura 28 – Comparação entre o consumo energético utilizando dados experimentais e de modelo para condição de 16° ambiente variando a velocidade.



Por fim, a Tabela 2 mostra os valores finais encontrados para a identificação das variáveis nos modelos de potência e vazão mássica do compressor. Mais uma vez o modelo do compressor se mostrou robusto, agora devido ao fato da pouca variação encontrada nos parâmetros identificados independente das variações de temperatura ambiente e velocidade do compressor.

Tabela 2 – Sintonização final dos parâmetros para os modelos de potência e vazão mássica.

T_{amb} [°C]	Vel [RPM]	m_0 [$\times 10^{-6}$]	m_1 [$\times 10^{-9}$]	n_s	q [$\times 10^4$]
32	4500	2,74	1,03	0,88	1,79
	3600	2,98	1,03	0,82	1,96
	2700	2,93	1,03	0,78	1,96
	1800	2,81	1,03	0,83	1,95
16	4500	2,57	1,03	0,86	1,96
	3600	2,83	1,03	0,82	2,11
	2700	2,87	1,03	0,82	2,10
	1800	2,72	1,03	0,83	2,15

Elaborado pelo autor

3.5.2 Modelo de Temperaturas

Com o modelo do compressor devidamente identificado e validado, pode-se partir para o modelo das temperaturas do refrigerador, que é formado por quatro equações diferenciais, uma para cada temperatura de interesse.

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{ff} \frac{dT_{ff}}{dt} = \frac{T_{amb} - T_{ff}}{R_{ffa}} - \frac{T_{ff} - T_e}{R_{ffe}} - VC_a(1 - D)(T_{ff} - T_e) \\ C_{fz} \frac{dT_{fz}}{dt} = \frac{T_{amb} - T_{fz}}{R_{fza}} - \frac{T_{fz} - T_e}{R_{fze}} - VC_a(D(T_{fz} - T_e)) + W_f V \\ C_e \frac{dT_e}{dt} = \dot{m}(h_4 - h_6) + \frac{T_{ff} - T_e}{R_{ffe}} + \frac{T_{fz} - T_e}{R_{fze}} + VC_a[T_{ff}(1 - D) + T_{fz}D - T_e] + (1 - S) \frac{T_c - T_e}{R_{ce}} \\ C_c \frac{dT_c}{dt} = \dot{m}(h_2 - h_3) + \frac{T_{amb} - T_c}{R_c} - (1 - S) \frac{T_c - T_e}{R_{ce}} \end{array} \right. \quad (18)$$

Tem-se um total de onze parâmetros a serem identificados, que correspondem a quatro capacitâncias (C_{ff} , C_{fz} , C_e , C_c), uma taxa de capacidade térmica do escoamento (C_a) e seis resistências térmicas (R_{ffa} , R_{ffe} , R_{fza} , R_{fze} , R_{ca} e R_{ce}).

A identificação do modelo de temperaturas pôde ser realizada considerando os parâmetros obtidos na identificação anterior. Tomando como variáveis de interesse as temperaturas dos quatro sub-modelos e a potência calculada com dados de modelo, o MAPE de cada variável é somado de forma ponderada de acordo com a Equação (19)

(0,7 para *fresh food*, 0,4 para freezer, 0,1 para evaporador e condensador) de forma que os 11 parâmetros são obtidos a fim de minimizar o erro total.

$$erro = \sum_{j=1}^4 \frac{1}{N_s} \sum_{k=1}^{N_s} \frac{|y_j(k) - \hat{y}_j(k)|}{|\bar{y}_j(k)|}, \quad (19)$$

O elevado número de parâmetros a serem identificados simultaneamente pode levar o algoritmo de identificação a encontrar um mínimo local que resulta em um comportamento insatisfatório do modelo. De forma a minimizar tal problema, uma variável auxiliar foi concebida como uma quinta variável de interesse na identificação do modelo de temperaturas. Trata-se de um contador do número de vezes em que o compressor muda de estado bem como o número de vezes em que a temperatura do *fresh food* cruza o *set point*. Com isso força-se que o comportamento cíclico das temperaturas do modelo fique em fase com as medidas experimentais.

Para a avaliação do modelo identificado para as temperaturas do refrigerador, foi utilizado o MAE (Erro Absoluto Médio) como métrica de comparação, definido como:

$$MAE = \frac{1}{N_s} \sum_{k=1}^{N_s} |y(k) - \hat{y}(k)| \quad (20)$$

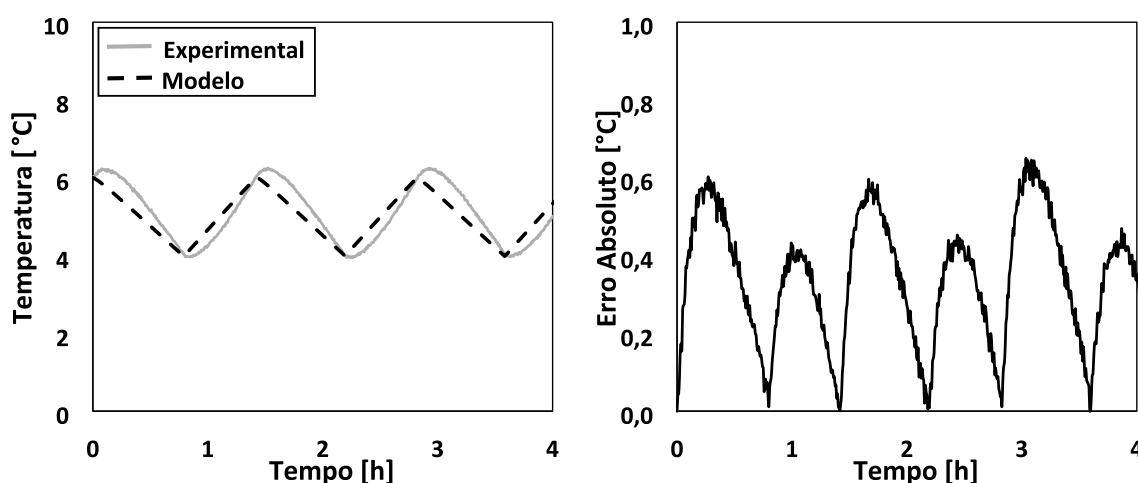
Como resultado final tem-se um valor de temperatura (°C) do quão distante a médias absolutas das temperaturas modeladas estão das experimentais.

Para a simulação do modelo obtido, a derivada das temperaturas foi aproximada utilizando o método de Euler explícito:

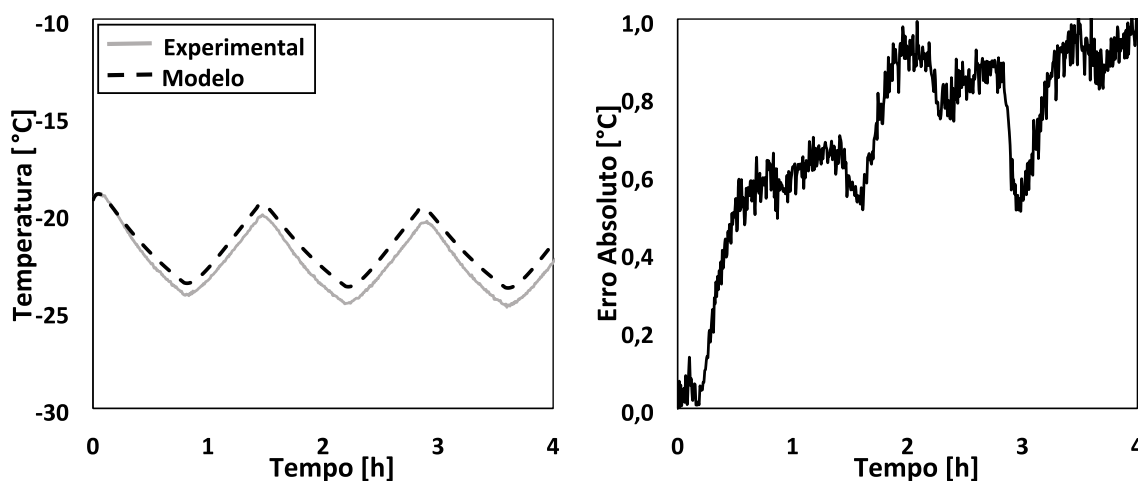
$$\frac{dx(k+1)}{dt} = \frac{x(k+1) - x(k)}{\Delta t} \quad (21)$$

Utilizando o método da Equação (21) no sistemas da Equação (18) tem-se como resultado um modelo quase-estático implementado com capacidade de simular 48 horas de teste em aproximadamente 2 segundos. A seguir, serão mostrados os resultados comparando a identificação do modelo realizada para condição ambiente de 32°C com o refrigerador em regime cíclico operando com 3600 RPM.

A primeira temperatura analisada é a do compartimento de *fresh food*. A Figura 29 mostra no gráfico da esquerda uma comparação entre a temperatura experimental e a obtida via modelo. Nos vales e picos da oscilação, nota-se uma diferença entre as duas, sendo a mudança da temperatura experimental mais suave e a modelada mais brusca. Contudo, pode-se observar que o momento da sua mudança de derivada é o mesmo, devido à inclusão da quinta variável na função-custo minimizada durante a identificação. Já no gráfico da direita da Figura 29, tem-se o erro absoluto instantâneo calculado como a diferença absoluta entre a variável medida e estimada. Durante todo o teste os maiores erros absolutos calculados foram da ordem de 0,6°C.

Figura 29 – Comparação entre temperaturas de *fresh food* obtidas via modelo e experimentalmente.

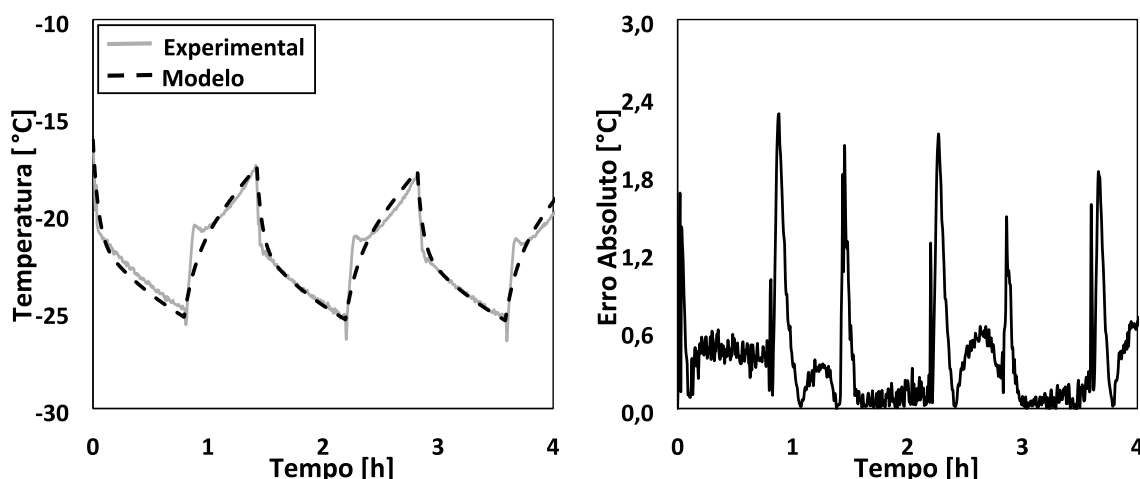
A segunda temperatura analisada é a do compartimento do *freezer*. A Figura 30 mostra no gráfico da esquerda uma comparação entre a temperatura experimental e a obtida via modelo. Nota-se uma suavização nos vales e picos das oscilações modeladas, quase que se igualando aos dados experimentais. Pode-se observar que o momento da sua mudança de derivada é o mesmo, também favorecido pela inserção da quinta variável de identificação. Já na direita da Figura 30 tem-se o erro absoluto instantâneo calculado, que durante todo o teste atingiu um máximo de 1,0°C. Pode ser observado na mesma figura o valor do erro absoluto aumentando, isso se deve ao fato de o modelo utilizar parâmetros constantes para determinadas faixas de operação, contudo a condição ambiente do teste experimental está constantemente em variação, fato visto durante o afastamento da temperatura de *freezer* experimental da modelada ao longo do teste de identificação

Figura 30 – Comparação entre temperaturas de *freezer* obtidas via modelo e experimentalmente.

Quando comparadas as temperaturas de evaporação calculadas via modelo

com as medidas experimentalmente, tem-se como resultado a Figura 31. Na esquerda é possível observar tais temperaturas, que são praticamente idênticas nas regiões onde a temperatura do evaporador está baixando, com o compressor ligado. Por outro lado, nota-se uma pequena diferença quando o compressor desliga e o evaporador começa a aquecer. Os dados experimentais possuem uma resposta mais brusca no começo e se suavizam ao longo do tempo, já os dados de modelo apresentam um comportamento mediano, nem tão agressivo quanto o começo do experimental e nem tão suave como na parte final da subida, com o compressor desligado. À direita, novamente, tem-se o erro absoluto instantâneo, onde alguns picos podem ser vistos quando esse erro é calculado ao longo do teste de identificação. Tais picos surgem durante o período onde a temperatura do evaporador está aumentando. Como resultado, descartando os picos que ocorrem por um breve instante, tem-se erros absolutos calculados quando as temperaturas de evaporação estão abaixando inferiores a $0,5^{\circ}\text{C}$.

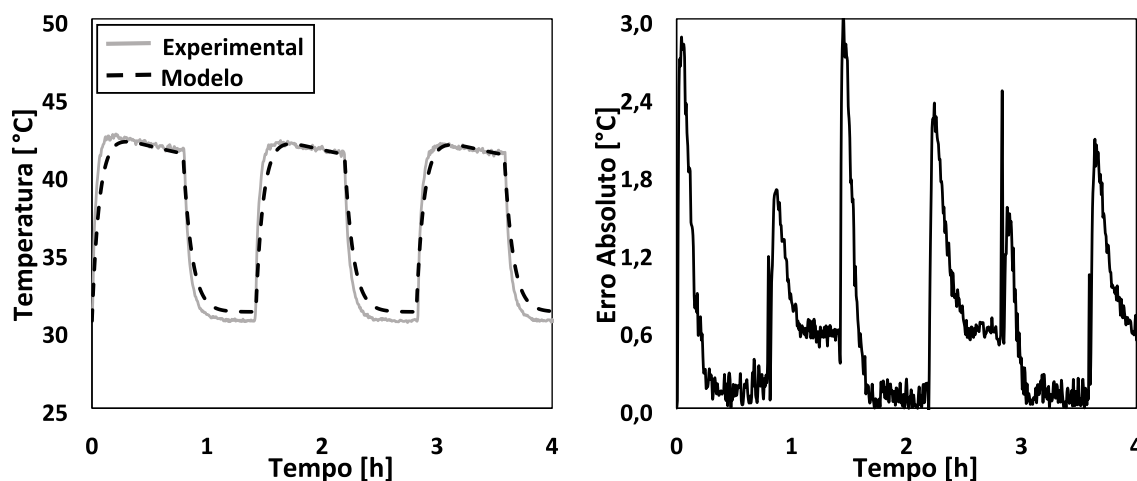
Figura 31 – Comparação entre temperaturas de evaporador obtidas via modelo e experimentalmente.



Por fim, tem-se a temperatura do condensador mostrada na Figura 32. Assim como no evaporador, também é possível separar o comportamento do condensador em duas regiões. Nas regiões em que a sua temperatura se encontra em valores mais elevados, próximos a 42°C , o compressor está ligado; já nas regiões com valores próximos ao da temperatura ambiente, 32°C , o compressor está desligado. Quando analisados os dados obtidos via modelo com os experimentais, nota-se no gráfico da esquerda uma pequena diferença na transição entre os estados de ligado e desligado do compressor. Contudo, após essa transição, as temperaturas modeladas e medidas são praticamente as mesmas, apenas com um pequeno *offset* na temperatura do condensador modelada quando o compressor está desligado e sua temperatura está no patamar mais baixo. No gráfico da direita tem-se novamente o erro absoluto instantâneo da temperatura do condensador entre modelo e experimento, de maneira semelhante à relatada no evaporador. No caso do condensador, nota-se alguns picos

no erro na transição entre os dois estados possíveis do compressor (ligado e desligado). Contudo, após tais transições, o erro calculado é praticamente nulo para a região de temperaturas altas e menor que $0,6^{\circ}\text{C}$ para região de temperaturas baixas.

Figura 32 – Comparação entre temperaturas de condensador obtidas via modelo e experimentalmente.



Os resultados discutidos acima ficam ainda mais claros quando se olha a Tabela 3, que mostra o MAE entre modelo e experimento ao longo do todo o conjunto de dados, varrendo temperaturas ambientes de 16° e 32°C e velocidades de 1800 a 4500 RPM. Quase todas as temperaturas modeladas apresentaram erros absolutos médios máximos de $0,60^{\circ}\text{C}$ apenas com exceção para algumas condições específicas onde esse erro associado à temperatura do condensador atinge valores maiores que $1,0^{\circ}\text{C}$. Com isso, prova-se que tanto a concepção do modelo como o método de identificação e os parâmetros calculados são satisfatórios, uma vez que a própria incerteza de medição associada as temperaturas experimentais está dentro dessa faixa (ver Apêndice C). O que resulta em um modelo capaz de representar bem as dinâmicas envolvidas nas quatro temperaturas modeladas, prescindindo de um elevado grau de dificuldade para simulação.

Por fim, a Tabela 4 mostra todos os valores encontrados durante a identificação dos parâmetros utilizados pelos modelos das temperaturas do refrigerador. Observa-se que os parâmetros tendem a não sofrer grandes alterações com as variações na velocidade do compressor quando dentro da mesma condição para temperatura ambiente, fato que indica a possibilidade da utilização de apenas dois conjuntos de parâmetros, um para cada temperatura ambiente. No entanto, há sempre um equilíbrio (*trade-off*) entre precisão e simplicidade quando se trata de modelagem de processos. Portanto, caso opte-se por utilizar apenas um conjunto para cada temperatura ambiente, irá se perder precisão no modelo para condições distantes do ponto de identificação. Para o presente trabalho foi escolhido trabalhar com todos os parâmetros identificados para cada ponto de operação, pois é desejável a maior precisão possível do processo

Tabela 3 – Comparação entre as temperaturas experimentais e de modelo.

T_{amb} [°C]	Vel [RPM]	MAE [°C]			
		Tff	Tfz	Te	Tc
32	4500	0,28	0,60	0,42	0,55
	3600	0,27	0,43	0,25	0,43
	2700	0,30	0,50	0,25	1,02
	1800	0,30	0,55	0,28	1,05
16	4500	0,27	0,43	0,25	0,43
	3600	0,25	0,40	0,29	0,48
	2700	0,28	0,42	0,24	0,44
	1800	0,30	0,50	0,25	1,02

Elaborado pelo autor

Tabela 4 – Valores identificados para os parâmetros dos modelos de temperatura.

T_{amb} [°C]	Vel [RPM]	R_{ffa}	R_{ffe}	R_{fza}	R_{fze}	R_c	R_{ce}
		[K/W] $C_{ff}[\times 10^4]$ [J/K]	[K/W] $C_{fz}[\times 10^4]$ [J/K]	[K/W] $C_e[\times 10^4]$ [J/K]	[K/W] $C_c[\times 10^4]$ [J/K]	[K/W] C_a [W/K]	
32	4500	0,700	3,800	4,170	0,081	0,049	13,890
		3,350	2,220	0,680	0,580	9,490	
	3600	0,720	3,800	4,680	0,081	0,049	13,910
		3,350	1,810	0,680	0,580	9,360	
2700	0,780	3,820	4,710	0,081	0,053	13,930	
	2,960	1,790	0,590	0,580	8,510		
1800	0,780	3,820	4,710	0,081	0,053	13,930	
	2,960	1,796	0,598	0,588	8,510		
16	4500	0,720	3,650	2,350	0,110	0,054	12,710
		2,625	1,952	0,355	0,106	6,420	
	3600	0,700	3,590	2,510	0,101	0,050	12,750
		2,651	1,952	0,355	1,069	6,710	
2700	0,690	3,530	3,050	0,120	0,050	10,223	
	2,299	1,667	0,378	0,775	8,240		
1800	0,720	3,700	3,610	0,088	0,050	11,904	
	2,074	1,869	0,290	0,822	8,520		

Elaborado pelo autor

modelado para que o controlador criado apresente um desempenho melhor quando implementado no produto real.

3.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Foi apresentada neste capítulo a concepção, identificação e validação de um modelo quase-estático para refrigeradores domésticos combinados. A abordagem

utilizada foi modelar a vazão mássica e potência consumida pelo compressor e as temperaturas de *fresh food*, *freezer*, evaporador e condensador. Contudo, o modelo é dependente de uma série de variáveis internas que foram calculadas utilizando a biblioteca CoolProp no *software* MATLAB.

Toda a identificação dos onze parâmetros que compõem os sub-modelos de temperatura foi realizada mediante a medição apenas de temperaturas nos principais pontos do produto, não havendo a necessidade de realizar nenhuma medição invasiva no sistema como aferição de pressões na linha do fluido refrigerante. Portanto, a dificuldade do ponto de vista de instrumentação necessária para realizar a identificação dos parâmetros foi baixa.

Os resultados alcançados comparando as variáveis modeladas e as medidas experimentalmente mostraram-se satisfatórios para todos os pontos de operação considerados. A estratégia de utilizar diferentes pesos para os erros das temperaturas modeladas provou-se eficaz, uma vez que as temperaturas que apresentaram menor MAE foram as de *fresh food* e *freezer*, onde foram atribuídos os maiores pesos e são as mais importantes do ponto de vista de controle. Outro fator que contribuiu para uma boa sincronização do experimento com o modelo simulado foi a inserção de uma quinta variável, forçando um comportamento em fase dos sinais de temperatura do modelo e experimental durante todo o intervalo de operação considerado.

4 CONTROLE ORIENTADO À EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Sistemas de refrigeração foram aprimorados significativamente nas últimas décadas, à medida que melhores materiais isolantes, trocadores de calor mais eficazes e compressores de velocidade variável (VCC) foram desenvolvidos. No entanto, melhorias adicionais na tecnologia de hardware estão demorando mais e custando cada vez mais, pois os componentes do sistema de refrigeração estão atingindo um alto nível de maturidade. Em resposta a isso, uma atenção maior tem sido dada às técnicas de controle nesses sistemas, o que se nota, por exemplo, nos trabalhos de Li *et al.* (2009), Jeong *et al.* (2018) e Jun Gi Kim *et al.* (2020), que alcançaram resultados promissores utilizando técnicas de controle focadas a esse tipo de sistema. Contudo, assim como a maioria, os autores citados não levaram em conta o consumo de energia.

Se por um lado o aprimoramento das técnicas de controle pode melhorar o desempenho energético dos produtos, por outro, a sofisticação excessiva do projeto e implementação de controle pode causar uma relutância por parte da indústria em incorporar as soluções propostas. Lógicas complexas demandam maior capacidade computacional, fator limitante nos microcontroladores utilizados em sistemas de refrigeração. Portanto é necessária uma lógica de controle simples que atue no VCC, o qual abre a possibilidade de reduzir ainda mais o consumo de energia através de uma combinação ideal de tempo de operação do compressor e sua potência consumida. Com essa finalidade, pode ser utilizado um controle que provoca variações na velocidade do compressor a fim de reduzir seu consumo energético. Tal estratégia é conhecida como *Perturba-e-Observa*, e é normalmente utilizada em aplicações onde as perturbações agem lentamente sobre o sistema, como a irradiação solar em usinas fotovoltaicas, onde o objetivo é rastrear o ponto de máxima potência, o chamado *Maximum Power Point Tracking* (MPPT) (ABDELSALAM *et al.*, 2011; AHMED; SALAM, 2015).

Assim, inspirado no conceito MPPT, um controle também do tipo *Perturba-e-Observa*, denominado *Least Power Point Tracking* (LPPT), foi formulado por Silveira *et al.* (2021) e aplicado pela primeira vez para minimizar o consumo de energia de um *freezer* comercial leve, garantindo que a temperatura do gabinete permaneça dentro de uma determinada banda de histerese. Naquele trabalho pioneiro, o LPPT foi comparado com três outras técnicas de controle: *on-off*, proporcional-integral e *dual-speed*, garantindo o menor consumo dentre todas enquanto controla a temperatura do produto na mesma faixa.

A ideia por trás do LPPT consiste essencialmente em determinar o valor ótimo da velocidade do compressor capaz de regular a temperatura dentro de uma faixa determinada garantindo o menor consumo. Tal otimização é baseada no seguinte raciocínio: existem vários pares de velocidade e tempo de execução do compressor que permitem à temperatura do gabinete permanecer dentro da banda de histerese, mas

apenas um deles produz o consumo mínimo de energia. Esse ponto ótimo depende da carga térmica, e conseqüentemente, da temperatura ambiente. Em outras palavras, tal técnica tenta minimizar o consumo do produto considerando o compressor e as cargas térmicas presentes, como os ventiladores do evaporador e do condensador.

O controlador orientado ao consumo proposto neste trabalho utilizará como base a lógica proposta por Silveira *et al.* (2021), ou seja, o controlador desenvolvido será do tipo *Perturba-e-Observa*, porém com algumas modificações a fim adequar a lógica para sistemas domésticos.

4.1 ESTRUTURAS DE CONTROLE

Usualmente, sistemas de refrigeração com a mesma configuração do produto trabalhado (ver Figura 12) utilizam duas malhas de controle em paralelo, cada uma para controlar a temperatura de cada compartimento. A primeira malha é responsável por controlar a temperatura do *fresh food* atuando sobre o *damper* do produto, regulando assim a passagem de ar refrigerado do evaporador para esse compartimento. A segunda malha geralmente atua sobre a velocidade do compressor para regular a temperatura do *freezer*. Tal estrutura será mantida para o presente trabalho, modificando-se apenas os métodos de controle originais.

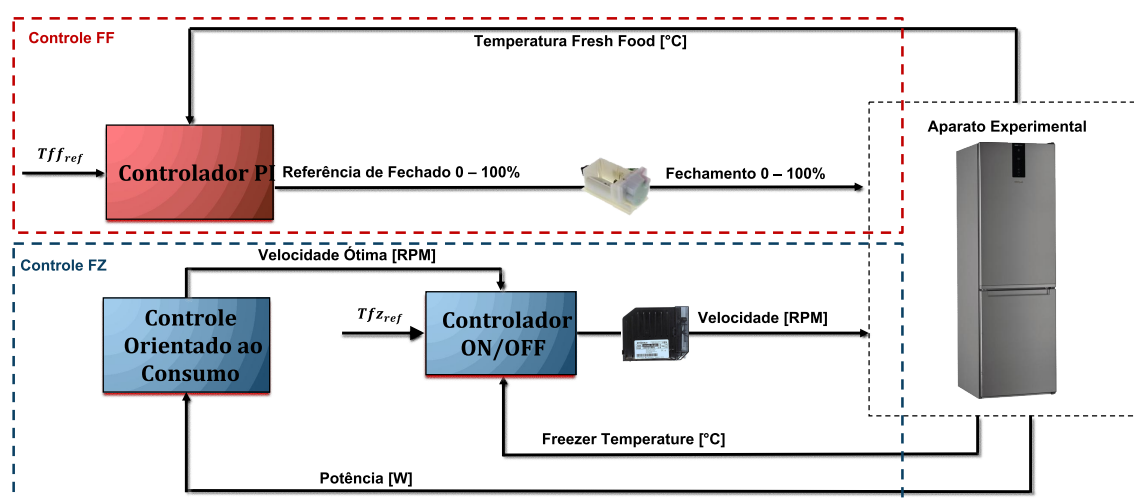
A solução aqui proposta busca minimizar o consumo de energia de um sistema de refrigeração embarcado com um compressor VCC manipulando a velocidade do compressor, sem alterar a amplitude das oscilações de temperatura em relação à lógica original. Caso tal lógica se mostre eficiente, a empresa em questão poderá reduzir o consumo de energia em seus produtos embarcados com compressores VCC sem a necessidade de modificar o *hardware*. A lógica utilizará apenas uma leitura de temperatura e um sinal de potência consumida do inversor. Além da lógica focada em consumo no compressor, paralelamente foi aplicado um controle PI com a finalidade de regular a temperatura do compartimento de *fresh food* via abertura e fechamento do *damper* de maneira contínua. A Figura 33 mostra todo o diagrama de controle usado para regular as temperaturas do refrigerador por meio de um *loop* de controle duplo.

O *loop* de controle superior da Figura 33 é responsável por atuar no *Damper* e regular a temperatura do compartimento de *fresh food*. Este *loop* funciona com um controlador do tipo PI seguindo uma temperatura de referência fixa. Apenas uma medição da temperatura do compartimento controlado é realizada e a partir da comparação com a temperatura de referência calcula-se uma porcentagem de fechamento do *damper*. Portanto, a malha superior pode ser classificada como SISO (*Single Input Single Output*) pois a partir de uma única entrada, a temperatura média do *fresh food*, calcula-se uma única saída, a porcentagem de fechamento do *damper*.

Já o *loop* inferior é responsável por manipular a velocidade do compressor e regular a temperatura do *freezer* enquanto busca a minimização do consumo do

refrigerador como um todo. Duas medidas diferentes são extraídas do refrigerador: uma temperatura do *freezer* e um sinal de potência consumida do inversor. A potência é enviada para o Controle Orientado ao Consumo (onde é implementada a lógica focada em minimizar o consumo de energia). O resultado deste bloco é a estimativa de uma velocidade ótima para minimizar o consumo de energia. Esta velocidade é enviada para um controlador ON-OFF, que tem como função desligar ou ligar o compressor baseado na temperatura do compartimento do *freezer* na banda de histerese a ser seguida. Caso o compressor precise ser ligado, a velocidade utilizada será aquela calculada pelo bloco *Controle Orientado ao Consumo*.

Figura 33 – Diagrama de blocos do sistema de controle proposto.



4.2 CONTROLE DA TEMPERATURA DE *FRESH FOOD*

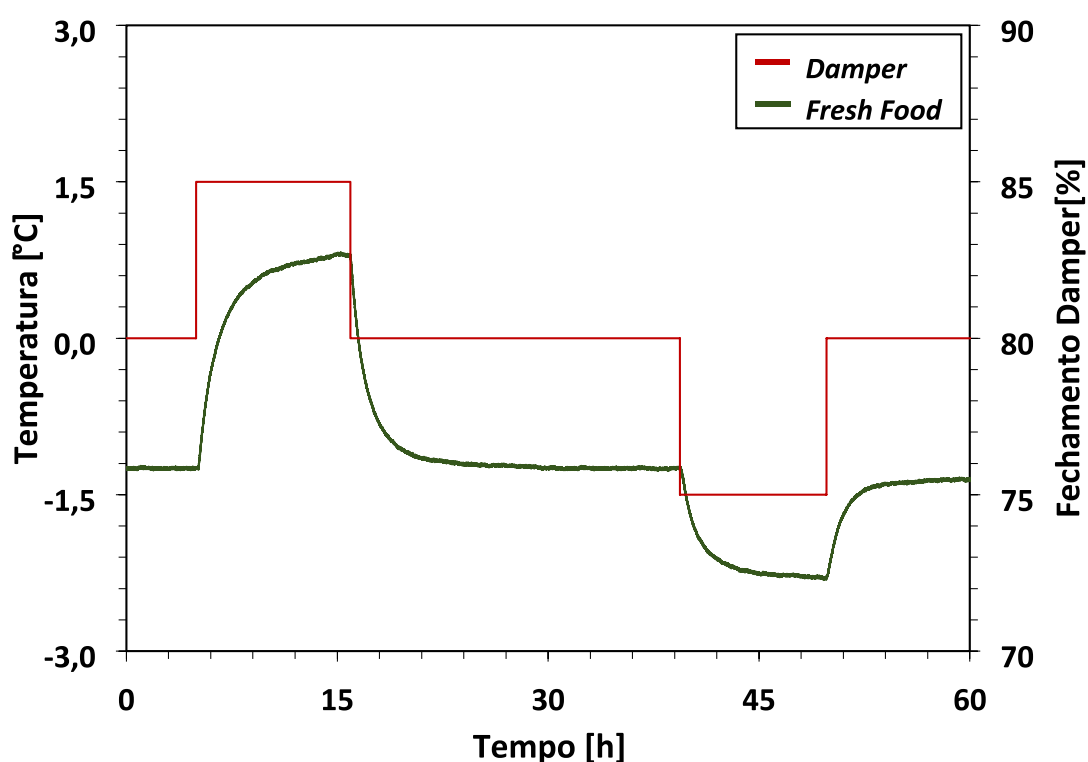
Assim como visto na Figura 33, a lógica de controle orientada ao consumo foi desenvolvida para o compressor, regulando a temperatura do compartimento do *freezer*. Contudo, ainda se faz necessário o desenvolvimento de outro controlador, capaz de regular a temperatura do *fresh food* através da abertura e fechamento do *damper*. Para o presente trabalho foi escolhido um controlador do tipo PI devido à sua simplicidade, robustez e bom desempenho. No entanto, antes de realizar o projeto e sintonização dos parâmetros desse controlador, a fim de atender algumas especificações de projeto, se faz necessário realizar a identificação de um sistema capaz de representar o comportamento do sistema desejado. Para tanto, um modelo de primeira ordem no domínio da frequência foi escolhido, uma vez que a dinâmica apresentada pelo sistema se assemelha com modelos dessa ordem. Tal sistema será então representado por uma função de transferência que correlaciona variações no fechamento do *damper* com variações na temperatura do *fresh food*.

4.2.1 Identificação do Sistema

Baseado em testes preliminares, foi determinado que a faixa comum de operação da porcentagem de fechamento do *damper* fica entre 75% e 85%. Portanto, essa foi a faixa utilizada nos experimentos para identificação da função de transferência desse sistema. Foi escolhido o fechamento de 80% como ponto de operação para o ensaio de identificação de resposta ao degrau. Este método de identificação de sistemas consiste em aplicar alguns degraus no controle do atuador em torno do ponto de operação. Após, a resposta da variável de processo é analisada e uma função de transferência que representa o sistema em questão é identificada.

O ensaio de identificação dessa função de transferência foi realizado mantendo-se a velocidade do compressor e a temperatura ambiente constantes em 1200 RPM (40 Hz) e 32°C respectivamente. Em torno do ponto de operação de 80% de fechamento do *damper* foram aplicados degraus de 5% para cima e para baixo, conforme o gráfico da Figura 34.

Figura 34 – Teste experimental de resposta ao degrau.



Analisando o gráfico da Figura 34, o comportamento da curva da temperatura do *fresh food* pode ser caracterizada como um sistema de primeira ordem sem atraso. Com base nisso, foram levantados os parâmetros “ K ” e “ τ ” para cada uma das quatro respostas ao degrau representadas no gráfico de identificação, como mostra a Tabela 5. No final foram calculadas as médias destes parâmetros para serem utilizadas na caracterização da função de transferência definitiva do sistema.

Tabela 5 – Determinação dos parâmetros da função de transferência.

Parâmetro	Degrau 01	Degrau 02	Degrau 03	Degrau 04	Média
K [°C/%]	0,406	0,408	0,208	0,193	0,3043
τ [min]	101,07	75,49	83,10	69,60	82,31

Elaborado pelo autor

Com base na média dos parâmetros levantados aplicados a uma função de transferência de primeira ordem, que correlaciona a porcentagem de fechamento do *dampner* com a temperatura de *fresh food* do refrigerador, tem-se como resultado o sistema da Equação (22), que será utilizado como base para a sintonização de um controlador do tipo PI.

$$G(s) = \frac{T_{ff}(s)}{D(s)} = \frac{K}{\tau s + 1} = \frac{0,3043}{82,31s + 1} \quad (22)$$

4.2.2 Projeto do Controlador

O bom desempenho de um controlador para regular a sua variável de processo é muito dependente de uma boa sintonização dos parâmetros, sempre atendendo aos requisitos de projeto. A função de transferência de um controlador com ações proporcionais e integrais pode ser representada por:

$$C(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = K_p \frac{T_i s + 1}{T_i s} \quad (23)$$

A fim de conseguir uma boa sintonia dos parâmetros de controladores PI aplicados a sistemas de ordem mais baixa, comumente as duas técnicas mais utilizadas são o lugar das raízes e o método de ajuste baseado na resposta em frequência. Neste trabalho foi escolhido o lugar das raízes para o projeto dos controladores. Esta é uma ferramenta matemática para determinar possíveis localizações das raízes de um polinômio característico em função de um parâmetro variável. Dessa forma, é possível determinar os parâmetros do controlador de forma que a função de transferência de malha fechada assumira uma forma tal que a resposta esteja em conformidade com as especificações.

Normalmente, todo projeto de controladores por lugar das raízes é realizado no domínio contínuo, porém sua implementação é feita em sistemas digitais, fator que leva à necessidade da sua discretização. Uma técnica de discretização é a substituição das derivadas pela diferença de primeira ordem e a aproximação retangular das integrais. Como resultado final da discretização do controlador PI tem-se a Equação (25):

$$U(k) = U_p(k) + U_i(k), \quad (24)$$

No entanto, foi adicionado ao controlador PI uma parcela *anti – windup*, pois como a ação de controle para o atuador (*damper*), pode variar apenas entre 0 e 100%, se faz necessário a inclusão dessa parcela para o bom funcionamento da malha de controle relativo à temperatura de *fresh food*. Como equação resultante do controlador PI com ação *anti – windup* implementado tem-se:

$$U(k) = U_p(k) + U_i(k) + U_{aw}(k), \quad (25)$$

com

$$U_p(k) = K_p e(k) \quad (26)$$

$$U_i(k) = U_i(k-1) + \frac{T_s K_p}{T_i} e(k-1) \quad (27)$$

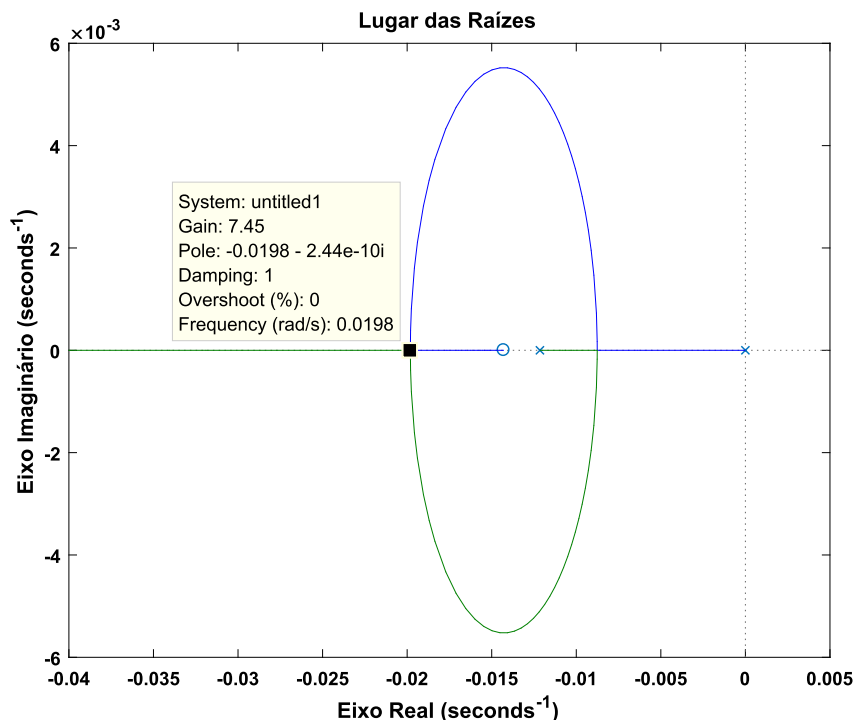
$$U_{aw}(k) = \frac{T_s}{T_i} e_{aw}(k-1) \quad (28)$$

$$e(k) = T_{ff}(k) - Ref_{ff}(k) \quad (29)$$

$$e_{aw}(k) = U_{sat}(k) - U(k) \quad (30)$$

Antes de projetar o controlador são especificadas as características desejáveis para a resposta de malha fechada. Primeiramente, as especificações para o regime permanente são definidas para o sistema seguir uma referência do tipo degrau na temperatura do *fresh food* e rejeitar perturbações de carga térmica. Como o sistema trabalhado é estável em malha aberta, as especificações de regime transiente são atendidas sem grandes problemas. Portanto, como especificações foram usados um tempo de assentamento de 30 minutos e um sobressinal máximo de 5%, sendo a última condição mais focada para atingir possíveis requisitos de preservação dos alimentos. O projeto do controlador que atende a essas restrições foi realizado utilizando o método de lugar das raízes, assim como mostrado na Figura 35.

Assim, como pode ser visto na Figura 35, o controlador PI sintonizado adiciona um pólo na origem do plano complexo devido ao integrador presente na ação Integral. Adicionalmente, um zero é devidamente alocado à esquerda do pólo da planta, com um tempo integral $T_i = 70$, para que através da variação do ganho K_p do controlador PI, consiga-se alocar os pólos resultantes da função de transferência de malha fechada o mais a esquerda possível sobre o eixo real, garantindo velocidade e oscilação nula na resposta do sistema. O valor do ganho K_p utilizado será de 7,43 [°C/%], resultando em pólos duplos reais de malha fechada que atendem aos requisitos de projeto desejados. Pelo fato de o sistema em malha fechada resultante possuir um zero dominante, espera-se uma resposta transiente resultante com um sobressinal.

Figura 35 – Lugar das raízes para o controle do *damper*.

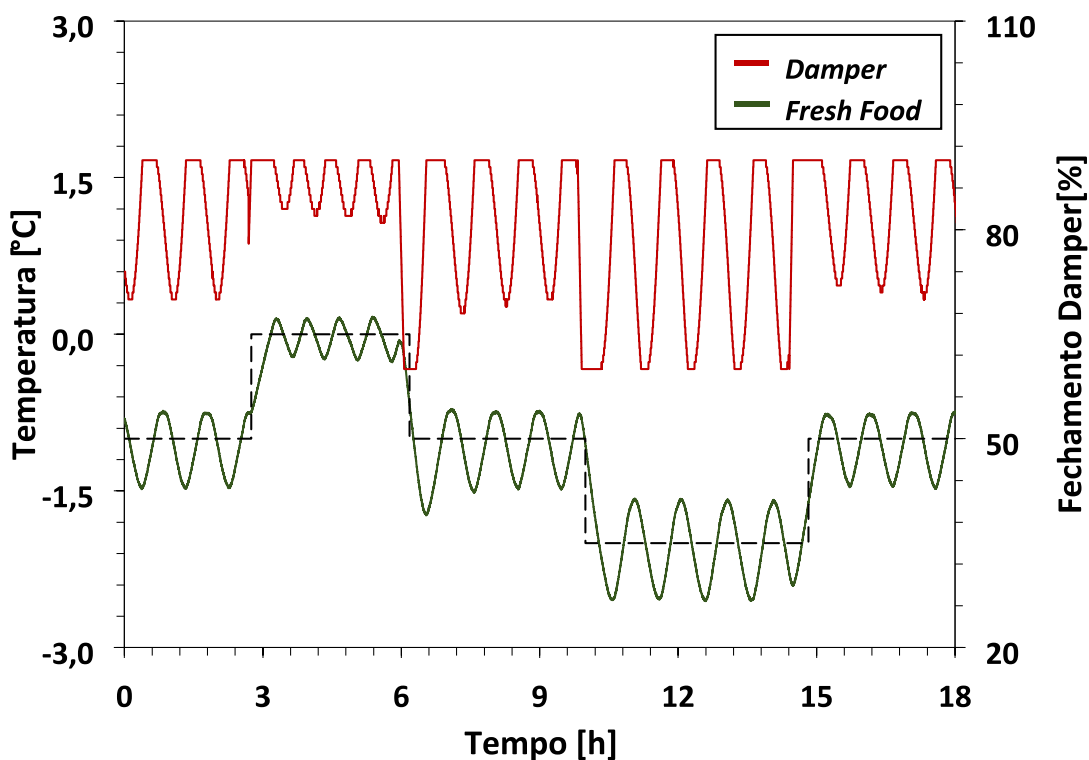
4.2.3 Desempenho do Sistema com Controlador PI

A Figura 36 mostra o teste experimental realizado com o controlador PI sintonizado e aplicado ao *damper* do produto. Primeiramente, uma oscilação pode ser observada ao redor da referência do controlador, evento que acontece devido a um pequeno atraso entre a abertura e fechamento do *damper* e a resposta da temperatura de *fresh food*. Contudo, como a oscilação relatada tem amplitude inferior a $0,5^{\circ}\text{C}$ (ficando menor ainda quando os controles do compressor e *damper* trabalham juntos) o resultado foi considerado aceitável. Quando o tempo de resposta médio é calculado, tem-se o valor de 36 minutos, muito próximo aos requisitos para os quais o controlador foi projetado. Com destaque, vale notar que o fechamento do *damper* foi saturado em 90%, pois após testes experimentais foi concluído que a partir desse valor ele já estava quase todo fechado, não havendo diferença na resposta da temperatura do *fresh food* para variações entre 90% e 100%.

4.3 CONTROLE DA TEMPERATURA DE FREEZER

Como dito anteriormente, o método de controle aplicado na malha do *freezer* é comumente conhecido na literatura como *Perturba-e-Observa*. É uma lógica que provoca variações (perturbações) na saída de controle e observa como a variável de processo responde, para então calcular uma nova ação de controle dependendo de qual o seu objetivo. Utilizando essa abordagem no controle da temperatura do *freezer*, tem-se como resultado um controlador *Perturba-e-Observa* que provoca variações

Figura 36 – Teste experimental com o controlador PI projetado.



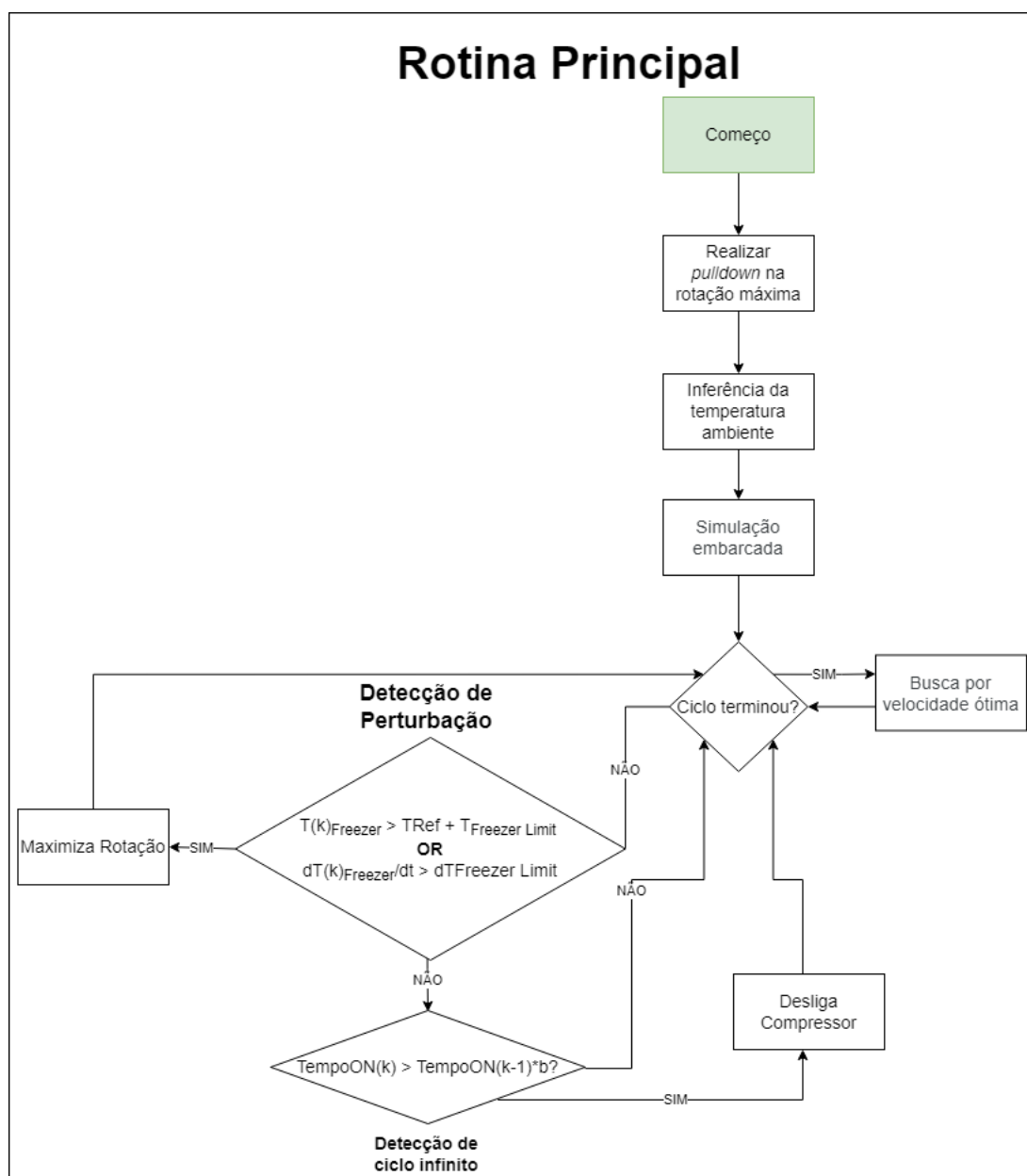
na velocidade do compressor a fim de observar como o consumo energético desse atuador responde. Isso tudo ainda garantindo que a temperatura do *freezer* fique dentro de uma banda estipulada.

4.3.1 Rotina Principal

Para entender melhor como funciona o bloco *Controle Orientado ao Consumo* da Figura 33, e como ele busca e encontra a velocidade ideal para minimizar o C.E., serão utilizados diagramas GRAFCET. A Figura 37 mostra a rotina principal da lógica proposta. Inicia-se com um *pulldown* sendo feito com o compressor operando em velocidade máxima, até que a temperatura do *freezer* atinja o menor valor de sua banda de histerese, -20.5°C para o presente trabalho.

Uma vez finalizado o *pulldown*, é feita uma inferência da temperatura ambiente, com base no tempo que o refrigerador levou para concluí-lo. Portanto, calculando o valor médio entre os tempos encontrados para testes experimentais em 16°C e 32°C , tem-se como resultado o valor de 3,0 horas. Com isso, toda vez que ao início da lógica o *pulldown* do *freezer* for realizado em menos de 3,0 horas, o algoritmo inferirá uma temperatura ambiente de 16°C . De maneira semelhante, caso esse evento termine com uma duração maior que 3,0 horas, o algoritmo inferirá que o produto se encontra numa temperatura ambiente de 32°C . Contudo tal método pode não apresentar resultados satisfatórios em situações como faltas de energia rápidas, pois

Figura 37 – Diagrama de blocos relativo ao controle utilizado.

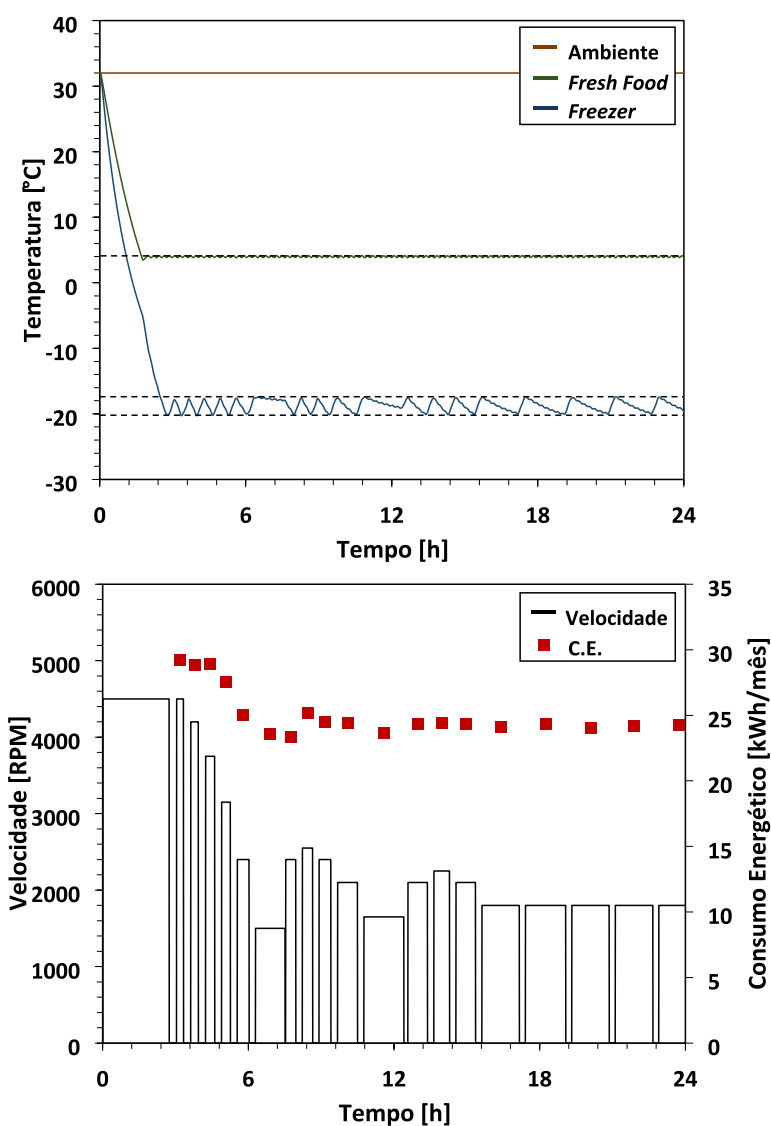


nesse caso o *pulldown* seria finalizado rapidamente, o que levaria a uma falsa inferência da temperatura ambiente.

Após esta inferência da temperatura ambiente, será executada uma simulação embarcada utilizando o modelo quase-estático explicado e validado no Capítulo 3. Esta simulação reproduzirá 24 horas de testes experimentais e partirá de uma condição inicial onde todas as temperaturas são iguais à temperatura ambiente inferida. A lógica utilizada durante a simulação será o controlador *Busca por Velocidade Ótima* (ver Figura 40) que será explicado posteriormente. O objetivo desta simulação é encontrar para o primeiro ciclo após o *pulldown* uma primeira estimativa de uma velocidade ótima simulada que seja próxima o suficiente para acelerar a convergência do algoritmo para uma velocidade ótima real. A Figura 38 mostra um exemplo de funcionamento dessa

rotina, onde a partir da velocidade máxima de 4500 RPM uma busca utilizando o método *Perturba-e-Observa* é realizada. No teste em questão, o algoritmo provoca variações na velocidade e observa como o C.E. do produto se comporta, a fim de minimizá-lo, até um ponto onde a velocidade converge para o valor de 1800 RPM. Ao final das 24h de funcionamento simulado, o histórico de velocidade e C.E. dos ciclos é analisado. O valor simulado que será utilizado como tentativa inicial de velocidade ótima, é aquele com o qual foi registrado o menor C.E. dentro de um ciclo válido (onde a temperatura do *freezer* foi capaz de atingir o valor inferior da sua banda de histerese).

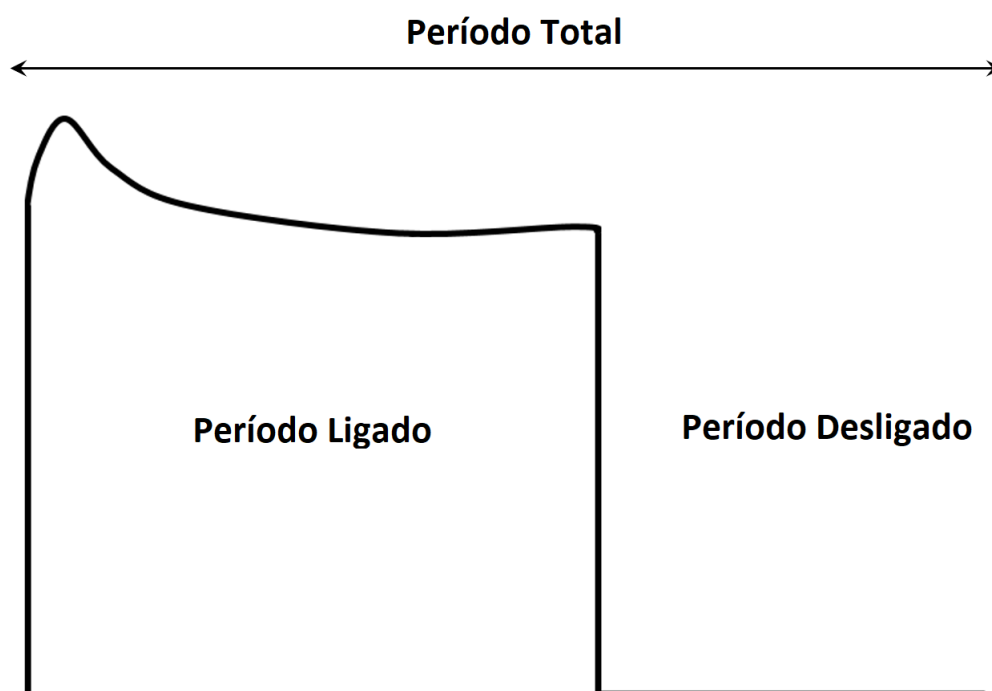
Figura 38 – Algoritmo de busca por velocidade ótima.



Retornando à Figura 37, após a simulação embarcada ser realizada e obter uma primeira estimativa de velocidade para minimização do consumo do refrigerador, o algoritmo entra em seu *loop* principal. A partir daí a rotina verificará se ciclo atual terminou calculando o C.E. do presente ciclo e uma nova ação de controle. Porém, como o controlador desenvolvido para o *freezer* tem como objetivo a minimização

do consumo, primeiro se faz necessário realizar no momento correto o seu cálculo. Comumente, compressores aplicados à refrigeração funcionam de maneira cíclica, ora ligado e ora desligado. A Figura 39 mostra uma curva característica da potência de um compressor ao longo de um ciclo completo. Primeiro tem-se o período de ligado e por fim o período de desligado. Portanto, para a lógica aplicada ao controle da temperatura do *freezer*, o consumo energético de um ciclo será calculado apenas no último instante do período de desligado, considerando a energia consumida ao longo do ciclo total.

Figura 39 – Curva da potência de um compressor durante seu ciclo de operação.



4.3.2 Controle Orientado ao Consumo

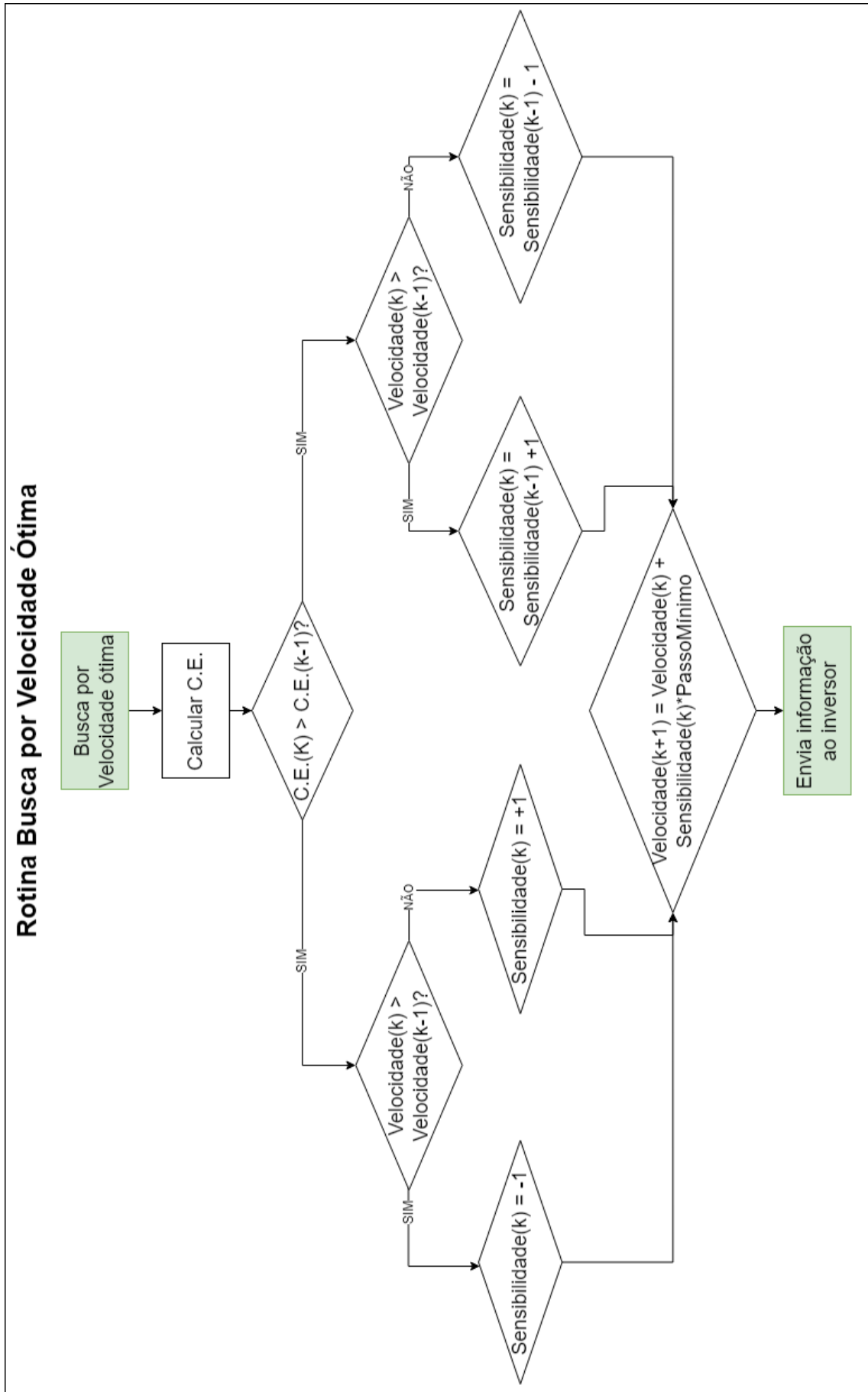
Caso o algoritmo da *Rotina Principal* entenda que o ciclo atual terminou, o controlador *Perturba-e-Observa* orientado ao consumo descrito na Figura 40 será executado. O primeiro passo será calcular o consumo do ciclo recém finalizado como a integral de todos os valores de potência elétrica lidos durante ambos os períodos de ligado e desligado. A seguir, o controlador observa o que aconteceu com o C.E. do produto e a velocidade do compressor dos dois últimos ciclos para determinar se e quanto a velocidade do compressor será alterada no próximo ciclo. Vale notar que o algoritmo foi concebido de tal forma a sempre acelerar o processo de convergência para rotação ótima o mais rápido, para tanto, ele utiliza uma variável chamada *Sensibilidade*, que quando multiplicada pela segunda variável chamada *PassoMínimo* tem como resultado o passo de rotação a ser aplicado no próximo ciclo. Ao todo, existem quatro caminhos possíveis gerados por esta rotina, cada um com uma determinada ação de controle:

- C.E. diminuiu / Velocidade diminuiu: este caminho indica que tanto C.E. quanto a velocidade estão diminuindo, então a rotina reduz a variável *Sensibilidade* em um passo para diminuir ainda mais a velocidade do compressor no próximo ciclo, tentando alcançar a velocidade ideal o mais rápido que possível;
- C.E. diminuiu / Velocidade aumentou: este caminho indica que o C.E. está diminuindo enquanto a Velocidade está aumentando, então a rotina aumenta a variável *Sensibilidade* em um passo para o próximo ciclo, tentando alcançar a velocidade ideal o mais rápido possível;
- C.E. aumentou / Velocidade aumentou: este caminho indica que tanto C.E. quanto Velocidade aumentaram, então a rotina reseta a variável *Sensibilidade*, levando a lógica a inverter o sentido de busca, diminuindo a velocidade do compressor em um *Passo Mínimo* no próximo ciclo;
- C.E. aumentou/Velocidade diminuiu: este caminho indica que o C.E. aumentou e a Velocidade diminuiu, então a rotina reseta a variável *Sensibilidade*, levando a lógica a inverter o sentido de busca, aumentando a velocidade do compressor em um *Passo Mínimo* para o próximo ciclo;

Vale notar que a única variável nesta rotina que precisa ser ajustada é o *Passo Mínimo* de velocidade que o algoritmo pode fazer, sendo que o valor utilizado para todos os testes mostrados a seguir é de 50 RPM. Outra característica deste algoritmo é que a variação da velocidade do compressor entre os ciclos pode aumentar ou diminuir com base no que está acontecendo com a variável *Sensibilidade*, reduzindo o tempo de convergência para a velocidade ótima do produto.

Contudo, mesmo utilizando esta estratégia de controle *Perturba-e-Observa* ainda se faz necessário pensar em duas situações possíveis. Primeiro, caso alguma perturbação, desde aberturas de porta até degelos, seja inserida no sistema, o algoritmo demoraria a rejeitá-la, pois ele só leva em conta o que acontece com o consumo e a velocidade do compressor. Segundo, existe um cenário onde o algoritmo começa a reduzir a velocidade do compressor com a finalidade de também reduzir o consumo, contudo, após alguns ciclos, a velocidade do compressor torna-se tão baixa que a sua capacidade de refrigeração é insuficiente para garantir uma oscilação da temperatura do *freezer* dentro da banda estipulada. A essa situação, em que a temperatura não atinge o limite inferior da banda de histerese, será dado o nome de *Ciclo Infinito*. A seguir serão explicados como o algoritmo detecta e lida com cada uma dessas duas situações.

Figura 40 – Diagrama de blocos relativo ao controle utilizado.



4.3.3 Rejeição de Perturbação

Na rotina de controle desenvolvida, uma perturbação pode ser detectada de duas formas. O primeiro método baseia-se na distância entre a temperatura do *freezer* e o limite superior da banda de histerese. Assim, a lógica analisa se a temperatura real desse compartimento é maior que o limite superior mais um valor constante, que pode ser modificado com base na sensibilidade desejada pelo projetista. A Equação (31) mostra como esta lógica é implementada.

$$T_{fz}(k) > T_{fz}Referencia + LimiteFreezer. \quad (31)$$

O outro método de detecção analisa se a derivada da temperatura do *freezer* é superior a um determinado limite, que novamente pode ser modificado com base na sensibilidade desejada pelo usuário, ou seja:

$$\frac{dT_{fz}(k)}{dt} > LimiteDerivadaFreezer. \quad (32)$$

Conforme mostrado na Figura 37, caso alguma das duas hipóteses de detecção de perturbação sejam verdadeiras, a ação de controle realizada pela rotina para rejeitar é maximizar a velocidade do compressor. Uma vez que a temperatura do *freezer* atinja o menor valor de sua banda de histerese, a perturbação é considerada rejeitada. Obviamente, o ciclo onde tem-se uma perturbação terá como característica um C.E. maior, portanto para preservar a convergência do algoritmo *Perturba-e-Observa*, todo ciclo em que for detectada perturbação será descartado para fins de avaliação do C.E.

4.3.4 Rejeição de Ciclos Infinitos

Uma das preocupações ao usar essa lógica baseada no consumo de energia é o surgimento de ciclos infinitos. Portanto, além de detectar e rejeitar perturbações, há a necessidade de detectar tais situações. Para detectá-los, uma comparação baseada na Equação (33) é realizada, onde a duração atual do período de ligado do compressor é comparada com a duração do seu último período de ligado multiplicado por uma constante.

$$TempoON(k) > TempoON(k - 1) * \beta. \quad (33)$$

Para todos os testes experimentais utilizando a lógica orientada ao consumo mostrada considerou-se $\beta = 2,0$. Contudo, tal variável pode ser modificada de acordo com a dinâmica do produto específico e a rapidez com que se deseja detectar esse ciclo infinito. Uma vez que tal ciclo seja detectado, o algoritmo avaliará se vale a pena o refrigerador manter o compressor ligado, com base no consumo de energia integrado até o momento. Caso o C.E. calculado até o momento seja superior ao do último ciclo, o

compressor será desligado, forçando o período de ligado atual a terminar e impedindo que o compressor volte a reduzir sua velocidade abaixo desse ponto. No ciclo seguinte, a velocidade utilizada será a mesma do ciclo anterior à detecção deste ciclo infinito. Caso contrário, se o C.E. for menor que o do último ciclo, o compressor permanece ligado e o consumo médio calculado em uma janela de tempo deslizante com a largura do instante atual é atualizado a cada minuto. Após cada atualização, a verificação é feita novamente, com as possíveis ações já descritas.

4.4 RESULTADOS DE SIMULAÇÃO

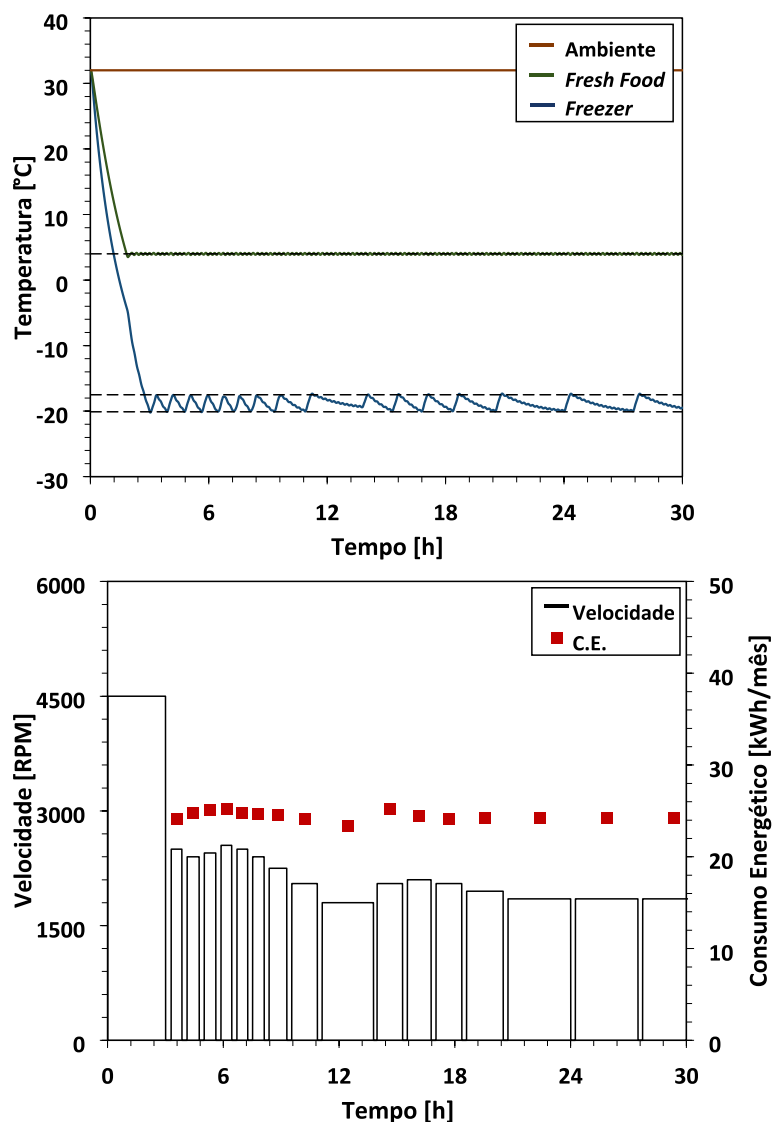
Após a explicação da estratégia de controle completa proposta, serão mostrados alguns resultados alcançados. Primeiramente, algumas simulações com modelo o quase-estático desenvolvido no Capítulo 3 serão realizadas. As mesmas métricas extraídas dos experimentos de referência também serão utilizadas para estes testes. Ao final, uma comparação entre os resultados alcançados pelo controle original e o controle orientado ao consumo aplicados ao sistema simulado e real será feita. Tais critérios de avaliação são: o tempo necessário para realizar o *pull-down*, a regulação da temperatura do *freezer* dentro da banda de histerese estipulada e o consumo energético do produto.

A Figura 41 mostra na parte superior as temperaturas nos compartimentos do refrigerador durante a simulação do sistema aplicando o controle orientado ao consumo para um ambiente de 32 °C (as simulações referentes à condição de 16 °C podem ser encontradas nos Apêndices). O primeiro ponto a ser destacado é o evento de *pull-down*, que foi realizado em 3,0 horas de teste. Após, o controlador PI começa a regular a temperatura do *fresh food* seguindo uma referência fixa de 4,0 °C. A temperatura do *freezer*, por sua vez, é controlada dentro da mesma banda utilizada pelo sistema original, entre -18,0 °C e -20,5 °C.

Ainda na Figura 41 é possível observar, na parte inferior, tanto a velocidade do compressor quanto o consumo energético de todos os ciclos presentes no gráfico, com exceção do primeiro, que por questões de visualização, foi retirado. Assim, como descrito no Capítulo 4, uma das características do controle orientado ao consumo é a realização do *pull-down* na velocidade máxima do compressor, de 4500 RPM. Após esse evento, ocorre uma súbita queda na velocidade desse atuador no ciclo seguinte, acionando-o em 2400 RPM. Valor esse que para o presente caso foi fixado, apenas para verificar o algoritmo *Perturba-e-Observa* funcionando e qual seria a velocidade ótima por ele encontrada. Uma vez que não existe sentido em realizar a etapa de simulação embarcada para testes que já são simulados, pois a velocidade encontrada nessa etapa seria a velocidade ótima devido à aplicação do mesmo modelo base. Ao final, após algumas iterações do algoritmo *Perturba-e-Observa* descrito na Figura 40, o controle orientado ao consumo encontra como solução ótima a velocidade de 1900

RPM, resultando em um C.E de 24,22 kWh/mês.

Figura 41 – Teste simulado com a lógica desenvolvida em 32°C ambiente mostrando temperaturas do refrigerador e, na figura inferior, a potência consumida.



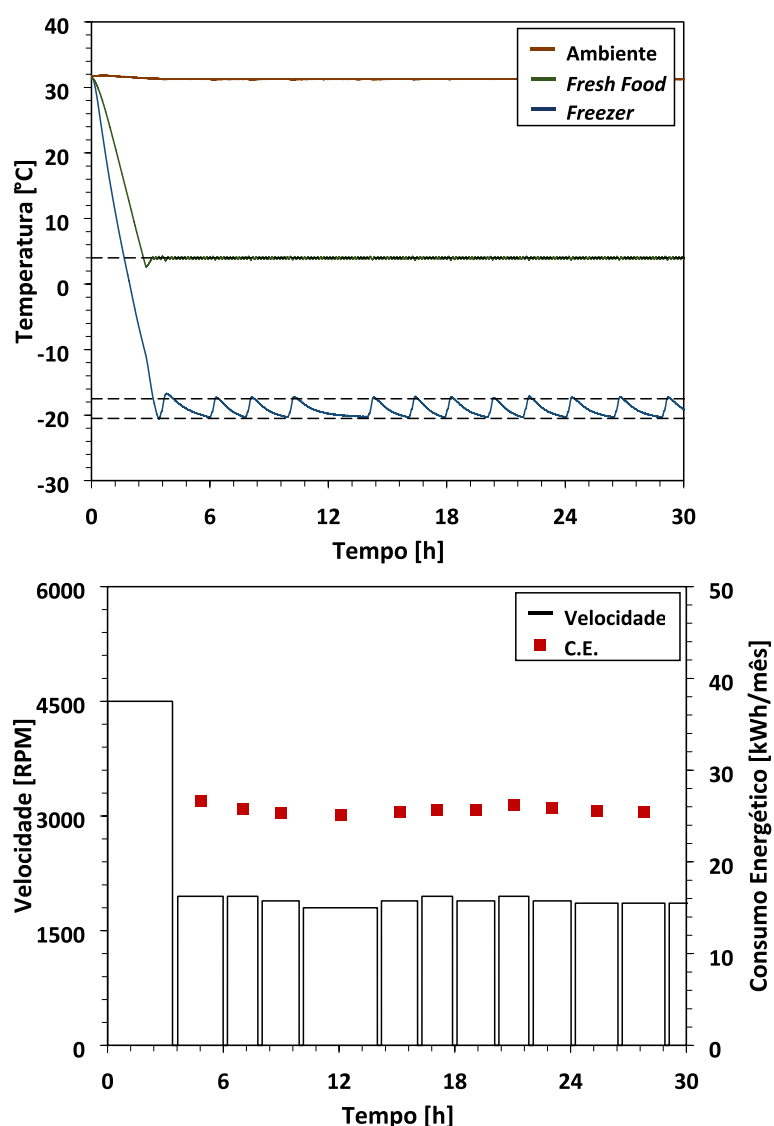
Para os testes simulados não é possível realizar eventos de degelo no refrigerador, uma vez que a modelagem desse processo, além de complexa, não é um dos focos do presente trabalho. Portanto, as características de recuperação da lógica proposta após um degelo serão analisadas apenas para os testes experimentais.

4.5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Uma vez validado que as malhas de controle desenvolvidas para o refrigerador trabalhado funcionam corretamente quando aplicada ao modelo quase-estático desenvolvido, pode-se partir para a realização dos testes experimentais utilizando a mesma lógica, porém aplicada ao sistema real.

Na Figura 42 é possível observar, na parte superior, as temperaturas nos compartimentos do refrigerador durante o teste experimental, aplicando o controle orientado ao consumo para um ambiente de 32 °C (os teste experimentais referentes à condição de 16 °C podem ser encontrados no apêndice do documento). Primeiro, tem-se um *pull-down* sendo realizado em 3,5 horas de teste. Após esse evento, o controlador PI começa a regular a temperatura do *fresh food* seguindo uma referência fixa de 4,0 °C. A temperatura do *freezer* por sua vez é controlada entre -18,0 °C e -20,5 °C.

Figura 42 – Teste experimental com a lógica desenvolvida em 32 °C ambiente mostrando temperaturas do refrigerador e, abaixo, a potência consumida.



Na parte inferior da Figura 42 é possível observar tanto a velocidade do compressor quanto o consumo energético de todos os ciclos presentes no gráfico. Assim como no teste de simulação, tem-se ao início um *pull-down* sendo realizado na velocidade máxima do compressor. Após esse evento, ocorre uma súbita queda na velocidade desse atuador no ciclo seguinte, acionando-o em 1900 RPM, valor esse encontrado

pela simulação embarcada realizada, utilizando o modelo quase-estático e o controlador desenvolvido. Pode ser observado, nos ciclos seguintes, que tanto a velocidade do compressor quanto o consumo energético são pouco alterados, o que indica que a primeira estimativa de uma velocidade ótima obtida pela simulação embarcada já estava muito próximo do ótimo real. Cabe destacar a detecção de um ciclo infinito no quinto ciclo realizado pelo refrigerador. Ao final, após 11 iterações e 24 horas de teste, o controle orientado ao consumo encontra como velocidade ótima a velocidade de 1850 RPM, resultando em um C.E de 25,9 kWh/mês.

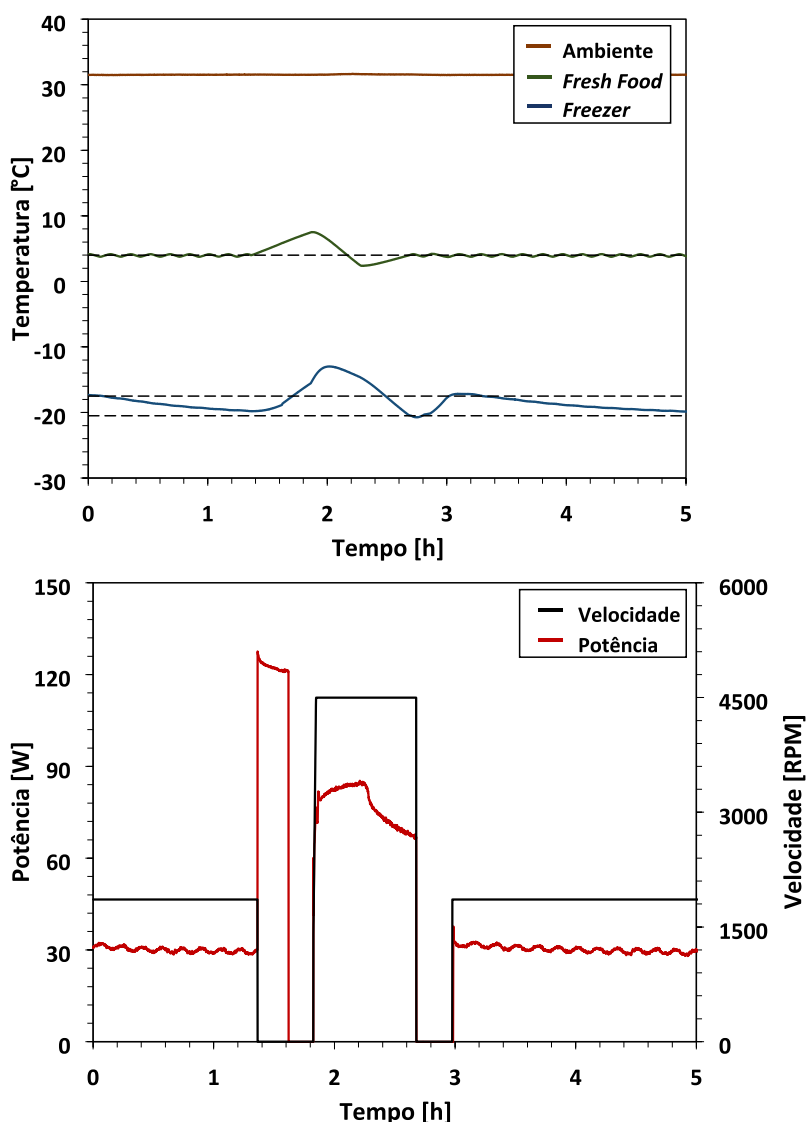
Por fim, tem-se na Figura 43 um teste de rejeição de perturbação do tipo degelo realizado para condição ambiente de 32 °C. Novamente serão analisados o tempo que o sistema leva para rejeitar essa perturbação e o C.E. do primeiro ciclo após esse evento. Pode ser observado o início do processo de degelo entre os tempos de 1 e 2 horas de teste, onde a potência lida chega a 125 W devido ao acionamento do resistor. Após o processo de degelo ser finalizado e o resistor ser desligado, o sistema permanece por 12 minutos com todos os atuadores desligados, assim como observado durante os testes com a lógica original. Já no primeiro ciclo após o degelo, devido ao aumento da temperatura do *freezer* devido ao calor liberador pelo resistor, uma perturbação é detectada. Isso leva a lógica de controle a maximizar a velocidade desse atuador até que a perturbação seja rejeitada. Como já mencionado, a rejeição completa é reconhecida quando a temperatura do *freezer* atinge o valor inferior da sua banda de histerese. Assim como já explicado, para preservar a convergência do algoritmo orientado ao consumo, esse ciclo de rejeição de perturbação não será analisado pelo controlador LPPT, o qual retorna ao modo de rastreamento do ponto ótimo no segundo ciclo após o degelo, ligando o compressor na mesma velocidade do ciclo anterior ao evento de degelo.

Ainda no gráfico da Figura 43, pode ser observado como as temperaturas dos compartimentos de *fresh food* e *freezer* são alteradas devido ao degelo realizado. No primeiro instante, após o desligamento do resistor, o *fresh food* atinge uma temperatura máxima de 7,5 °C e o *freezer* -13 °C. No entanto, com a detecção dessa perturbação e maximização da velocidade do compressor, o evento de degelo é rejeitado. Quando o tempo de recuperação e consumo energético do ciclo de rejeição são calculados, tem-se como resultado os valores de 51,1 minutos e 53,4 kWh/mês, respectivamente.

4.5.1 Avaliação de Desempenho do Controle Proposto

Após todas as análises realizadas nessa seção do documento, algumas comparações devem ser feitas a fim de verificar as vantagens e desvantagens da estrutura de controle proposta. Inicialmente uma comparação entre os testes simulados e experimentais utilizando a mesma lógica de controle orientado ao consumo proposta foi realizada. A Figura 44 mostra, para as duas condições-ambientes onde o controlador

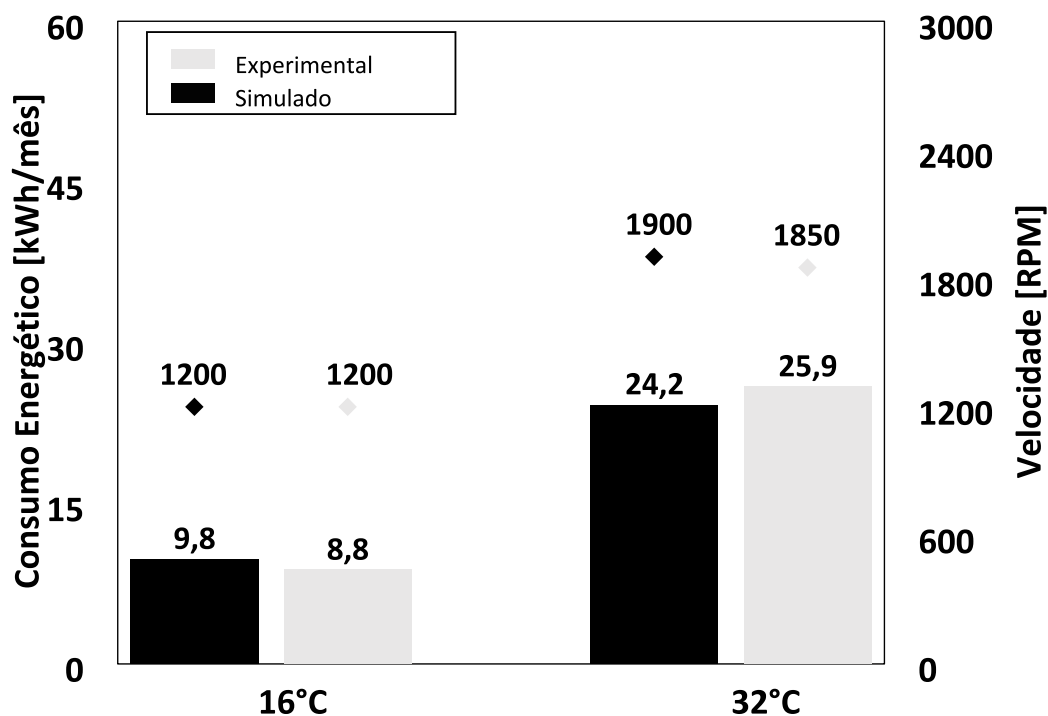
Figura 43 – Teste rejeitando degelo em 32°C ambiente mostrando temperaturas do refrigerador e, abaixo, a potência consumida.



foi testado, qual a velocidade do compressor ótima encontrada pelo algoritmo e qual o C.E. final calculado. Para ambos os testes, em um ambiente de 16°C pode-se notar que a velocidade ótima encontrada pela rotina é a mesma, de 1200 RPM. A carga térmica gerada por essa temperatura ambiente não é expressiva, fazendo com que mesmo na velocidade mínima esse atuador consiga ciclar, garantindo as temperaturas de *fresh food* e *freezer* no menor C.E. possível, mesmo após a troca do compressor original por um de menor capacidade. Já o C.E. calculado para os ciclos onde o compressor opera na velocidade ótima de 1200 RPM varia 10,2% entre simulação e experimento, sendo que no primeiro caso o valor calculado é de 9,8 kWh/mês enquanto no segundo é de 8,8 kWh/mês. Essa diferença aparece pois o ponto de operação onde o refrigerador está operando é diferente do ponto onde os testes realizados para identificação do sistema foram feitos, sendo que quanto mais afastado o modelo de simulação esti-

ver operando com relação ao ponto de identificação, maior será a diferença entre os valores experimentais e os simulados.

Figura 44 – Comparação entre o C.E. calculado e velocidade ótima encontrada em testes simulados e reais.



Ainda na Figura 44, pode-se estabelecer uma comparação entre a velocidade ótima e o C.E. reais e simulados encontrados pelo controlador em uma condição ambiente de 32°C. Neste caso, nota-se uma pequena diferença na velocidade ótima e consumo para os dois tipos de teste. Nos experimentos executados via simulação, a velocidade ótima do compressor foi de 1900 RPM resultando em um C.E. de 24,2 kWh/mês. Já para os testes experimentais, a velocidade ótima de convergência do algoritmo foi de 1850 RPM com um C.E. calculado de 25,9 kWh/mês. Portanto, tem-se uma diferença de 2,5% entre a velocidade ótima simulada e real, e uma diferença de 6,1% entre os consumos. Vale destacar, novamente, que a 16°C, tanto para o teste simulado quanto o experimental, o menor C.E. encontrado pelo algoritmo também é alcançado na menor velocidade possível capaz de ciclar o compressor.

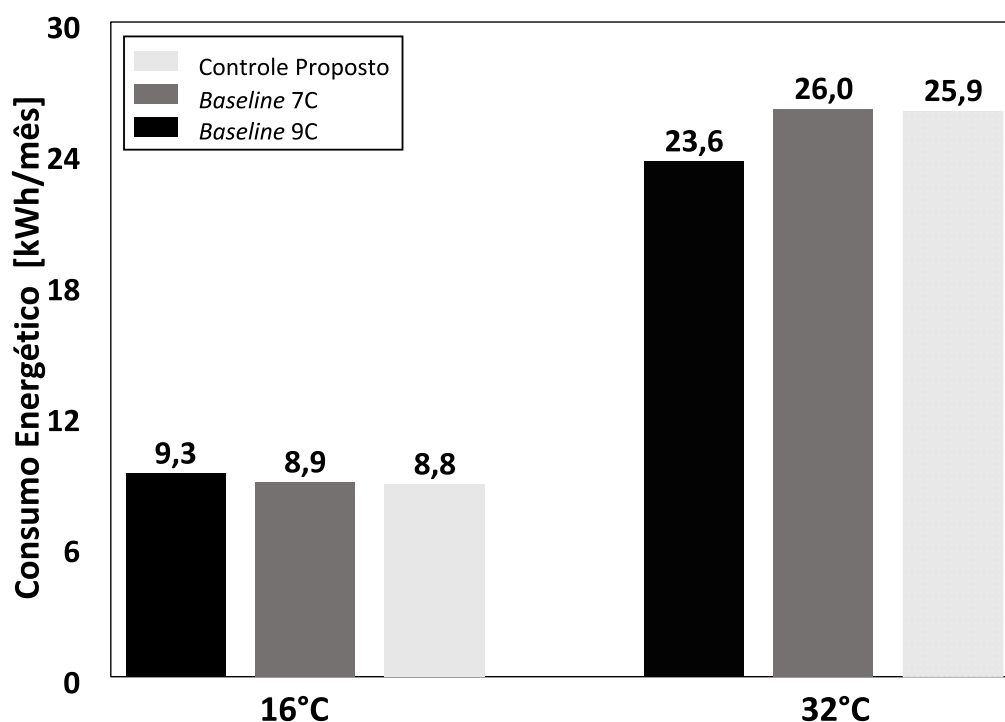
4.5.2 Comparação entre Controladores Original e Proposto

A seguir, será analisado o desempenho da lógica de controle orientada ao consumo com relação à lógica original do produto. Para isso, três condições ao todo serão analisadas: testes com o refrigerador sendo operado pelo novo controle e embarcado com o compressor VESD7C e testes com a lógica original realizados com os compres-

sores VESD7C e VESD9C. Ao final, será possível concluir se a nova lógica conseguiu atingir os objetivos para os quais ela foi proposta.

A Figura 45 mostra uma comparação entre o consumo de energia apresentado pela lógica desenvolvida e o sistema controlado pela rotina original. Vale ressaltar que todos os valores calculados para consumo de energia são de ciclos estáveis do compressor, sem a presença de *pulldowns* ou qualquer tipo de perturbações. Pode-se notar que a 16°C de condição ambiente, apenas pela troca do compressor original pelo VESD7C (de menor capacidade) houve um benefício em termos de C.E., reduzindo-o de 9,3 kWh/mês para 8,9 kWh/mês. Quando a lógica orientada ao consumo foi introduzida ao sistema com o novo compressor (VESD7C), o C.E. resultante foi praticamente o mesmo da lógica original, de 8,8 kWh/mês. Valores esses que podem ser até considerados iguais pois a incerteza de medição associada ao cálculo do consumo energético é maior que a diferença entre esses valores. Contudo, uma oscilação praticamente nula pode ser observada na temperatura de *fresh food* graças ao controle PI.

Figura 45 – Comparação do C.E. calculado entre os controladores original e desenvolvido.



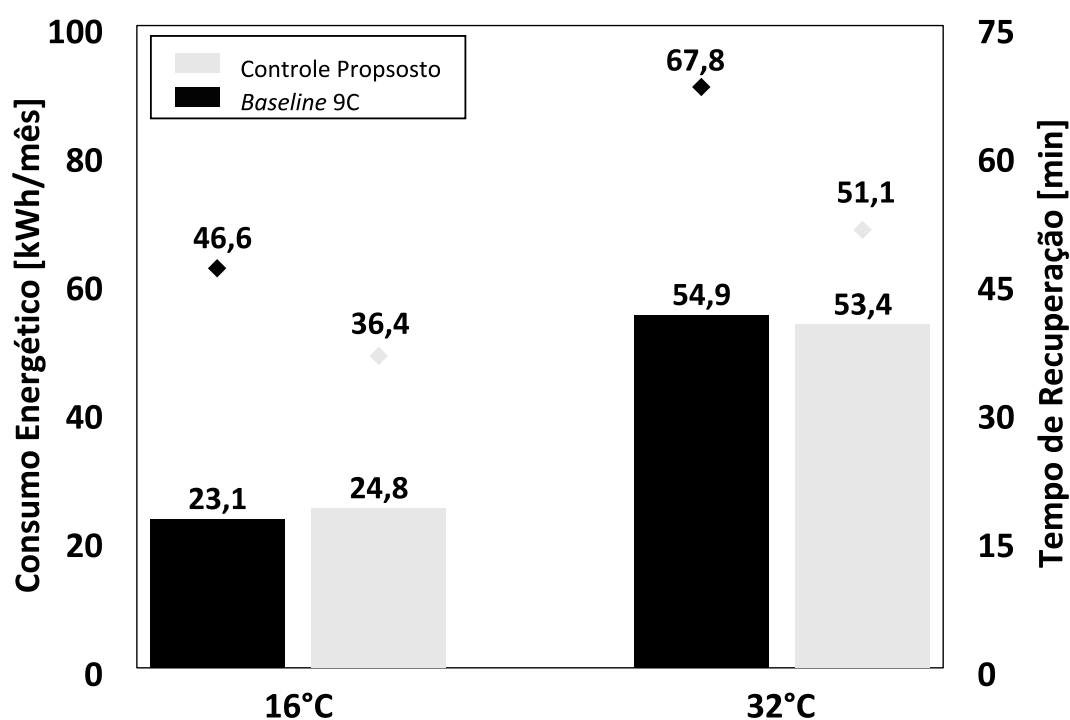
Ainda na Figura 45, do lado direito, é possível ver os resultados de C.E. para os testes experimentais em 32°C de temperatura ambiente. A troca do compressor resultou em um aumento do C.E., passando de 23,6 kWh/mês para 26,0 kWh/mês. Quando a lógica orientada ao consumo foi aplicada ao produto com o compressor VESD7C, o C.E. calculado a partir do teste experimental foi quase o mesmo, atingindo 25,9 kWh/mês. Contudo, para esse caso novamente tem-se uma temperatura de *fresh food* sem oscilações, resultado do controlador PI aplicado ao *dampner*. O que acontece

nessa temperatura ambiente é que o compressor original consegue gerar a mesma capacidade de refrigeração necessária para regular a temperatura dos compartimentos do produto com maior eficiência energética, consumindo menos potência.

Para as duas condições de ambiente, quando os testes experimentais usando a nova lógica e a original com o compressor VESD7C são comparados, um C.E. semelhante pode ser visto. Isso comprova que o controle desenvolvido pode ser tão bom quanto o original em termos de C.E., mesmo quando aplicado a um produto já classificado como A+++ (melhor classificação possível em termos de eficiência energética). Contudo, quando as temperaturas do sistema são analisadas, surge uma vantagem pela utilização do controlador orientado ao consumo. Melhorias quanto ao comportamento da temperatura de *fresh food* podem ser vistas.

Por fim, os resultados finais para a rejeição do degelo podem ser vistos na Figura 46, onde é feita uma comparação entre o consumo de energia e o tempo de recuperação apresentado pela lógica desenvolvida e pelo controle original. A 16°C, quando a lógica orientada ao consumo foi introduzida no sistema, a C.E. resultante e o tempo de recuperação para um degelo foram de 24,8 kWh/mês e 36,4 minutos respectivamente. Resultando em uma rejeição de degelo 10 minutos mais rápida, mas com uma penalidade em termos de C.E. 1,7kWh/mês maior quando comparada ao sistema controlado pelo lógica original.

Figura 46 – Comparação do C.E. calculado e tempo de recuperação após degelos para os controles original e desenvolvido.



Ainda na Figura 46, do lado direito é possível observar os resultados dos testes para a condição ambiente de 32°C. Tem-se como valores finais calculados de C.E. e

tempo de recuperação após um degelo de 53,4kWh/mês e 51,1 minutos respectivamente. Para esta condição ambiente a nova lógica foi capaz de rejeitar esta perturbação 15 minutos mais rápido e com um C.E. 1,5kWh/mês menor quando comparada à lógica original.

4.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo foi apresentada a lógica de controle utilizada para regular as temperaturas dos compartimentos de *fresh food* e *freezer* do refrigerador trabalhado. A estrutura de controle utilizada conta com duas malhas, uma SISO para regular a temperatura do primeiro compartimento atuando sobre o *damper* do produto com um controlador PI. Já a segunda malha de controle é MISO, onde o controlador orientado ao consumo regula a temperatura do *freezer* atuando sobre o estado do compressor (liga/desliga) e a velocidade quando ligado, enquanto busca a velocidade ótima capaz de manter a temperatura do *freezer* dentro da banda de histerese, minimizando o C.E. de todo o refrigerador.

O controlador orientado ao consumo foi baseado em um controle denominado *Perturba-e-Observa*. Quando aplicado primeiro ao modelo quase-estático e depois ao sistema real, apresentou um bom desempenho, sempre buscando o ponto de menor C.E. do refrigerador independente da condição ambiente, apresentando uma boa convergência. Além disso, provou-se capaz de detectar e rejeitar perturbações de maneira rápida.

Quando a lógica proposta foi comparada com a original do sistema, o resultado em termos de C.E. foi equivalente, se aplicadas ao refrigerador operado com o mesmo compressor. Por outro lado, o fato de o *damper* ser operado por uma lógica PI fez com que a temperatura do *fresh food* tivesse uma oscilação praticamente nula, em contraste à oscilação significativa observada com o controle original. Portanto, a estrutura de controle proposta orientada ao consumo somada ao controlador PI satisfaz os requisitos para os quais foi projetada, garantindo que o compressor operasse na velocidade ótima enquanto regulava as duas temperaturas do refrigerador de acordo com as referências desejadas.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Este trabalho apresentou uma lógica de controle orientada ao consumo energético aplicada a sistemas de refrigeração doméstica. Para tanto, além do desenvolvimento do controlador, um modelo quase-estático para o refrigerador trabalhado foi desenvolvido, identificado e validado.

Inicialmente foi realizada uma revisão bibliográfica englobando os aspectos fundamentais de sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Em seguida, foram discutidos os principais trabalhos relacionados ao desenvolvimento de modelos aplicados a refrigeradores domésticos, onde ficou evidente uma ampla gama de estudos de diferentes níveis de complexidade. Por fim, foram estudados trabalhos que abordam sistemas de controle aplicados a refrigeração doméstica. Contudo, ao longo da pesquisa percebeu-se uma falta de trabalhos de controle com foco em eficiência energética.

Na sequência, testes experimentais com o refrigerador trabalhado sendo controlado pela lógica original foram realizados. A partir daí, uma massa considerável de dados experimentais foi gerada, servindo como base para a comparação desse controlador com a nova rotina orientada ao consumo aplicada ao mesmo sistema.

A frente numérica foi executada com base em um modelo de simulação quase-estático das temperaturas do refrigerador, de acordo com a metodologia desenvolvida por SANTOS *et al.* (2019). No presente trabalho, ela foi aplicada a um refrigerador com diferentes características com foco no desenvolvimento de estratégias de controle. O resultado final alcançado pelo modelo apresenta dados confiáveis, com erros absolutos médios inferiores a 1 °C para todo intervalo de identificação. A principal característica que diferencia a metodologia de SANTOS *et al.* (2019) da aplicada ao presente trabalho foi a inserção da troca fictícia de calor por condução entre o evaporador e condensador durante o período de compressor desligado, levando a uma equalização das temperaturas e pressões do sistema de refrigeração. Somada a isso, uma modelagem para a potência e vazão mássica de compressor, com base no trabalho de Santos *et al.* (2019), também foi realizada. Novamente, bons resultados foram alcançados, com o modelo de potência apresentando erros dentro da faixa de $\pm 10\%$. Somados, os três modelos possibilitaram testes em ambiente de simulação do controle orientado ao consumo desenvolvido. Além de ser utilizado também na própria estrutura de controle, via uma simulação embarcada.

Por fim, os resultados alcançados pela nova estrutura de controle foram comparados com os da lógica original do sistema. A nova lógica provou-se equivalente em termos de C.E. quando aplicada ao refrigerador operado com o mesmo compressor. Contudo, a principal vantagem notada veio do comportamento das temperaturas do refrigerador. Para as duas condições-ambientes nas quais o controle foi testado, tem-se

temperaturas de *freezer* dentro da mesma banda observada nos testes de referência. Porém, o fato de o *damp*er passar a ser controlado por uma lógica PI fez com que a temperatura do *fresh food* tivesse uma oscilação praticamente nula, em contraste à oscilação observada com o controlador original de ± 1 °C .

Como sugestão para trabalhos futuros, pode-se mencionar:

- Aplicar o controle orientado ao consumo a outros tipos de refrigeradores domésticos equipados com compressores de velocidade variável, a fim de avaliar sua aplicabilidade a outros produtos específicos.
- Modificar a maneira com que a temperatura ambiente é estimada, deixando esse processo mais robusto e menos suscetível a erros;
- Alterar a estrutura do controlador orientado ao consumo para que ele leve em consideração também a temperatura do *fresh food*, podendo assim alcançar um novo ponto ótimo capaz de regular as duas temperaturas enquanto minimiza o consumo do refrigerador.
- Realizar análises de ruído (sonoro) da lógica aplicada ao compressor, principalmente no que tange à rejeição de perturbação, devido a bruscas mudanças de velocidade observadas no compressor.

REFERÊNCIAS

ABDELSALAM, Ahmed K; MASSOUD, Ahmed M; AHMED, Shehab; ENJETI, Prasad N. High-performance adaptive perturb and observe MPPT technique for photovoltaic-based microgrids. **IEEE Transactions on power electronics**, IEEE, v. 26, n. 4, p. 1010–1021, 2011.

AGUIRRE, Luis Antonio. **Introdução à identificação de sistemas–Técnicas lineares e não-lineares aplicadas a sistemas reais**. [S.l.]: Editora UFMG, 2004.

AHMED, Jubaer; SALAM, Zainal. An improved perturb and observe (P&O) maximum power point tracking (MPPT) algorithm for higher efficiency. **Applied Energy**, Elsevier, v. 150, p. 97–108, 2015.

ALLEYNE, Andrew; BRENNAN. Controls and experiments: Lessons learned. **IEEE Control Systems Magazine**, IEEE, v. 23, n. 5, p. 20–34, 2003.

APPLIA. **APPLiA Europe**. 2022. Disponível em: <https://www.applia-europe.eu/>. Acesso em: 29 mai. 2022.

BELL, Ian H; WRONSKI, Jorrit; QUOILIN, Sylvain; LEMORT, Vincent. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp. **Industrial & engineering chemistry research**, ACS Publications, v. 53, n. 6, p. 2498–2508, 2014.

BORGES, Bruno N; HERMES, Christian JL; GONÇALVES, Joaquim M; MELO, Cláudio. Transient simulation of household refrigerators: A semi-empirical quasi-steady approach. **Applied Energy**, Elsevier, v. 88, n. 3, p. 748–754, 2011.

BRILEY, George C. A history of refrigeration. **Ashrae Journal**, ASHRAE AMERICAN SOCIETY HEATING REFRIGERATING, v. 46, s31–s34, 2004.

CHOI, JM; KIM, Yong Chan. Capacity modulation of an inverter-driven multi-air conditioner using electronic expansion valves. **Energy**, Elsevier, v. 28, n. 2, p. 141–155, 2003.

COELHO, Antonio Augusto Rodrigues; SANTOS COELHO, Leandro dos. **Identificação de sistemas dinâmicos lineares**. [S.l.: s.n.], 2004.

DHAR, Manmohan. **Transient analysis of refrigeration system**. 1978. Tese (Doutorado) – Purdue University.

DOMANSKI, Piotr A; DIDION, David A; DOYLE, JP. Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 17, n. 7, p. 487–493, 1994.

DUPONT; P., DOMANSKI; P., LEBRUN; F., ZIEGLER. The Role of Refrigeration in the Global Economy (2019). **38th Informatory Note on Refrigeration Technologies**, IIF-IIR, v. 39, p. 1–12, jun. 2019.

ELETROBRAS. **Pesquisa de Posse de Equipamentos e Hábitos de Consumo**. 2019. Disponível em: <https://eletrobras.com/pt/Paginas/PPH-2019.aspx>. Acesso em: 29 mai. 2022.

GARCIA, Claudio. **Modelagem e Simulação de Processos Industriais e de Sistemas Eletromecânicos Vol. 1**. [S./]: Edusp, 2005.

GONÇALVES, Joaquim Manoel. Desenvolvimento e aplicação de uma metodologia para a análise térmica de refrigeradores domésticos em regime permanente. **Florianópolis: Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina**, 2004.

GOSNEY, William Bell. Principles of refrigeration. Cambridge (UK) Cambridge Univ. Press, 1982.

HE, Xiang-Dong; LIU, Sheng; ASADA, Harry H; ITOH, Hiroyuki. Multivariable control of vapor compression systems. **HVAC&R Research**, Taylor & Francis, v. 4, n. 3, p. 205–230, 1998.

HERMES, Christian JL. Alternative evaluation of liquid-to-suction heat exchange in the refrigeration cycle. **International journal of refrigeration**, Elsevier, v. 36, n. 8, p. 2119–2127, 2013.

HERMES, Christian JL; MELO, Cláudio. A first-principles simulation model for the start-up and cycling transients of household refrigerators. **International Journal of refrigeration**, Elsevier, v. 31, n. 8, p. 1341–1357, 2008.

HERMES, Christian Johann Losso. Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos. Florianópolis, SC, 2006.

IBGE. **Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística**. 2022. Disponível em: <https://www.ibge.gov.br/>. Acesso em: 29 mai. 2022.

INMETRO. **Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia**. 2022. Disponível em: <https://www.gov.br/inmetro/pt-br>. Acesso em: 29 mai. 2022.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. **IEC 62552**: Household Refrigerating Appliances Characteristics and Test Methods. [S./], 2015.

JEONG, Seok Kwon; HAN, Chang Ho; HUA, Li; WIBOWO, Wahyu Kunto. Systematic design of membership functions for fuzzy logic control of variable speed refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 142, p. 303–310, 2018.

KIM, Jun Gi; HAN, Chang Ho; JEONG, Seok Kwon. Disturbance observer-based robust control against model uncertainty and disturbance for a variable speed refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 116, p. 49–58, 2020.

LEDUCQ, Denis; GUILPART, Jacques; TRYSTRAM, Gilles. Non-linear predictive control of a vapour compression cycle. **International journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 29, n. 5, p. 761–772, 2006.

LI, Hua; JEONG, Seok-Kwon; YOU, Sam-Sang. Feedforward control of capacity and superheat for a variable speed refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 29, n. 5-6, p. 1067–1074, 2009.

MARCHI, Diego. **Comparação termodinâmica entre diferentes tecnologias de compressão para aplicação em refrigeradores portáteis**. 2021. Mestrado em Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

MARCINICHEN, Jackson Braz; HOLANDA, Thiago N del; MELO, Claudio. A dual SISO controller for a vapor compression refrigeration system, 2008.

MELO, C; FERREIRA, RT; PEREIRA, RH; NEGRAO, COR. Dynamic behaviour of a vapor compression refrigerator: A theoretical and experimental analysis, 1988.

OGATA, Katsuhiko *et al.* **Modern control engineering**. [S.l.]: Prentice hall Upper Saddle River, NJ, 2010. v. 5.

OUTTAGARTS, A; HABERSCHILL, P; LALLEMAND, M. The transient response of an evaporator fed through an electronic expansion valve. **International Journal of Energy Research**, Wiley Online Library, v. 21, n. 9, p. 793–807, 1997.

POTTKER, G; MELO, C. A study on the relationship between compressor speed and expansion valve opening in refrigeration systems. *In*: CONF. on compressors and their systems, London, UK, Paper C. [S.l.: s.n.], 2007.

POTTMANN, Martin; PEARSON, Ronald K. Block-oriented NARMAX models with output multiplicities. **AIChE Journal**, Wiley Online Library, v. 44, n. 1, p. 131–140, 1998.

PROCELINFO. **Centro Brasileiro de Informação de Eficiência Energética**. 2022. Disponível em: <http://www.procelinfo.com.br/main.asp>. Acesso em: 29 mai. 2022.

RASMUSSEN. **Dynamic modeling and advanced control of air conditioning and refrigeration systems**. [S.l.], 2006.

ROBERTS, Brian. **James Harrison Refrigerator Pioneer**. [S.l.: s.n.], 2020.

SANTOS, Guilherme Z; RONZONI, Adriano F; HERMES, Christian JL. Quasi-steady-state simulation of the on-off behaviour of household refrigerators: A self-tuning approach, 2019.

SANTOS, Guilherme Z; RONZONI, Adriano F; HERMES, Christian JL. Performance characterization of small variable-capacity reciprocating compressors using a minimal dataset. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 107, p. 191–201, 2019.

SCHNÉ, Tamás; JASKÓ, Szilárd; SIMON, Gyula. Dynamic Models of a Home Refrigerator. **MACRo**, v. 1, n. 1, p. 103–112, 2015.

SCHURT, Leonardo Cesar. **Modelagem matemática e controle multivariável de sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor**. 2009. F. 2. Mestrado em Automação e Sistemas – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

SILVEIRA, Alexsandro S; OLIVEIRA, Marcelo DC de; NETO, Alexandre Trofino; HERMES, Christian JL. Least power point tracking (LPPT) control for refrigeration systems running with variable-speed compressors. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 125, p. 132–137, 2021.

STOECKER, Wilbert F; JONES, Jerold W. **Refrigeração e ar condicionado**. [S./]: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

TASSOU, SA; AL-NIZARI, H. Investigation of the steady state and transient performance of a reciprocating chiller equipped with an electronic expansion valve. **Heat Recovery Systems and CHP**, Elsevier, v. 11, n. 6, p. 541–550, 1991.

TASSOU, SA; QURESHI, TQ. Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 21, n. 1, p. 29–41, 1998.

THIESSEN, Susan *et al.* Caracterização experimental de gabinetes refrigerados isolados com painéis de vácuo, 2015.

WHIRLPOOL. **Whirlpool W7 Refrigerator**. 2022. Disponível em: <https://www.whirlpool.com/kitchen/refrigeration.html>. Acesso em: 29 mai. 2022.

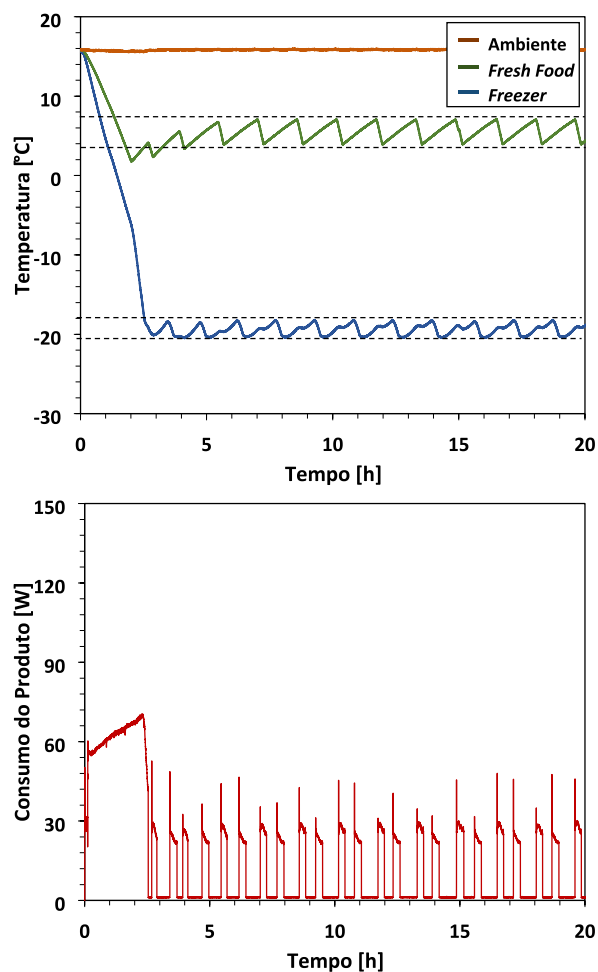
YANG, Doo Soo; LEE, Gil Bong; KIM, Min Soo; CHO, Young Man; HWANG, Yoon Jei; CHUNG, Baik Young. A study on the capacity control of a variable speed vapor compression system using superheat information at compressor discharge, 2004.

APÊNDICE A – TESTES DE REFERÊNCIA A 16°C AMBIENTE

A Figura 47 mostra, na parte superior, as temperaturas nos compartimentos do refrigerador durante os testes de referência, evidenciando o evento de *pull-down* e as bandas de histerese utilizadas pelo controle. O primeiro ponto a ser destacado é o procedimento de *pull-down*, que foi finalizado em 3,0 horas de teste. A partir de então, a lógica original começa a regular a temperatura do *fresh food* dentro de uma banda de histerese entre 4,5°C e 7,0°C, enquanto a temperatura do *freezer* fica oscilando entre -18,5°C e -20,8°C.

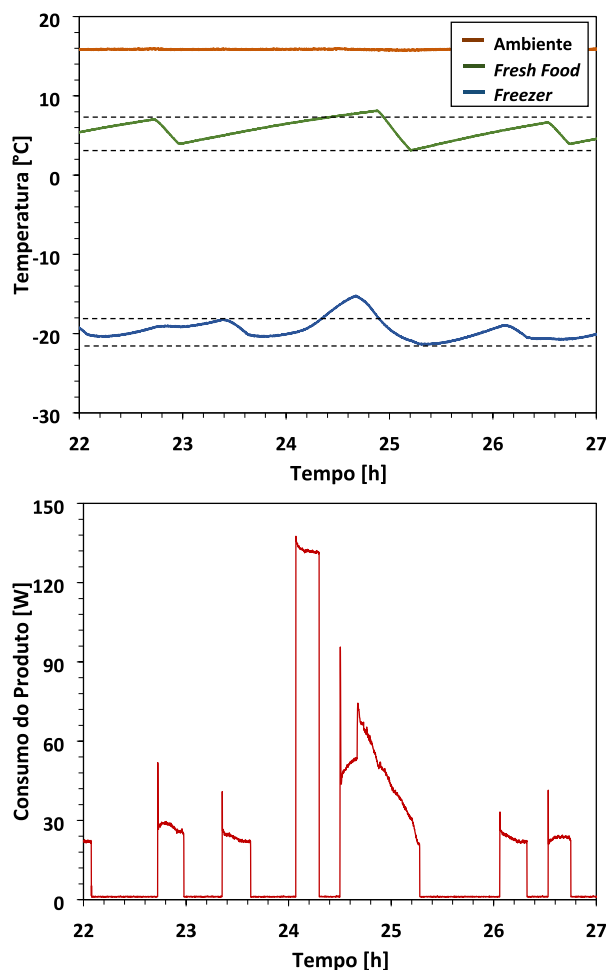
Ainda na Figura 47 é possível observar, na parte inferior, a potência consumida por todo o refrigerador durante o teste. Ao longo do *pull-down*, tal potência atinge valores elevados, chegando a mais de 70 W, indicando que o compressor está operando em uma velocidade alta, a fim de rejeitar a carga térmica inicial no interior do produto o mais rápido possível. Por fim, o sistema entra em regime transiente periódico, formado por dois ciclos curtos consecutivos. A partir desses ciclos é possível calcular o consumo energético médio do produto, resultando em 9,3 kWh/mês.

Figura 47 – Teste de referência evidenciando as etapas de *pull-down* e regime transiente periódico.



A Figura 48 mostra a resposta do sistema após um evento de degelo ser realizado, com o *fresh food* atingindo uma máxima de 8,0°C e o *freezer* -15,5°C, resultando em um tempo de recuperação de 46,6 minutos e um consumo energético para o primeiro ciclo após o degelo de 23,1 kWh/mês.

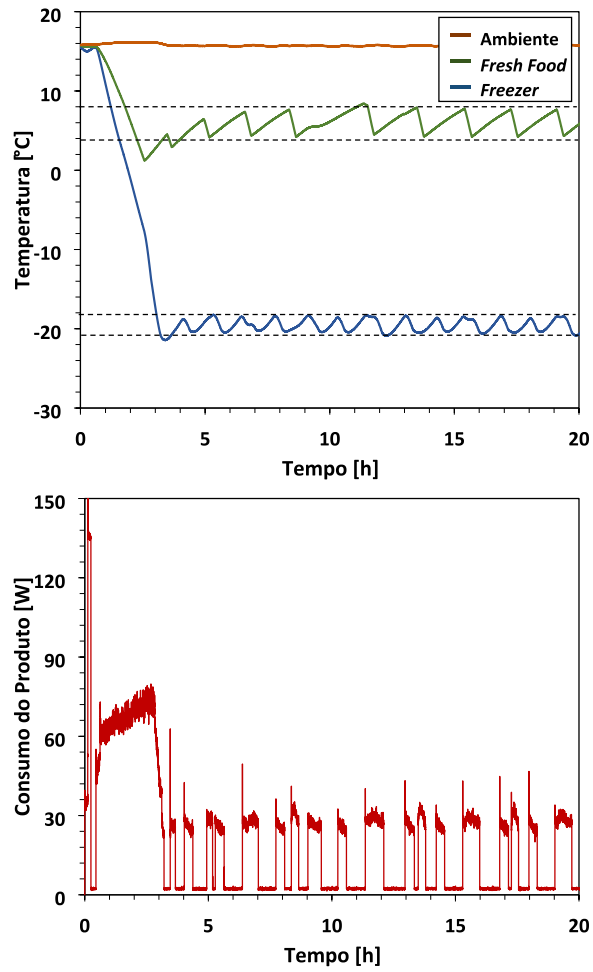
Figura 48 – Teste de referência evidenciando a rejeição de perturbação do tipo degelo.



Na Figura 49, o tempo de *pull-down* com o novo compressor ficou em 3,1 horas. Terminado esse procedimento, a lógica original começa a regular a temperatura do *fresh food* dentro da mesma banda apresentada na Figura 47, com o *fresh food* entre 7,0°C e 4,5°C e a temperatura do *freezer* entre -18,5°C e -20,8°C.

Ainda na Figura 49 é possível observar na parte inferior a potência elétrica consumida por todo o refrigerador durante esse teste. Ao longo do *pull-down*, tal potência atinge valores próximos a 70 W, indicando que o compressor está operando em uma velocidade alta, a fim de rejeitar toda a carga térmica o mais rápido possível. Por fim, o sistema entra em regime transiente periódico com um consumo energético médio de 8,9 kWh/mês.

Figura 49 – Teste com a lógica de referência e compressor VESD7C evidenciando temperaturas do refrigerador e abaixo potência consumida.



APÊNDICE B – TESTES COM CONTROLADOR ORIENTADO AO CONSUMO A 16°C AMBIENTE

A Figura 50 mostra na parte superior as temperaturas nos compartimentos do refrigerador durante a simulação do sistema aplicando o controle orientado ao consumo para um ambiente de 16°C. O primeiro ponto a ser destacado é o evento de *pulldown*, que foi realizado em 2,5 horas de teste. Após, o controlador PI começa a regular a temperatura do *fresh food* seguindo uma referência fixa de 5,5°C. A temperatura do *freezer*, por sua vez, é controlada dentro da mesma banda utilizada pelo sistema original, entre -18,5°C e -20,8°C.

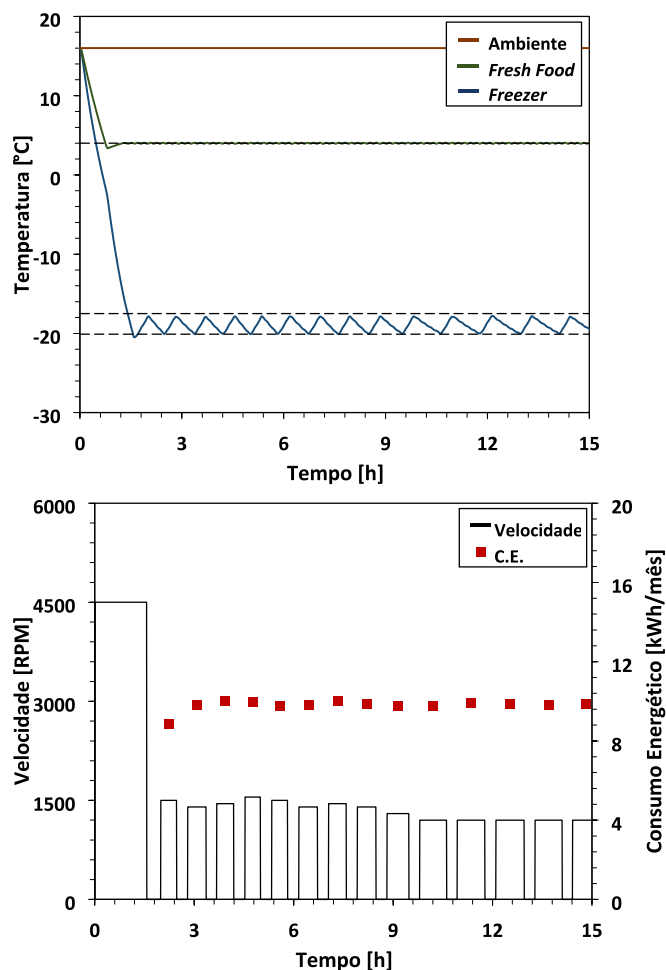
Ainda na Figura 50 é possível observar, na parte inferior, tanto a velocidade do compressor quanto o consumo energético de todos os ciclos presentes no gráfico. Assim, como descrito no Capítulo 4, uma das características do controle orientado ao consumo é a realização do *pulldown* na velocidade máxima do compressor, de 4500 RPM. Após esse evento, ocorre uma súbita queda na velocidade desse atuador no ciclo seguinte, acionando-o em 1600 RPM. Ao final, após algumas iterações do algoritmo *perturba e observa* descrito na Figura 40, o controle orientado ao consumo encontra como solução ótima a velocidade de 1200 RPM, resultando em um C.E de 9,8 kWh/mês.

Na Figura 51 é possível observar, na parte superior, as temperaturas nos compartimentos do refrigerador durante o teste experimental, aplicando o controle orientado ao consumo para um ambiente de 16°C. Primeiro, tem-se um *pulldown* sendo realizado em 3,0 horas de teste. Após esse evento, o controlador PI começa a regular a temperatura do *fresh food* seguindo uma referência fixa de 5,5°C. A temperatura do *freezer* por sua vez é controlada entre -18,5°C e -20,8°C.

Na parte inferior da Figura 51 é possível observar tanto a velocidade do compressor quanto o consumo energético de todos os ciclos presentes no gráfico. Assim como no teste de simulação, tem-se ao início um *pulldown* sendo realizado na velocidade máxima do compressor. Após esse evento, ocorre uma súbita queda na velocidade desse atuador no ciclo seguinte, acionando-o em 1600 RPM, valor esse encontrado pela simulação embarcada realizada, utilizando modelo quase-estático e o controlador desenvolvido. Pode ser observado, nos ciclos seguintes, que tanto a velocidade do compressor quanto o consumo energético são pouco alterados, o que indica que a primeira estimativa de uma velocidade ótima obtida pela simulação embarcada já estava muito próximo do ótimo real. Ao final, após 10 iterações e 11 horas de teste, o controle orientado ao consumo encontra como velocidade ótima a velocidade de 1200 RPM, resultando em um C.E de 8,8 kWh/mês.

Por fim, tem-se na Figura 52 um teste de rejeição de perturbação do tipo degelo realizado para condição ambiente de 16°C. Novamente serão analisados o tempo que

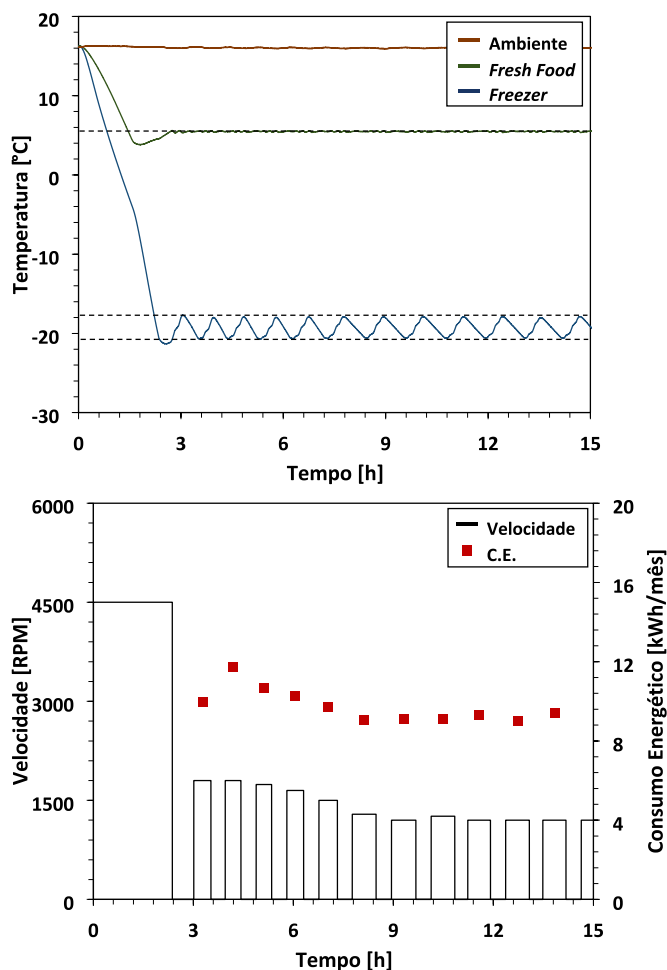
Figura 50 – Teste simulado com a lógica desenvolvida em 16°C ambiente mostrando temperaturas do refrigerador e, na figura inferior, a potência consumida.



o sistema leva para rejeitar essa perturbação e o C.E. do primeiro ciclo após esse evento. Pode ser observado o início do processo de degelo entre os tempos de 1 e 2 horas de teste, onde a potência lida chega a 125 W devido ao acionamento do resistor. Após o processo de degelo ser finalizado e o resistor ser desligado, o sistema permanece por 12 minutos com todos os atuadores desligados, assim como observado durante os testes com a lógica original. Já no primeiro ciclo após o degelo, devido ao aumento da temperatura do *freezer* ocasionado pelo calor liberador pelo resistor, uma perturbação é detectada. Isso leva a lógica de controle a maximizar a velocidade desse atuador até que a perturbação seja rejeitada. Como já mencionado, a rejeição completa é reconhecida quando a temperatura do *freezer* atinge o valor inferior da sua banda de histerese. Assim como já explicado, para preservar a convergência do algoritmo orientado ao consumo, esse ciclo de rejeição de perturbação não será analisado pelo controlador LPPT, o qual retorna ao modo de rastreamento do ponto ótimo no segundo ciclo após o degelo, ligando o compressor na mesma velocidade do ciclo anterior ao evento de degelo.

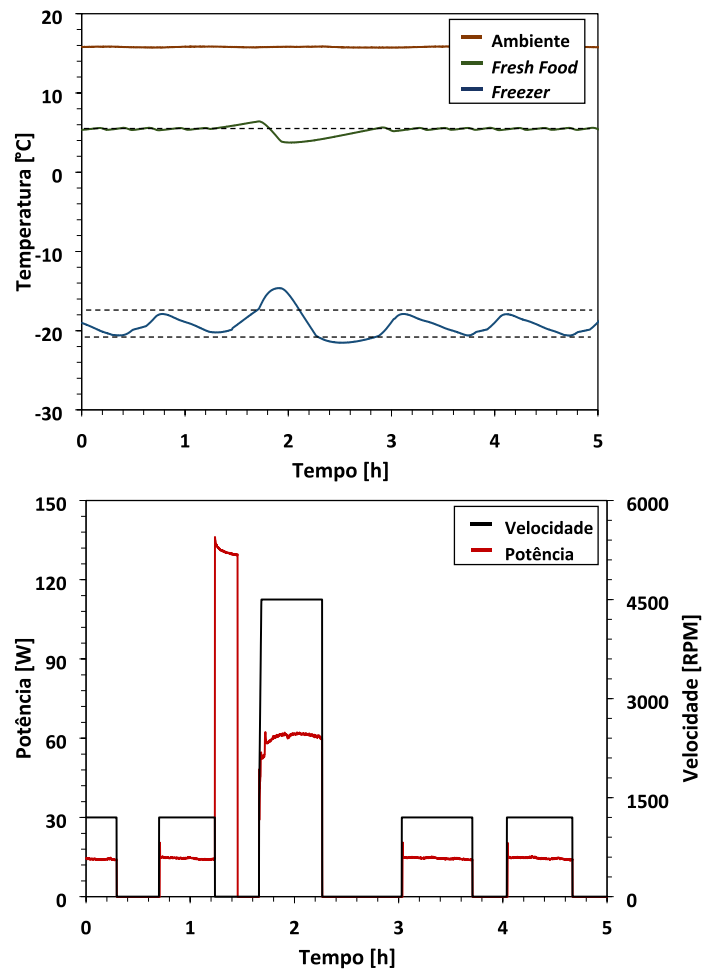
Ainda no gráfico da Figura 52, pode ser observado como as temperaturas dos

Figura 51 – Teste experimental com a lógica desenvolvida em 16°C ambiente mostrando temperaturas do refrigerador e, abaixo, a potência consumida.



compartimentos de *fresh food* e *freezer* são alteradas devido ao degelo realizado. No primeiro instante, após o acionamento da resistência, o *fresh food* atinge uma temperatura máxima de 7,5°C e o *freezer* -13°C. Após, com a detecção dessa perturbação e maximização da velocidade do compressor, o evento de degelo é rejeitado. Quando o tempo de recuperação e consumo energético do ciclo de rejeição são calculados, tem-se como resultado os valores de 51,1 minutos e 53,4 kWh/mês, respectivamente.

Figura 52 – Teste rejeitando degelo em 16°C ambiente mostrando temperaturas do refrigerador e, abaixo, a potência consumida.



APÊNDICE C – ANÁLISE DE INCERTEZA

CONCEITOS

Nenhuma medição de grandeza física é exata, há sempre um erro atribuído ao valor encontrado. De acordo com De Paula (2014), este erro é a diferença entre o valor medido e o valor verdadeiro da grandeza, o qual raramente é conhecido. Portanto é necessária a determinação de uma incerteza experimental, um valor possível para o erro de medição, que define uma faixa para o valor verdadeiro.

Através da incerteza de medição é possível avaliar a confiabilidade dos dados obtidos, validando qualitativamente o resultado e verificando se o objeto das medições está dentro das especificações e requisitos de qualidade.

Há vários fatores que influenciam no resultado de uma incerteza de medição, a qual é composta por componentes agrupados em duas categorias principais:

- Incerteza do Tipo A: proveniente da repetibilidade dos experimentais, baseada em métodos estatísticos, com um desvio padrão dado por:

$$s = \sqrt{\frac{\sum_i^N (X_i - \bar{X})^2}{N - 1}};$$

Onde s é o desvio padrão da amostra, N a quantidade de medições realizadas, X_i valor medido e \bar{X} a média da medição.

- Incerteza do Tipo B: baseada em métodos não estatísticos, como a especificação do aparelho utilizado.

METODOLOGIA

As medições diretas são feitas comparando a grandeza a ser medida com uma unidade. No presente trabalho, as variáveis de medição direta incluem todas as temperaturas medidas pelos termopares do tipo T, e as medições aferidas pelo analisador digital de potência Yokogawa WT230.

As incertezas podem ser calculadas da seguinte maneira:

$$u = \sqrt{u_o^2 + s^2};$$

onde u_o é a incerteza padrão do tipo B do aparelho de medição e s a incerteza do tipo A, dada pelo desvio padrão.

Tabela 6 – Incertezas associadas às medições diretas para o sistema CMV.

Variável	U
Temperaturas, °C	0,93
Potências, W	1,04

Elaborado pelo autor

RESULTADOS

Como discutido anteriormente, cada incerteza está relacionada a um desvio padrão de dados obtidos, portanto foi encontrada uma incerteza para cada condição dos testes realizados baseada em amostras de 30 minutos de teste com uma aquisição realizada a cada 10 segundos. A incerteza final para cada variável foi adotada como o maior valor obtido entre todos os testes. A Tabela 6 mostra as incertezas obtidas para as medições diretas do sistema CMV.