

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JOÃO CHARLES DOS SANTOS

**MODELAGEM DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE BEBIDAS COM
IDENTIFICAÇÃO DINÂMICA DE PARÂMETROS E PREDIÇÃO DO TEMPO DE
ESTABILIZAÇÃO DA TEMPERATURA PARA ECONOMIA DE ENERGIA**

CAXIAS DO SUL

2019

JOÃO CHARLES DOS SANTOS

**MODELAGEM DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE BEBIDAS COM
IDENTIFICAÇÃO DINÂMICA DE PARÂMETROS E PREDIÇÃO DO TEMPO DE
ESTABILIZAÇÃO DA TEMPERATURA PARA ECONOMIA DE ENERGIA**

Dissertação de Mestrado submetida à Banca Examinadora do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projeto e Fabricação.

Linha de pesquisa: Desempenho e Controle de Sistemas Energéticos.

Orientador: Dr. Guilherme Holsbach Costa

CAXIAS DO SUL

2019

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Universidade de Caxias do Sul
Sistema de Bibliotecas UCS - Processamento Técnico

S237m Santos, João Charles dos

Modelagem de um sistema de refrigeração de bebidas com
identificação dinâmica de parâmetros e predição do tempo de
estabilização da temperatura para economia de energia / João Charles
dos Santos. – 2019.

74 f. : il. ; 30 cm

Dissertação (Mestrado) - Universidade de Caxias do Sul, Programa
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2019.

Orientação: Guilherme Holsbach Costa.

1. Refrigeração. 2. Bebidas - Resfriamento. 3. Energia elétrica -
Consumo. I. Costa, Guilherme Holsbach, orient. II. Título.

CDU 2. ed.: 621.56

Catalogação na fonte elaborada pela(o) bibliotecária(o)
Paula Fernanda Fedatto Leal - CRB 10/2291

“MODELAGEM DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE BEBIDAS COM IDENTIFICAÇÃO DINÂMICA DE PARÂMETROS E PREDIÇÃO DO TEMPO DE ESTABILIZAÇÃO DA TEMPERATURA PARA ECONOMIA DE ENERGIA.”

João Charles dos Santos

Dissertação de Mestrado submetida à Banca Examinadora do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projeto e Fabricação.

Linha de pesquisa: Desempenho e Controle de Sistemas Energéticos.

Caxias do Sul, 28 de outubro de 2019.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Guilherme Holsbach Costa
Orientador
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Diorge Alex Bao Zambra
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Prof. Dr. Maurício Zardo Oliveira
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

AGRADECIMENTOS

Inicialmente, agradeço imensamente à minha família, meus queridos filhos Yuri e Lucas e minha amada esposa e companheira Marta, por me apoiarem em todos os momentos, por demonstrarem paciência e compreensão nas horas em que abdiquei deles em prol da elaboração deste trabalho, mas acima de tudo, por serem eles minha fonte de inspiração e motivação para a conclusão desta jornada em busca do conhecimento.

Agradeço enormemente ao meu orientador Prof. Dr. Guilherme Holsbach Costa por toda a dedicação, amizade e confiança depositada em mim. Muito obrigado pelo acompanhamento, paciência e presteza nas revisões e sugestões para que o trabalho fosse realizado dentro do mais alto padrão.

À direção do Instituto SENAI de Tecnologia em Mecatrônica, que me apoiou em todas as demandas solicitadas, com disponibilização de uma sala para os ensaios, instrumentos e equipamentos necessários ao desenvolvimento do trabalho e a todos os colegas do PDI que sempre estiveram apoiando. Agradecimento especial aos colegas do mestrado e do SENAI, Douglas Rischter e Luis Ferrigo, pelo companheirismo e compartilhamento de solução de problemas, sendo fundamentais em todas as fases dessa incrível jornada de estudos.

Finalizando, agradeço também aos estimados Professores Doutores, membros da banca examinadora, pelas valiosas contribuições que ajudaram a enriquecer o trabalho.

RESUMO

O presente trabalho investiga a redução do consumo de energia elétrica em refrigeradores de bebidas através do desligamento fora do turno de operação. Para tanto, é proposto um método de identificação de sistemas com base na Lei do Resfriamento de *Newton*, de forma a prever o horário de acionamento do compressor a fim de garantir que a bebida esteja adequadamente refrigerada em um horário pré-definido. Experimentos foram conduzidos com um modelo comercial de refrigerador de bebidas submetido a dois níveis de variação da carga térmica, carregado com 32 e 64 litros de bebidas e com o termostato configurado em dois níveis distintos de temperatura: frio moderado e frio máximo. Os resultados demonstraram um erro máximo de 2,7% na predição do horário de acionamento do compressor. Considerando as condições de teste, o método proposto gerou uma economia de energia elétrica de 5,6%, com o refrigerador operando com carga máxima de bebidas (64 litros) e na posição de frio máximo. Entretanto, o método gerou uma economia de energia elétrica de 26% com carga máxima de 64 litros e com a posição de ajuste do termostato regulada em frio moderado. Os resultados foram satisfatórios, mostrando a viabilidade da modelagem proposta, usando a Lei do Resfriamento de *Newton*, como método para a identificação da planta e previsão do horário de acionamento do compressor. Isso propiciou a redução efetiva no consumo energético no refrigerador de bebidas sem perda de desempenho em termos de temperatura no momento do consumo do produto.

Palavras-chave: refrigeração por compressão do vapor; identificação e modelagem de sistemas; Lei do Resfriamento de *Newton*; economia de energia elétrica.

ABSTRACT

This work deals with the reduction of electric energy consumption in beverage coolers through its shutdown outside of the operating shift. Experiments were conducted considering a commercial model of beverage cooler under two levels of thermal load variation, loaded with 32 and 64 liters and with the thermostat adjusted for two distinct levels temperature, moderate cold and maximum cold. The results demonstrated a maximum error of 2.7% in predicting the time to turn on the compressor. Considering the test conditions, the proposed method achieved an electrical energy saving of 5.6%, with the refrigerator operating at maximum beverages load (64 liters) and in the maximum cold configuration. However, the method provided 26% electricity savings with a maximum load of 64 liters and with the thermostat set to moderate cold. The results were satisfactory, showing the feasibility of the proposed model, using the Newton's Cooling Law, as a method to the plant identification and to predict the time to turn on the compressor. This provided for the effective reduction in energy consumption of beverage cooler without loss of temperature performance at the time of product consumption.

Keywords: steam compression cooling; identification and modeling of systems; Newton's Cooling Law; energy saving.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Cenários globais de políticas ambientais	14
Figura 2 - Consumo final de eletricidade por equipamento no setor residencial	16
Figura 3 - Principais componentes do ciclo teórico de refrigeração por compressão (a) e Diagrama p-h do ciclo de refrigeração (b)	23
Figura 4 - Vista em corte de um refrigerador e modelo de resistências térmicas.....	25
Figura 5 - Diagrama de um sistema linear com perturbação aditiva	27
Figura 6 - Arquitetura para a aquisição de dados	33
Figura 7 - Fluxograma para modelagem do sistema e predição dos dados.....	36
Figura 8 – Perfil real de temperatura e potência do refrigerador em operação descontínua	37
Figura 9 - Fluxograma simplificado do algoritmo de identificação e predição	46
Figura 10 - Janela de definição dos parâmetros para o DOE no <i>software Action</i>	48
Figura 11 - Agrupamento 1 – Temperaturas internas do ar (T_1) na curva $P_1 \rightarrow P_2$	53
Figura 12 - Agrupamento 2 – Temperaturas internas do ar (T_1) na curva $P_1 \rightarrow P_2$	54
Figura 13 - Agrupamento 3 – Temperaturas internas do ar (T_1) na curva $P_1 \rightarrow P_2$	55
Figura 14 - Agrupamento 4 – Temperaturas internas do ar (T_1) na curva $P_1 \rightarrow P_2$	56
Figura 15 - Predição do tempo t em P_3 (t_{P_3}) nos experimentos dos agrupamentos 2 e 4.....	58
Figura 16 - Predição do tempo t em P_3 (t_{P_3}) nos experimentos dos agrupamentos 1 e 3.....	59
Figura 17 – Temperaturas T_{ig} (T_1), T_{rc} (T_5) e potência do refrigerador no experimento 16 ...	62
Figura 18 - Efeitos principais entre os fatores e o consumo de energia (E).....	63
Figura 19 - Interações entre os fatores e a variável de consumo energético (E).....	64

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparativo entre autores dos tópicos abordados no trabalho	18
Tabela 2 - Características técnicas do refrigerador.....	32
Tabela 3 - Especificações do sistema de aquisição de dados	34
Tabela 4 - Especificações técnicas do instrumento registrador de energia	34
Tabela 5 - Especificação das posições de ajuste e temperaturas no refrigerador	35
Tabela 6 - Valores dos níveis baixo e alto dos diferentes fatores.....	48
Tabela 7 - Matriz de planejamento do experimento fatorial com aleatorização	49
Tabela 8 - Agrupamentos dos experimentos em função dos fatores a , b e c	52
Tabela 9 - Identificação dos parâmetros para a corrida 8 – agrupamento 1.....	53
Tabela 10 - Identificação dos parâmetros para a corrida 6 – agrupamento 2.....	54
Tabela 11 - Identificação dos parâmetros para a corrida 7 – agrupamento 3.....	55
Tabela 12 - Identificação dos parâmetros para a corrida 5 – agrupamento 4.....	56
Tabela 13 - Resumo da identificação dos parâmetros e estatística dos modelos	57
Tabela 14 – Resultados dos experimentos de validação do método de predição proposto.....	60
Tabela 15 - Matriz dos resultados dos experimentos de consumo de energia	61
Tabela 16 - Estatística ANOVA dos fatores a , b e c e o consumo (<i>E</i>).....	65
Tabela 17 – Comparativo do consumo de energia entre os métodos e a economia pelo método proposto	66
Tabela 18 - Nível de complexidade dos algoritmos caixa-cinza	67

LISTA DE SIGLAS

ABESCO	Associação Brasileira das Empresas de Serviços de Conservação de Energia
ANOVA	<i>Analysis of Variance</i> (Análise de Variância)
BEU	Balanço de Energia Útil
COP	<i>Coefficient of Performance</i> (Coeficiente de Desempenho)
DOE	<i>Design of Experiments</i> (Planejamento de Experimentos)
EDO	Equação Diferencial Ordinária
ELETROBRAS	Centrais Elétricas Brasileiras S.A.
ENCE	Etiqueta Nacional de Conservação de Energia
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
IEA	<i>International Energy Agency</i>
IEC	<i>International Electrotechnical Commission</i>
INDC	<i>Intended Nationally Determined Contributions</i>
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
MAPA	Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento
MMQ	Método dos Mínimos Quadrados
MRLM	Modelo de Regressão Linear Múltipla
ONU	Organização das Nações Unidas
PBE	Programa Brasileiro de Etiquetagem
PNAD	Pesquisa Nacional por Amostra de Domicílios
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
RMSE	<i>Root Mean Squared Error</i> (raiz do erro médio quadrático)

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área da superfície [m ²]
∂	Derivada parcial
β	Coeficiente de regressão
$\boldsymbol{\beta}$	Representação matricial de β
$\hat{\beta}$	Estimador de mínimos quadrados
$\hat{\boldsymbol{\beta}}$	Representação matricial de $\hat{\beta}$
$\mathbf{a}$	Representação vetorial de um fator a
$\mathbf{b}$	Representação vetorial de um fator b
$\mathbf{c}$	Representação vetorial de um fator c
C	Constante geral da equação da Lei do Resfriamento de <i>Newton</i>
C_i	Constante de integração da equação da Lei do Resfriamento de <i>Newton</i>
E	Consumo diário de energia elétrica pelo refrigerador [Wh]
$\bar{E}$	Média das observações
e_L	Mínimo erro quadrático médio
$e(t)$	Ruído aleatório, no instante t
$\varepsilon(t)$	Erro aleatório, no instante t
ε	Erro residual
$\boldsymbol{\varepsilon}$	Representação matricial de ε
F	Número de fatores do experimento
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
h_c	Coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m ² ·K]
h_n	Entalpia, n -ésimo estado da entalpia [kJ/kg]
h_r	Coeficiente de transferência de calor por radiação [W/m ² ·K]
i	Índice das observações nível 1 da variável do MRLM
j	Índice das observações nível 2 da variável do MRLM
k	Condutividade térmica do meio [W/m·K]
$\bar{k}$	Constante de proporcionalidade
L	Função a minimizar
$\dot{m}$	Fluxo de massa [kg/s]

n	Índice das observações
N	Número total de observações realizadas
p	Pressão [N/m ²]
p_c	Pressão de condensação [N/m ²]
p_v	Pressão de vaporização [N/m ²]
q	Operador de atraso
q''_{rad}	Fluxo de calor por radiação [W/m ²]
q''_{conv}	Fluxo de calor por convecção [W/m ²]
$q''_{x\ cond}$	Fluxo de calor por condução [W/m ²]
$\dot{Q}_{cond}$	Taxa de calor liberada no condensador [W]
$\dot{Q}_{evap}$	Capacidade frigorífica do sistema [W]
$\dot{Q}_{vc}$	Taxa de transferência de calor do/ou para o volume de controle [W]
r	Número de repetições de determinado experimento
R^2	Coeficiente de determinação
$R_{cond,is}$	Resistência térmica de condução na camada de isolamento [m ² ·K /W]
$R_{cond,si}$	Resistência térmica de condução na superfície interna do refrigerador [m ² ·K /W]
$R_{conv,am}$	Resistência térmica de convecção no ambiente externo [m ² ·K /W]
$R_{conv,evap}$	Resistência térmica de convecção no evaporador [m ² ·K /W]
$R_{conv,ig}$	Resistência térmica de convecção no interior do gabinete [m ² ·K /W]
$R_{rad,am}$	Resistência térmica de radiação no ambiente externo [m ² ·K /W]
$R_{rad,evap}$	Resistência térmica de radiação no evaporador [m ² ·K /W]
R_{vp}	Resistência térmica na área de vedação da porta [m ² ·K /W]
S	Emissividade
σ	Constante de <i>Stefan–Boltzmann</i> [W/m ² ·K ⁴]
t	Tempo discreto [s]
t_{p1}	Tempo no ponto P1 [minutos]
t_{p3}	Tempo no ponto P3 [minutos]
t_{p4}	Tempo no ponto P4 [minutos]
$T(t)$	Temperatura interna do ar, no instante t [°C]
T_0	Temperatura inicial no instante de tempo zero [°C]

T_{amb}	Temperatura do ar no ambiente externo [°C]
T_c	Temperatura de condensação [°C]
T_{evap}	Temperatura na placa do evaporador [°C]
T_{ig}	Temperatura do ar no interior do gabinete do refrigerador [°C]
T_{is}	Temperatura da camada de isolamento no interior do refrigerador [°C]
T_m	Temperatura do meio, ajustada no seletor do termostato (<i>set-point</i>) [°C]
T_{rc}	Temperatura da água no recipiente central do gabinete [°C]
T_s	Temperatura da superfície [°C]
T_{si}	Temperatura da superfície interna do refrigerador [°C]
T_{viz}	Temperatura da vizinhança [°C]
T_{∞}	Temperatura do fluido na convecção [°C]
v	Velocidade [m/s]
V	Variância das observações
V_{ig}	Volume de controle do interior do gabinete do refrigerador [m³]
W_{ciclo}	Trabalho realizado pelo compressor [W]
$\dot{W}_{vc}$	Taxa de trabalho no volume de controle [W]
x	Variável independente observada no modelo
$\mathbf{x}$	Representação vetorial de $\mathbf{X}$
$\mathbf{X}$	Representação matricial da variável x
$x(t)$	Entrada do processo, no instante t
$y(t)$	Saída do processo, no instante t
y	Variável de resposta de saída do modelo
$\mathbf{y}$	Representação vetorial de $\mathbf{Y}$
$\mathbf{Y}$	Representação matricial da variável y
$\bar{y}$	Média das observações da variável y
$\hat{y}$	Valor estimado ou predito de y
z	Elevação [m]
Z	Número de níveis do experimento

SUMÁRIO

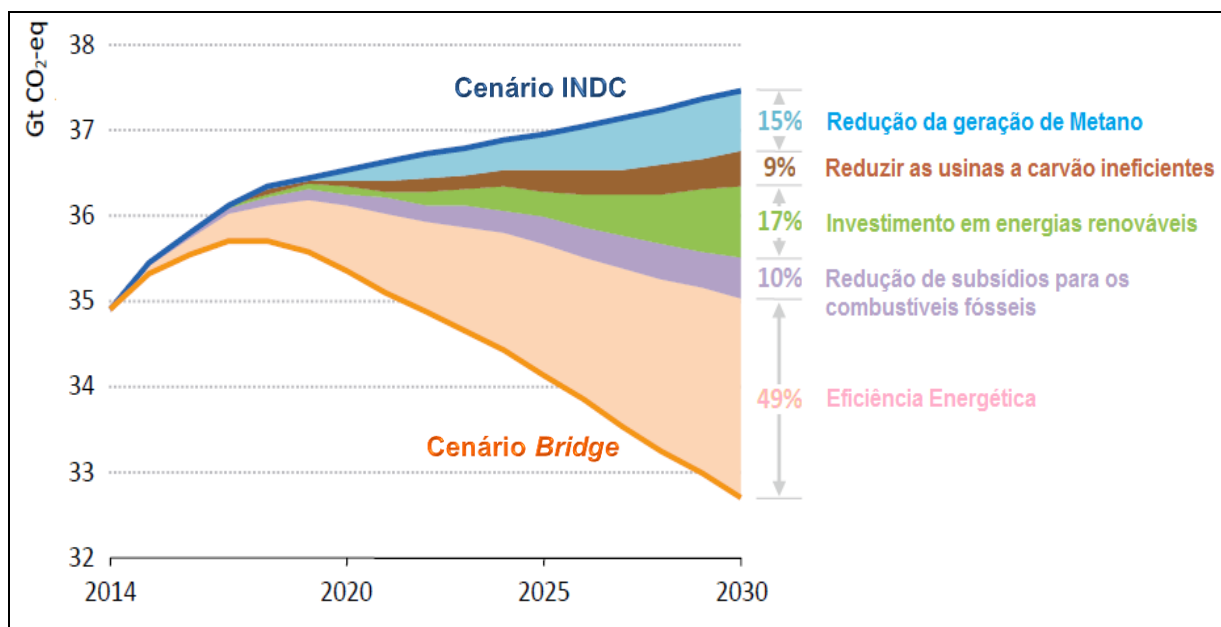
1	INTRODUÇÃO	14
1.1	PROPOSTA DE TRABALHO	19
1.2	OBJETIVO GERAL.....	20
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	21
2.1	REQUISITOS PARA A REFRIGERAÇÃO DE BEBIDAS	21
2.2	SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DO VAPOR	21
2.3	TROCAS TÉRMICAS NOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	24
2.4	MODOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	25
2.5	IDENTIFICAÇÃO E MODELAGEM DE PROCESSOS DE PRIMEIRA ORDEM	27
2.5.1	Lei do Resfriamento de Newton	28
2.5.2	Estimação de parâmetros pelo método dos mínimos quadrados	29
3	MATERIAL E MÉTODOS	32
3.1	ESTRUTURA DA INSTRUMENTAÇÃO E AQUISIÇÃO DE DADOS	32
3.2	PROCEDIMENTO PARA IDENTIFICAÇÃO DO SISTEMA E PREDIÇÃO	35
3.3	DEFINIÇÃO DOS CICLOS DE TEMPERATURA E POTÊNCIA TÍPICOS.....	37
3.4	MODELAGEM EM CAIXA-CINZA PELA LEI DO RESFRIAMENTO DE NEWTON.....	38
3.4.1	Estimação dos parâmetros pelo método da regressão linear	40
3.4.2	Predição do tempo de religamento do compressor	45
3.5	PLANEJAMENTO DOS EXPERIMENTOS E PROCEDIMENTO DE AVALIAÇÃO	47
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	51
4.1	IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS DO SISTEMA.....	51
4.2	PREDIÇÃO DO TEMPO PARA RELIGAR O COMPRESSOR	57

4.3 AVALIAÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA DO REFRIGERADOR	
.....	61
CONCLUSÕES.....	68
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	70
APÊNDICE A – PERFIL DAS CURVAS DE TEMPERATURA DO EXPERIMENTO 5	
.....	74

1 INTRODUÇÃO

A redução das emissões de gases do efeito estufa, em conformidade com as metas do Acordo de Paris descrito em IEA (2015), pode ser melhorada com novas tecnologias e métodos, além de políticas públicas adaptadas à realidade das mais diversas regiões do mundo. A Figura 1 compara dois cenários globais de políticas ambientais para redução das emissões dos gases do efeito estufa. O Cenário INDC (*Intended Nationally Determined Contributions*) é aquele que projeta as promessas feitas por todos os países signatários da Convenção de Clima da ONU e representa o compromisso dos governos em executar ações capazes de limitar em até 2 °C o aumento da temperatura média global do planeta. O Cenário *Bridge* é aquele que projeta as possibilidades máximas de redução das emissões partindo do Cenário INDC, porém, com adoção de novas tecnologias no setor de energia e políticas ambientais. Com a implementação efetiva das cinco medidas propostas no Cenário *Bridge*, a eficiência energética se apresenta como a principal estratégia para a redução das emissões de gases causadores do efeito estufa (IEA, 2015).

Figura 1 - Cenários globais de políticas ambientais



Fonte: adaptado de IEA (2015)

Os projetos de eficiência energética definem ações que visam primordialmente a redução de custos com insumos energéticos, diminuição do uso de combustíveis fósseis e economia dos recursos hídricos (ABESCO, 2015). O órgão nacional que faz a gestão do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica – Procel é a Eletrobras, uma empresa

de capital aberto, controlada pelo Governo Brasileiro. Em 2015 o Procel contribuiu para a economia de 11,7 bilhões de kWh de energia elétrica. Esses resultados foram alcançados principalmente pela adoção do Selo Procel, combinada com a conscientização e estímulo por parte do consumidor final em adquirir equipamentos mais eficientes. Incorporada ao Selo Procel, outra aliada foi a Etiqueta Nacional de Conservação de Energia (ENCE), que faz parte do Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE), concedida pelo Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (Inmetro), sendo a principal fonte de informações sobre o nível de eficiência energética dos equipamentos à venda no Brasil. Soma-se a isso, a implementação da Lei que extingue a fabricação de lâmpadas incandescentes. Nesse mesmo ano, a Eletrobras declarou que o Procel contribuiu para a redução de 2,5% do consumo nacional de energia elétrica. Tal economia se compara à energia gerada por uma usina de 2.801 MW, e o resultado global das ações de conservação de energia descritas evitaram a emissão de 1,4 milhões de toneladas de CO₂ na atmosfera (ELETROBRAS, 2016).

O Brasil tem cerca de um milhão de empresas e estabelecimentos comerciais registrados como bares e restaurantes ou pontos de venda de bebidas (ABRASEL, 2014; AMBEV, 2017). Segundo dados do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE), em 2016, 67,9 milhões de lares Brasileiros (98,1% do total), possuíam pelo menos um aparelho refrigerador. Os dados fazem parte da Pesquisa Nacional por Amostra de Domicílios (PNAD) 2016. Estima-se que no Brasil a quantidade de refrigeradores em uso com idade superior a 15 anos seja de aproximadamente 12%. Isso evidencia uma característica de uso prolongado de equipamentos com tecnologia defasada e eficiência degradada (ALMEIDA et al., 2012).

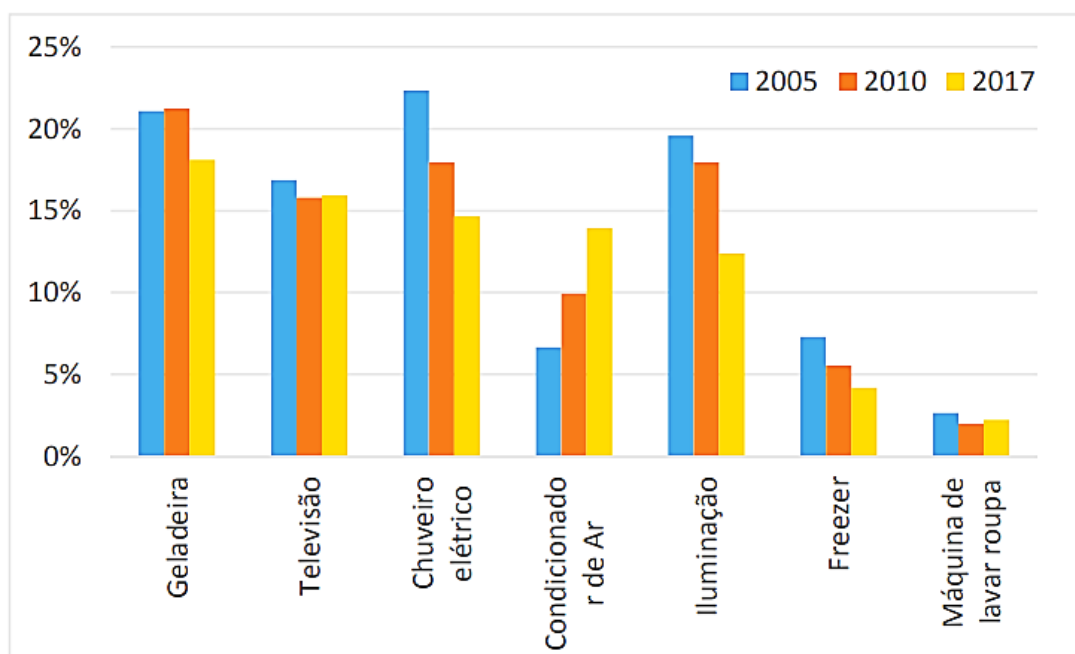
Através da adoção do selo PROCEL, Nogueira (2007) afirma que entre 1995 e 2005 foi notável a economia de energia elétrica dos equipamentos de refrigeração, pois, no caso dos refrigeradores novos de uma porta, observou-se uma redução média de 20% no consumo de energia, diminuindo de 400 para 320 kWh/ano por equipamento. Nesse período os fabricantes adotaram uma série de medidas voltadas ao aumento da eficiência energética, entre elas, o aperfeiçoamento dos motores e compressores, o aumento da espessura do isolamento térmico e/ou aplicação de materiais isolantes mais eficientes, novos fluidos refrigerantes, melhorias nas vedações de portas e nos sistemas de controle.

Os sistemas de refrigeração fazem parte do nosso dia a dia e seu uso é significativo em diversos setores. Uma das principais funções é a preservação dos alimentos e bebidas nas mais variadas áreas, tais como residencial, comercial (supermercados, açougues, bares e restaurantes) e setor agropecuário. A refrigeração também é largamente usada no setor

industrial, através da retirada de calor em máquinas e processos industriais. Os equipamentos vão desde geladeiras e *freezers* domésticos, geladeiras industriais, resfriadores de água, até centrais de refrigeração e complexos sistemas de refrigeração (BRASIL, 2006).

O consumo de energia elétrica com refrigeração no setor comercial e residencial brasileiro é composto por sistemas de condicionamento de ar, geladeiras, *freezers*, câmaras frias, cervejeiras e adegas. Esses equipamentos estão presentes em mercados, restaurantes, bares, padarias, hotéis, casas de festa, entre outros, e correspondem a 33,3% do consumo total de energia elétrica do setor comercial (BRASIL, 2006). A Figura 2 mostra o consumo final de eletricidade por equipamento no setor residencial, onde destacam-se os índices de consumo das geladeiras e *freezers*, que embora estejam reduzindo ao longo dos anos, ainda são significativos. Todos estes fatos evidenciam a importância do uso racional de energia aplicada à refrigeração.

Figura 2 - Consumo final de eletricidade por equipamento no setor residencial



Fonte: EPE (2018)

A busca por soluções sustentáveis de conservação do meio ambiente, a consciência sobre perdas e desperdícios e a necessidade de redução dos custos, levam as empresas e o cidadão comum a desejar economizar energia elétrica. Gomes (2006) cita que perante a necessidade crescente de racionalização do consumo de energia e a preservação dos recursos naturais, cabe à indústria de refrigeração superar cada vez mais o desafio de desenvolver

aparelhos de alto rendimento, baixo consumo e que não agredam o meio ambiente. Uma das formas de se atingir estes objetivos é aperfeiçoar os métodos de controle tradicionais, tornando os equipamentos mais eficientes e confiáveis.

A refrigeração de bebidas é definida como um processo de remoção de calor, o qual é geralmente composto por um sistema formado por um gabinete de refrigeração e por um conjunto de componentes eletromecânicos aliados a alguma estratégia de controle da temperatura interna desse gabinete. Os principais componentes que compõem esse sistema são: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador (EKREN et al., 2010). O gabinete é a parte interna do aparelho onde os produtos são acondicionados para serem refrigerados. O compressor é o dispositivo que realiza trabalho pressurizando o fluido refrigerante que passa através dele. O condensador é o elemento responsável pela rejeição de calor do fluido refrigerante. A válvula de expansão faz a função de despressurizar o fluido refrigerante. Por fim, o evaporador é o elemento que retira calor do gabinete realizando o efeito de refrigeração (MORAN & SHAPIRO, 2006).

Um processo de refrigeração está sujeito às variações de carga térmica internas e externas ao invólucro do refrigerador, tamanho físico do gabinete, capacidade de refrigeração do equipamento, e comportamento de uso pelo cliente. O grau de conscientização dos usuários com relação ao uso desses equipamentos é um fator que pode influenciar no consumo de energia, principalmente no que diz respeito à frequência e ao tempo de abertura das portas dos aparelhos de refrigeração. Estudos descrevem que é possível reduzir o consumo de energia de 10% a 20% em um refrigerador residencial simplesmente realizando alterações comportamentais de uso (ARMANI & BOSCOLO, 2013).

A identificação e modelagem de sistemas refrigerados aliada a ferramentas de simulação computacional possibilita analisar, testar as influências do meio e prever comportamentos, permitindo desenvolver novas estratégias de controle que melhoram o desempenho e economizam energia. Mesquita (2009), Isermann (2011), Vidal (2012) e Meneghetti (2013), em seus trabalhos mostram a importância da identificação e modelagem numérica aplicadas aos elementos de refrigeração - compressor, evaporador, condensador e válvula de expansão - de forma a permitir a reprodução do comportamento da temperatura e do gasto energético nos equipamentos refrigerados.

Na Tabela 1 é exibida uma comparação de abrangência entre estudos relacionados a refrigeradores residenciais e comerciais que podem ser encontrados na literatura e, na última coluna, adianta-se a contextualização do método proposto neste trabalho que será apresentado

com mais detalhes na seção seguinte. Como pode ser observado, os trabalhos mais abrangentes são o de Hermes (2006) e o de Costanzo et al. (2013). Dentre esses, apenas no estudo de Costanzo et al. (2013) é explorada a identificação do sistema de forma a fazer uma predição da temperatura em seu interior e obter maior eficiência no controle. Entretanto, nesse caso, o sistema é assumido invariante no tempo, ou seja, não são consideradas variações de carga térmica. O modelo teórico utilizado pelos autores é baseado em variáveis de estados e uma modelagem das variáveis internas do sistema considerando variações da planta térmica seria substancialmente complexa, ainda mais se considerada uma plataforma de implementação simples. Mais detalhes sobre o método proposto serão discutidos na seção seguinte.

Tabela 1 - Comparativo entre autores dos tópicos abordados no trabalho

Tópicos abordados	Klein, 1998	Schmid, 2000	Hermes, 2006	Meneghetti, 2009	Costanzo et al, 2013	Velásquez et al, 2014	Trabalho Proposto
Identificação de parâmetros do sistema de refrigeração	X	X	X	√	√	√	√
Modelagem da temperatura interna do gabinete	√	√	√	X	√	√	√
Predição do tempo e/ou temperatura interna do gabinete	X	X	√	X	√	X	√
Visualização gráfica da predição dos dados	X	X	√	X	√	X	√
Avaliação do consumo de energia elétrica	√	X	√	√	X	X	√
Validação com dados experimentais e variação de carga	√	√	X	√	X	√	√
Métodos estatísticos para cálculos dos erros	X	X	√	√	√	X	√

Fonte: Autor (2019)

Uma das principais referências para este trabalho é o estudo desenvolvido por Hermes (2006), que apresentou uma metodologia para a simulação computacional do comportamento transiente de refrigeradores domésticos. Essa metodologia foi aplicada a um refrigerador de 440 litros com dois compartimentos refrigerados, modelando separadamente cada um dos componentes do sistema. Os trocadores de calor (evaporador e condensador) foram modelados com base nas equações de conservação da massa e da energia discretizadas segundo um esquema de volumes finitos com uma formulação explícita no tempo. Novas correlações para a transferência de calor na região aletada dos trocadores foram propostas, e seus modelos foram capazes de prever os resultados experimentais com erros de $\pm 10\%$. O modelo do compressor leva em conta a transferência de calor na carcaça e as interações entre óleo e refrigerante, com representação do processo de compressão. O modelo do tubo capilar foi implementado para escoamentos adiabáticos e não-adiabáticos. Suas predições para o fluxo de massa foram comparadas com cerca de mil pontos experimentais para os

refrigerantes HFC-134a e HC-600a, onde 85% dos pontos tiveram erros na faixa de $\pm 10\%$. O modelo dos compartimentos refrigerados levou em conta as variações temporais da carga térmica, já que considera a influência do “damper” nas vazões de ar de cada compartimento através de correlações experimentais obtidas em um túnel de vento. A integração temporal das equações diferenciais ordinárias foi realizada explicitamente através de um método preditor-corretor de ordem variável e passo de integração auto-adaptativo. Comparações com evidências experimentais mostraram que o modelo foi capaz de prever o comportamento transiente do refrigerador de forma bastante satisfatória tanto para o regime de partida quanto para o regime cíclico, com estimativas para o consumo de energia e para as temperaturas do ar com erros máximos, respectivamente, de $\pm 10\%$ e $\pm 1^\circ\text{C}$.

Outra referência igualmente importante para este trabalho foi o estudo de Costanzo et al. (2013). Nesse trabalho é proposta uma modelagem em caixa-cinza de um sistema de refrigeração por compressão de vapor para aplicações residenciais baseado na estimação por máxima verossimilhança de parâmetros em equações diferenciais estocásticas. Os modelos obtidos foram úteis na visão de controlar refrigeradores como unidades de consumo flexíveis, cuja operação pode ser alterada dentro de restrições de temperatura e operacionais. Mesmo que os refrigeradores não sejam usados como cargas inteligentes, os modelos validados foram úteis para prever o consumo de energia elétrica das unidades.

1.1 PROPOSTA DE TRABALHO

Muitos refrigeradores de bebidas possuem um turno de operação bem definido, podendo ser desligados fora desse turno a fim de se obter economia de energia elétrica sem o comprometimento do desempenho do equipamento em sua finalidade, ou seja, entrega do produto devidamente resfriado no início do turno de trabalho. Neste trabalho é proposta uma solução que visa permitir que ao final de um turno de trabalho o refrigerador seja reabastecido (com qualquer volume de carga) e parametrizado com o horário de início do próximo turno. A partir disso, a dinâmica térmica do refrigerador, junto da carga em seu interior, é automaticamente identificada, o compressor é desligado e é religado automaticamente com a antecedência estritamente necessária para que a carga esteja na temperatura desejada no início do turno de trabalho seguinte. Durante o turno de operação, o sistema de controle original do refrigerador (geralmente *on-off*) passa operar normalmente. Essa abordagem de solução, por sua concepção, não demanda ser prevista como item de série de refrigeradores, podendo ser

facilmente adaptada a qualquer unidade já produzida, inclusive em produtos em uso, considerando que seja de baixa complexidade.

Buscando-se um modelo teórico mais simples que o utilizado em Costanzo et al. (2013), propõe-se um método de identificação e de predição baseado na relação de entrada e saída, em vez de uma modelagem das variáveis internas. Para tanto, este trabalho contribui com a proposta de identificação de dois parâmetros da equação da Lei do Resfriamento de *Newton* para que se obtenha a predição do tempo de resfriamento em sistemas de refrigeração de bebidas.

Na seção seguinte são apresentados os objetivos deste trabalho. No Capítulo 2 é apresentada a fundamentação teórica da proposta que é abordada no Capítulo 3. No Capítulo 4 são apresentados os resultados encontrados e, por fim, no Capítulo 5 são apresentadas as considerações finais e discutidos os próximos passos do trabalho.

1.2 OBJETIVO GERAL

Desenvolver um método que possibilite a redução do consumo de energia elétrica em refrigeradores de bebidas através do desligamento fora do turno de trabalho.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para atender o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos são previstos:

- a) Desenvolver uma solução capaz de identificar o sistema de refrigeração de forma a prever os tempos de aquecimento e resfriamento no interior do gabinete, mediante qualquer quantidade de carga.
- b) Prever o horário de acionamento do compressor de um refrigerador carregado com um volume específico de bebidas, para que a carga esteja adequadamente refrigerada em um horário pré-definido.
- c) Obter economia de energia elétrica consumida pelo equipamento sem afetar o desempenho de sua função.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esta revisão bibliográfica inicia descrevendo os requisitos legais para a refrigeração de bebidas no Brasil. Depois, aborda uma teoria básica sobre os sistemas de refrigeração por compressão do vapor e logo em seguida esclarece como ocorrem as trocas térmicas nos sistemas de refrigeração. Na sequência, aborda os modos de transferência de calor, condução, convecção e radiação e, por fim, descreve o método de identificação e modelagem de processos de primeira ordem aplicado neste trabalho.

2.1 REQUISITOS PARA A REFRIGERAÇÃO DE BEBIDAS

Conforme o MAPA (2018), a legislação brasileira sobre bebidas é dividida em dois segmentos básicos: normas referentes ao vinho e derivados da uva e do vinho regidas pela lei nº 7.678, de 08 de novembro de 1988, regulamentada pelo Decreto nº 8.198, de 20 de fevereiro de 2014 e; normas relativas as demais bebidas regidas pela lei nº 8.918, de 14 de julho de 1994, regulamentada pelo Decreto nº 6.871, de 4 de junho de 2009.

A lei nº 7.678, de 08 de novembro de 1988, conhecida como Lei do Vinho, trata da produção, circulação e comercialização do vinho e derivados da uva e do vinho. Já a Lei nº 8.918, de 14 de Julho de 1994, dispõe sobre a padronização, a classificação, o registro, a inspeção, a produção e a fiscalização de bebidas (MAPA, 1994). Com base nelas, é possível constatar que, ao contrário da legislação sobre a conservação de alimentos, as bebidas não possuem regulamentação específica que determine parâmetros de temperatura na refrigeração.

A norma IEC 62552-3:2015 *Household refrigerating appliances - Characteristics and test methods - Part 3: Energy consumption and volume* - fornece uma lista com indicação das temperaturas do ar recomendadas nos diferentes compartimentos de um refrigerador:

- compartimento de resfriados a 2 °C;
- compartimento de alimentos frescos a 4 °C;
- compartimento de armazenagem de vinho (adeaga) a 12 °C.

2.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DO VAPOR

A refrigeração por compressão do vapor é representada por ciclos termodinâmicos, e consiste de uma série de processos executados por e sobre um fluido de trabalho, denominado de “refrigerante”. A Figura 3a mostra os componentes principais do sistema e a Figura 3b o

gráfico pressão-entalpia ($p-h$), conhecido como diagrama de *Mollier*. Os pontos 1, 2, 3 e 4 mostrados nas Figuras 3a e 3b, correspondem aos estados de entalpia h_1 , h_2 , h_3 e h_4 , respectivamente. Os processos termodinâmicos que compõem o ciclo teórico da refrigeração por compressão do vapor são mostrados na Figura 3 (ELETROBRAS, 2005).

- a) Processo 1–2, que ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico. O refrigerante entra no compressor sob a mesma pressão do evaporador, sendo comprimido até atingir a pressão de condensação. Ao sair do compressor, o fluido está superaquecido à temperatura T_2 , que é maior que a temperatura de condensação T_c .
- b) Processo 2–3, o qual ocorre no condensador, havendo rejeição de calor do refrigerante à pressão constante para o meio de resfriamento. Nesse processo o fluido está na temperatura T_2 , sendo resfriado até a temperatura de condensação T_c . Na sequência, é condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T_3 , que é igual à temperatura T_c .
- c) Processo 3–4, que ocorre no dispositivo ou válvula de expansão, acontecendo uma expansão irreversível à entalpia constante (processo isentálpico), com líquido saturado desde a pressão de condensação p_c , até atingir a pressão de vaporização p_v no ponto 4. Nesta etapa, a entropia do refrigerante na saída do dispositivo de expansão é maior que a entropia do refrigerante na sua entrada.
- d) Processo 4–1, o qual acontece no evaporador, ocorrendo o processo de transferência de calor à pressão constante p_v e, conseqüentemente, à temperatura constante, desde o estado de vapor úmido (h_4) até atingir o estado de vapor saturado seco (h_1). Nesta etapa o calor transferido ao fluido no evaporador não modifica a temperatura do refrigerante, mas somente muda a relação entre a massa de vapor e massa total (líquido + vapor).

Conforme Moran & Shapiro (2006), o desempenho do ciclo de refrigeração, chamado de coeficiente de desempenho (COP), pode ser descrito como a razão entre a quantidade de energia, na forma de calor, adicionada no evaporador ($\dot{Q}_{evap}$), e o trabalho realizado pelo compressor (W_{ciclo}). O parâmetro $\dot{Q}_{evap}$ é o que determina a capacidade frigorífica do sistema

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{W_{ciclo}} \quad (1)$$

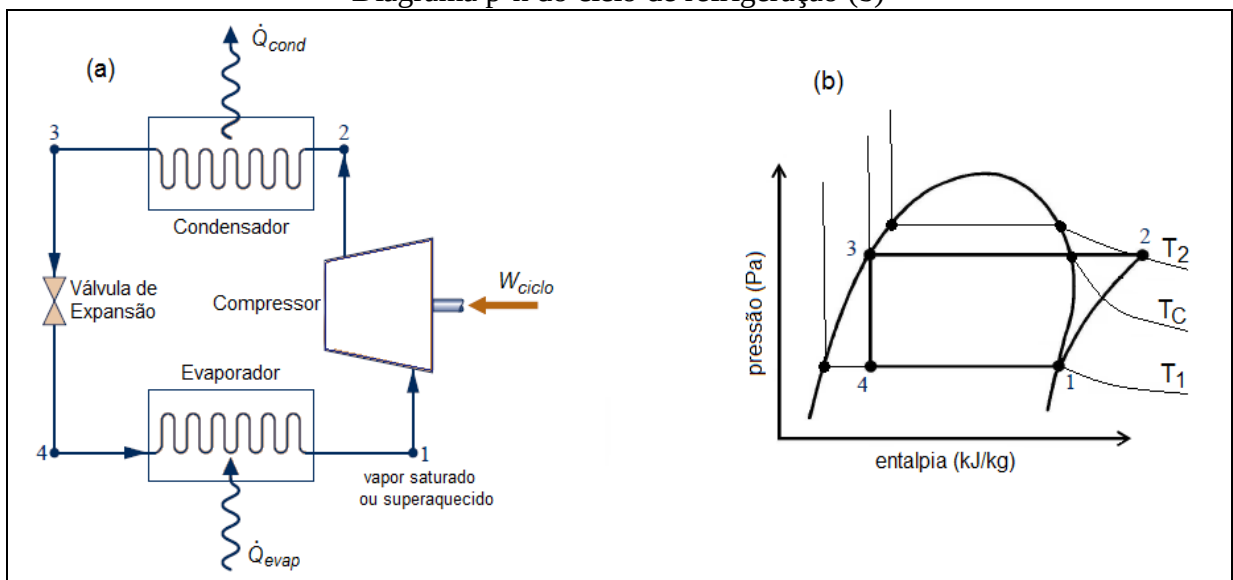
e sabendo-se que $W_{ciclo} = \dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_{evap}$, e que $\dot{Q}_{cond}$ é a energia liberada do sistema na forma

de calor, pelo condensador, obtém-se uma expressão alternativa para a determinação do COP , conforme a expressão

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_{evap}} \quad (2)$$

onde em um refrigerador doméstico, $\dot{Q}_{cond}$ é descarregado para o ambiente em que a geladeira está instalada. Já o W_{ciclo} geralmente é fornecido sob a forma de eletricidade para acionar o motor do compressor do refrigerador (MORAN & SHAPIRO, 2006).

Figura 3 - Principais componentes do ciclo teórico de refrigeração por compressão (a) e Diagrama p-h do ciclo de refrigeração (b)



Fonte: adaptado de Moran & Shapiro (2006)

Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica para os volumes de controle em torno do evaporador (processo 4-1) e do condensador (processo 2-3), em regime permanente, e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial para esses processos, o $\dot{Q}_{evap}$ e o $\dot{Q}_{cond}$ podem ser calculados pelas respectivas entalpias. Assim, o COP pode ser determinado pela expressão

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3)$$

em que as variáveis h_1 , h_2 e h_4 , explicadas no início da seção, referem-se aos estados de entalpia, em kJ/kg , conforme mostrado na Figura 3 (ASHRAE, 1996).

2.3 TROCAS TÉRMICAS NOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Os processos térmicos envolvem trocas de calor com o meio. Em determinado volume de controle, o calor, a massa e o trabalho podem ser transportados através de uma superfície de controle. Um sistema térmico encontra-se em regime permanente quando ele não apresenta variação de energia ao longo do tempo, podendo ser aplicada a equação (4).

$$\dot{m} \left(h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right) + \dot{Q}_{vc} = \dot{m} \left(h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right) + \dot{W}_{vc} \quad (4)$$

que representa a lei da conservação de energia para um dado volume de controle em regime permanente, com apenas uma entrada e uma saída de fluxo. Ainda, na equação (4), $\dot{m}$ é o fluxo de massa, em kg/s , h é a entalpia, em kJ/kg , v é a velocidade, em m/s , z é a elevação, em m , g é a aceleração da gravidade, $\dot{Q}_{vc}$ é a taxa de transferência de calor através da superfície de controle, em kW , e $\dot{W}_{vc}$ é a taxa de produção de trabalho através da superfície de controle, em kW (SILVA, 2004).

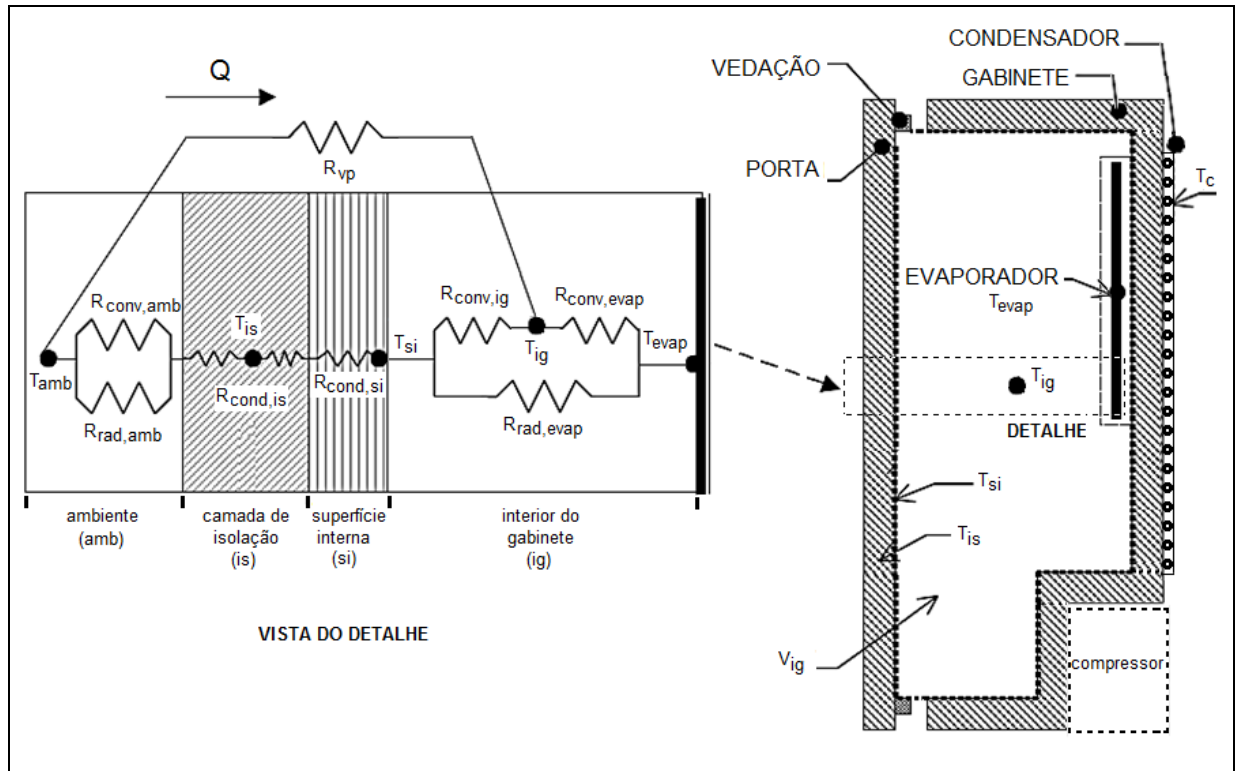
Na Figura 4 é mostrada a vista em corte de um refrigerador vertical, destacando o volume de controle delimitado pela isolamento térmica das paredes do gabinete, porta e gaxeta. Além disso, é apresentada a estrutura de um modelo unidimensional de transferência de calor representado por resistências térmicas equivalentes ao fluxo de calor entre os diversos elementos, com identificação dos seus principais parâmetros e variáveis térmicas associadas (SCHMID, 2000).

Conforme Schmid (2000), no volume de controle (V_{ig}) descrito na Figura 4 estão definidas as variáveis que influenciam no cálculo da temperatura do ar no interior do refrigerador (T_{ig} ou $T1$), e considerando que esteja com a porta fechada, existe troca de calor do ar interno com o evaporador (T_{evap} ou $T4$), com a superfície interna (T_{si} ou $T3$) e através da resistência térmica na área de vedação da porta (R_{vp}). Exercerá influência também o volume interno do gabinete (V_{ig}), a temperatura na camada de isolamento (T_{is}) e a temperatura ambiente externa (T_{amb} ou $T2$).

O cálculo da carga térmica associada a cada equipamento de refrigeração torna-se, portanto, um elemento crucial no processo de desenvolvimento deste tipo de produto, já que o mesmo terá de ser projetado tendo em vista as condições para suportar todas as solicitações,

tanto as do produto a ser refrigerado como das demais variáveis internas e externas ao meio (CAMPOS, 2013).

Figura 4 - Vista em corte de um refrigerador e modelo de resistências térmicas



Fonte: adaptado de Schmid (2000)

Conforme Campos (2013), os principais fatores responsáveis pelas trocas térmicas nos equipamentos de refrigeração são:

- carga térmica associada à infiltração de ar pelo abre-fechar de portas e por suas vedações;
- ganhos térmicos através das paredes do equipamento por condução e/ou radiação;
- carga térmica dos produtos inseridos no refrigerador por convecção;
- calor liberado pelos componentes e acessórios que compõem o próprio equipamento (iluminação interna, ventilador, compressor, etc.).

2.4 MODOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Sempre que existir uma diferença de temperatura entre dois meios ou entre diferentes regiões do mesmo meio, haverá uma transferência de calor (INCROPERA & DEWITT,

2002). De acordo com esses autores, os três mecanismos ou processos de transferência de calor são:

- a) Condução - ocorre quando existe um gradiente de temperatura em um meio estacionário, que pode ser um sólido ou um fluido. A transferência de calor por condução é o fluxo térmico $q''_{x\ cond}$ expresso em W/m^2 , avaliado na direção x , expresso pela equação (5).

$$q''_{x\ cond} = -k \frac{dT}{dx} \quad (5)$$

também conhecida como Lei de *Fourier* e caracterizada pelo coeficiente de condutividade térmica k do meio, com unidade $W/(m \cdot K)$;

- b) Convecção - ocorre quando há transferência de calor entre uma superfície e um fluido em movimento. A transferência de calor por convecção é o fluxo de calor q''_{conv} expresso em W/m^2 , que é proporcional à diferença entre as temperaturas da superfície e do fluido, T_s e T_∞ , respectivamente, representada pela equação (6).

$$q''_{conv} = h_c (T_s - T_\infty) \quad (6)$$

sendo caracterizada pelo coeficiente de transferência de calor por convecção h_c , dado em $W/(m^2 \cdot K)$. Essa expressão é conhecida como Lei do Resfriamento de *Newton*,

- c) Radiação - quando o calor se propaga entre as superfícies por meio da emissão de energia através de ondas eletromagnéticas, que não necessitam de um meio interposto para irradiar, se propagando no vácuo. A troca líquida de calor por radiação pode ser expressa pela equação (7).

$$q''_{rad} = h_r A (T_s - T_{viz}) \quad (7)$$

e caracterizada pelo coeficiente de transferência de calor por radiação h_r , com unidade em $W/(m^2 \cdot K)$, onde A é a área da superfície, em m^2 , T_s é a temperatura da superfície, em K, e T_{viz} a temperatura da vizinhança, em K. O coeficiente h_r é definido pela equação (8).

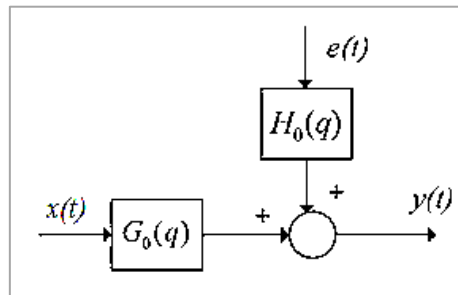
$$h_r = S\sigma (T_s + T_{viz}) (T_s^2 - T_{viz}^2) \quad (8)$$

em que S é a emissividade do material e σ é a constante de *Stefan–Boltzmann* com valor de $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$.

2.5 IDENTIFICAÇÃO E MODELAGEM DE PROCESSOS DE PRIMEIRA ORDEM

Os métodos de identificação podem ser paramétricos ou não-paramétricos. Os métodos paramétricos são constituídos usualmente de sistemas lineares variantes ou invariantes no tempo, descritos por modelos de entrada-saída, ditos modelos externos, com excitação persistente na entrada do processo (MESQUITA, 2009). O diagrama de um sistema linear com perturbação aditiva pode ser representado como na Figura 5.

Figura 5 - Diagrama de um sistema linear com perturbação aditiva



Fonte: adaptado de Alvarado (2013)

As variáveis $x(t)$ e $y(t)$ descritas na Figura 5 são respectivamente as entradas e saídas do processo; $G_0(q)$ representa o modelo real do processo; $e(t)$ é um ruído aleatório; $H_0(q)$ é um modelo real de perturbação. Todo o modelo acima pode ser resumido na expressão de um sistema linear com perturbação aditiva dada pela equação (9).

$$y(t) = G_0(q)x(t) + \varepsilon(t) \quad (9)$$

onde $\varepsilon(t)$ é o produto da perturbação real pelo ruído aleatório que é dado por

$$\varepsilon(t) = H_0(q)e(t) \quad (10)$$

e significa uma perturbação externa não medida. Outra expressão é a que define o operador de atraso q onde: $q^{-1}x(t) = x(t-1)$ e, com isso, é possível formular um modelo matemático a partir dos dados experimentais em torno de um ponto de operação delimitado (ALVARADO, 2013).

Modelos de processos e sistemas podem ser obtidos usando os princípios físicos ou por meio de testes de um protótipo do dispositivo, medindo sua resposta a determinadas entradas e usando os dados para, por exemplo, construir um modelo analítico do sistema ou de um processo (FRANKLIN et al., 2013).

Um modelo matemático representa de forma aproximada um determinado processo. Esse modelo pode ser do tipo: caixa-branca, quando é formulado a partir das leis da física; caixa-cinza, quando a utilização de conhecimentos das leis da física são combinados com dados estatísticos do sistema; caixa-preta, quando a modelagem é totalmente feita por meio de dados estatísticos registrados, tanto em estudos observacionais, quanto em experimentos (LJUNG, 1999).

Modelos de sistemas dinâmicos são geralmente compreendidos por um conjunto de expressões matemáticas que representam a dinâmica de um sistema real, que consegue reproduzir relações similares as dos sinais de entrada $x(t)$ e de saída $y(t)$. O modelo matemático é o primeiro passo para a representação dos processos dinâmicos, sendo considerada a parte mais importante na identificação de sistemas (OGATA, 1993).

2.5.1 Lei do Resfriamento de Newton

A Lei do Resfriamento de *Newton* está relacionada com o modo de transferência de calor por convecção, e estabelece que a temperatura da superfície de um corpo varia a uma taxa proporcional à diferença entre a sua temperatura e a temperatura do meio fluídico que o cerca, denominada temperatura ambiente (CHAPRA & CANALE, 2016, KREITH et al., 2014). A expressão que representa essa lei é uma Equação Diferencial Ordinária (EDO)

$$\frac{dT(t)}{dt} = -\bar{k}[T(t) - T_m] \quad (11)$$

em que T é a temperatura da superfície de um corpo [°C], T_m é a temperatura do meio fluídico que o cerca [°C], t é o tempo transcorrido [minutos] e $\bar{k}$ é a constante de proporcionalidade [por minuto].

De acordo com Incropera e Dewitt (2002), o fluxo de calor por convecção é considerado positivo se o calor é transferido a partir da superfície de um corpo para o meio fluídico [$T(t) > T_m$] significando que o corpo está resfriando. Em caso contrário, o fluxo de

calor é negativo se o calor do meio fluídico é transferido para a superfície de um corpo [$T_m > T(t)$], correspondendo ao aquecimento do corpo.

2.5.2 Estimação de parâmetros pelo método dos mínimos quadrados

Um experimento científico sofre influência de fatores quantitativos e qualitativos (MONTGOMERY, 2005). Os fatores quantitativos são aqueles cujos níveis podem ser associados através de pontos coordenados em uma escala numérica. Por outro lado, os fatores qualitativos são aqueles que não podem ser associados e ordenados por meio de algum critério numérico. Quando o pesquisador necessita obter valores intermediários ou fora dos pontos medidos, é necessário desenvolver uma equação que permita interpolar a variável de resposta do experimento. Esta expressão é um modelo empírico aplicada a sistemas e processos lineares. Tal modelo pode ser representado pela expressão

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_n x_n + \varepsilon \quad (12)$$

conhecida como modelo de regressão linear múltipla de N regressores, sendo y a variável de resposta, x_n a n -ésima variável independente observada, β_n o coeficiente de regressão associado à n -ésima variável, e $\varepsilon = y - \beta_0 - \beta_1 x_1 - \beta_2 x_2 - \dots - \beta_n x_n$ o erro residual apresentado no cálculo.

O método analítico usado com maior frequência para estimar os parâmetros desconhecidos β de um modelo como em (12) é o Método dos Mínimos Quadrados (MMQ), que consiste em estimar os coeficientes β que melhor possam minimizar a soma dos quadrados dos erros ε , também chamado de erro residual (MONTGOMERY, 2005).

Aplicando-se o MMQ em uma expressão de regressão linear obtém-se então a solução de ajuste de uma reta, generalizada a um conjunto de pontos $(x_1, y_1), \dots, (x_n, y_n)$. Supondo que se tenha $N (>n)$ observações da variável de resposta, por exemplo, $y_1, y_2, \dots, y_N$, juntamente com cada resposta observada y_i , se obtém a resultante de cada um dos regressores, sendo que x_{ij} é o i -ésimo nível da variável x_j . Logo, para uma regressão linear múltipla, a expressão (12) pode se reescrita como

$$y_i = \beta_0 + \beta_1 x_{i1} + \beta_2 x_{i2} + \dots + \beta_n x_{in} + \varepsilon_i$$

$$y_i = \beta_0 + \sum_{j=1}^N \beta_j x_{ij} + \varepsilon_i \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (13)$$

assumindo que ao final, o termo ε do modelo tem média $\bar{E}(\varepsilon) = 0$ e variância $V(\varepsilon) = \sigma^2$, com valores de ε_i aleatórios e não correlacionados (MONTGOMERY, 2005).

O MMQ consiste em encontrar os valores de β_n a equação (13) de tal modo que a soma dos quadrados dos erros ε_i se minimize, logo,

$$L = \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2$$

$$L = \sum_{i=1}^N \left(y_i - \beta_0 - \sum_{j=1}^N \beta_j x_{ij} \right)^2 \quad (14)$$

sendo a equação (14) definida como a função dos mínimos quadrados (MONTGOMERY, 2005).

A função L deve ser minimizada com relação a $\beta_0, \beta_1, \dots, \beta_n$. Os estimadores de mínimos quadrados, por exemplo, $\hat{\beta}_0, \hat{\beta}_1, \dots, \hat{\beta}_n$ deve satisfazer a expressão

$$\left. \frac{\partial L}{\partial \beta_0} \right|_{\hat{\beta}_0, \hat{\beta}_1, \dots, \hat{\beta}_n} = -2 \sum_{i=1}^N \left(y_i - \hat{\beta}_0 - \sum_{j=1}^N \hat{\beta}_j x_{ij} \right) = 0 \quad (15)$$

e também a expressão

$$\left. \frac{\partial L}{\partial \beta_j} \right|_{\hat{\beta}_0, \hat{\beta}_1, \dots, \hat{\beta}_n} = -2 \sum_{i=1}^N \left(y_i - \hat{\beta}_0 - \sum_{j=1}^N \hat{\beta}_j x_{ij} \right) x_{ij} = 0 \quad j = 1, 2, \dots, N \quad (16)$$

para que se possam obter as equações normais de mínimos quadrados (MONTGOMERY, 2005).

Para realizar o ajuste de um modelo de regressão linear múltipla (MRLM), pode-se fazer uso da expressão

$$\mathbf{y} = \mathbf{X}\boldsymbol{\beta} + \boldsymbol{\varepsilon} \quad (17)$$

que é um modelo que representa um sistema de N equações, que pode ser expresso em notação matricial, na forma

$$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_N \end{bmatrix} \quad \mathbf{X} = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1n} \\ 1 & x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & x_{N1} & x_{N2} & \dots & x_{Nn} \end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{\beta} = \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \vdots \\ \beta_N \end{bmatrix} \quad \boldsymbol{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \vdots \\ \varepsilon_N \end{bmatrix}$$

e o que deve ser encontrado é o vetor das estimativas de mínimos quadrados que minimize a função

$$L = \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 = \boldsymbol{\varepsilon}^T \boldsymbol{\varepsilon} = (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta})^T (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta}) \quad (18)$$

em que $(\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta})^T$ significa a transposição do vetor $(\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta})$.

Montgomery (2005) diz que o estimador de mínimos quadrados $\hat{\boldsymbol{\beta}}$ é a solução para o vetor de coeficientes $\boldsymbol{\beta}$ na equação $\frac{\partial L}{\partial \boldsymbol{\beta}} = 0$. Após a obtenção da derivada, a equação resultante que deve ser resolvida para estimar os mínimos quadrados de $\boldsymbol{\beta}$ é

$$\hat{\boldsymbol{\beta}} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{y} \quad (19)$$

onde $\mathbf{X}^T$ significa a matriz transposta de $\mathbf{X}$.

3 MATERIAL E MÉTODOS

Este capítulo se inicia pela descrição da estrutura da instrumentação e aquisição de dados utilizada para realizar os experimentos em um refrigerador de bebidas. Depois são esclarecidos os procedimentos para identificação e predição do sistema de refrigeração. Logo em seguida são definidos os ciclos de temperatura e potência típicos em um refrigerador de bebidas. Posteriormente são descritos o desenvolvimento e a modelagem em caixa-cinza aplicando a Lei do Resfriamento de *Newton* e, por fim, são esclarecidos o planejamento de experimentos e os procedimentos de avaliação.

3.1 ESTRUTURA DA INSTRUMENTAÇÃO E AQUISIÇÃO DE DADOS

O equipamento usado no experimento foi um refrigerador do tipo expositor de bebidas vertical, com uma porta de vidro duplo, fabricado pela empresa Venax Eletrodomésticos Ltda. O refrigerador possui um termostato eletromecânico como elemento de controle da temperatura. O aparelho trabalha no princípio da compressão do vapor, e as informações técnicas relevantes do equipamento fornecidas pelo fabricante, são apresentadas na Tabela 2.

Tabela 2 - Características técnicas do refrigerador

Características	Especificação
Tipo do equipamento	Expositora VV-300
Compressor	Embraco EMI 70HER, tipo LBP, alternativo hermético Capacidade frigorífica: 207 W ($\pm 5\%$) COP: 1,06 (207 W / 195 W)
Fluido refrigerante	R 134a (massa de 0,19 kg)
Volume do gabinete	0,300 m ³ (300 litros)
Isolamento térmico	Espuma de poliuretano (R141b), espessura: 45 mm
Potência elétrica	217 W: 195 W (compressor) + 22 W (ventilador)
Alimentação	220 VAC/60 Hz
Condensador	Resfriado a ar, tipo arame sobre-tubos
Evaporador	Placas, tipo <i>roll-bond</i>

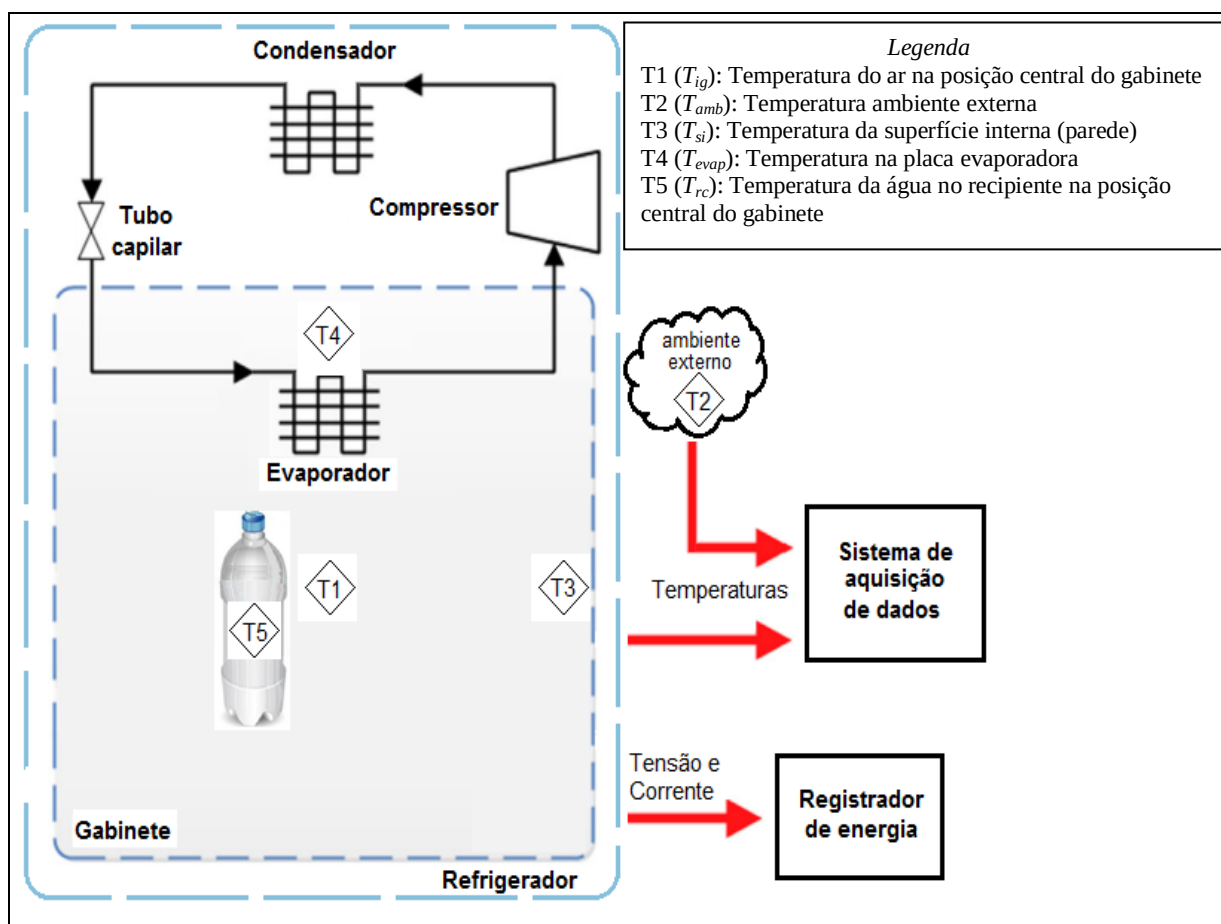
Fonte: Autor (2019)

Com a finalidade de realizar os testes experimentais e a aquisição de dados necessária à obtenção do modelo da planta e a identificação dinâmica no sistema foi montada uma estrutura de ensaios conforme mostrada na Figura 6. A bebida utilizada nos experimentos foi

a água potável acondicionada em frascos PET (Politereftalato de Etileno) de 2 litros cada um. O refrigerador foi instalado em uma sala climatizada com temperatura ambiente (T_2) na faixa de 22 °C e variação de ± 1 °C e umidade relativa do ar na faixa de 65% com variação de $\pm 10\%$, o que a caracteriza como uma sala de ensaios Classe de Clima 2, conforme preconiza a norma ABNT NBR ISO 23953-2:2018 Expositores refrigerados - Parte 2: Classificação, requisitos e condições de ensaio.

Como exemplo de aquisição, no apêndice A são mostrados os perfis de temperatura registrados pelo sistema de aquisição de dados em um dos experimentos realizados. A temperatura da superfície interna (T_3 ou T_{si}) foi registrada a fim de verificar a influência da transferência de calor por condução para o meio interno e a estabilização térmica no gabinete.

Figura 6 - Arquitetura para a aquisição de dados



Fonte: Autor (2019)

O instrumento de aquisição de dados foi um módulo eletrônico de leitura e registro de variáveis analógicas e digitais, fabricado pela empresa Novus Produtos Eletrônicos Ltda. Os detalhes técnicos dos elementos do sistema de aquisição de dados são mostrados na Tabela 3.

Tabela 3 - Especificações do sistema de aquisição de dados

Item / Característica	Detalhe técnico
Módulo de aquisição	FieldLogger, 8 canais configuráveis
Sensor de temperatura PT 100	faixa: -50 a 200 °C ; exatidão: 0,15% da faixa máx.
Interface de comunicação	RS 486 - Modbus
Resolução do módulo	conversão A/D de 24 bits
Taxa de leitura e registro do módulo	1.000/segundo
Capacidade de armazenagem do módulo	até 128.000 registros

Fonte: Autor (2019)

O instrumento registrador de energia foi um registrador e analisador da qualidade de energia, com as características técnicas fornecidas pelo fabricante e informadas na Tabela 4. A precisão dos sensores utilizados nas medições de temperatura, tensão e corrente elétrica estão de acordo com o estabelecido na norma ABNT NBR ISO 23953-2:2018.

Tabela 4 - Especificações técnicas do instrumento registrador de energia

Item / Característica	Detalhe técnico
Registrador e analisador de energia	Fluke, modelo 435-II
Resolução da leitura de tensão RMS	0,01 V
Precisão da leitura de tensão RMS	± 0,1% da nominal até 500 V
Resolução da leitura de corrente	0,1 A com garras i430-Flex 10x
Precisão da leitura de corrente	± 0,5% com garras i430-Flex 10x
Taxa de amostragem para transientes	200.000/segundo

Fonte: Autor (2019)

O termostato eletromecânico do refrigerador possui um sensor de temperatura (T_{evap}) do tipo bulbo capilar fixado com braçadeira na superfície da placa evaporadora. O seletor do termostato serviu para ajustar a temperatura (*set-point*) da placa do evaporador, localizada no interior do gabinete do refrigerador, para um valor médio, conforme a posição de ajuste escolhida pelo usuário, mostrada na Tabela 5. Quando a temperatura mínima (T_m) é atingida, o compressor que estava em operação entra em modo *off*, cessando momentaneamente o ciclo de refrigeração.

Tabela 5 - Especificação das posições de ajuste e temperaturas no refrigerador

Posições de ajuste no seletor de temperatura do termostato	Variação da temper. do ar no interior do gabinete $T1 (T_{ig})$	* Temperatura média na placa do evaporador $T4 (T_{evap})$	Temperatura mínima na placa do evaporador (T_m)	* Tolerância
Posição 1 – frio moderado	1,0 °C a 8,4 °C	-0,8 °C	-2 °C	$\pm 2,5$ °C
Posição 4 – frio máximo	-3,9 °C a 4,0 °C	-3,7 °C	-12 °C	$\pm 1,5$ °C

Fonte: Autor (2019)

* informado pelo fabricante do termostato

3.2 PROCEDIMENTO PARA IDENTIFICAÇÃO DO SISTEMA E PREDIÇÃO

A identificação de parâmetros do sistema de refrigeração, a predição do instante de tempo ideal de acionamento do compressor do refrigerador e a estatística para avaliação do consumo de energia pelo equipamento obedeceram os seguintes passos:

1º) coleta de dados das características técnicas dos elementos de refrigeração, compressor, ventilador, evaporador, dimensões físicas do equipamento e dados sobre o termostato e a isolamento do gabinete, usando folhas de dados e manuais dos fabricantes;

2º) uso do método de modelagem por caixa-cinza, escolhido para a representação matemática do sistema de refrigeração, baseado na equação da Lei do Resfriamento de *Newton*, em que uma função $f(t, \bar{k}, T_m; T(t))$ é composta pelas variáveis de entrada: tempo transcorrido (t), constante de proporcionalidade ($\bar{k}$) e temperatura do meio (T_m). A variável de saída da função f compreendeu a temperatura interna (T) no instante de tempo (t);

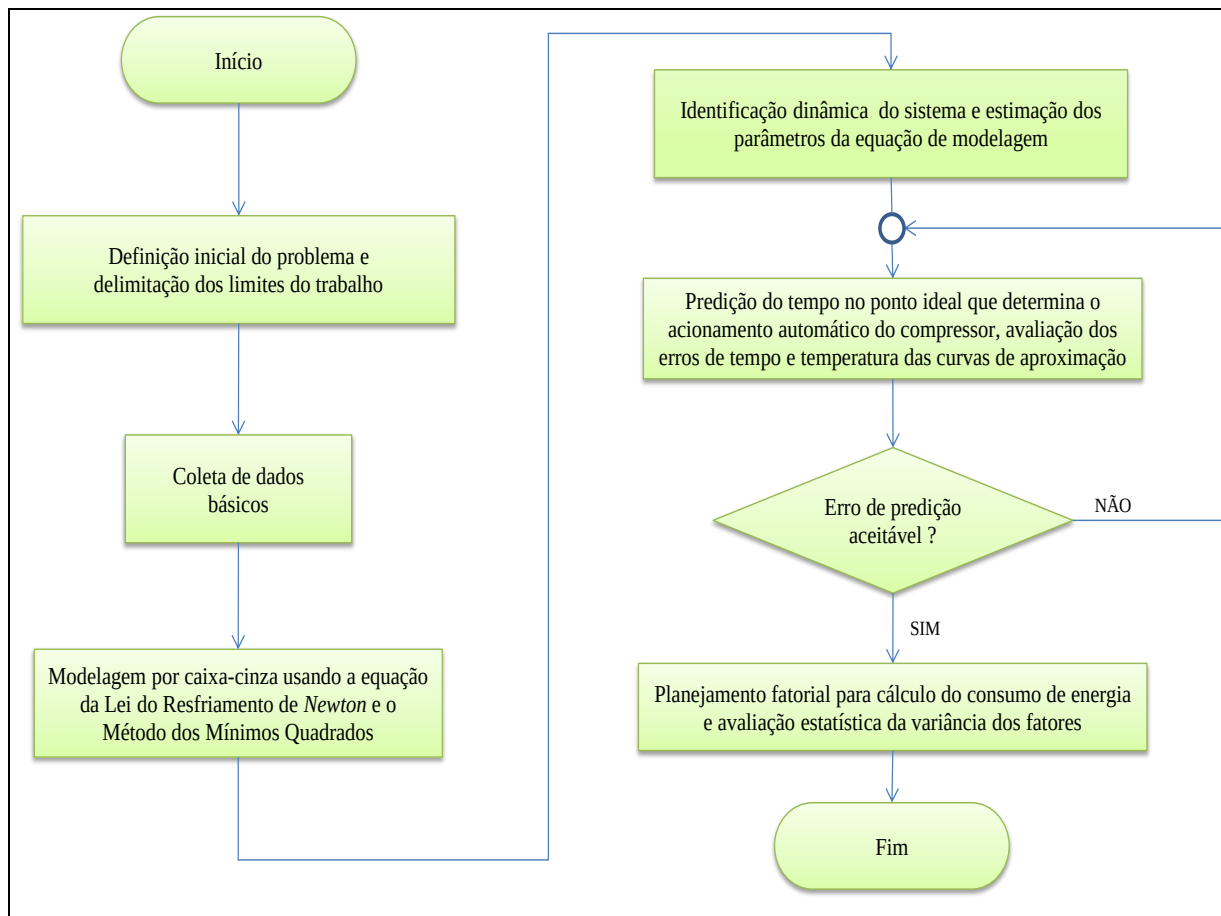
3º) identificação dinâmica do sistema de refrigeração com estimação dos parâmetros desconhecidos da equação da Lei do Resfriamento de *Newton* que transcorre com aplicação do Método de Mínimos Quadrados usando algoritmo de identificação e predição;

4º) predição do tempo ideal de religamento do compressor do refrigerador de forma a garantir que a bebida atinja a temperatura alvo quando iniciar o próximo turno de trabalho. Verificação do erro de predição do tempo, comparando os valores medidos dinamicamente com os tempos de predição obtidos por meio do algoritmo de identificação e predição;

5º) planejamento fatorial e execução de experimentos para cálculo do consumo de energia e avaliação estatística da variância resultante da combinação entre os diversos fatores.

O fluxograma apresentado na Figura 7 ilustra os passos descritos no procedimento.

Figura 7 - Fluxograma para modelagem do sistema e predição dos dados



Fonte: Autor (2019)

Também são adotadas as seguintes hipóteses e condições simplificadoras para a identificação do modelo:

a) a pressão do ar no interior do gabinete é mantida constante e de valor igual a pressão ambiente, sendo desprezados os efeitos da movimentação do ar causada pelo ventilador interno ou eventual vazamento de ar interno;

b) o refrigerador é abastecido com determinada quantidade de frascos cheios de bebida e os experimentos começam após o segundo ciclo em que a temperatura na placa evaporadora tenha atingido a temperatura ajustada no termostato (*set-point*);

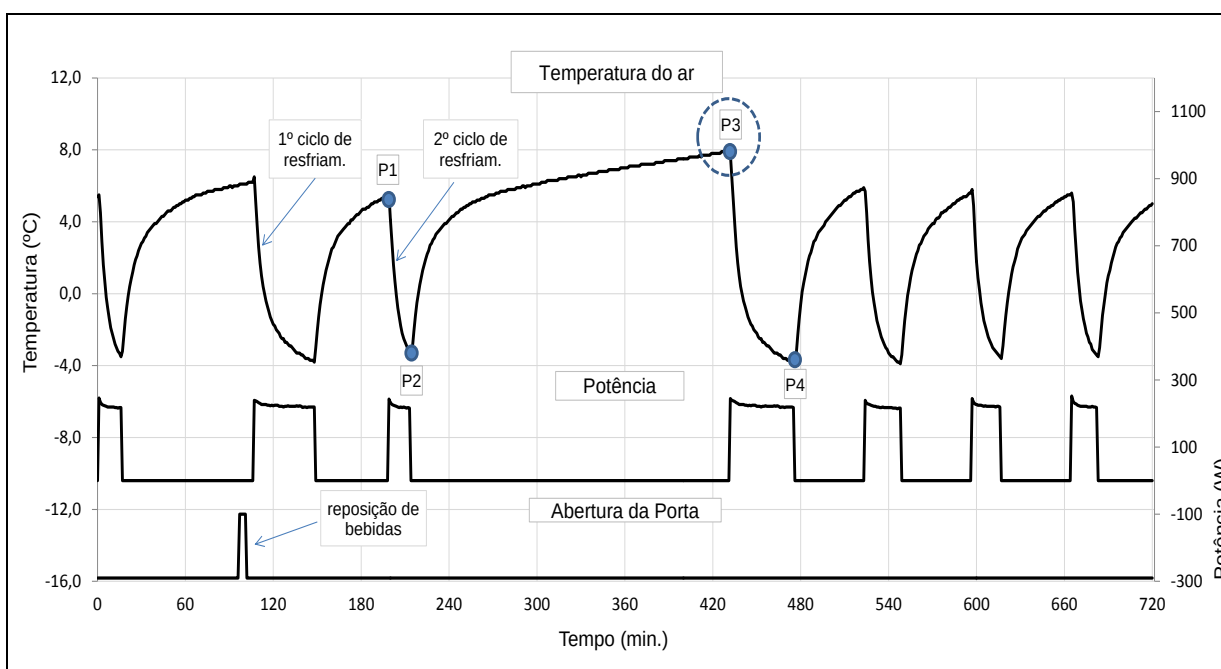
c) antes do início de cada ensaio, metade do volume de bebidas utilizado no experimento se encontra na temperatura ambiente de 22 °C e a outra metade do volume encontra-se em equilíbrio térmico com o ar no interior do gabinete.

3.3 DEFINIÇÃO DOS CICLOS DE TEMPERATURA E POTÊNCIA TÍPICOS

O sistema de refrigeração em estudo possui um perfil típico de temperatura interna do ar e potência elétrica que é comum a todos os equipamentos de refrigeração de bebidas que operam pelo princípio da compressão do vapor e que fazem uso do controle de temperatura por termostato eletromecânico. Para realizar a identificação da transferência térmica no refrigerador é fundamental a definição dos pontos relevantes da curva tempo / temperatura.

Na Figura 8 é ilustrado o comportamento típico da temperatura interna de um refrigerador com carga plena de bebidas, operando com porta fechada, com termostato regulado na posição de ajuste 4, sem sofrer perturbações. O ponto P1 representa o início do segundo ciclo de resfriamento após a abertura de porta para a reposição da metade do volume de bebidas e antes do desligamento do compressor, momento em que começa o registro das variáveis t e T_{ig} que permitirão identificar o sistema de refrigeração. O ponto P2 representa o desligamento (forçado) do compressor com a finalidade de economizar energia elétrica e também o final da coleta de dados necessários para a identificação do sistema. O ponto P3 representa o instante de religamento (automático) do compressor do refrigerador. O ponto P4 representa o instante de tempo em que o compressor completou o primeiro ciclo de resfriamento pós-desligamento e atingiu a temperatura interna alvo necessária para o início do novo turno de trabalho.

Figura 8 – Perfil real de temperatura e potência do refrigerador em operação descontínua



Fonte: Autor (2019)

O Quadro 1 descreve com detalhes cada um dos pontos. O ponto P1 define o horário de início do segundo ciclo de resfriamento após a última abertura de porta para a reposição de bebidas, e também é o momento onde o usuário define o tempo de P4 que determina o horário de início do próximo turno de trabalho. Os pontos P2 e P3 correspondem ao início e fim, respectivamente, do período de economia de energia elétrica no compressor do equipamento. Quando o tempo de P4 for atingido, a bebida estará na temperatura ideal de consumo.

Quadro 1- Informação dos pontos do perfil típico de temperatura e potência

Ponto	Descrição
P1	Início do segundo ciclo de resfriamento e início da identificação dos parâmetros.
P2	Final do ciclo de resfriamento normal e fim da identificação dos parâmetros, com desligamento do compressor.
P3	Final do ciclo de aquecimento natural pós-desligamento (ponto a estimar pela predição) e início do ciclo de refrigeração para retomada do ponto de ajuste.
P4	Final do ciclo de refrigeração de retomada e início do turno de trabalho.

Fonte: Autor (2019)

O instante de tempo t do ponto P3 (t_{P3}) determina o momento em que o compressor religa automaticamente. O trabalho de predição visa justamente determinar a melhor localização do ponto P3 sobre a curva de aquecimento. Isso é realizado através da resolução analítica do modelo, de tal maneira que, por meio de aproximações sucessivas da curva de resfriamento, se atinja o ponto P4 com o menor erro possível de tempo e temperatura.

3.4 MODELAGEM EM CAIXA-CINZA PELA LEI DO RESFRIAMENTO DE NEWTON

Nessa seção é aplicada a modelagem matemática da transferência térmica do sistema de refrigeração, fazendo uso da equação (11) que representa a Lei do Resfriamento de *Newton*, com a finalidade de realizar a identificação e predição dos dados. O valor da constante de proporcionalidade $\bar{k}$ em (11) representa a taxa de variação da temperatura durante o resfriamento ou aquecimento, sendo dependente de diversos fatores, entre eles, a temperatura ambiente, o nível de isolamento térmico do refrigerador, o volume e a temperatura da bebida no interior do gabinete e o próprio ponto de ajuste da temperatura interna do ar.

O problema da taxa de variação de temperatura apresenta uma solução analítica por

meio do uso da técnica de separação de variáveis. A resolução da EDO (11) inicia com a separação por partes, resultando em

$$\frac{dT(t)}{[T(t) - T_m]} = -\bar{k} dt \quad (20)$$

Integrando ambos os lados de (20) tem-se

$$\int \frac{dT(t)}{[T(t) - T_m]} = -\int \bar{k} dt \quad (21)$$

Resolvendo-se as integrais em ambos os lados de (21) resulta em

$$\ln[T(t) - T_m] = -\bar{k}t + C_i \quad (22)$$

em que C_i é a constante de integração. Na equação (22) isola-se a variável $T(t)$, aplicando a exponencial em ambos os lados, obtendo-se

$$T(t) - T_m = e^{-\bar{k}t} e^{C_i} \quad (23)$$

sabendo que a exponencial de uma constante (e^{C_i}) é outra constante (C), obtem-se

$$T(t) - T_m = C e^{-\bar{k}t} \quad (24)$$

portanto, a solução geral da EDO será

$$T(t) = T_m + C e^{-\bar{k}t} \quad (25)$$

A resolução de uma EDO está sujeita a determinadas condições iniciais. Sabendo que a temperatura inicial do corpo no tempo zero é $T(0) = T_0$, então, substituindo-se $t=0$ em (25), obtem-se o valor da constante C :

$$C = T_0 - T_m \quad (26)$$

e substituindo a equação (26) em (25) obtem-se a expressão geral que determina a temperatura de um corpo em qualquer instante de tempo, sendo T_0 a temperatura inicial do corpo no instante de tempo zero:

$$T(t) = T_m + (T_0 - T_m) e^{-\bar{k}t} \quad (27)$$

Com uma segunda medição, em que $t=\Delta t$ e $T(\Delta t)=T_1$, é possível determinar o valor da constante de proporcionalidade $\bar{k}$, seguindo direto de (27), resultando em

$$T_1 = T_m + (T_0 - T_m)e^{-\bar{k}\Delta t} \quad (28)$$

e isolando-se o termo exponencial em (28) chega-se a

$$e^{-\bar{k}\Delta t} = \frac{T_1 - T_m}{T_0 - T_m} \quad (29)$$

Extraindo o logaritmo natural de ambos os lados da igualdade em (29), resulta em

$$-\bar{k}\Delta t = \ln \frac{T_1 - T_m}{T_0 - T_m} \quad (30)$$

Finalmente, isolando-se $\bar{k}$ na equação (30) obtem-se:

$$\bar{k} = \frac{-\ln \left(\frac{T_1 - T_m}{T_0 - T_m} \right)}{\Delta t} \quad (31)$$

3.4.1 Estimação dos parâmetros pelo método da regressão linear

Para realizar a modelagem caixa-cinza pela Lei do Resfriamento de *Newton* é necessária a estimação dos seus parâmetros desconhecidos, $\bar{k}$ e C , o que pode ser feito convenientemente por regressão linear, que compreende uma forma de estimar os valores dos coeficientes de regressão do modelo matemático. Uma das técnicas usadas é a estimação pelo MMQ, apresentado na Seção 2.5.2, que estabelece o modelo linear definido em (12). Esse é um modelo geral que pode ser aplicado para ajustar os pontos de qualquer função linear (MONTGOMERY, 2005).

No sistema em estudo, a variável dependente y é a temperatura interna do ar T_{ig} no refrigerador ($^{\circ}\text{C}$) e a variável independente x é o tempo t (*minutos*) transcorrido desde o primeiro momento em que o compressor foi ligado. Rodrigues (2018) diz que embora a técnica dos mínimos quadrados utilize normalmente funções lineares e funções aproximadoras polinomiais, dependendo da necessidade da aplicação, em alguns casos podem ser utilizadas outras funções, como a expressão (25), onde a temperatura no corpo do sensor

localizado no interior do gabinete, em qualquer instante de tempo, é determinada através de uma função exponencial, que por consequência é não-linear e deve ser linearizada para permitir a estimação dos seus parâmetros pelo MMQ. Neste caso, os parâmetros $\bar{k}$ e C são os termos a serem estimados em (25). O método usualmente seguido para equações que possuem uma relação exponencial, portanto não-linear, consiste em convertê-la em uma função aproximadora linear (RODRIGUES, 2018). Logo, aplicando-se o logaritmo em ambos os lados da igualdade em (25), obtem-se

$$\ln[T(t) - T_m] = \ln C + \ln(e^{-\bar{k}t}) \quad (32)$$

que resulta em

$$\ln[T(t) - T_m] = \ln C - \bar{k}t \quad (33)$$

Em (33), fazendo as equivalências: $\ln[T(t) - T_m] = \hat{y}$, $-\bar{k} = \beta_1$ e $\ln C = \beta_2$, surge assim uma relação linear correspondente a

$$\hat{y} = \beta_1 t + \beta_2 \quad (34)$$

e, seguindo o procedimento do MMQ, é possível obter os parâmetros da função linear, com as devidas adaptações dos termos.

Partindo da premissa de que o MMQ consiste em minimizar o somatório da diferença quadrática entre os valores reais da variável dependente (y_i) e seus respectivos valores estimados ($\hat{y}_i$), pode-se determinar os parâmetros desconhecidos da função de aproximação linear da seguinte forma:

$$e_L = \min_{\hat{y}} \sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (35)$$

em que e_L é o mínimo erro quadrático, N é a quantidade total de observações realizadas e

$$\hat{y}_i = \beta_1 t_i + \beta_2 \quad (36)$$

que substituindo-se (36) em (35), o problema de otimização pode ser redefinido conforme

$$e_L = \min_{\beta_1, \beta_2} \sum_{i=1}^N (y_i - \beta_1 t_i - \beta_2)^2 \quad (37)$$

e derivando-se (37) em relação a β_1 e β_2 considerando que na minimização as derivadas parciais são nulas, tem-se

$$\frac{\partial e_L}{\partial \beta_1} = 0 \quad \text{e} \quad \frac{\partial e_L}{\partial \beta_2} = 0 \quad (38)$$

A derivada parcial do erro em relação a β_1 é

$$\frac{\partial e_L}{\partial \beta_1} = \frac{\partial \sum_{i=1}^N (y_i - \beta_1 t_i - \beta_2)^2}{\partial \beta_1} \quad (39)$$

Segue de (38) e de (39) que

$$-2 \sum_{i=1}^N (y_i - \beta_1 t_i - \beta_2) t_i = 0 \quad (40)$$

e pode ser reescrita como

$$-\sum_{i=1}^N t_i y_i + \beta_1 \sum_{i=1}^N t_i^2 + \beta_2 \sum_{i=1}^N t_i = 0 \quad (41)$$

Reorganizando os termos com parâmetros β para um dos lados da igualdade em (41) se obtém

$$\sum_{i=1}^N t_i y_i = \beta_1 \sum_{i=1}^N t_i^2 + \beta_2 \sum_{i=1}^N t_i \quad (42)$$

Considerando-se a derivada parcial do erro em relação a β_2

$$\frac{\partial e_L}{\partial \beta_2} = \frac{\partial \sum_{i=1}^N (y_i - \beta_1 t_i - \beta_2)^2}{\partial \beta_2} \quad (43)$$

segue-se de (38) e de (43) que

$$-2 \sum_{i=1}^N (y_i - \beta_1 t_i - \beta_2) = 0 \quad (44)$$

A equação (44) pode ser reescrita como

$$\sum_{i=1}^N y_i - \beta_1 \sum_{i=1}^N t_i - N\beta_2 = 0 \quad (45)$$

e reorganizando os termos com parâmetros β para um dos lados da igualdade em (45), obtendo-se

$$\sum_{i=1}^N y_i = \beta_1 \sum_{i=1}^N t_i + N\beta_2 \quad (46)$$

As equações (42) e (46) formam um sistema linear com duas equações e duas variáveis que pode ser aplicado a processos de primeira ordem. Considerando que os conjuntos de pontos em t e y são conhecidos através dos valores reais do experimento, resta isolar os termos desconhecidos β_1 e β_2 e descobrir suas equações em função dos pontos conhecidos t_i e y_i .

Isolando-se o termo desconhecido β_2 na equação (46), resulta em

$$\beta_2 = \frac{\sum_{i=1}^N y_i - \beta_1 \sum_{i=1}^N t_i}{N} \quad (47)$$

Em (47) verifica-se que o termo β_2 só depende de β_1 pois t_i , y_i e N são termos conhecidos. Logo, substituindo (47) no termo correspondente em (42), encontra-se

$$\sum_{i=1}^N t_i y_i = \beta_1 \sum_{i=1}^N t_i^2 + \frac{\sum_{i=1}^N y_i - \beta_1 \sum_{i=1}^N t_i}{N} \sum_{i=1}^N t_i \quad (48)$$

fazendo a distributiva e rearranjando os termos em (48), tem se

$$\sum_{i=1}^N t_i y_i = \beta_1 \sum_{i=1}^N t_i^2 + \frac{\sum_{i=1}^N y_i \sum_{i=1}^N t_i}{N} - \frac{\beta_1 \left(\sum_{i=1}^N t_i \right)^2}{N} \quad (49)$$

Multiplicando-se ambos os lados da igualdade em (49) por N , resulta em

$$N \sum_{i=1}^N t_i y_i = N \beta_1 \sum_{i=1}^N t_i^2 + \sum_{i=1}^N y_i \sum_{i=1}^N t_i - \beta_1 \left(\sum_{i=1}^N t_i \right)^2 \quad (50)$$

e isolando β_1 em (50), se obtém

$$\beta_1 = \frac{N \sum_{i=1}^N t_i y_i - \sum_{i=1}^N y_i \sum_{i=1}^N t_i}{N \sum_{i=1}^N t_i^2 - \left(\sum_{i=1}^N t_i \right)^2} \quad (51)$$

que determina o valor do parâmetro β_1 dependente somente dos valores de t_i e y_i , do tempo (t) e da temperatura interna do gabinete (T_{ig}), respectivamente, medidos dinamicamente.

Agora, isolando-se o termo desconhecido β_1 em (46), se obtém

$$\beta_1 = \frac{\sum_{i=1}^N y_i - N \beta_2}{\sum_{i=1}^N t_i} \quad (52)$$

em seguida, substituindo-se (52) no termo correspondente em (42), encontra-se

$$\cdot \sum_{i=1}^N t_i y_i = \frac{\sum_{i=1}^N y_i - N \beta_2}{\sum_{i=1}^N t_i} \sum_{i=1}^N t_i^2 + \beta_2 \sum_{i=1}^N t_i \quad (53)$$

em que, fazendo a distributiva e rearranjando os termos em (53), tem-se

$$\sum_{i=1}^N t_i y_i = \frac{\sum_{i=1}^N y_i \sum_{i=1}^N t_i^2}{\sum_{i=1}^N t_i} - \frac{N \beta_2 \sum_{i=1}^N t_i^2}{\sum_{i=1}^N t_i} + \beta_2 \sum_{i=1}^N t_i \quad (54)$$

logo, multiplicando-se ambos os lados da igualdade em (54) por $\sum_{i=1}^N t_i$, resulta em

$$\sum_{i=1}^N t_i y_i \sum_{i=1}^N t_i = \sum_{i=1}^N y_i \sum_{i=1}^N t_i^2 - N \beta_2 \sum_{i=1}^N t_i^2 + \beta_2 \left(\sum_{i=1}^N t_i \right)^2 \quad (55)$$

e reorganizando os termos com β_2 para um dos lados da igualdade em (55), se obtém

$$\sum_{i=1}^N t_i y_i \sum_{i=1}^N t_i - \sum_{i=1}^N y_i \sum_{i=1}^N t_i^2 = \beta_2 \left[\left(\sum_{i=1}^N t_i \right)^2 - N \sum_{i=1}^N t_i^2 \right] \quad (56)$$

em que, isolando β_2 em (56), se obtém

$$\beta_2 = \frac{\sum_{i=1}^N t_i y_i \sum_{i=1}^N t_i - \sum_{i=1}^N y_i \sum_{i=1}^N t_i^2}{\left(\sum_{i=1}^N t_i \right)^2 - N \sum_{i=1}^N t_i^2} \quad (57)$$

que determina o valor do parâmetro β_2 dependente somente dos valores de t_i e y_i , o tempo e a temperatura interna do gabinete (T_{ig}), respectivamente, medidos dinamicamente.

Identificados os valores dos parâmetros β_1 e β_2 pelo MMQ, o passo seguinte é realizar a predição do tempo t no ponto P3 aplicando a equação (25) da Lei do Resfriamento de *Newton*, conforme detalhado na seção seguinte.

3.4.2 Predição do tempo de religamento do compressor

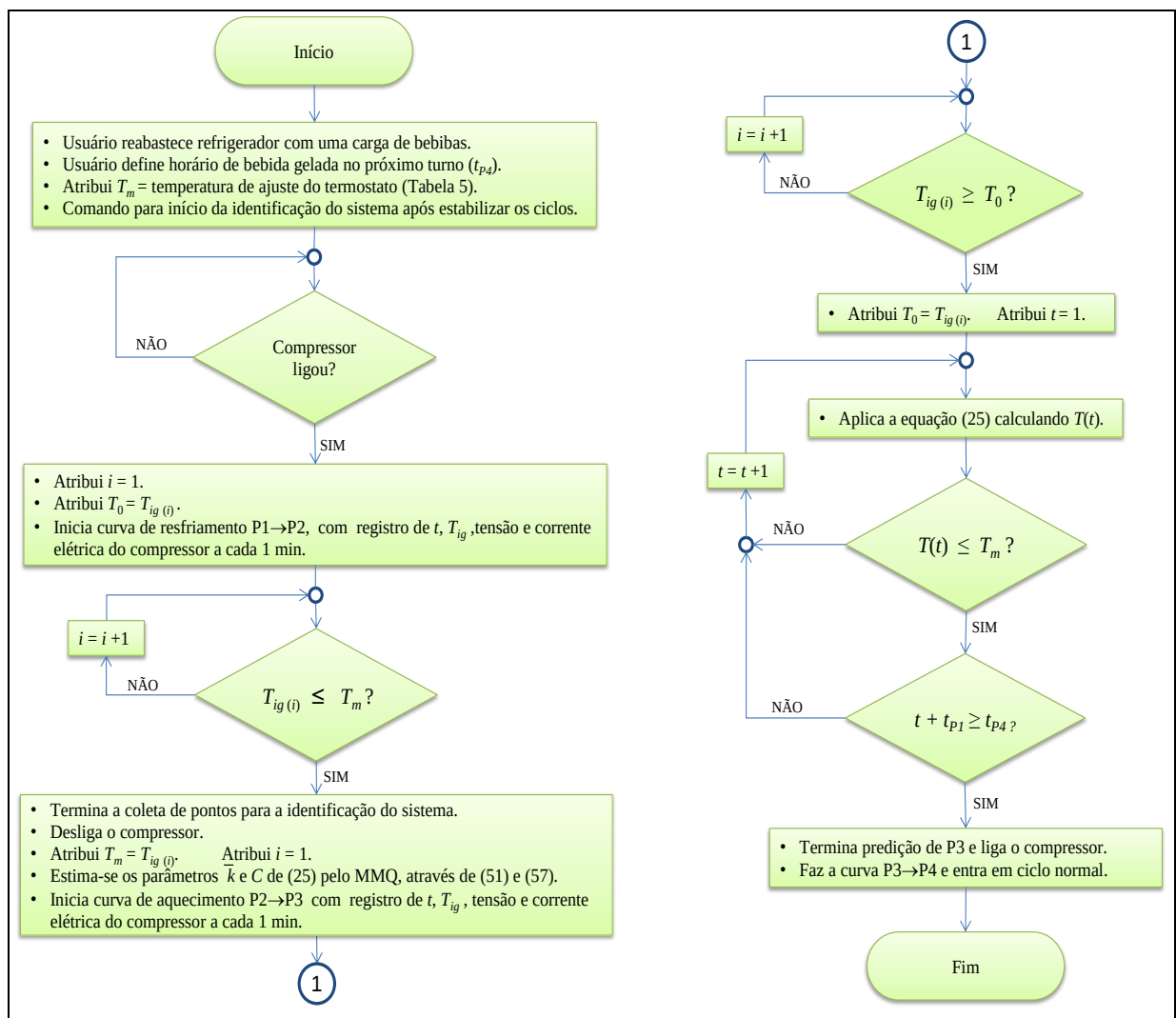
A predição do instante de tempo do ponto P3 é fundamental para definir o horário de religamento do compressor a fim de garantir que a bebida atinja a temperatura ideal no início do próximo turno de trabalho. Para isso é proposto o algoritmo mostrado no fluxograma da Figura 9 que soluciona o problema de localização do ponto P3 sobre a curva de aquecimento, levando em conta a leitura do tempo inicial (t_{p1}) e o valor do tempo final programado (t_{p4}) para a bebida estar gelada.

Este procedimento está dividido em duas etapas. Na primeira é realizada a identificação do sistema de refrigeração com a estimação dos parâmetros $\bar{k}$ e C que compõem a equação da Lei do Resfriamento de *Newton* (25) e, correspondem aos parâmetros β_1 e β_2 , respectivamente, identificados através das equações (51) e (57). Na segunda etapa do algoritmo é realizada a predição do tempo t em P3 (t_{p3}) por meio do cálculo por aproximações sucessivas. Para isso, aplica-se na equação (25) os parâmetros β_1 e β_2 identificados, calculando $T(t)$ quantas vezes for necessário, até encontrar o ponto onde a resultante de $(t +$

$t_{P1} - t_{P4}$) seja próxima de zero, considerando que T_m depende da posição de ajuste escolhida pelo usuário na Tabela 5.

Como pode-se perceber, o algoritmo se baseia no conjunto de dados coletados entre P2 e P3 para identificar os parâmetros $\bar{k}$ e C do modelo de refrigeração. Após isso, a cada minuto, os dados do instante de tempo (t), a temperatura interna do gabinete (T_{ig}), a tensão e corrente elétrica do compressor, continuam sendo registrados e estimadas as curvas de resfriamento usando a equação (25), até encontrar a condição final de parada, terminando a predição do tempo t em P3 (t_{P3}).

Figura 9 - Fluxograma simplificado do algoritmo de identificação e predição



Fonte: Autor (2019)

Com o intuito de realizar a simulação dos modelos de cada experimento, o algoritmo da Figura 9 foi implementado em um *software* livre de simulação de alto nível, compatível

com Matlab, Octave e Scilab, o qual foi responsável por gerar as curvas de aproximações sucessivas e mostrar na tela do ambiente de desenvolvimento do *software* o ponto ideal de religamento do compressor t_{p3} , possibilitando a realização das análises comparativas do erro da predição de t_{p3} em relação ao tempo de religamento medido em cada experimento.

3.5 PLANEJAMENTO DOS EXPERIMENTOS E PROCEDIMENTO DE AVALIAÇÃO

O planejamento ou delineamento de experimentos DOE (*Design of Experiments*) é uma ferramenta estatística que estabelece e quantifica as correlações entre os diferentes fatores e suas interações, além de permitir a definição dos diversos parâmetros experimentais empregados na pesquisa científica (CUNICO et al., 2008). Neste trabalho, o DOE foi realizado com o apoio do *software* Action.

Para executar o DOE fatorial 2^K é necessário conhecer quem são os fatores (F) ou variáveis de entrada, controláveis ou não, qualitativas ou quantitativas, e quem é a variável de resposta (y), que representa o resultado de um experimento. Também deve-se determinar os níveis (Z), que são os valores que cada fator F pode assumir a fim de se obter a quantidade total de corridas, e a quantidade de réplicas, ou seja, o número de repetições para a mesma corrida. Cada combinação de fatores e níveis em um experimento é chamada de corrida. Com isso, o arranjo experimental completo para um experimento fatorial Z^F (com Z níveis e F fatores) e r repetições é $Z^F r$ (MAYER, 2018).

As definições básicas que devem ser feitas para o uso da ferramenta estatística DOE no *software* Action são: tipo do experimento, número de fatores, ordem (níveis) e réplicas, conforme mostra a Figura 10. Neste trabalho, os parâmetros de entrada configurados são:

- tipo de experimento - fatorial completo;
- número de fatores igual a 3 (**a**, **b** e **c**);
- ordem igual a 2 níveis;
- réplicas igual a 2;
- aleatorizar corridas - sim.

O planejamento de experimentos deve, sempre que possível, incluir réplicas ou repetições do mesmo experimento, além de aplicar a técnica de aleatorização nos ensaios pois permite equilibrar o efeito de condições estranhas ou incontroláveis que podem afetar os resultados de um experimento (MINITAB, 2018).

Figura 10 - Janela de definição dos parâmetros para o DOE no *software Action*

A janela "Planejamento de Experimento" do software Action apresenta as seguintes configurações visíveis:

- Tipo de Experimento:** ☒ Fatorial Completo, ☐ Fatorial em Blocos, ☐ Fatorial Fracionado, ☐ Box-Behnken, ☐ Central Composite.
- Fatores:** ☒ Núm. Fatores (campo com valor 3), ☐ Fatores: (campo com valor 3).
- Mostrar Resultados:** ☒ Célula Atual, ☐ Nova Planilha.
- Parâmetros:** Níveis (campo com valor 2), Ordem (seta para baixo), Blocos (seta para baixo), Corridas (seta para baixo), Centros (seta para baixo), Cubos (seta para baixo), Alfa (campo).
- Outros:** ☐ Réplicas (campo), ☒ Aleatorizar Corridas.
- Botões: Ok, Cancelar.

Fonte: Autor (2019)

O uso da ferramenta DOE neste trabalho permite estimar 3 efeitos principais, 3 efeitos de interações de segunda ordem e 1 efeito de interação de terceira ordem, e seu objetivo aqui é estudar o efeito conjunto dos três fatores, o volume de bebidas (**a**), a posição de ajuste no seletor do termostato (**b**) e o tempo de desligamento fora do turno de trabalho (**c**) sobre a resposta do consumo de energia elétrica do refrigerador de bebidas. Os valores dos níveis -1 (baixo) e 1 (alto) de cada fator usado nos ensaios são vistos na Tabela 6.

Tabela 6 - Valores dos níveis baixo e alto dos diferentes fatores

Fator	-1 (baixo)	1 (alto)
a – Volume de bebidas	32 litros	64 litros (carga máxima)
b – Posição de ajuste no seletor do termostato	1 (frio moderado)	4 (frio máximo)
c – Tempo de desligamento fora do turno de trabalho	0 horas (não desliga)	≥ 8 horas desligado

Fonte: Autor (2019)

O resultado do planejamento ou delineamento do experimento é um total de 2^3 corridas, ou seja, 3 fatores e 2 níveis por fator. Portanto, o número de agrupamentos ou corridas é 8, com 2 réplicas por corrida, totalizando 16 ensaios. A condução dos experimentos segue a sequência aleatorizada gerada pela ferramenta estatística do *software Action*, mostrada na Tabela 7.

Tabela 7 - Matriz de planejamento do experimento fatorial com aleatorização

Corrida	Sequência	Nível dos Fatores		
		a	b	c
4	1	1	1	-1
1	2	-1	-1	-1
5	3	-1	-1	1
7	4	-1	1	1
8	5	1	1	1
6	6	1	-1	1
2	7	1	-1	-1
6	8	1	-1	1
4	9	1	1	-1
2	10	1	-1	-1
5	11	-1	-1	1
3	12	-1	1	-1
7	13	-1	1	1
8	14	1	1	1
1	15	-1	-1	-1
3	16	-1	1	-1

Fonte: Autor (2019)

A avaliação da qualidade dos dados gerados pelos modelos de identificação do sistema e validação do método de predição proposto é aplicada sobre a série de experimentos listados na Tabela 7, sendo que cada ensaio tem duração de 24 horas, registrando os pontos que formam as curvas de refrigeração do ar em um *freezer* de bebidas dotado de dispositivo *timer* programado com horários de desligamento e acionamento do compressor. Os dados observados no processo real são confrontados com os dados de saída dos modelos propostos, verificando a raiz do erro médio quadrático (*Root Mean Squared Error* - RMSE), análoga ao desvio padrão, sendo usada para aferir a qualidade do ajuste do modelo através da equação

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad (58)$$

em que y_i é a variável de resposta da saída observada no processo e $\hat{y}_i$ é o valor estimado ou predito de y_i e, verificando também, o coeficiente de determinação R^2 , que serve para indicar o percentual que a variável dependente consegue ser explicada pelos regressores presentes no modelo, onde

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2} \quad (59)$$

em que $\bar{y}$ é a média das observações de y .

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo apresenta os resultados encontrados na aplicação do algoritmo de identificação e predição de dados e os resultados dos experimentos fatoriais de avaliação do consumo de energia nas diversas condições de ajustes da temperatura alvo no interior do gabinete, variação da carga térmica e desligamento programado do refrigerador.

4.1 IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS DO SISTEMA

Para a realização dos ensaios de identificação dos parâmetros, o refrigerador foi abastecido com 50% do volume de bebidas na temperatura ambiente (22 °C) e o restante em equilíbrio térmico com o interior do gabinete. A porta foi fechada e o equipamento ficou operando por dois ciclos completos de resfriamento. As temperaturas observadas no segundo ciclo de refrigeração, entre os pontos P1 e P2 (Figura 8), foram utilizadas para obter os modelos. Os experimentos seguiram a ordem descrita na matriz de planejamento fatorial apresentada na Tabela 7, totalizando 16 ensaios com 8 corridas e duração de 24 horas cada um.

No primeiro experimento, por exemplo, os níveis dos fatores **a**, **b** e **c** foram ajustados em 1, 1 e -1, respectivamente, ou seja, o volume de bebidas em 64 litros, a posição de ajuste do termostato em 4 (frio máximo) e o tempo de desligamento fora do turno de trabalho em 0 horas (não desliga). A estrutura e procedimento de aquisição dos dados seguiram o descrito na Seção 3.1.

O objetivo da identificação dos parâmetros do sistema de refrigeração é obter modelos aceitáveis para a predição dos pontos da curva de resfriamento P3→P4 definida na Figura 8. Para isso, é necessário encontrar os valores dos termos $\bar{k}$ e C da equação da Lei do Resfriamento de *Newton* em (25) usando o procedimento do MMQ descrito na Seção 3.4.1, aplicado sobre os pontos conhecidos da curva de resfriamento P1→P2 ilustrada na Figura 8.

Os modelos obtidos se tornam monovariáveis porque usam apenas a variável tempo (t) para calcular a variável temperatura interna do ar (T), considerando que T_m depende da posição de ajuste escolhida pelo usuário na Tabela 5. Portanto, conclui-se que os parâmetros resultantes do processo de identificação devem ser os termos $\bar{k}$ e C da equação (25).

Para facilitar a análise da qualidade do processo de identificação dos termos $\bar{k}$ e C , aproveitando as características comuns entre os ensaios, os experimentos listados na Tabela 8

foram reordenados de tal maneira que os fatores **a** - volume de bebidas, **b** - posição de ajuste do termostato e **c** – tempo de desligamento fora do turno de trabalho, ficassem agrupados formando 4 blocos distintos conforme mostra a Tabela 8. Os experimentos que continham o nível do fator **c** em -1 foram excluídos dos agrupamentos 1 a 4 por não necessitarem de identificação do sistema já que o refrigerador não teve desligamento programado fora do turno de trabalho.

Tabela 8 - Agrupamentos dos experimentos em função dos fatores **a**, **b** e **c**

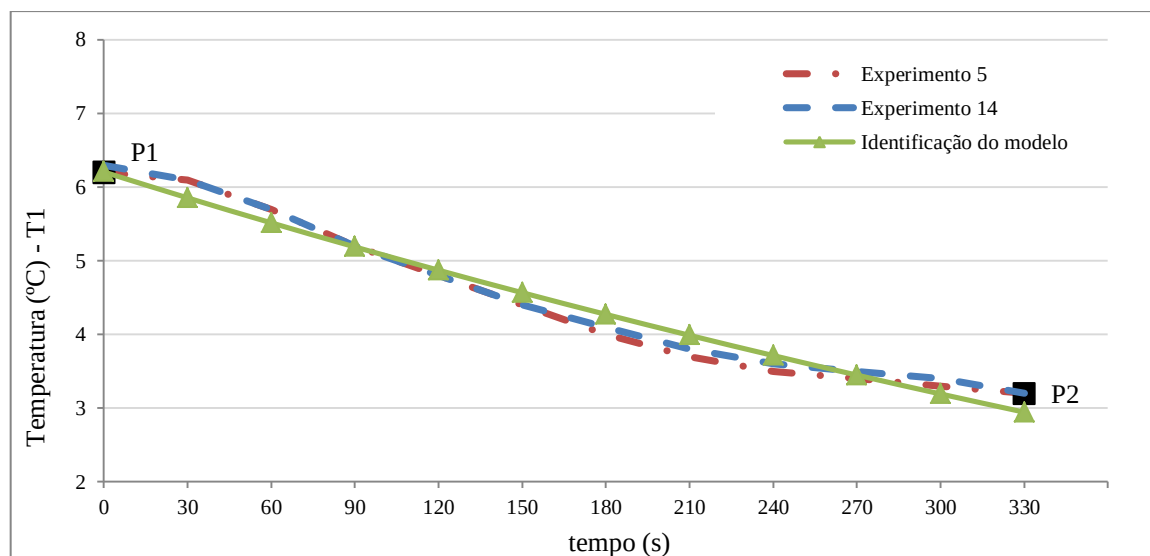
Corrida	Sequência	Níveis dos Fatores			Agrupamento
		a	b	c	
8	5	1	1	1	1
8	14	1	1	1	
6	6	1	-1	1	2
6	8	1	-1	1	
7	4	-1	1	1	3
7	13	-1	1	1	
5	3	-1	-1	1	4
5	11	-1	-1	1	

Fonte: Autor (2019)

Como exemplo, a corrida 8 composta pelos experimentos 5 e 14 formam o agrupamento 1. Os níveis dos fatores **a**, **b** e **c** neste agrupamento foram ajustados em 1, 1 e 1, respectivamente, ou seja, o volume de bebidas em 64 litros (carga máxima), a posição de ajuste do termostato em 4 (frio máximo) e o tempo de desligamento fora do turno de trabalho em 8 horas desligado. As curvas na Figura 11 ilustram o comportamento da temperatura interna do ar (T1) em função do tempo (t), formando a curva P1→P2.

A temperatura no ponto P2, vista nas Figuras 11, 12, 13 e 14, é a medição da temperatura do ar no interior do gabinete (T1 ou T_{ig}) no período que antecede o desligamento do compressor, e varia em função da quantidade de bebidas e da posição de ajuste do termostato, sendo diferente da temperatura média da placa evaporadora (T4 ou T_{evap}), conforme valores descritos na Tabela 5.

Figura 11 - Agrupamento 1 – Temperaturas internas do ar (T1) na curva P1→P2



Fonte: Autor (2019)

Os experimentos 5 e 14 ilustrados nas curvas da Figura 11 fazem parte do agrupamento 1, e foram realizados sob as mesmas condições de ensaio. Por meio do comportamento da variação de T em função de t foi possível identificar os parâmetros para a corrida 8. Estes parâmetros estão dispostos na Tabela 9. Desta tabela observa-se que para um total de 12 observações realizadas por experimento ($N = 12$), a média do fator de proporcionalidade $\bar{k}$ foi de 0,0350, a constante C média foi de 10,5686 e R^2 de 0,973.

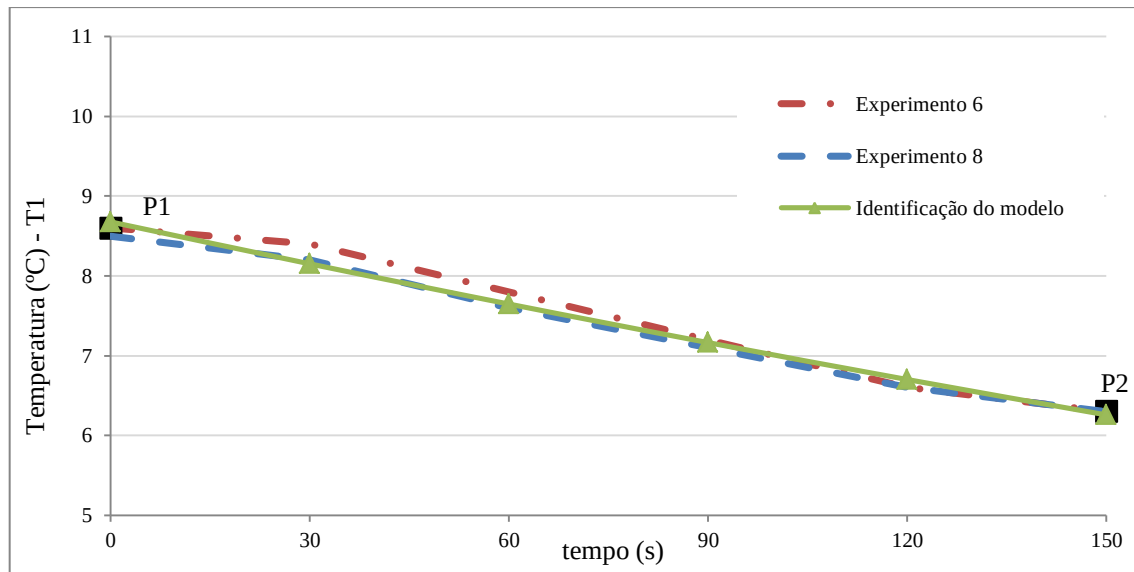
Tabela 9 - Identificação dos parâmetros para a corrida 8 – agrupamento 1

Experimento	$\bar{k}$	C	N	RMSE	R^2
5	0,0354	10,5626	12	0,1819	0,971
14	0,0346	10,5746		0,1638	0,976
Média	0,0350	10,5686		0,1729	0,973
Desvio padrão	0,0006	0,0085			

Fonte: Autor (2019)

Segue na sequência as curvas de reação dos experimentos 6 e 8 da corrida 6, conforme a Figura 12, que mostra o comportamento da temperatura interna do ar (T) em função do tempo (t). Os níveis dos fatores **a**, **b** e **c** neste agrupamento foram ajustados em 1, -1 e 1, respectivamente, ou seja, o volume de bebidas em 64 litros (carga máxima), a posição de ajuste do termostato em 1 (frio moderado) e o tempo de desligamento fora do turno de trabalho em 8 horas desligado.

Figura 12 - Agrupamento 2 – Temperaturas internas do ar (T1) na curva P1→P2.



Fonte: Autor (2019)

Os experimentos 6 e 8 ilustrados nas curvas da Figura 12 fazem parte do agrupamento 2, e foram realizados sob as mesmas condições de ensaio. Por meio da função $T(t)$ foi possível identificar os parâmetros para a corrida 6. Estes parâmetros estão mostrados na Tabela 10, em que observa-se que para um total de 6 observações realizadas por experimento ($N = 6$), a média do fator de proporcionalidade $\bar{k}$ foi de 0,0423, a constante C média foi de 13,2252 e R^2 de 0,986.

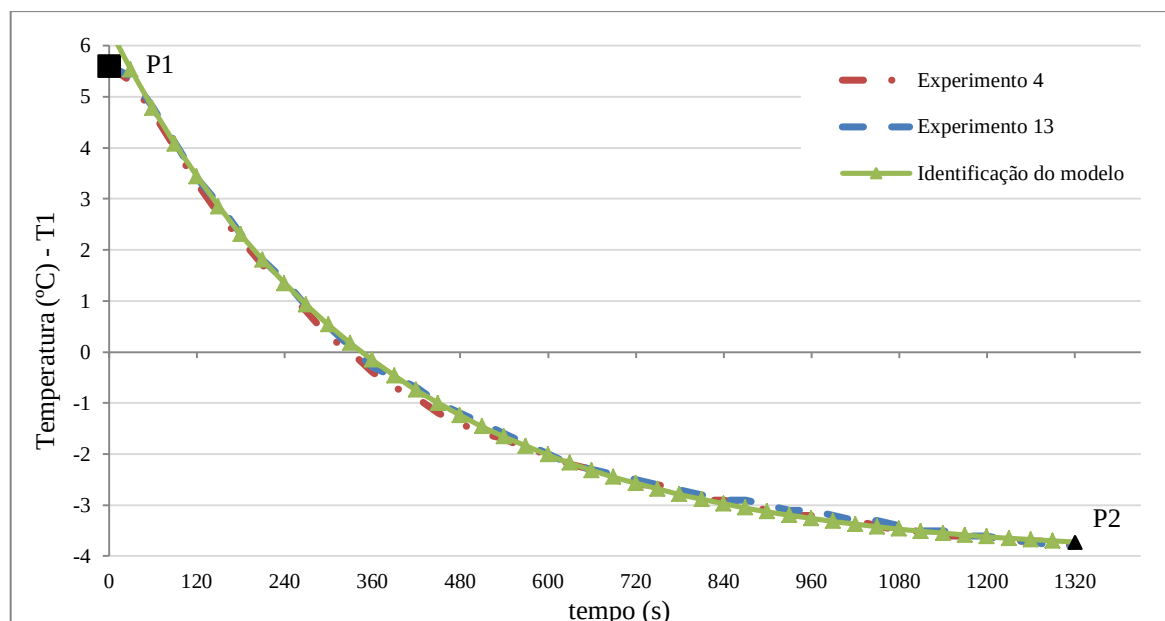
Tabela 10 - Identificação dos parâmetros para a corrida 6 – agrupamento 2

Experimento	$\bar{k}$	C	N	RMSE	R^2
6	0,0437	13,3446	6	0,1196	0,981
8	0,0410	13,1058		0,0724	0,992
Média	0,0423	13,2252		0,0960	0,986
Desvio padrão	0,0020	0,1689			

Fonte: Autor (2019)

Na sequência (Figura 13) seguem as curvas dos experimentos 4 e 13 da corrida 7, mostrando o comportamento da temperatura interna do ar (T) em função do tempo (t). Os níveis dos fatores **a**, **b** e **c** neste agrupamento foram ajustados em -1, 1 e 1, respectivamente, ou seja, o volume de bebidas em 32 litros, a posição de ajuste do termostato em 4 (frio máximo) e o tempo de desligamento fora do turno de trabalho em 8 horas desligado.

Figura 13 - Agrupamento 3 – Temperaturas internas do ar (T1) na curva P1→P2



Fonte: Autor (2019)

Os experimentos 4 e 13 ilustrados nas curvas da Figura 13 fazem parte do agrupamento 3, e foram realizados sob as mesmas condições de ensaio. Por meio do comportamento da variação de T em função de t foi possível identificar os parâmetros para a corrida 7. Estes parâmetros são apresentados na Tabela 11, a partir da qual observa-se que para um total de 45 observações realizadas por experimento ($N = 45$), a média do fator de proporcionalidade $\bar{k}$ foi de 0,0826, a constante C média foi de 11,2367 e R^2 de 0,997.

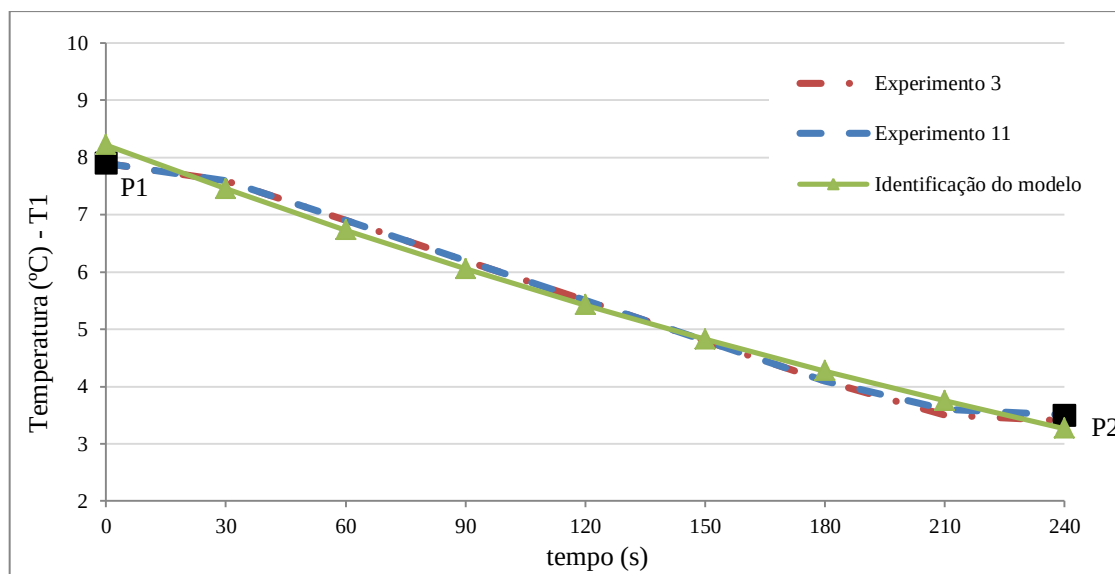
Tabela 11 - Identificação dos parâmetros para a corrida 7 – agrupamento 3

Experimento	$\bar{k}$	C	N	RMSE	R^2
4	0,0826	11,0137	45	0,1075	0,998
13	0,0827	11,4596		0,1736	0,996
Média	0,0826	11,2367		0,1406	0,997
Desvio padrão	0,0001	0,3153			

Fonte: Autor (2019)

Na última sequência dos blocos seguem as curvas dos experimentos 3 e 11 da corrida 5 conforme mostradas na Figura 14. Os níveis dos fatores **a**, **b** e **c** neste agrupamento foram ajustados em -1, -1 e 1, respectivamente, ou seja, o volume de bebidas em 32 litros, a posição de ajuste do termostato em 1 (frio moderado) e o tempo de desligamento fora do turno de trabalho em 8 horas desligado.

Figura 14 - Agrupamento 4 – Temperaturas internas do ar (T1) na curva P1→P2



Fonte: Autor (2019)

Os experimentos 3 e 11 ilustrados nas curvas da Figura 14 fazem parte do agrupamento 4, e foram realizados sob as mesmas condições de ensaio. Por meio do comportamento da variação de T em função de t foi possível identificar os parâmetros para a corrida 5. Estes parâmetros estão reportados na Tabela 12, observando-se que para um total de 9 observações realizadas por experimento ($N = 9$), a média do fator de proporcionalidade $\bar{k}$ foi de 0,0651, a constante C média foi de 13,0423 e R^2 de 0,987.

Tabela 12 - Identificação dos parâmetros para a corrida 5 – agrupamento 4

Experimento	$\bar{k}$	C	N	RMSE	R^2
3	0,0658	13,0738	9	0,1813	0,987
11	0,0643	13,0109		0,1775	0,987
Média	0,0651	13,0423		0,1794	0,987
Desvio padrão	0,0011	0,0445			

Fonte: Autor (2019)

Com intuito de facilitar a análise do comportamento da identificação do sistema de refrigeração, no que se refere a influência da combinação de níveis dos fatores, a Tabela 13 traz um resumo dos parâmetros identificados e as informações estatísticas de cada modelo, separadas por agrupamentos. Do resumo da identificação dos parâmetros observa-se que a média do RMSE foi 0,1472 com desvio padrão de 0,0381 e a média de R^2 foi 0,986 com desvio padrão de 0,010.

Tabela 13 - Resumo da identificação dos parâmetros e estatística dos modelos

Experimento	Agrupamento	Níveis dos Fatores			$\bar{k}^{-1}$	C^2	N	RMSE	R^2
		a	b	c					
5 14	1	1	1	1	0,0354 0,0346	10,5626 10,5746	12	0,1729	0,973
6 8	2	1	-1	1	0,0437 0,0410	13,3446 13,1058	6	0,0960	0,986
4 13	3	-1	1	1	0,0826 0,0827	11,0137 11,4596	45	0,1406	0,997
3 11	4	-1	-1	1	0,0658 0,0643	13,0738 13,0109	9	0,1794	0,987
Médias								0,1472	0,986
Desvio padrão								0,0381	0,010

Fonte: Autor (2019)

A partir daí os valores de $\bar{k}$ e C identificados dinamicamente em cada modelo, foram utilizados pelo algoritmo de predição ilustrado na Figura 9 para realizar os cálculos sucessivos de $T(t)$ na equação (25) até encontrar o tempo ideal de P3 (t_{P3}) que determina o religamento automático do compressor, conforme está detalhado na seção seguinte.

4.2 PREDIÇÃO DO TEMPO PARA RELIGAR O COMPRESSOR

As condições dos ensaios para a predição do tempo de religamento do compressor obedeceram as quantidades de experimentos e combinações dos fatores **a** - volume de bebidas, **b** - posição de ajuste no termostato e **c** - tempo de desligamento fora do turno de trabalho, conforme descritas na matriz de planejamento de experimento fatorial vista na Tabela 7. Para a realização dos experimentos de predição, antes da implementação do *hardware* de controle definitivo, foi instalado na alimentação do compressor um *timer* com relé para a temporização do tempo de desligamento ≥ 8 horas.

Antes de iniciar cada experimento da fase de predição, o refrigerador já havia sido reabastecido e estava operando nas condições descritas na Seção 4.1, com a posição de ajuste do termostato e o volume de bebidas conforme previamente definidos, mantendo a estrutura de instrumentação e procedimento de aquisição dos dados descritos na Seção 3.1. Por meio da aplicação dos valores identificados de $\bar{k}$ e C , conforme Seção 4.1, o algoritmo de predição

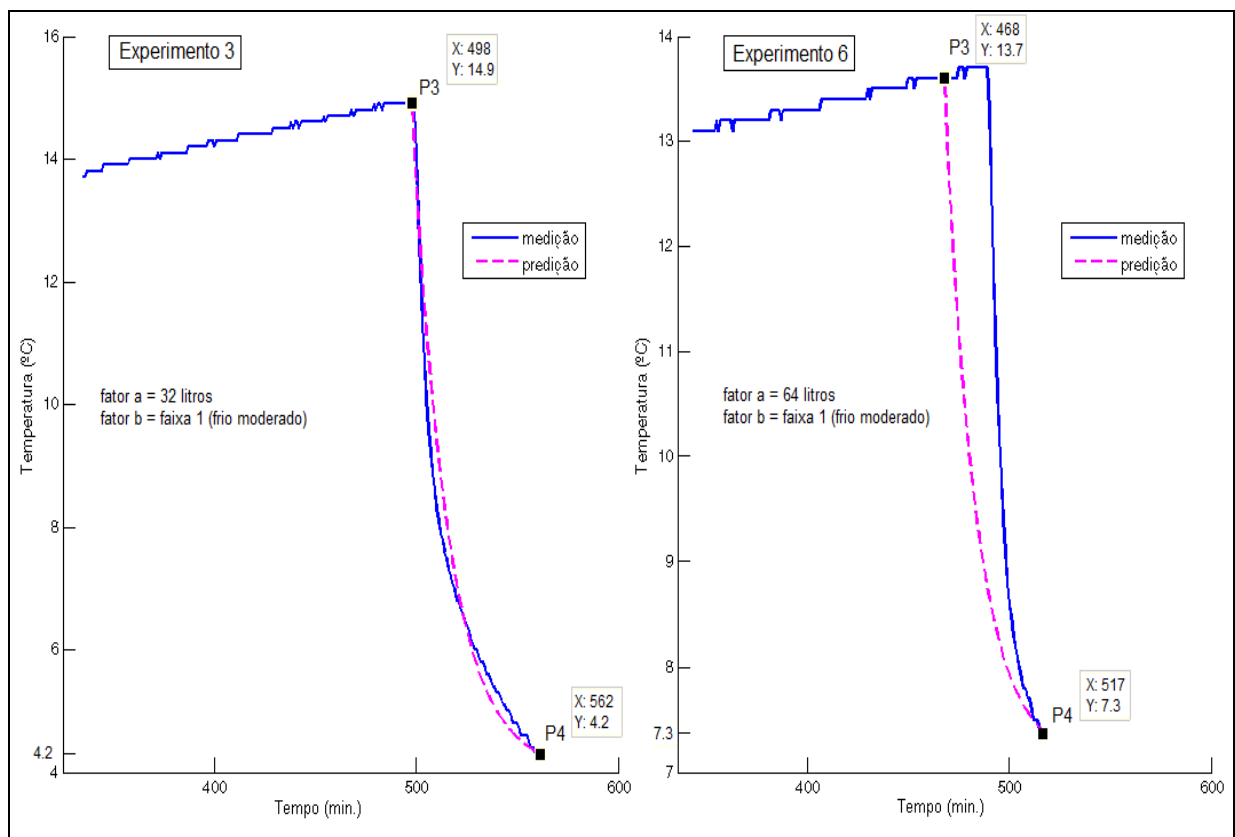
¹ Os valores médios de $\bar{k}$ da tabela não são usados como valores fixos pelo algoritmo de predição.

² Os valores médios de C da tabela não são usados como valores fixos pelo algoritmo de predição.

realizou as aproximações sucessivas do tempo t em P4 (t_{P4}) até encontrar o tempo t ideal de P3 (t_{P3}) que determina o religamento automático do compressor.

Os experimentos que fazem parte da etapa de predição são os mesmos descritos na matriz da Tabela 8, e nesta Seção foram agrupados pelo fator **b** – posição de ajuste da temperatura selecionada no termostato. Para todos os ensaios de predição, o nível do fator **c** – tempo de desligamento fora do turno de trabalho foi fixado em 1. Na Figura 15 são ilustrados os perfis de tempo e temperatura dos experimentos 3 e 6 que compõem os agrupamentos 4 e 2, respectivamente. No experimento 3 os níveis dos fatores **a** e **b** foram ajustados em -1 (32 litros) e -1 (posição 1 - frio moderado), respectivamente. No experimento 6, foram ajustados o fator **a** em 1 (64 litros) e o fator **b** em -1 (posição 1 - frio moderado). Os gráficos da Figura 15 ilustram as curvas da temperatura interna do ar observada T_{ig} e os pontos das curvas do modelo de predição da temperatura interna do ar, gerada pela função $T(t)$ em ambos os experimentos, formando as exponenciais de predição entre os pontos P3 - P4.

Figura 15 - Predição do tempo t em P3 (t_{P3}) nos experimentos dos agrupamentos 2 e 4



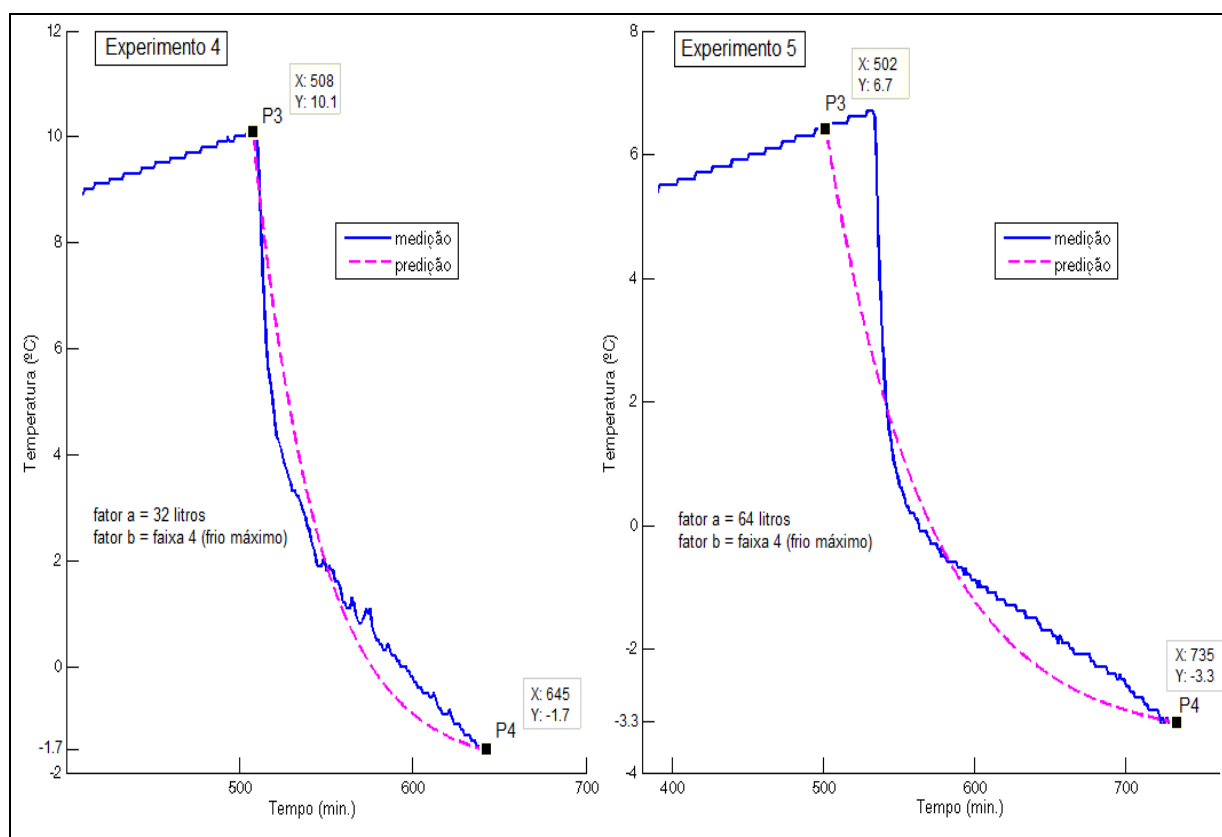
Fonte: Autor (2019)

No experimento 3, ilustrado na Figura 15, o tempo de religamento do compressor t_{P3} medido no ensaio foi de 499 minutos e o tempo t_{P3} predito pelo algoritmo de aproximações

sucessivas foi de 498 minutos, portanto, uma diferença de 1 minuto, significando 0,2% de erro sobre o intervalo de tempo total de 8 horas e 19 minutos em que o compressor ficou desligado. No experimento 6, o tempo de religamento do compressor t_{P3} medido no ensaio foi de 489 minutos e o tempo t_{P3} predito pelo algoritmo de aproximações sucessivas foi de 468 minutos, portanto, uma diferença de 21 minutos, significando um erro de 4,3% sobre o período de tempo total de 8 horas e 9 minutos em que o compressor ficou desligado.

Na continuação, os gráficos da Figura 16 ilustram os perfis de tempo e temperatura dos experimentos 4 e 5 que compõem os agrupamentos 3 e 1, respectivamente. A função $T(t)$ gera as curvas da temperatura interna do ar observada T_{ig} e os pontos das curvas do modelo de predição da temperatura interna do ar sobre ambos os experimentos, formando suas respectivas exponenciais de predição P3 - P4. No experimento 4, o fator **a** foi ajustado em -1 (32 litros) e o fator **b** ajustado em 1 (posição 4 - frio máximo). No experimento 5 os níveis dos fatores **a** e **b** foram ajustados em 1 (64 litros) e 1 (posição 4 - frio máximo), respectivamente.

Figura 16 - Predição do tempo t em P3 (t_{P3}) nos experimentos dos agrupamentos 1 e 3



Fonte: Autor (2019)

Analisando o experimento 4, ilustrado na Figura 16, o tempo de religamento do

compressor t_{p3} medido no ensaio foi de 510 minutos e o tempo t_{p3} predito pelo algoritmo de aproximações sucessivas foi de 508 minutos. Com isso, houve uma diferença de 2 minutos, significando um erro de 0,4% sobre o período de tempo total de 8 horas e 30 minutos em que o compressor ficou desligado. Já no experimento 5, o tempo de religamento do compressor t_{p3} medido no ensaio foi de 533 minutos e o tempo t_{p3} predito pelo algoritmo de aproximações sucessivas foi de 502 minutos, havendo uma diferença de 31 minutos, o que significa um erro de 5,8% sobre o intervalo de tempo total em que o compressor ficou desligado.

Os resultados gerais dos experimentos utilizados para validar o método de predição baseado no algoritmo de aproximações sucessivas proposto estão resumidos na Tabela 14, que também apresenta os valores dos demais parâmetros de entrada utilizados nos modelos de predição, sendo T_0 a temperatura inicial no corpo do sensor de ar interno, e T_m , a temperatura mínima na placa evaporadora, conforme informada na Tabela 5.

Tabela 14 – Resultados dos experimentos de validação do método de predição proposto

Agrupamento	Experimento	Níveis dos Fatores			T_0 (°C)	T_m (°C)	t_{p3} medido (minutos)	t_{p3} predito (minutos)	Erro absoluto (%)
		a	b	c					
1	3	-1	-1	1	14,9	-2	499	498	0,2%
	6	1	-1	1	13,7	-2	489	468	4,3%
2	4	-1	1	1	10,1	-12	510	508	0,4%
	5	1	1	1	6,7	-12	533	502	5,8%
Média									2,7%
Desvio padrão									2,8%

Fonte: Autor (2019)

Os resultados apresentados na Tabela 14 descrevem os valores do tempo t medido no ponto P3 e tempo t de predição do ponto P3, além do erro percentual absoluto obtido pela diferença entre os tempos medidos e preditos. Como resultado final, o erro absoluto médio entre todos os ensaios realizados foi de 2,7%. O desvio padrão calculado foi de 2,8%, indicando que houve uma maior dispersão na predição do t_{p3} nos experimentos 5 e 6, influenciada pela mudança do fator **a** - volume de bebidas, que aumentou de 32 litros nos experimentos 3 e 4 para 64 litros nos ensaios 5 e 6.

4.3 AVALIAÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA DO REFRIGERADOR

Antes do início de cada ensaio foi feita uma única abertura de porta no equipamento para a reposição da metade do volume de bebidas contida do refrigerador. Após o início de cada experimento, o equipamento permaneceu operando com a porta fechada e as informações de temperatura e potência (tensão e corrente elétrica) foram registradas continuamente pelo sistema de aquisição de dados, com um período de amostragem de um minuto, por um período de 24 horas.

Os testes seguiram a sequência obtida na aleatorização definida para cada um dos ensaios determinados na matriz de planejamento fatorial de experimentos descrita na Tabela 7, totalizando 16 ensaios com 8 corridas, combinando os três fatores, **a** - volume de bebidas, **b** - posição de ajuste do termostato e **c** - tempo de desligamento fora do turno de trabalho. Os resultados obtidos após a execução dos ensaios são mostrados na Tabela 15, juntamente com os valores medidos do consumo diário de energia elétrica pelo refrigerador, em *Wh*.

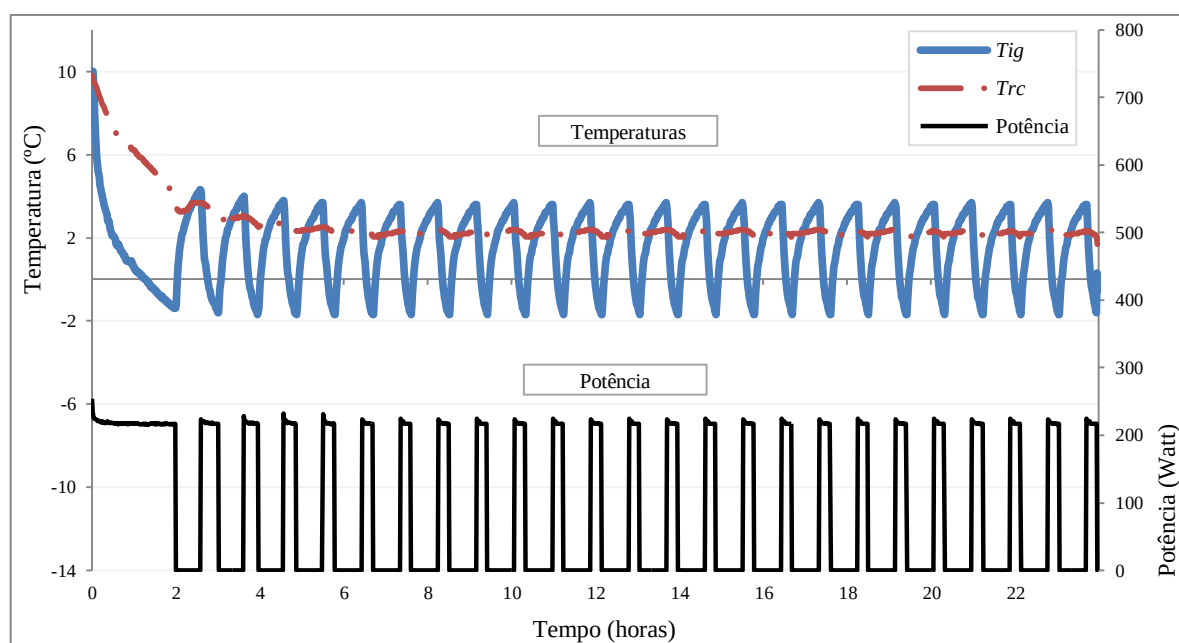
Tabela 15 - Matriz dos resultados dos experimentos de consumo de energia

Corrida	Ordem	Níveis dos Fatores			E (Wh)
		a	b	c	
4	1	1	1	-1	2611
1	2	-1	-1	-1	922
5	3	-1	-1	1	716
7	4	-1	1	1	1360
8	5	1	1	1	2543
6	6	1	-1	1	958
2	7	1	-1	-1	1121
6	8	1	-1	1	817
4	9	1	1	-1	2785
2	10	1	-1	-1	1277
5	11	-1	-1	1	749
3	12	-1	1	-1	1779
7	13	-1	1	1	1537
8	14	1	1	1	2549
1	15	-1	-1	-1	962
3	16	-1	1	-1	1861

Fonte: Autor (2019)

Como exemplo da aquisição de dados de temperatura e potência, a Figura 17 ilustra o gráfico do experimento 16 com as principais informações registradas, T_1 (T_{ig}) - temperatura do ar no interior do gabinete, T_5 (T_{rc}) - temperatura da bebida no recipiente central, e potência do refrigerador, com o fator **a** - volume de bebidas em 32 litros (nível -1), fator **b** - posição de ajuste do termostato em 4 - frio máximo (nível 1) e fator **c** - sem desligamento fora do turno de trabalho (nível -1). A exemplo das curvas apresentadas no apêndice A, a temperatura da bebida (T_5 ou T_{rc}) apresentou comportamento substancialmente similar à temperatura interna do gabinete (T_1 ou T_{ig}), mantendo-se dentro da histerese do controle *on-off*. No experimento 16 foram registrados 25 ciclos de resfriamento durante 24 horas de medição, registrando um consumo diário de energia elétrica de 1861 Wh.

Figura 17 – Temperaturas T_{ig} (T_1), T_{rc} (T_5) e potência do refrigerador no experimento 16



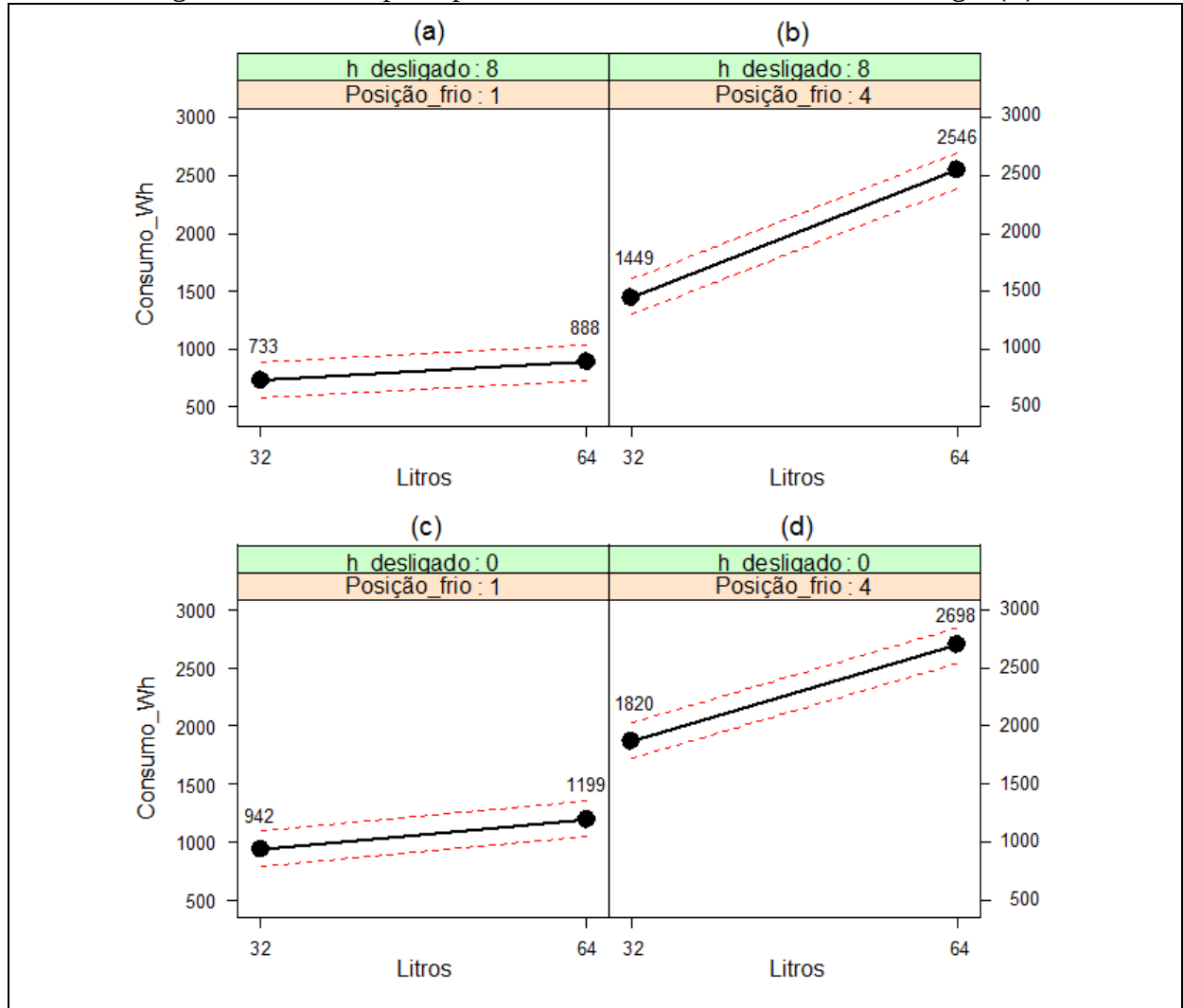
Fonte: Autor (2019).

Utilizando-se da ferramenta estatística ANOVA do *software Action*, foi realizado o estudo de análise de variância dos experimentos a fim de avaliar o consumo de energia do refrigerador. Para isso, no *software* se fez uso das informações apresentadas na Tabela 15, sendo os níveis dos fatores **a**, **b** e **c** o conjunto de dados de entrada e o consumo de energia (E) a variável de resposta.

A ferramenta estatística gerou os gráficos dos efeitos principais, mostrados na Figura 18a, 18b, 18c e 18d, onde é possível avaliar visualmente a influência de cada um dos fatores sobre o consumo de energia elétrica do refrigerador. A partir desses quatro gráficos, é possível verificar que, para condições iguais de posição de ajuste da temperatura no

termostato e mesmo volume de bebidas, o menor consumo de energia sempre é verificado quando o fator **c** está na condição de desligamento fora do turno de trabalho.

Figura 18 - Efeitos principais entre os fatores e o consumo de energia (E).



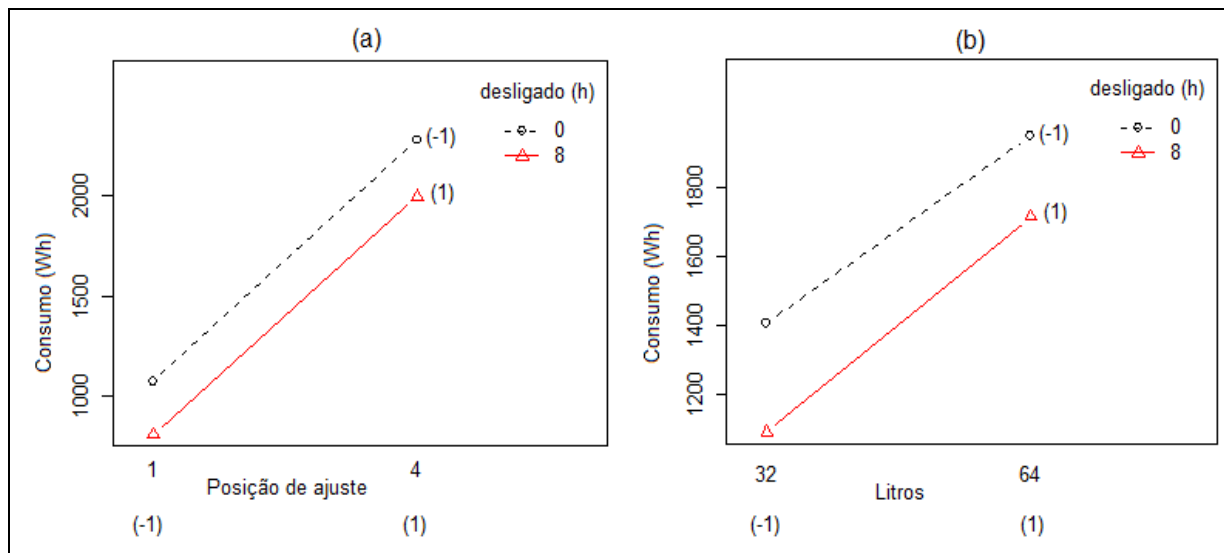
Fonte: Autor (2019).

Em todas as condições ilustradas na Figura 18 percebe-se que o consumo de energia é diretamente proporcional ao fator **a** - volume de bebidas, com menor variação do consumo quando a posição de ajuste está em 1 (frio moderado), conforme ilustram as Figuras 18a e 18c. Também observa-se que em todas as situações onde o fator **b** está ajustado na posição 4 (frio máximo), o consumo de energia é sempre maior do que na posição 1.

A interação entre os fatores do modelo e a variável de consumo energético (E) está associada à mudança de comportamento de um fator e a influência combinada nos diferentes níveis dos outros fatores (PORTALACTION, 2018). Através da ferramenta ANOVA do *software Action* foi possível gerar graficamente os efeitos combinados, a interação entre os

fatores e seu resultado na variável de resposta E , conforme ilustra a Figura 19.

Figura 19 - Interações entre os fatores e a variável de consumo energético (E)



Fonte: Autor (2019).

A Figura 19a mostra o gráfico das interações entre os fatores **b** - posição de ajuste da temperatura no termostato e **c** - tempo de desligamento fora do turno de trabalho, e seu impacto no consumo de energia do refrigerador, onde a redução de consumo é obtida tanto com a diminuição da posição de ajuste de 4 (frio máximo) para 1 (frio moderado), quanto com o aumento do tempo de desligamento fora do turno de trabalho, de 0 horas para 8 horas. A Figura 19b ilustra o gráfico das interações entre os fatores **a** - volume de bebidas e **c** - tempo de desligamento fora do turno de trabalho, mostrando a influência deles no consumo de energia do refrigerador. Observa-se redução do consumo quando o volume de bebidas diminui de 64 litros para 32 litros e também quando há o aumento do tempo de desligamento fora do turno de trabalho, de 0 horas para 8 horas. Em todas as situações ilustradas nos gráficos da Figura 19 é constatado que, independente do fator de interação, sempre haverá redução do consumo de energia elétrica do refrigerador quando se aumenta o tempo de desligamento fora do turno de trabalho.

Após a elaboração dos gráficos dos efeitos principais e das interações entre os fatores, foi realizada a análise de variância pela ferramenta ANOVA do software *Action*, vista na Tabela 16. Essa tabela informa a estatística relacionada aos fatores de entrada do experimento a um nível de significância de 5%. Um dos objetivos da aplicação do cálculo de variância é o de realizar o teste estatístico para verificar se há significância na variância das medidas em relação a cada um dos fatores ensaiados.

Tabela 16 - Estatística ANOVA dos fatores **a**, **b** e **c** e o consumo (*E*)

Efeitos e Interações	Graus de Liberdade	Soma de Quadrados	Quadrado Médio	Estatística F	P-valor
Volume	1	1425039,063	1425039,063	197,8001839	0
PosiçãoAjuste	1	5644188,063	5644188,063	783,4321642	0
Desligamento	1	272745,0625	272745,0625	37,8579261	0,0003
Volume:PosiçãoAjuste	1	611133,0625	611133,0625	84,82731129	0
Volume:Desligamento	1	3451,5625	3451,5625	0,479088409	0,5084
PosiçãoAjuste:Desligamento	1	1,5625	1,5625	0,00021688	0,9886
Volume:PosiçãoAjuste:Desligamento	1	25840,5625	25840,5625	3,586756426	0,0949
Resíduos	8	57635,5	7204,4375		

Fonte: Autor (2019)

Tomando como base a Tabela 16, pode-se concluir que os efeitos das variâncias isoladas dos três fatores, **a** (Volume), **b** (Posição de Ajuste) e **c** (Desligamento), são significativamente influentes no consumo de energia elétrica do refrigerador, pois ao avaliar os *P*-valores percebe-se que todos são menores que o nível de significância estabelecido de 0,05. Também são influentes no consumo de energia as interações entre os fatores **a** (Volume) e **b** (Posição de Ajuste). Considerando um intervalo de confiança de 95%, as interações entre o fator **a** (Volume) com **c** (Desligamento), fator **b** (Posição de Ajuste) com **c** (Desligamento) e a interação entre os fatores **a** (Volume) com **b** (Posição de Ajuste) e **c** (Desligamento), não são significativamente influentes no consumo de energia elétrica do refrigerador, pois apresentaram os *P*-valores maiores que 0,05.

A Tabela 17 apresenta o resultado comparativo do consumo diário médio de energia do refrigerador submetido às mesmas combinações dos fatores **a** – volume de bebidas e **b** – posição de ajuste da temperatura no termostato. Em todas as condições de ensaio verifica-se que o consumo energético é sempre menor com o método proposto de desligamento fora do turno de trabalho do que se o equipamento estivesse operando na condição anterior sem o desligamento.

Os resultados percentuais do comparativo de consumo energético entre o método proposto com desligamento fora do turno de trabalho e sem a aplicação do método proposto também estão resumidos na Tabela 17. Avaliando os resultados do comparativo de economia de energia resumido na Tabela 17, com a aplicação do método proposto percebe-se que as maiores economias são obtidas quando o refrigerador está regulado para operar com a posição

de ajuste da temperatura do termostato no nível -1 (frio moderado). O resultado fica ainda melhor caso o refrigerador seja abastecido com 64 litros de bebidas, proporcionando uma economia de 26% sobre a mesma condição sem o uso do método proposto. Quando o refrigerador está operando na pior condição energética, ou seja, com carga total de bebidas (64 litros) e na posição de frio máximo, é encontrada a condição menos econômica, mas assim mesmo se economiza 5,6% de energia utilizando o método proposto.

Tabela 17 – Comparativo do consumo de energia entre os métodos e a economia pelo método proposto

Níveis dos Fatores		Consumo diário (Wh)		Economia diária pelo método proposto (c= 1)	
a	b	sem o método proposto (c= -1)	com o método proposto (c= 1)	Energia (Wh)	Energia (%)
32 litros (-1)	posição 1 - frio moderado (-1)	942	733	210	22,2%
64 litros (1)	posição 1 - frio moderado (-1)	1199	888	312	26,0%
32 litros (-1)	posição 4 - frio máximo (1)	1820	1449	372	20,4%
64 litros (1)	posição 4 - frio máximo (1)	2698	2546	152	5,6%

Fonte: Autor (2019)

Observou-se uma diferença percentual de economia de energia mais significativa entre os experimentos com o termostato em posição 4 (frio máximo) e sob os diferentes volumes de bebida, 32 litros (20,4% de economia) e 64 litros (5,6% de economia). Após avaliação dos registros das medições, foi constatado que, no primeiro ciclo de resfriamento após a reposição de bebidas, o compressor prolongou significativamente seu tempo ligado nos ensaios da corrida 8 (64 litros), mantendo uma taxa média de retirada de calor em 3,3 °C/hora em relação aos da corrida 7 (32 litros), na qual obteve uma taxa média de extração de calor em 8,7 °C/hora, com isso, justificando a economia de energia mais baixa em relação aos demais cenários.

A Tabela 18 apresenta um resumo comparativo dos elementos matemáticos entre o método caixa-cinza de Costanzo et al. (2013) e o método proposto, aplicando a Lei do

Resfriamento de *Newton* combinada com a identificação do sistema.

Tabela 18 - Nível de complexidade dos algoritmos caixa-cinza

Característica	Método de Costanzo et al. (2013)	Lei do Resfriamento de Newton
Quantidade de variáveis aplicadas	8	2
Nº de parâmetros a identificar	5	2
Nº de equações a calcular	7	1
Total de elementos matemáticos	20	5

Fonte: Autor (2019)

Pela Tabela 18 é possível observar que o método proposto pela Lei do Resfriamento de *Newton*, em termos da quantidade de elementos matemáticos, se mostra 75% menos complexo que o de Costanzo et al. (2013). Com um nível de complexidade menor, pode-se afirmar que o custo computacional também será menor pelo método proposto.

CONCLUSÕES

Neste trabalho foi proposto um método de identificação da dinâmica de um sistema de refrigeração de bebidas e de predição do tempo de estabilização da temperatura. A solução apresentada contribuiu com o estado da arte através da proposta de identificação de dois parâmetros da equação da Lei do Resfriamento de *Newton*, obtendo a predição do tempo de resfriamento de um sistema de refrigeração de bebidas e proporcionando economia de energia elétrica sem afetar o desempenho de sua função.

Sistemas similares se baseiam em variáveis físicas internas e externas à planta, enquanto o método proposto se baseou na relação de entrada e saída, o que simplificou o modelo e reduziu o custo computacional.

A originalidade do modelo teórico apresentado combinou a identificação dinâmica dos parâmetros da equação com a predição do tempo de resfriamento em refrigeradores, e não exigiu qualquer conhecimento prévio das variáveis físicas do sistema.

Outra contribuição do trabalho foi a capacidade do método atualizar dinamicamente o modelo do sistema quando ele foi submetido a variação de carga térmica e/ou a mudança da posição de ajuste da temperatura no termostato.

A abordagem proposta teve concepção simples, de baixa complexidade, que não demanda ser prevista como item de série de refrigeradores, podendo ser facilmente adaptada ao controle de qualquer unidade já produzida, inclusive em produtos antigos em uso.

Os resultados demonstram um erro máximo de 2,7% na predição do horário de acionamento do compressor após o período de desligamento. A economia de energia obtida variou entre 5,6 % e 26%, dependendo das condições de ensaio.

Com base na experiência adquirida neste trabalho e como forma de elencar sugestões para trabalhos futuros, são pautados outros temas de estudo que podem ser realizados:

- Estudar o comportamento do algoritmo de identificação e predição proposto, quando o refrigerador for submetido a perturbações por ciclos de abertura e fechamento de porta durante o período de identificação dos parâmetros.
- Averiguar o desempenho do algoritmo de identificação e predição proposto quando o refrigerador for submetido a modulação de amplitude da umidade e temperatura ambiente.
- Avaliar o desempenho do algoritmo de identificação e predição proposto em sistemas de climatização e/ou refrigeração industrial.

- Realizar um método de identificação automática dos horários de início e fim de turno, baseado no comportamento do usuário, que ajuste os valores diretamente no algoritmo proposto.
- Elaborar um trabalho que integre a parte de variação da potência com a termodinâmica do sistema de refrigeração de forma a encontrar um ponto ótimo para religar e/ou controlar a potência do compressor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABESCO - Associação Brasileira das Empresas de Serviços de Conservação de Energia. **Como funciona um projeto de Eficiência Energética**. São Paulo, 2015. Disponível em: <http://www.abesco.com.br/pt/como-funciona-um-projeto-de-eficiencia-energetica/> Acesso em 19 de janeiro de 2018.
- ABRASEL - Associação Brasileira de Bares e Restaurantes. **Histórico ABRASEL**. Belo Horizonte, 2019. Disponível em: <https://mg.abrasel.com.br/abrasel/historico/> Acesso em 28 de agosto de 2019.
- AMBEV. **Relatório Anual de Sustentabilidade 2017**. São Paulo, 2017. Disponível em: <https://www.ambev.com.br/conteudo/uploads/2018/07/Relat%C3%B3rio-de-Sustentabilidade-Cervejaria-Ambev-2017.pdf>. Acesso em 29 de agosto de 2019.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR ISO 23953-2:2018** Expositores refrigerados. Parte 2: Classificação, requisitos e condições de ensaio. Rio de Janeiro, 2018.
- ALVARADO, C.S.M. **Identificação e controle preditivo de uma planta-piloto de neutralização de ph**. Dissertação de Mestrado em Ciências. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2013.
- ALMEIDA, I.M.G.; BARBOSA, C.R.F.; FONTES, F.A.O. **Performance comparativa entre r290/r600a (50:50) e r134a em refrigerador doméstico operando sob ciclagem**. Mercofrio Congresso Internacional de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação, 2012.
- ARMANI, F. ; BOSCOLO, A. **A test procedure for energetic and performance analysis of cold appliances for the food industry**. Journal of Physics: Conference Series 459, 2013.
- ASHRAE. **Handbook: heating, ventilating, and air-conditioning systems and equipment**. SI ed. Atlanta/USA, 1996.
- BRASIL. **Ministério de Minas e Energia. Balanço de Energia Útil BEU 2005**. Brasília, 2006. Disponível em: <www.feng.pucrs.br/~eberson/Balan%E7o%20de%20Energia%20%20Atil%202005.pdf>. Acesso em 22 de outubro de 2018.
- CAMPOS, R.E.R. **Análise e caracterização energética de equipamentos de frio hospitalar**. Dissertação de mestrado Engenharia Mecânica. Univ.do Minho, Portugal, 2013.
- CHAPRA, S.C.; CANALE, R.P. **Métodos Numéricos para Engenharia** - 7ª Edição Grupo A & McGraw-Hill, Porto Alegre, 2016.

COSTANZO, G.T.; SOSSAN, F.; MARINELLI, M.; BACHER, P.; MADSEN, H. **Grey-box modeling for system identification of household refrigerators: A step toward smart appliances**. IEEE - 4th International Youth Conference on Energy (IYCE). Hungary, 2013.

CUNICO, M.W.M.; CUNICO, M.M.; MIGUEL, O.G.; ZAWADZKI, S.F.; PERALTA-ZAMORA, P.; VOLPATO, N. **Planejamento Fatorial**. Revista Visão Acadêmica, Universidade Federal do Paraná. Curitiba, v.9, n.1, Jan. - Jun./2008.

EKREN, O.; SAHIN, S.; ISLER, Y. **Comparison of different controllers for variable speed compressor and electronic expansion valve**. International Journal of Refrigeration, v. 33, n. 6, p. 1161-1168, 2010.

ELETROBRAS. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Centrais Elétricas Brasileiras, Fupai / Efficientia. Rio de Janeiro, 2005.

ELETROBRAS. **Resultados Procel 2016. Ano base 2015**. Rio de Janeiro, 2016. Disponível em: http://www.procelinfo.com.br/resultadosprocel2016/docs/rel_procel2016_web.pdf Acesso em 19 de janeiro de 2018.

EPE - Empresa de Pesquisa Energética. **Nota Técnica 030/2018. Uso de Ar Condicionado no Setor Residencial Brasileiro: Perspectivas e contribuições para o avanço em eficiência energética**. Rio de Janeiro: EPE, 2018.

FRANKLIN, G. F. **Sistemas de controle para engenharia**. 6. ed. – Editora Bookman, Porto Alegre, 2013.

GOMES, A.R. **Análise comparativa de mecanismos de compressão para aplicação em refrigeração doméstica**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

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

IBGE. **Pesquisa Nacional de Domicílios**. PNAD/IBGE, 2016.

IEA (International Energy Agency). **Energy Climate and Change**. World Energy Outlook Special Report. OECD/IEA, Paris, 2015.

IEC 62552-3: **Household refrigerating appliances - Characteristics and test methods - Part 3: Energy consumption and volume**, 2015.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. **Fundamentals of heat and mass transfer**. 5.ed. New York: J. Wiley, 2002.

ISERMANN, R.; MÜNCHHOF M. **Identification of Dynamic System: An Introduction with Application**. Springer-Verlag, Berlin, 2011.

KLEIN, F.H. **Desenvolvimento de um Código Computacional Para Análise do Desempenho de Refrigeradores Domésticos**. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1988.

KREITH, F.; MANGLIK, R.M.; BOHN, M.S. **Princípios de Transferência de Calor**. Tradução da 7ª edição norte-americana - São Paulo: Cengage Learning, 2014.

LJUNG, L. **System Identification: Theory for the user**. Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ, 2 edition, 1999.

MAPA. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. **Legislação de bebidas, vinhos e derivados da uva e do vinho**. Disponível em: < <http://www.agricultura.gov.br/assuntos/vigilancia-agropecuaria/ivegetal/bebidas>>. Acesso em: 30 de maio de 2018.

MAPA. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. **Lei nº 8.918**, de 14 de julho de 1994. disponível em: < <http://www.consumidorbrasil.com.br/consumidorbrasil/textos/legislacao/l8918.htm>>. Acesso em: 30 de maio de 2018.

MAYER, F.P. **Disciplina CE074 - Controle de Processos Industriais**. Disponível em: <http://leg.ufpr.br/~fernandomayer/aulas/ce074/fatorial_2-3.html>. Acesso em: 18 de dezembro de 2018.

MENEGHETTI, C.R. **Estratégias de controle em câmara de refrigeração por compressão de vapor**. Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Agrícola. Campinas, 2009.

MENEGHETTI, C.R. et al. **A mathematical model for the cold storage of agricultural products**. Artigo Científico - Revista Ciência Agronômica, v. 44, n. 2, p. 286-293, abr-jun, 2013. Centro de Ciências Agrárias - Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2013.

MESQUITA, N.M.R. **Redução do consumo de energia de um equipamento de frio**. Dissertação do Mestrado Integrado em Engenharia Electrotécnica e de Computadores. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2009.

MINITAB. **O que é randomização?** Disponível em: <<https://support.minitab.com/pt-br/minitab/18/help-and-how-to/modeling-statistics/doe/supporting-topics/basics/what-is-randomization/>>. Acesso em: 18 de dezembro de 2018.

MONTGOMERY, D.C. **Design and analysis of experiments**. 6.ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2005.

MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. SI version. 5th ed. Chichester- England: John Wiley, 2006.

NOGUEIRA, L.A.H. **Uso racional: a fonte energética oculta**. Revista Estudos Avançados vol.21 nº59, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2007. Disponível em: <http://www.revistas.usp.br/eav/article/view/10208>. Acesso em 20 de outubro de 2018.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. Prentice Hall do Brasil, 2º ed., Rio de Janeiro, RJ, 1993.

PORTALACTION. **Análise de Resíduos, Teste de Fisher e Anova**. Disponível em: <http://www.portalaction.com.br>>. Acesso em: 25 de junho de 2018.

RODRIGUES, C. **Acetatos das aulas teóricas de Cálculo Numérico**. Disponível em: https://www1.univap.br/spilling/CN/ExRes_MMQ.pdf >. Acesso em: 14 de outubro de 2018.

SILVA, J.G. **Introdução à tecnologia da refrigeração e da climatização**. 1ª Edição. Artliber Editora. São Paulo, 2004.

SCHMID, A.C. **Comportamento térmico de um refrigerador doméstico quando submetido à abertura e fechamento de porta**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2000.

VELÁSQUEZ, C.A.P.; VELÁSQUEZ, H.J.C.; BOTERO, M.A.G. **Identification and digital control of a household refrigeration system with a variable speed compressor**. International Journal of Refrigeration, Vol.48, pp.178-187, December 2014.

VIDAL, S.F.S. **Simulação dinâmica para avaliação de controle de um sistema de resfriamento de líquido**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química, Campinas, 2012.

APÊNDICE A – PERFIL DAS CURVAS DE TEMPERATURA DO EXPERIMENTO 5

