



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

Gislaine Hoffmann

**DESENVOLVIMENTO E AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE
ESTRATÉGIAS DE CONTROLE PARA SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO MAGNÉTICA**

FLORIANÓPOLIS
2020

Gislaine Hoffmann

**DESENVOLVIMENTO E AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE
ESTRATÉGIAS DE CONTROLE PARA SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO MAGNÉTICA**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Mestra em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Rodolfo César Costa Flesch

Coorientador: Prof. Dr. Jader Riso Barbosa Jr.

Coorientador: Dr. Jaime Andrés Lozano Cadena

FLORIANÓPOLIS

2020

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

Hoffmann, Gislaine

Desenvolvimento e avaliação experimental de estratégias
de controle para sistemas de refrigeração magnética /
Gislaine Hoffmann ; orientador, Rodolfo César Costa
Flesch, coorientador, Jader Riso Barbosa Jr.,
coorientador, Jaime Andrés Lozano Cadena, 2020.
118 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2020.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Refrigeração magnética. 3.
Controle de temperatura. 4. Eficiência energética. 5.
Avaliação experimental. I. Flesch, Rodolfo César Costa. II.
Barbosa Jr., Jader Riso. III. Lozano Cadena, Jaime Andrés
IV. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica. V. Título.

Gislaine Hoffmann

**DESENVOLVIMENTO E AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE ESTRATÉGIAS DE
CONTROLE PARA SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO MAGNÉTICA**

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

Prof. Dr. Rodolfo César Costa Flesch
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Christian Johann Losso Hermes
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Tito Luís Maia Santos
Universidade Federal da Bahia

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

Prof. Dr. Paulo de Tarso Rocha de
Mendonça
Coordenador do Programa

Prof. Dr. Rodolfo César Costa Flesch
Orientador

Prof. Dr. Jader Riso Barbosa Jr.
Coorientador

Dr. Jaime Andrés Lozano Cadena
Coorientador

Florianópolis, 10 de dezembro de 2020.

*Aos meus familiares e amigos,
pelo apoio e carinho incondicional.
Amo vocês!*

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por ter me dado a vida e a oportunidade de ser quem sou.

Ao meu orientador Prof. Rodolfo César Costa Flesch, por aceitar conduzir este trabalho, pelo conhecimento compartilhado e por abraçar prontamente a jornada da refrigeração magnética com o grupo PoloMag.

Ao meu coorientador e coordenador do projeto de pesquisa PoloMag, Jader Riso Barbosa Jr., pela confiança depositada na minha proposta de projeto e por suas valiosas contribuições.

Ao meu coorientador Dr. Jaime Andrés Lozano, por propor esse desafio, pelos conhecimentos transmitidos, por compreender minha dedicação ao trabalho e por me manter motivada durante todo o processo.

À banca examinadora, Prof. Christian J. L. Hermes e Prof. Tito L. M. Santos, pelo tempo disponibilizado para avaliar o presente trabalho e por suas contribuições.

Ao grupo PoloMag, do qual faço parte com muito orgulho desde 2017. Tenho um carinho muito grande por cada integrante, mas gostaria de agradecer alguns de forma explícita. Ao Alan e ao Guilherme, cujos conhecimentos compartilhados foram essenciais para o desenvolvimento deste trabalho e os quais eu considero como meus coorientadores indiretos. À Natália e ao Higor, pelo capricho e auxílio na parte experimental. Ao Victor e ao Gabriel, meus colegas de profissão, pelas discussões e pela compreensão. Ao Jaime, por liderar esse grupo com muita atenção e paciência. Ao Bernardo, Fábio, Henrique (in memoriam), Luís e Sergio, pelos conselhos e momentos de descontração compartilhados. Aos demais membros e ex-membros, Anderson, Breno, Diego, Gusttav, Joana, Laryssa, Larozan, Marcelo, Maria, Matheus, Mayara, Pedroca, Ricardo, e todos os que citei anteriormente, pelos inúmeros conhecimentos e aprendizados, pelo caráter e competência, e principalmente pela amizade. Sou grata por fazer parte desse grupo diversificado e referência mundial na área de refrigeração magnética.

Ao POLO, pela infraestrutura disponibilizada, e a todos os seus integrantes que, de certa forma, participaram de minha trajetória. Em especial ao Alexsandro, ao Jorge, ao Marcus Vinícius e ao Rafael Lima, por serem prestativos e por dividirem comigo suas experiências e amizade.

Aos professores e funcionários do Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica da UFSC, que contribuíram para a minha formação profissional e pessoal ao longo do mestrado.

À Nidec Global Appliance (Embraco), à EMBRAPIL, à Codemge, ao INCT em Refrigeração e Termofísica - MCTI/CNPq/CAPES/FAPs e ao PROEX/CAPES, pelo suporte financeiro fornecido.

Aos meus amigos, que sempre me apoiaram e não me deixaram desanimar. À minha amiga Daiane, que hoje considero minha irmã, por estar ao meu lado nos melhores e piores momentos e pelo grande apoio emocional. Aos amigos que o POSMEC me proporcionou, em especial ao Nelson e ao Leandro, por tornarem meus dias mais divertidos e por compartilhar do mesmo sonho. Aos “amigos da Grasi”, por me deixar fazer parte desse grupo tão especial, por não me deixar esquecer por nenhum momento do meu objetivo e por todo carinho que sempre recebi.

À minha família, que sempre me deu todo o amor e apoio que necessitei, e por compreenderem as várias horas em que estive ausente por causa do desenvolvimento deste trabalho. Aos meus pais, Astério e Irenita, pelo incentivo e esforço investido em minha educação. Aos meus irmãos Gláucea, Grasiela e Getúlio, e meus cunhados Willian e Adriano, por sempre me motivarem a seguir o meu caminho. À minha sobrinha Isabeli e ao meu afilhado Ícaro, por me darem infinitas alegrias e carinho.

A todos que de alguma forma contribuíram com a realização deste trabalho, direta ou indiretamente, deixo aqui meus sinceros agradecimentos.

*“Tente
E não diga que a vitória está perdida
Se é de batalhas que se vive a vida
Tente outra vez”
(Raul Seixas)*

RESUMO

O objetivo desta dissertação é estudar, desenvolver e avaliar experimentalmente alternativas de controle para um refrigerador magnético. Para a validação experimental, um compartimento isolado com capacidade de 40 litros foi acoplado a um sistema de refrigeração magnética dotado de um regenerador magnético ativo. A bancada experimentalmente permitiu verificar a influência das variáveis operacionais no comportamento da temperatura do gabinete e os resultados foram empregados no desenvolvimento de diferentes estratégias de controle. Os resultados das caracterizações estática e dinâmica mostraram que: (i) a vazão mássica do fluido térmico tem maior influência na temperatura do gabinete do que as outras variáveis do sistema; (ii) a temperatura do gabinete em estado estacionário apresentou um comportamento parabólico com o aumento da vazão mássica do fluido, demonstrando que existe um valor de vazão mássica ideal para certas condições de operação; (iii) é possível atingir temperaturas de gabinete equivalentes alterando-se a frequência do ciclo ou a vazão mássica do fluido. Contudo, a primeira tem um impacto maior no consumo de energia e apresenta transientes mais lentos. Com base nos resultados, foram projetadas três estratégias de controle, em ordem crescente de complexidade: (i) liga-desliga de todo o sistema; (ii) controle PI da temperatura de gabinete por meio da manipulação da vazão mássica do fluido térmico; (iii) acoplamento do mesmo PI do item (ii) com um controlador baseado em eventos, o qual atua na frequência do ciclo de refrigeração e na frequência rotacional do ventilador para reduzir o consumo energético do sistema. Uma análise dos resultados das estratégias de controle revelou que as três foram aptas a seguir a referência desejada e a rejeitar as perturbações impostas. No entanto, a estratégia de controle baseado em eventos operando em uma malha externa ao controlador PI mostrou-se promissora para aplicação em refrigeração magnética, pois foi capaz de reduzir o consumo de energia do aparato experimental em mais de 50%, mantendo a temperatura do gabinete em torno do valor de referência.

Palavras-chave: Refrigeração magnética. Controle de temperatura. Eficiência energética. Avaliação experimental. Controle baseado em eventos.

ABSTRACT

The objective of this dissertation is to experimentally study, develop and evaluate control strategies for a magnetic refrigerator. For experimental validation, an isolated compartment with a capacity of 40 liters was coupled to a magnetic refrigeration system equipped with an active magnetic regenerator. The experimental apparatus enabled the evaluation of the influence of operational variables on the temperature behavior of the cabinet, so the results could be used in the development of different control strategies. The results of the static and dynamic characterizations showed that: (i) the flow rate of thermal fluid has a greater influence on the temperature of the cabinet than the other system variables; (ii) the temperature of the cabinet at steady state showed a parabolic behavior with respect to the fluid flow rate, demonstrating that there is an optimal flow rate for a given operating condition; (iii) it is possible to reach equivalent cabinet temperatures by changing the cycle frequency or the fluid flow rate. However, the former has a greater impact on the energy consumption and is associated with slower transients. Based on the obtained results, three control strategies were designed, in increasing order of complexity: (i) on-off strategy considering all components of the system; (ii) PI control of the cabinet temperature by manipulating the fluid flow rate; (iii) coupling the PI control of item (ii) with an event-based controller, which acts on the frequency of the refrigeration cycle and the rotational frequency of the fan to reduce the energy consumption of the system. An analysis of the control strategy results revealed that all three were able to follow the desired reference, while rejecting the imposed disturbances. However, the event-based control strategy operating in an external loop to the PI controller proved to be a promising alternative for magnetic refrigeration, since it was able to reduce the energy consumption of the experimental apparatus by more than 50%, while maintaining the temperature around the reference value.

Keywords: Magnetic refrigeration. Temperature control. Energy efficiency. Experimental evaluation. Event-based control strategy.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor padrão: (a) em um diagrama temperatura-entropia (T-S); (b) em um diagrama esquemático com os equipamentos.	28
Figura 2 – Ciclo de refrigeração termomagnético RMA ideal baseado no ciclo Brayton, em diagrama temperatura-entropia (T-S): (a) do ponto de vista do material magnetocalórico; (b) do ponto de vista do fluido de transferência de calor.	30
Figura 3 – Representação esquemática do ciclo de refrigeração termomagnético RMA	30
Figura 4 – Refrigeração: (a) por compressão de vapor; (b) magnética.	33
Figura 5 – Classificação de métodos de controle em sistemas de refrigeração por compressão de vapor (SRCV).	35
Figura 6 – Estratégia de controle de temperatura para um sistema de refrigeração magnética via frequência de ciclo de refrigeração e vazão mássica do fluido.	38
Figura 7 – Visão geral da bancada experimental.	41
Figura 8 – Diagrama hidráulico da bancada experimental adaptada neste trabalho.	42
Figura 9 – Esferas de liga de gadolínio utilizadas na montagem do regenerador.	44
Figura 10 – Montagem final do regenerador.	45
Figura 11 – Trocador de calor tubo-aleta de uma fileira e 12 aletas por polegada.	45
Figura 12 – Reservatórios térmicos.	47
Figura 13 – Procedimento experimental para determinação da condutância térmica global do gabinete	48
Figura 14 – Perfis de densidade de fluxo magnético proporcionado pelos CCH: (a) Magnitude das componentes e resultante na posição de campo máximo ao longo do eixo z; (b) Medições da resultante durante a rotação do circuito magnético em 360° em diferentes pontos ao longo do eixo z.	49
Figura 15 – Sistema de transmissão da bancada experimental.	50
Figura 16 – Sincronização dos escoamentos com o campo magnético. Sinais de corrente e campo magnético normalizados. Escoamentos representados pela variação de pressão no RMA. ΔP positivo indica escoamento frio e ΔP negativo indica escoamento quente.	54

Figura 17 – Representação esquemática temporal do campo magnético e da vazão mássica do fluido de transferência de calor, em variáveis adimensionais, durante um ciclo de refrigeração magnética.	57
Figura 18 – Sequências de ensaios de caracterização. A primeira (a) consiste em cinco condições de ensaios, promovidas por alterações de \bar{m} . A segunda (b) é formada por quatro condições de ensaios, resultantes de duas alterações de F_E e, por último, uma alteração de f	64
Figura 19 – Valores em regime permanente da: (a) temperatura interna média do gabinete; (b) capacidade de refrigeração do sistema. Ambas em função da vazão mássica média do fluido para diferentes frações de escoamento. A frequência de ciclo para esses ensaios foi de 0,75 Hz. .	66
Figura 20 – Valores em regime permanente da: (a) temperatura interna média do gabinete; (b) capacidade de refrigeração do sistema. Ambas em função da vazão mássica média do fluido para diferentes frações de escoamento. A fração de escoamento para esses ensaios foi de 50%. .	68
Figura 21 – Valores em regime permanente da potência média fornecida ao sistema em função da vazão mássica média do fluido para diferentes frequências de ciclo. A fração de escoamento para esses ensaios foi de 50%.	69
Figura 22 – Valores em regime permanente da: (a) temperatura interna média do gabinete; (b) capacidade de refrigeração do sistema. Ambas em função da potência fornecida ao sistema para diferentes frequências de ciclo. A fração de escoamento para esses ensaios foi de 50%. . . .	70
Figura 23 – Respostas dinâmicas da temperatura média do ar do gabinete em ensaios com f de 0,75 Hz, F_E de 50% e diferentes valores de vazão mássica.	71
Figura 24 – Respostas dinâmicas da temperatura média do ar do gabinete em ensaios com \dot{m} de 60 kg/h, F_E de 50% e diferentes valores de frequência de ciclo.	72
Figura 25 – Respostas dinâmicas da temperatura média do ar do gabinete em ensaios com parâmetros de operação diferentes, que alcançaram o mesmo valor de temperatura em regime permanente.	72
Figura 26 – Valores em regime permanente da temperatura interna média do gabinete em função da vazão mássica média do fluido, com o sistema operando em f de 0,75 Hz e F_E de 50%.	74
Figura 27 – Valores em regime permanente da temperatura interna média do gabinete em função da vazão mássica média do fluido e as curvas estáticas que caracterizam as modelagens propostas. Sistema operando em f de 0,75 Hz e F_E de 50%.	76

Figura 28 – Comparação da resposta temporal dos modelos com o sistema real, nos pontos de operação em torno de: (a) 20 kg/h; (b) 40 kg/h; (c) 60 kg/h. Sistema operando em f de 0,75 Hz e F_E de 50%.	77
Figura 29 – Temperatura do compartimento refrigerado e potência consumida durante a avaliação da estratégia de controle liga-desliga com a temperatura de referência em 20 °C.	81
Figura 30 – Temperatura do compartimento refrigerado e potência consumida durante a avaliação da estratégia de controle liga-desliga com a temperatura de referência em 18 °C.	82
Figura 31 – Estrutura da estratégia de controle PI.	83
Figura 32 – Temperatura do compartimento refrigerado e vazão mássica média durante a avaliação da estratégia de controle PI com a frequência de operação em 0,75 Hz.	84
Figura 33 – Temperatura do compartimento refrigerado e vazão mássica média durante a avaliação da estratégia de controle PI com a frequência de operação em 0,5 Hz.	85
Figura 34 – Temperatura do compartimento refrigerado e vazão mássica média durante a avaliação da estratégia de controle PI com a frequência de operação em 1 Hz.	85
Figura 35 – Potência consumida durante a avaliação da estratégia de controle PI com a frequência de operação em 0,5 Hz, 0,75 Hz e 1 Hz.	86
Figura 36 – Fluxograma do algoritmo de controle baseado em eventos	88
Figura 37 – Estrutura da estratégia de controle baseado em eventos.	89
Figura 38 – Temperatura do compartimento refrigerado, potência consumida, vazão mássica média e frequência de operação durante a avaliação da estratégia de controle baseado em eventos com a temperatura de referência em 20 °C.	90
Figura 39 – Temperatura do compartimento refrigerado, potência consumida, vazão mássica média e frequência de operação durante a avaliação da estratégia de controle baseado em eventos com a referência de temperatura em 18 °C.	91
Figura 40 – Temperatura do compartimento refrigerado, potência consumida, vazão mássica média, frequência de operação e sinal de potência do ventilador da fonte quente durante a avaliação da estratégia de controle baseado em eventos aplicada no ventilador da fonte quente.	92

Figura 41 – Influência da temperatura ambiente no sistema: (a) variação de temperatura alcançada entre as fontes; (b) temperatura interna média do gabinete. Ambas em função da vazão mássica média do fluido, com diferentes temperaturas ambiente. A frequência de ciclo e fração de escoamento para esses ensaios foram de 0,75 Hz e 50%, respectivamente.	111
Figura 42 – Valores em regime permanente da temperatura interna média do gabinete em função da vazão mássica média do fluido para diferentes frações de escoamento, com frequências de ciclo de: (a) 0,5 Hz; (b) 0,75 Hz; (c) 1 Hz.	112
Figura 43 – Valores em regime permanente da potência média fornecida ao sistema em função da vazão mássica média do fluido para diferentes frações de escoamento, com frequências de ciclo de: (a) 0,5 Hz; (b) 0,75 Hz; (c) 1 Hz.	112
Figura 44 – Valores em regime permanente da temperatura interna média do gabinete em função da vazão mássica média do fluido para diferentes frequências de ciclo, com frações de escoamento de: (a) 50%; (b) 45%; (c) 35%.	113
Figura 45 – Valores em regime permanente da potência média fornecida ao sistema em função da vazão mássica média do fluido para diferentes frequências de ciclo de refrigeração, com frações de escoamento de: (a) 50%; (b) 45%; (c) 35%.	114
Figura 46 – Valores em regime permanente da temperatura interna média do gabinete em função da potência fornecida ao sistema para diferentes frequências de ciclo de refrigeração, com frações de escoamento de: (a) 50%; (b) 45%; (c) 35%.	115
Figura 47 – Respostas dinâmicas da: (a) variação de temperatura alcançada entre as fontes; (b) temperatura interna média do gabinete; (c) potência média fornecida ao sistema. Ensaios com a frequência de ciclo de 0,75 Hz, a fração de escoamento de 50% e diferentes valores de vazão mássica do fluido.	116
Figura 48 – Temperatura do compartimento refrigerado, potência consumida, vazão mássica média e frequência de operação durante a avaliação da estratégia de controle baseado em eventos com a referência de temperatura em 20 °C e a temperatura ambiente em 25 °C	118

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características dos ventiladores acoplados aos trocadores de calor. . .	46
Tabela 2 – Características das bombas de pistão fornecidas pelo fabricante. . . .	52
Tabela 3 – Sensores e transdutores utilizados na bancada experimental com a informação de incerteza de medição fornecida pelos fabricantes. . . .	53
Tabela 4 – Equipamentos de aquisição da National Instruments utilizados na bancada experimental com a informação de incerteza de medição fornecida pela fabricante para a faixa de medição correspondente. . .	55
Tabela 5 – Incerteza de instrumentação resultante da combinação dos sensores e transdutores com o sistema de aquisição.	55
Tabela 6 – Valores de ganho estático em diferentes pontos de operação de vazão mássica.	74
Tabela 7 – Valores de tempo de acomodação e constante de tempo em diferentes pontos de operação de vazão mássica.	75
Tabela 8 – Valores aproximados de ganho, tempo de acomodação e função de transferência para intervalos de faixa de operação da vazão mássica.	75
Tabela 9 – Índices de desempenho do sistema no controle de temperatura, em referência de 18 °C, com a atuação das diferentes estratégias de con- trole. Índices avaliados no regime permanente em períodos de uma hora.	94
Tabela 10 – Valores experimentais do consumo de energia elétrica e do coeficiente de desempenho do sistema com a atuação das diferentes estratégias de controle.	94

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANSI	Instituto Nacional Americano de Padrões (do inglês <i>American National Standards Institute</i>)
ASTM	Sociedade Americana para Testes e Materiais (do inglês <i>American Society for Testing and Materials</i>)
CCH	Cilindros concêntricos de Halbach
EMC	Efeito magnetocalórico
P	Proporcional
PD	Proporcional-derivativo
PI	Proporcional-integral
PID	Proporcional-integral-derivativo
POLO	Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísicas
PWM	Modulação por largura de pulso (do inglês <i>pulse width modulation</i>)
RMA	Regenerador magnético ativo
SRCV	Sistema de refrigeração por compressão de vapor
TCF	Trocador de calor da fonte fria
TCQ	Trocador de calor da fonte quente
UPH	Unidade de potência hidráulica

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos romanos

A	Área de transferência de calor	m^2
a	Coefficiente angular	
b	Coefficiente linear	
CEE	Consumo de energia elétrica	kWh/dia
COP	Coefficiente de desempenho	W/W
d	Posição	m
e	Sinal de erro	
f	Frequência do ciclo de refrigeração	Hz
F_E	Fração de escoamento	%
f_M	Frequência do motor	Hz
IAE	Integral do valor absoluto do erro	
K	Ganho estático	
K_p	Ganho proporcional	
k_{st}	Fator de abrangência	
\dot{m}	Vazão mássica	kg/h
M_p	Sobressinal	%
P	Pressão	bar
\dot{Q}_{carga}	Carga térmica	W
\dot{Q}_F	Capacidade de refrigeração	W
T	Temperatura	°C
t	Tempo	h
t_d	Tempo de atraso	h

T_d	Tempo derivativo	h
T_i	Tempo integrativo	h
t_s	Tempo de acomodação	h
U	Coeficiente global de transferência de calor	W/m ² K
UA	Condutância térmica global	W/K
u_c	Sinal de controle	
u_{cbe}	Sinal de controle baseado em eventos	
V	Volume	m ³
\dot{V}	Vazão volumétrica	l/h
W	Trabalho	J
\dot{W}	Potência	W
x	Grandeza de entrada	
y	Variável medida	

Símbolos gregos

Γ	Torque	N m
ϕ	Fator de utilização	
ρ	Densidade	kg/m ³
σ	Desvio padrão	
τ	Período do ciclo de refrigeração	s

Símbolos compostos

ΔP	Perda de carga	bar
ΔT	Variação de temperatura	°C
Δt	Intervalo de medição	s
$f(x)$	Relação funcional	
$r(x_i, x_j)$	Coeficiente de correlação entre x_i e x_j	

τ_{EF}	Período de escoamento frio	s
τ_{EQ}	Período de escoamento quente	s
$U(y)$	Incerteza expandida	
$u(x)$	Incerteza-padrão	
$u(y)$	Incerteza-padrão combinada	

Subscritos e sobrescritos

amb	Ambiente
ac	Relativo ao acionamento do ímã
ad	Adiabática
aq	Sistema de aquisição
b	Bomba
cal	Curva de calibração
e	Entrada
EF	Escoamento frio
EQ	Escoamento quente
f	Fluido
gab	Gabinete
máx	Máximo
cm	Carcaça da menor bomba de pistão
mmq	Método de mínimos quadrados
ref	Referência
res	Resistores elétricos
rp	Repetibilidade
sm	Sistema de medição
sr	Sonda de referência
s	Saída

tp Termopar
tr Transdutor
valv Válvula
vent Ventilador

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	22
1.1	Motivação	23
1.2	Objetivos	24
1.3	Organização do documento	25
2	SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E SUAS ESTRATÉGIAS DE CONTROLE	26
2.1	Sistemas de refrigeração	26
2.1.1	Refrigeração por compressão de vapor	27
2.1.2	Refrigeração magnética	29
2.1.3	Comparação entre refrigeração por compressão de vapor e refrigeração magnética	32
2.2	Estratégias de controle	32
2.2.1	Estratégias de controle para refrigeração por compressão de vapor	34
2.2.1.1	Controle liga-desliga	34
2.2.1.2	Controle PID	35
2.2.2	Estratégias de controle para refrigeração magnética	37
2.3	Considerações finais sobre o capítulo	39
3	BANCADA EXPERIMENTAL	40
3.1	Adaptações e funcionamento da bancada experimental	40
3.2	Circuito térmico	43
3.2.1	Regenerador magnético ativo	43
3.2.2	Trocadores de calor e ventiladores	44
3.2.3	Reservatórios térmicos	46
3.3	Circuito magnético	47
3.4	Circuito hidráulico	50
3.5	Sincronização entre circuitos hidráulico e magnético	52
3.6	Instrumentação	53
3.7	Processamento de dados	57
3.8	Considerações finais sobre o capítulo	60
4	CHARACTERIZAÇÃO DO SISTEMA	62
4.1	Procedimento experimental	62
4.2	Resultados da caracterização do sistema	64
4.2.1	Influência da fração de escoamento	65
4.2.2	Influência da frequência do ciclo de refrigeração e vazão mássica do fluido	67
4.2.3	Perfil temporal	69
4.3	Síntese dos resultados	73

4.4	Considerações finais sobre o capítulo	77
5	ESTRATÉGIAS DE CONTROLE	79
5.1	Controle liga-desliga	79
5.2	Controle PI	81
5.3	Controle baseado em eventos	86
5.4	Considerações finais sobre o capítulo	92
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	95
6.1	Conclusões	95
6.2	Perspectivas para trabalhos futuros	97
	REFERÊNCIAS	99

APÊNDICES		104
APÊNDICE A INCERTEZAS DE MEDIÇÃO		105
A.1 Fundamentação teórica		105
A.2 Incertezas das variáveis medidas		106
A.3 Calibração dos termopares		107
A.4 Cálculo da condutância térmica global do gabinete		108
APÊNDICE B RESULTADOS DA CARACTERIZAÇÃO DO SISTEMA		110
B.1 Influência da temperatura ambiente no sistema		110
B.2 Influência da fração de escoamento na temperatura interna do gabinete e no consumo energético		111
B.3 Influência da frequência do ciclo de refrigeração e vazão mássica do fluido na temperatura interna do gabinete		113
B.4 Influência da frequência do ciclo de refrigeração e vazão mássica do fluido no consumo energético		114
B.5 Perfil temporal		115
APÊNDICE C ENSAIO DE CONTROLE EM TEMPERATURA AMBIENTE DE 25 °C		117

1 INTRODUÇÃO

As tecnologias de refrigeração são desenvolvidas para reduzir a temperatura de corpos ou fluidos a valores inferiores aos da temperatura do ambiente em que estão inseridos, por um determinado intervalo de tempo (GOSNEY, 1982). Suas aplicações são vastas e permeiam tanto o âmbito doméstico quanto industrial, mostrando-se de fundamental importância na sociedade moderna.

Nos dias atuais, a grande maioria dos sistemas de refrigeração emprega a técnica de compressão mecânica de vapor, uma forma de refrigeração a qual realiza ciclos de compressão e expansão mecânica de fluidos refrigerantes, proporcionando a transferência de calor de um ambiente refrigerado para um ambiente externo. Essa tecnologia é resultado de décadas de pesquisa, o que tornou possível a redução considerável de seu preço, a otimização da eficiência e a diminuição do consumo energético do sistema (POSSAMAI; TODESCAT, 2004). No entanto, a utilização de substâncias agressivas ao meio ambiente, como alguns tipos de fluidos refrigerantes, passou a ser questionada ao longo dos anos devido a seus efeitos sobre o aquecimento global e destruição da camada de ozônio (UNFCCC, 2008). Esse questionamento deu início a pesquisas por tecnologias alternativas de refrigeração, que almejam ganho em eficiência e redução no impacto ambiental (QIAN et al., 2016).

A refrigeração magnética é uma das tecnologias emergentes de refrigeração que substitui o fluido refrigerante, responsável pela transferência de calor com as fontes, por um material refrigerante no estado sólido e um fluido de transferência de calor (BROWN; DOMANSKI, 2014). O funcionamento de um sistema que emprega essa tecnologia é baseado no efeito magnetocalórico (EMC), que é a resposta térmica que alguns materiais magnéticos apresentam quando submetidos a uma mudança de campo magnético. Para uma classe particular desses materiais, o EMC se traduz em uma variação positiva na temperatura do material caso a variação de campo magnético seja elevada e as condições sejam adiabáticas. Nessas mesmas circunstâncias, a redução do campo magnético produz uma variação negativa da temperatura do material. Dessa forma, o EMC pode ser caracterizado em função de uma variação adiabática de temperatura e a sua reversibilidade é a principal vantagem em termos de eficiência térmica (NIELSEN; BAHL; SMITH, 2010). Essas características apresentadas pelo material refrigerante proporcionam à tecnologia de refrigeração magnética o potencial de alcançar alta eficiência energética usando ciclos termomagnéticos (KITANOVSKI, 2010).

Contudo, a intensidade da variação de temperatura proporcionada pelo efeito magnetocalórico é pequena comparada à diferença tipicamente desejada entre o ambiente refrigerado e o ambiente externo. Dessa forma, a fim de viabilizar a utilização

do EMC na refrigeração, o material magnetocalórico é aplicado como uma matriz regeneradora de calor sujeita a ciclos de magnetização e desmagnetização, a qual é conhecida como regenerador magnético ativo (RMA) e proposta originalmente por Barclay e Steyert (1982). Hoje em dia, essa matriz é o componente fundamental de um sistema de refrigeração magnética (KITANOVSKI et al., 2015). Através do RMA, um fluido de transferência de calor escoava de forma oscilatória, permitindo a transferência de calor entre os reservatórios térmicos. Esse fluido pode ser água com algum aditivo anticorrosivo, o que faz com que o refrigerador magnético não contribua de forma direta para a emissão de gases do efeito estufa. Sendo assim, além de ter o potencial de alcançar alta eficiência energética, a tecnologia de refrigeração magnética se apresenta potencialmente vantajosa do ponto de vista de impacto ambiental.

1.1 Motivação

Com a descoberta do EMC, realizada por Weiss e Piccard em 1917 (SMITH, 2013), iniciou-se o estudo da refrigeração magnética. No entanto, o estudo ficou restrito a aplicações em criogenia durante seus primeiros estágios de desenvolvimento (PECHARSKY; GSCHNEIDNER JR., 1999). A refrigeração magnética em torno da temperatura ambiente começou a ser estudada por Brown (1976), que utilizou gadolínio (Gd) como material refrigerante em seu protótipo pioneiro. Esse material apresenta um valor máximo do EMC em torno de 20 °C, o que possibilita a operação desse sistema de refrigeração em condição próxima à temperatura ambiente. Desde então, essa tecnologia teve grandes avanços por meio de estudos em diversos centros de tecnologia ao redor do mundo. Como resultado, alguns protótipos foram desenvolvidos com diferentes projetos de regeneradores, circuitos para geração de perfis magnéticos, trocadores de calor, sistemas de gerenciamento hidráulico, entre outras características (TURA; ROWE, 2011; ENGELBRECHT et al., 2012; APREA et al., 2014; LOZANO et al., 2016; ERIKSEN et al., 2015).

Os avanços nos estudos da refrigeração magnética chamaram a atenção de empresas para o desenvolvimento e comercialização dessa tecnologia. No entanto, o projeto de um refrigerador magnético ainda requer estudos sobre como integrar e otimizar os diversos subsistemas que o compõem, e de como melhorar sua eficiência energética para que seus valores ao menos se aproximem daqueles observados em produtos convencionais equivalentes, ou seja, que operam com a tecnologia de compressão mecânica de vapor.

Nesse contexto, o grupo de pesquisa em novas tecnologias dos Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica (POLO) encontra-se desenvolvendo um refrigerador magnético compacto para operar uma adega de vinhos doméstica, com um consumo energético análogo ao de uma adega convencional. Com o início das

integrações dos subsistemas para conceber um protótipo, surgiu o desafio de como alcançar e controlar a temperatura desejada dentro do gabinete da adega. Para enfrentar esse desafio, faz-se necessário o desenvolvimento de uma lógica de controle para o sistema de refrigeração magnética.

O estudo de estratégias de controle em refrigeração permite a elaboração de lógicas que atuem em parâmetros de operação do sistema de refrigeração, de modo a manter a temperatura de interesse e aumentar a eficiência energética. Assim, no caso de uma adega, é possível melhorar a conservação dos vinhos e diminuir o consumo de energia elétrica.

Apesar de existirem diversos estudos de controle de sistemas de refrigeração por compressão de vapor, poucas são as iniciativas na área de controle de temperatura para a tecnologia magnética, sendo que não existem, ainda, protótipos com algum tipo de controle mais específico. No trabalho de Hittinger et al. (2016) foi apresentada uma proposta de controlador em malha aberta, a qual foi avaliada experimentalmente, e em Qian et al. (2018) foi apresentada uma estratégia de controle que emprega um controlador PID, porém os resultados foram avaliados apenas em simulação. Portanto, esta dissertação foi desenvolvida a partir da necessidade de mais estudos em estratégias de controle para sistemas de refrigeração magnética.

1.2 Objetivos

Para alterar o valor da temperatura dentro do gabinete de um refrigerador magnético, é possível atuar em parâmetros de operação, como a vazão mássica do fluido de transferência de calor ou a frequência do ciclo de refrigeração, por exemplo. Dependendo da lógica de controle e dos parâmetros que estão sendo manipulados, além de alcançar a temperatura desejada, pode-se diminuir o tempo de *pull-down* (abaixamento de temperatura do gabinete do refrigerador), rejeitar perturbações de temperatura, como a causada por abertura de porta, e melhorar a eficiência do produto.

O objetivo geral deste trabalho é desenvolver e avaliar experimentalmente alternativas de controle para um refrigerador magnético que mantenham a temperatura do compartimento refrigerado mais próxima possível do valor desejado mesmo com a atuação de perturbações e, ao mesmo tempo, assegurem que o sistema de refrigeração opere em uma condição de máxima eficiência energética.

Para atingir o objetivo geral, primeiramente, é necessário conhecer o comportamento dinâmico da temperatura do gabinete de um refrigerador magnético e o seu consumo de energia ao atuar nos parâmetros de operação do sistema para, em seguida, projetar um sistema de controle adequado. Em vista disso, foram estabelecidos os seguintes objetivos específicos:

- adaptar uma bancada experimental de testes de RMA, desenvolvida por Trevizoli

(2015) e modificada por Nakashima (2017) e Dutra et al. (2017), para obter um protótipo de refrigerador magnético completo, ou seja, composto pelos principais componentes de um sistema real;

- caracterizar experimentalmente a bancada adaptada, com o intuito de obter informações acerca do comportamento dinâmico da temperatura e potência consumida ao alterar os parâmetros de operação de um refrigerador magnético;
- projetar e avaliar possíveis métodos de controle de temperatura para um refrigerador magnético; e
- implementar e testar experimentalmente na bancada os sistemas de controle.

As análises aqui desenvolvidas servirão como base para a escolha do controlador da adega de vinhos doméstica que irá operar com um sistema de refrigeração magnética, em desenvolvimento no POLO. Portanto, busca-se construir uma base sólida de informações acerca do comportamento dinâmico da temperatura nos diferentes pontos de operação e de como o sistema responde sob o efeito de diferentes métodos de controle. Assim, este documento poderá servir como guia ao projeto de futuros controladores para refrigeradores magnéticos.

1.3 Organização do documento

Esta dissertação é dividida em 6 capítulos: O Capítulo 2 apresenta uma breve descrição da tecnologia de refrigeração por compressão de vapor e algumas técnicas de controle difundidas na refrigeração convencional. Além disso, apresenta a tecnologia de refrigeração magnética e os estudos existentes para o sistema de controle na refrigeração magnética. No Capítulo 3 é feita a descrição da bancada experimental utilizada para o desenvolvimento do presente trabalho, bem como de sua instrumentação e de como são processados os dados medidos para a obtenção dos resultados. O Capítulo 4 apresenta a caracterização do sistema realizada por meio de experimentos em bancada. No Capítulo 5 são apresentados os projetos de controladores desenvolvidos, assim como a avaliação dos resultados alcançados. Por fim, no Capítulo 6, são apresentadas as principais contribuições do presente trabalho para os estudos de sistemas de controle para a refrigeração magnética e perspectivas para trabalhos futuros.

2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E SUAS ESTRATÉGIAS DE CONTROLE

A maior parte dos sistemas de refrigeração à temperatura ambiente utiliza o ciclo de refrigeração por compressão de vapor. O conhecimento dos princípios básicos desse sistema de refrigeração tradicional auxilia no entendimento da refrigeração magnética. Por esse motivo, este capítulo apresenta primeiramente uma visão geral da refrigeração por compressão mecânica de vapor e, em seguida, os princípios da tecnologia de refrigeração magnética. Além disso, o estudo de estratégias de controle para a refrigeração convencional é bastante difundido e desenvolvido, enquanto o estudo de estratégias de controle aplicadas à refrigeração magnética encontra-se no início. Assim, no intuito de apresentar alguns conceitos de controle que possam servir como base para o estudo de controle na refrigeração magnética, são apresentadas também neste capítulo algumas estratégias de controle aplicadas à refrigeração convencional.

2.1 Sistemas de refrigeração

Um sistema de refrigeração, independente de qual for a sua tecnologia, realiza o processo de resfriar com a aplicação de trabalho (W). De acordo com a primeira lei da termodinâmica, esse trabalho é equivalente à diferença entre o calor rejeitado para o ambiente quente (Q_Q) e o calor absorvido na fonte fria (Q_F). A taxa com que esse trabalho é aplicado ao sistema é denominada de *potência*, \dot{W} , enquanto que a taxa com que é removido o calor da fonte fria é conhecida como *capacidade de refrigeração*, \dot{Q}_F .

O desempenho de um sistema frigorífico é expresso pelo coeficiente de desempenho (COP), que representa a relação entre a capacidade de refrigeração e a potência consumida pelo sistema para realizar o processo de refrigeração, e definido por:

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}} \quad (2.1)$$

À medida que o local (ambiente ou corpo) a ser refrigerado tem a sua temperatura reduzida sob a ação de um sistema frigorífico, ele passa a sofrer a influência de uma carga térmica imposta pela vizinhança. Por exemplo, para o compartimento resfriado de um refrigerador doméstico, a carga térmica (\dot{Q}_{carga}) é a taxa de transferência de calor que ocorre naturalmente do ambiente externo (a uma maior temperatura) para o interior do gabinete através de suas paredes (BERGMAN et al., 2011), ou seja:

$$\dot{Q}_{\text{carga}} = UA\Delta T, \quad (2.2)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor, A é a área de transferência de calor (ambos referentes às paredes do compartimento) e ΔT é a diferença de temperaturas médias entre os ambientes interno e externo ao compartimento. O produto UA é também conhecido como condutância térmica global.

Ao se ligar um sistema de refrigeração, a temperatura do compartimento a ser refrigerado começa a reduzir gradativamente até entrar em regime permanente. Esse período de abaixamento da temperatura é denominado tempo de *pull-down*. Quando a temperatura interna do compartimento se estabiliza, os valores da capacidade de refrigeração e da carga térmica imposta pelo ambiente externo são equivalentes. Portanto, pode-se utilizar o valor calculado por meio da Equação (2.2) para determinar a capacidade de refrigeração em regime permanente.

As características aqui apresentadas são alguns dos principais conceitos utilizados no dimensionamento de sistemas de refrigeração. Para realizar o processo de refrigeração propriamente dito, existem diferentes tecnologias, tais como a refrigeração por compressão de vapor, absorção, ciclo a ar, e de estado sólido, como os efeitos termoelétrico e magnetocalórico (BROWN; DOMANSKI, 2014). A seguir, são apresentados os princípios de operação básicos de sistemas de refrigeração por compressão de vapor e magnetocalórico. Conhecer a operação da tecnologia convencional, auxiliar no entendimento da tecnologia emergente.

2.1.1 Refrigeração por compressão de vapor

O ciclo de refrigeração mais empregado é o termomecânico por compressão de vapor. O seu princípio de funcionamento utiliza quatro componentes principais: um compressor, um condensador, um dispositivo de expansão e um evaporador. Por esses quatro componentes circula o fluido refrigerante. A Figura 1(a) apresenta o ciclo padrão por meio do diagrama temperatura-entropia (T-S) e a Figura 1(b) apresenta esquematicamente os componentes empregados. Apesar de o ciclo ocorrer de forma contínua, a seguir, é realizada uma descrição das etapas desse ciclo seguindo o caminho de uma partícula de fluido refrigerante (STOECKER; JONES, 1983):

- *Compressão (1-2)*: etapa na qual o refrigerante entra no compressor na forma de vapor e é comprimido, elevando sua pressão e temperatura.
- *Rejeição de calor no condensador (2-3)*: o fluido refrigerante em estado de vapor segue até o condensador com uma temperatura alta, e efetua a troca térmica com o ambiente externo, rejeitando, sob a forma de calor, a energia absorvida ao longo do ciclo. Nesta etapa, ocorre uma transformação no estado físico do refrigerante, que passa de vapor superaquecido para líquido saturado a alta pressão.
- *Expansão (3-4)*: o líquido condensado segue para o dispositivo de expansão e tem

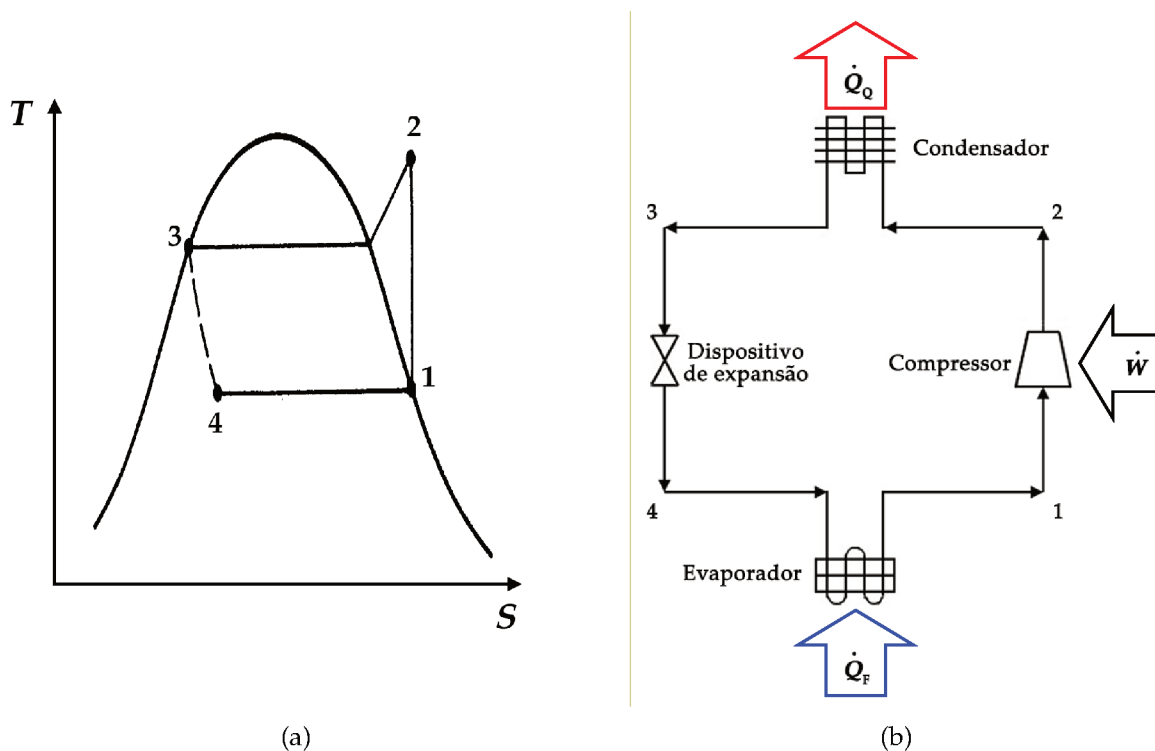


Figura 1 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor padrão: (a) em um diagrama temperatura e entropia (T-S) (adaptada de Stoecker e Jones (1983)); (b) em um diagrama esquemático com os equipamentos.

sua pressão e temperatura reduzidas na saída desse elemento devido ao efeito de estrangulamento.

- *Absorção de calor no evaporador (4-1)*: o fluido refrigerante em estado bifásico entra no evaporador a baixa pressão e temperatura, e efetua a troca térmica com o ambiente a ser refrigerado, absorvendo calor. Deste modo, ocorre uma transformação do fluido refrigerante para vapor superaquecido a baixa pressão, retornando ao ponto inicial de descrição do ciclo.

Cabe ressaltar que ciclos reais operam com graus de superaquecimento e sub-resfriamento não nulos nas saídas do evaporador e do condensador, respectivamente, de modo que os pontos 1 e 3 do ciclo não correspondem a estados de saturação. Adicionalmente, perdas termodinâmicas devidas a atrito, transferência de calor com diferenças de temperatura finitas e expansão e compressão abruptas são inevitáveis em sistemas reais.

Além dos componentes principais de um sistema de refrigeração convencional, é comum a utilização de componentes auxiliares como ventiladores e resistores elétricos. Os ventiladores podem ser utilizados junto com os trocadores de calor para aumentar a convecção de ar e assim aumentar o coeficiente global de transferência de calor dos trocadores. Já os resistores elétricos podem ser utilizados junto ao evaporador

e, quando necessário, são ativados com o objetivo de fundir o gelo que se forma no evaporador (SENGER, 2014).

O COP de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor pode ser definido pela razão entre o calor absorvido no evaporador e o trabalho total aplicado no sistema (compressor e componentes auxiliares).

2.1.2 Refrigeração magnética

O principal desafio da refrigeração magnética é a limitação da diferença de temperatura que pode ser estabelecida entre os reservatórios térmicos, devido às baixas amplitudes da variação adiabática de temperatura (ΔT_{ad}) no material sólido refrigerante proporcionada pelo efeito magnetocalórico (EMC). O material hipotético perfeito teria um EMC grande e constante ao longo do intervalo de temperatura exigido pelo sistema de refrigeração. No entanto, atualmente, nenhum material apresenta esse comportamento (BEZ et al., 2020). O valor máximo do EMC é observado em torno da temperatura de transição magnética, conhecida como temperatura de Curie (T_{Curie}). Para um material de referência, como o gadolínio (Gd), a T_{Curie} está entre 17 °C e 24 °C (KITANOVSKI et al., 2015). Ao se aplicar uma variação de campo magnético de 1,65 T, o ΔT_{ad} é pouco menos de 4 °C (TREVIZOLI et al., 2012). Isso significa que a desmagnetização adiabática, por si só, não é suficiente para alcançar a diferença de temperatura desejada entre os reservatórios térmicos em aplicações próximas à temperatura ambiente.

Para superar essa limitação de amplitude térmica, ciclos regenerativos são empregados na refrigeração magnética. Dentre eles, o ciclo Brayton dotado de regeneradores magnético ativos (RMAs) é o mais comum (BARCLAY; STEYERT, 1982). O RMA é uma matriz porosa composta por material magnetocalórico pela qual escoam, de forma alternada, correntes de fluido quente e frio em sincronia com a variação de campo magnético. Desse modo, o RMA armazena energia térmica e o fluido promove a transferência de calor entre o RMA e os reservatórios térmicos. Uma alternativa para se alcançar melhores desempenhos do RMA consiste em utilizar camadas de diferentes materiais magnetocalóricos para que cada camada funcione em torno de seu pico de EMC, estabelecendo assim uma espécie de efeito cascata na T_{Curie} (LEI et al., 2015). Um número crescente de camadas ao longo do comprimento do regenerador pode melhorar o desempenho do RMA assintoticamente até um valor máximo (LEI et al., 2015).

Para melhorar a compreensão do modo de funcionamento de um sistema de refrigeração magnética baseado em RMAs, é apresentado na Figura 2 o ciclo de refrigeração RMA ideal por meio dos diagramas temperatura-entropia (T-S) do material magnetocalórico e do fluido de transferência de calor. Além disso, a Figura 3 apresenta o diagrama esquemático dos principais componentes e das etapas desse ciclo, cuja descrição é realizada a seguir (ROWE et al., 2005; TREVIZOLI; BARBOSA, 2020):

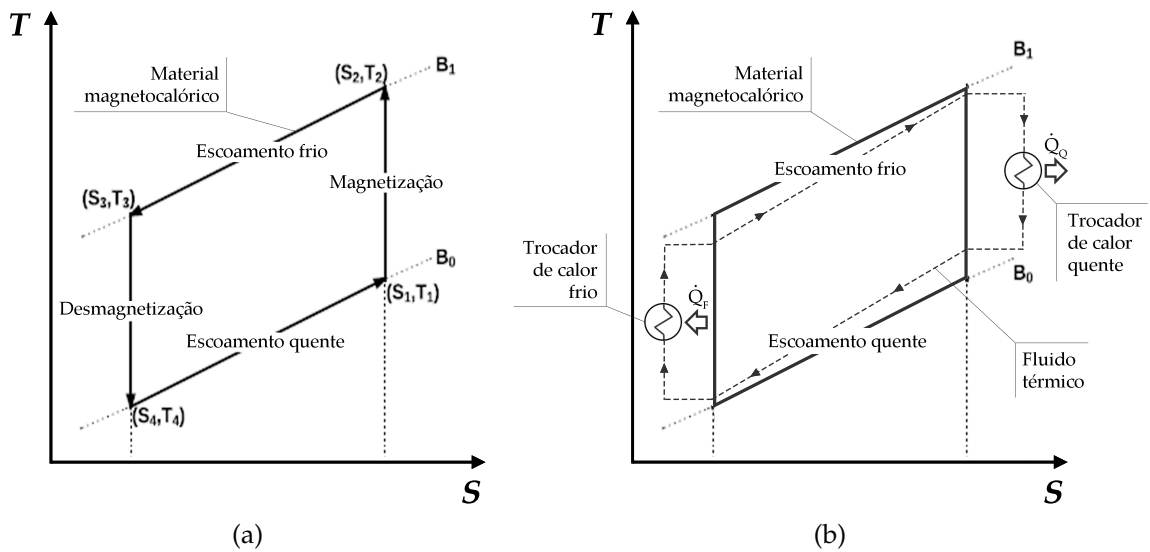


Figura 2 – Ciclo de refrigeração termomagnético RMA, baseado no ciclo Brayton, em diagrama temperatura-entropia (T-S): (a) do ponto de vista do material magnetocalórico (adaptada de Trevizoli (2015)); (b) do ponto de vista do fluido de transferência de calor (adaptada de Kitanovski et al. (2015)).

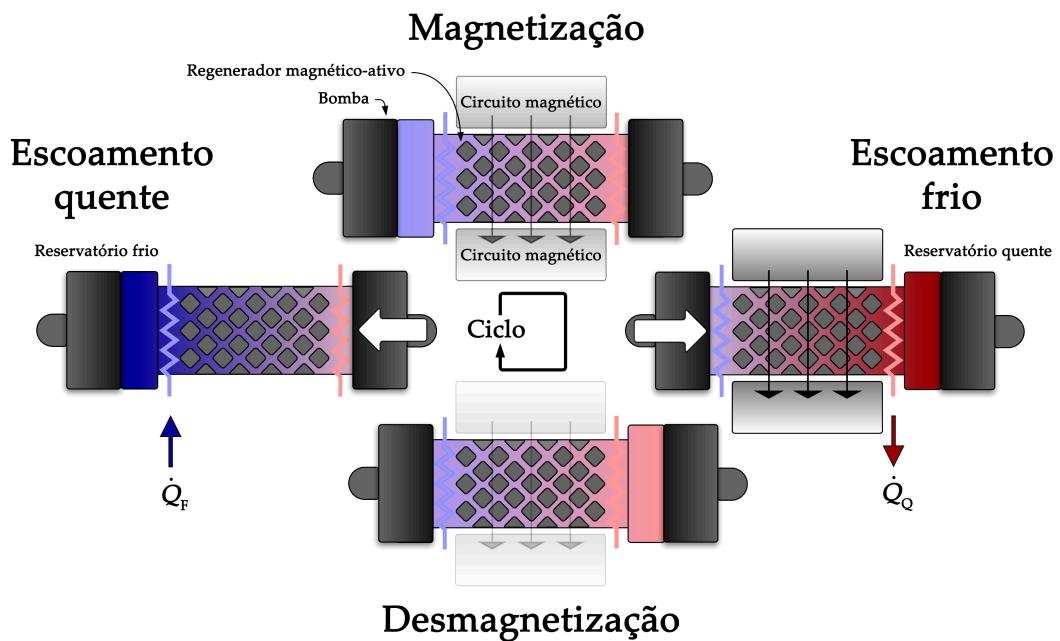


Figura 3 – Representação esquemática do ciclo de refrigeração termomagnético RMA (adaptada de Trevizoli (2015)).

- *Magnetização adiabática*: etapa na qual o material magnetocalórico, inicialmente a uma determinada temperatura e mantido em condição adiabática, é submetido a uma variação instantânea e positiva de um campo magnético externo (B_1), induzindo um aumento de temperatura do material de ΔT_{ad} devido ao EMC.
- *Escoamento frio*: após o aquecimento do material magnetocalórico, um fluido de transferência de calor proveniente do reservatório frio, em geral uma mistura de água e anti-congelante, escoam através do regenerador. A matriz porosa é resfriada

ao ceder calor ao fluido, e esse é aquecido a uma temperatura maior que a do reservatório quente. Em seguida, o fluido segue para o trocador de calor do reservatório quente, no qual realiza a rejeição de calor sensível Q_Q . Assim, nesse sistema, o refrigerante sólido não entra em contato direto com os reservatórios térmicos.

- *Desmagnetização adiabática*: novamente em condições adiabáticas, o material magnetocalórico sofre uma redução na sua temperatura de ΔT_{ad} , resultante uma variação instantânea e negativa do campo magnético externo (B_0).
- *Escoamento quente*: o fluido de transferência de calor proveniente do reservatório quente escoar através do regenerador no sentido oposto ao da etapa de escoamento frio. Nesse momento, a matriz porosa que está mais fria é aquecida ao absorver calor do fluido, e esse é resfriado a uma temperatura abaixo da temperatura do reservatório frio. Em seguida, o fluido segue para o trocador de calor do reservatório frio, no qual realiza a absorção de calor sensível Q_F .

A Figura 3 representa o regenerador contendo o material magnetocalórico, o qual é sucessivamente magnetizado e desmagnetizado pelo circuito magnético. A variação da temperatura interna do RMA é indicada por meio da variação de cor nas imagens entre as etapas do ciclo. Além disso, a figura mostra a interação entre o circuito magnético e o RMA nas diferentes etapas. A bomba (pistão) representa o circuito hidráulico que proporciona os escoamentos frio e quente através do RMA em direção aos reservatórios quente e frio, respectivamente, conforme indicado pelas setas brancas. Ao operar a uma dada frequência, o sistema rejeita calor sensível a uma taxa \dot{Q}_Q no reservatório quente, ao mesmo tempo que, no reservatório frio, é realizada a absorção de calor sensível a uma taxa \dot{Q}_F , que é a capacidade de refrigeração do sistema.

Além do RMA, principal elemento de um sistema de refrigeração magnética, os seguintes componentes complementam o sistema: o *circuito magnético* - responsável por fornecer a variação da densidade de fluxo magnético sobre o RMA; os *trocadores de calor* e o *fluido de transferência de calor* - proporcionam a transferência de calor entre os reservatórios térmicos; os *ventiladores* - são utilizados junto com os trocadores para intensificar a convecção do ar e assim aumentar a transferência de calor; e o *circuito hidráulico* composto por *válvulas* e *bomba* - responsável por fornecer e gerenciar o escoamento oscilatório do fluido ao longo do RMA. A sincronização entre o circuito hidráulico e o circuito magnético em um refrigerador magnético é fundamental para o seu funcionamento e a eficiência global do sistema.

Durante a fase de desenvolvimento de um sistema de refrigeração magnética, são considerados os parâmetros de operação capazes de alterar a capacidade de refrigeração do sistema. Entre eles estão a frequência do ciclo de refrigeração, a vazão

mássica do fluido de transferência de calor e o período de duração dos escoamentos - também conhecido como fração de escoamento (F_E). Esses parâmetros podem ser modificados durante a operação do sistema, com o uso de componentes de ação variável. No entanto, eles normalmente são limitados por restrições físicas, ou de custo e disponibilidade dos componentes.

O COP, principal índice de desempenho de um sistema de refrigeração magnética, pode ser definido pela razão entre a taxa com que calor é absorvido no reservatório frio (capacidade de refrigeração) e a potência necessária para operar o sistema (considerando o acionamento dos circuitos magnético e hidráulico, além dos ventiladores).

2.1.3 Comparação entre refrigeração por compressão de vapor e refrigeração magnética

Uma das principais diferenças entre a refrigeração por compressão de vapor e a refrigeração magnética está no material refrigerante. A primeira utiliza um fluido refrigerante que, ao passar por uma mudança de fase líquido-vapor, absorve calor do reservatório frio. A segunda utiliza um material sólido que sofre uma transição de fases magnéticas (à qual está associado um efeito refrigerante), além de um fluido de transferência de calor responsável pelo transporte de calor entre o refrigerante e os reservatórios. Desse modo, na compressão mecânica, o fluido é ao mesmo tempo refrigerante e transmissor térmico, enquanto que na refrigeração magnética essas tarefas são separadas.

A Figura 4 apresenta uma comparação esquemática dos ciclos de refrigeração por compressão de vapor e magnética. As forças motrizes de cada tecnologia são pressão e campo magnético, respectivamente. A compressão do fluido refrigerante é análoga à etapa de magnetização do material magnetocalórico, pois ambas requerem trabalho e possuem como consequência o aumento da temperatura do material refrigerante. De modo similar, a expansão do fluido e a desmagnetização do sólido diminuem a temperatura do material, em consequência da redução da pressão do fluido e remoção do campo magnético, respectivamente. O condensador e o evaporador, componentes em que ocorre mudança de fase do fluido refrigerante durante a transferência de calor com os ambientes, são substituídos na refrigeração magnética por trocadores de calor sob a forma sensível, já que a transição de fases magnéticas do refrigerante sólido ocorre no RMA.

2.2 Estratégias de controle

Os principais objetivos de um controlador em um sistema de refrigeração são regular a capacidade de refrigeração, mantendo a temperatura do compartimento refrigerado em sua referência, e melhorar a eficiência energética do sistema (HOLDACK-

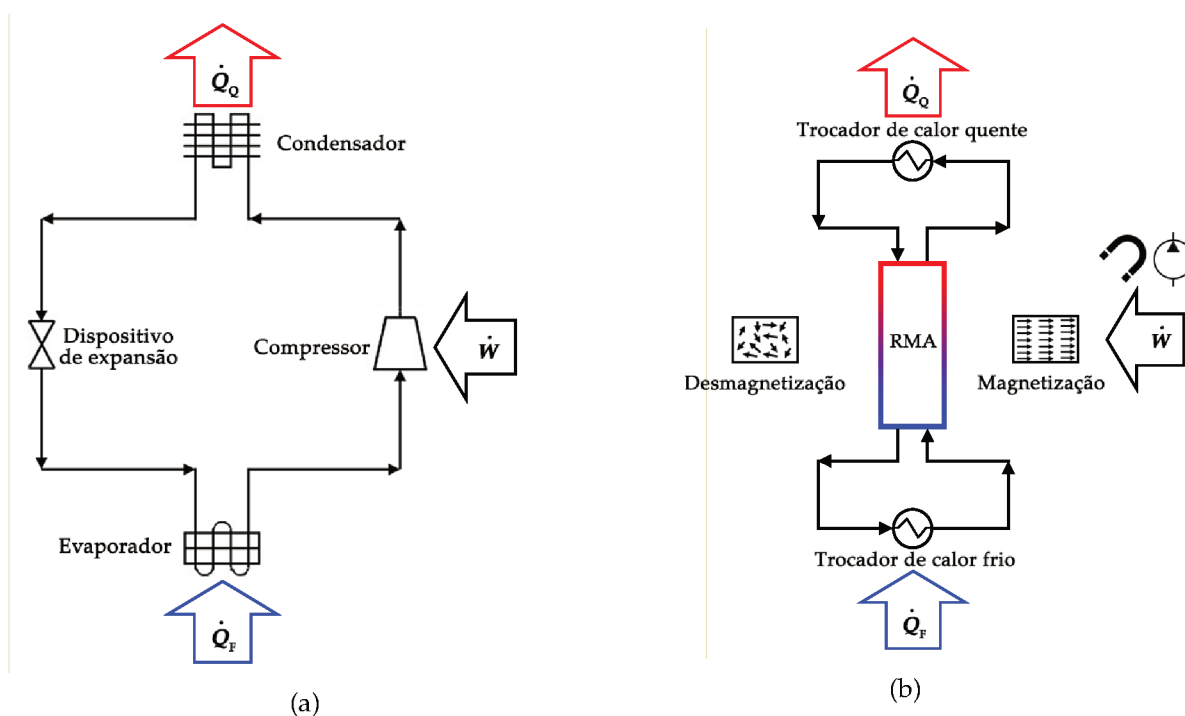


Figura 4 – Refrigeração: (a) por compressão de vapor; (b) magnética.

JANSSEN; KRUSE, 1984). Além disso, o controle deve rejeitar de forma rápida as perturbações externas, como variações da temperatura ambiente e aberturas de portas (SENGER, 2014). Para alcançar esses objetivos, uma estratégia de controle deve ser projetada.

O projeto de uma estratégia de controle, de modo geral, segue as seguintes etapas (GOYAL; STAEDTER; GARIMELLA, 2019): inicia-se com a identificação das variáveis a serem controladas e seus pontos de ajustes desejados. Em seguida, identificam-se as variáveis relevantes que podem ser medidas e os atuadores para os diferentes graus de liberdade do sistema. Dependendo do método de controle a ser empregado, faz-se necessária uma modelagem do sistema para a sintonia de parâmetros do controlador ou um modelo dinâmico do sistema para interagir com o controlador. Por último, os parâmetros do controlador devem ser ajustados e restrições devem ser impostas aos limites do atuador e às variáveis a serem controladas, de modo a proteger os componentes individuais e o sistema geral.

O estudo de estratégias de controle para a refrigeração magnética ainda é escasso. No entanto, o estudo de estratégias de controle para a refrigeração convencional é bastante difundido e desenvolvido. A partir dele, podem-se encontrar vantagens e desvantagens que os métodos de controle proporcionam para um sistema refrigeração e assim obter uma base para ampliar o estudo de controle na refrigeração magnética. A seguir, são apresentadas algumas estratégias de controle encontradas na literatura para a refrigeração por compressão de vapor e para a refrigeração magnética.

2.2.1 Estratégias de controle para refrigeração por compressão de vapor

Apesar do princípio de funcionamento ser o mesmo, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor podem adquirir diferentes configurações dependendo dos componentes utilizados: alguns sistemas utilizam compressores de velocidade fixa e outros de velocidade variável; uns fazem uso de dispositivos de expansão com restrição fixa, como tubos capilares, e outros apresentam restrição variável, como válvulas de expansão; existem sistemas que empregam evaporadores com troca de calor por convecção natural, enquanto outros acoplam ventiladores de velocidade fixa para intensificar a transferência de calor, e outros ainda utilizam ventiladores de rotação variável, que permitem modular a capacidade de refrigeração conforme a condição imposta ao sistema. Em suma, são diversas as combinações de componentes encontrados em sistemas com um ou mais compartimentos refrigerados (EKREN, 2017).

Muitos trabalhos sobre estratégias de controle aplicadas a sistemas de refrigeração por compressão de vapor podem ser identificados na literatura. A maioria das abordagens práticas manipula a vazão mássica do fluido refrigerante e a pressão ou temperatura do evaporador para alcançar os objetivos de controle (GOYAL; STAEDTER; GARIMELLA, 2019). Visando atender diferentes objetivos, esses parâmetros são ajustados com o uso de um compressor de velocidade variável e de uma válvula de expansão de restrição variável, respectivamente. Por meio da manipulação dessas grandezas é possível obter um melhor controle de temperatura do compartimento, ao mesmo tempo em que o desempenho energético é melhorado quando comparado aos sistemas que empregam componentes com pontos de operação fixos (POTTKER; MELO, 2007).

Uma classificação dos métodos de controle aplicados a sistemas de refrigeração por compressão de vapor (SRCV) é apresentada na Figura 5. Nela, os métodos de controle são divididos em controle clássico, controle avançado e controle inteligente. Revisões detalhadas estão disponíveis em Naidu e Rieger (2011a), Naidu e Rieger (2011b), Afram e Janabi-Sharifi (2014) e Goyal, Staedter e Garimella (2019). A seguir são apresentados os dois métodos clássicos de controle de SRCV: liga-desliga e controle PID. Devido a sua simplicidade e por serem os mais empregados na refrigeração por compressão de vapor, tornam-se referências naturais para o início do estudo de controle para refrigeração magnética.

2.2.1.1 Controle liga-desliga

A principal estratégia de controle aplicada na refrigeração por compressão de vapor emprega o controle por histerese, conhecido também por controle liga-desliga. Essa estratégia tem como objetivo controlar a temperatura do compartimento refrigerado por meio de um termostato que liga e desliga um compressor de velocidade fixa.

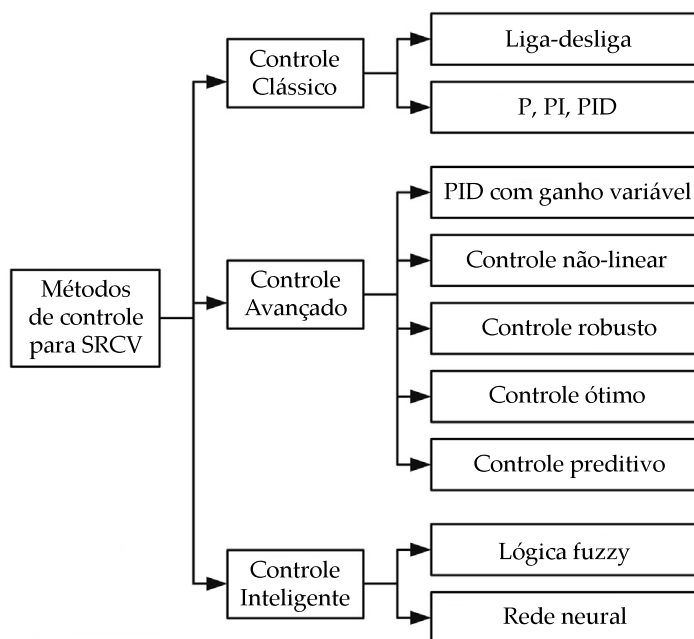


Figura 5 – Classificação de métodos de controle em sistemas de refrigeração por compressão de vapor (SRCV) (adaptada de Afram e Janabi-Sharifi (2014)).

O controlador liga-desliga regula a variável controlada dentro de uma faixa de valores (OGATA, 2010). No caso da refrigeração, desliga-se o compressor quando a temperatura atinge o limite inferior, e religa-o quando ela alcança naturalmente o limite superior. Desse modo, o controle impõe um regime de operação cíclico ao sistema, induzindo oscilações de temperatura dentro do compartimento refrigerado.

Essa estratégia de controle tem como vantagens a simplicidade e o preço, pois não requer modelagem do sistema e sintonia de parâmetros, e utiliza componentes simples, como compressores de velocidade fixa e dispositivos de expansão com restrição fixa. No entanto, essa estratégia de controle não é a mais eficiente (TASSOU; QURESHI, 1996). As altas correntes elétricas de partida do compressor relacionadas com alta frequência de comutação liga-desliga limitam esse tipo de controle (HOLDACK-JANSSEN; KRUSE, 1984).

2.2.1.2 Controle PID

Com os avanços nos acionamentos de velocidade variável, válvulas eletrônicas e recursos de microprocessadores, tornou-se possível o desenvolvimento de estratégias de controle mais avançadas do que o controlador liga-desliga em sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Um controlador capaz de variar a velocidade do compressor para proporcionar um balanço apropriado entre carga térmica e capacidade de refrigeração, por exemplo, aumenta a eficiência do sistema (POSSAMAI; TODESCAT, 2004). Um método de controle muito empregado nessas situações é o controlador linear proporcional-integral-derivativo (PID), o qual atua de modo contínuo na variável manipulada para controlar com precisão a variável de interesse.

O controlador PID usa a informação do sinal de erro entre o valor de referência e a variável de interesse ($e(t)$) para determinar seu sinal de controle. Esse valor é composto por uma parcela proporcional, uma integral e uma derivativa ao erro (ÅNSTRÖM; HÄGGLUND, 1995). A parcela proporcional permite que o controle reaja às circunstâncias atuais, atuando proporcionalmente ao erro atual. A parcela integral reage aos últimos erros, permitindo a eliminação do erro em regime permanente. Já a parcela derivativa atua com base na taxa de variação do erro, a qual usa para prever o comportamento do erro em instantes futuros de forma aproximada e inicia uma ação corretiva antecipada que tende a acelerar a resposta do sistema. Combinadas, as três usam dados atuais, dados passados e a taxa na qual os dados estão mudando, compensando assim o erro entre a variável de interesse e o valor de referência. O sinal de controle ($u_c(t)$) gerado pelo controlador PID é genericamente dado por:

$$u_c(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{de(t)}{dt} \right), \quad (2.3)$$

onde os três parâmetros de sintonia do controlador são, respectivamente, o ganho proporcional (K_p), o tempo integrativo (T_i) e o tempo derivativo (T_d). Esta forma de representar o controlador PID é uma entre as possíveis formas de representar esse controlador, conhecida por algoritmo ideal. Apesar do PID ter a disponibilidade das três parcelas básicas que o compõem, dependendo da aplicação não há necessidade da utilização de uma ou mais destas parcelas. Sendo assim, a partir da estrutura PID pode-se configurar um controlador proporcional (P), um controlador proporcional-integral (PI) ou um controlador proporcional-derivativo (PD). Além disso, salvo casos excepcionais, na prática aplica-se um filtro na ação derivativa para que a alta frequência de ruídos não influencie no ganho da parcela derivativa (ÅNSTRÖM; HÄGGLUND, 1995).

Uma das desvantagens do controle PID é a necessidade de ajuste dos três parâmetros. Para sintonizar esses parâmetros, tipicamente, levanta-se um modelo dinâmico linear do sistema e utilizam-se métodos de ajuste, como o método do lugar das raízes e o método de Ziegler-Nichols (ÅNSTRÖM; HÄGGLUND, 1995). No caso de sistemas de refrigeração com efeitos de capacitância térmica importantes, essa sintonização demanda tempos de projeto elevados.

Na literatura sobre refrigeração por compressão de vapor, são encontradas diferentes estratégias de controle que empregam o controle PID, seja atuando no compressor com velocidade variável ou no dispositivo de expansão com restrição variável. Por exemplo, Aprea e Mastrullo (2002) desenvolveram um controlador PID para controlar o grau de superaquecimento no evaporador via válvula eletrônica de expansão; e em Marcinichen, Holanda e Melo (2008) foram desenvolvidos dois controladores PI independentes, aplicando uma estratégia monovariável, sendo que um controla a

temperatura do sistema via velocidade do compressor e o outro controla o grau de superaquecimento no evaporador via válvula de expansão com restrição variável.

Além de empregar o método de controle PID, diversas estratégias acoplam outros métodos de controle em conjunto, de modo a aprimorar o sistema de controle. Por exemplo, em Vitor et al. (2016) foi projetado um controlador PI para velocidade do compressor e combinado com um controlador liga-desliga para alcançar a capacidade de resfriamento em condições de equilíbrio de baixa capacidade; Yin et al. (2016) apresentam uma estratégia de controle em cascata desenvolvida para atender aos requisitos de resfriamento e melhorar a eficiência energética simultaneamente, na qual um controle PID regula o ponto de ajuste de superaquecimento em uma malha externa e um controle preditivo baseado em modelo regula a diferença de pressão entre condensador e evaporador; em um sistema de refrigeração de alta pressão, Vitor et al. (2019) desenvolveram um controle híbrido formado por um controle PID seguido por um controle chaveado de três níveis de modo a conduzir as pressões para os valores desejados; já Winck (2018) empregou o controle PID para determinar o *duty-cycle* de um PWM para o compressor, de modo a regular a temperatura do gabinete, e um algoritmo de rastreamento de ponto de menor potência para regulação do consumo energético global do sistema.

Assim como o controlador liga-desliga, o controlador PID também é barato e fácil de instalar. No entanto, necessita de componentes mais complexos, como um compressor de velocidade variável ou um dispositivo de expansão variável. Embora o controle PID permita à variável de interesse alcançar o valor de referência em estado estacionário com erro nulo para referências do tipo degrau, o desempenho do controlador diminui se as condições de operação se afastarem daquelas nas quais foi realizado o ajuste do controlador. Isso leva a busca de diferentes métodos de controle, como os controles avançados e os controles inteligentes.

2.2.2 Estratégias de controle para refrigeração magnética

O estudo de estratégias de controle aplicadas a sistemas de refrigeração magnética é recente e apresenta poucos trabalhos quando comparado ao controle de sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

Uma estratégia de controle proposta por Qian et al. (2018) utiliza a técnica de controle PID e a frequência do ciclo de refrigeração como a principal variável de controle para ajustar a capacidade de refrigeração do sistema de refrigeração magnética. Além de atuar no valor da frequência do ciclo (f), é realizado também uma atuação na vazão mássica do fluido (\dot{m}) para manter o fator de utilização (ϕ) fixo. Esse fator é definido como a razão entre as capacidades térmicas do fluido e do sólido e, para cada regenerador, existe um ϕ ótimo que proporciona uma maior capacidade de refrigeração (TUŠEK et al., 2011). Essa estratégia de controle é apresentada por meio do diagrama

da Figura 6 e foi incorporada a um modelo de refrigeração magnética no software *Simulink*, com o qual foram realizados estudos de simulação numérica para diferentes perfis de carga variável. Os resultados da simulação mostraram que essa estratégia é capaz de manter a temperatura alvo do trocador de calor frio (T_{TCF}), mesmo com variação de carga, indicando robustez e potencial para aplicação.

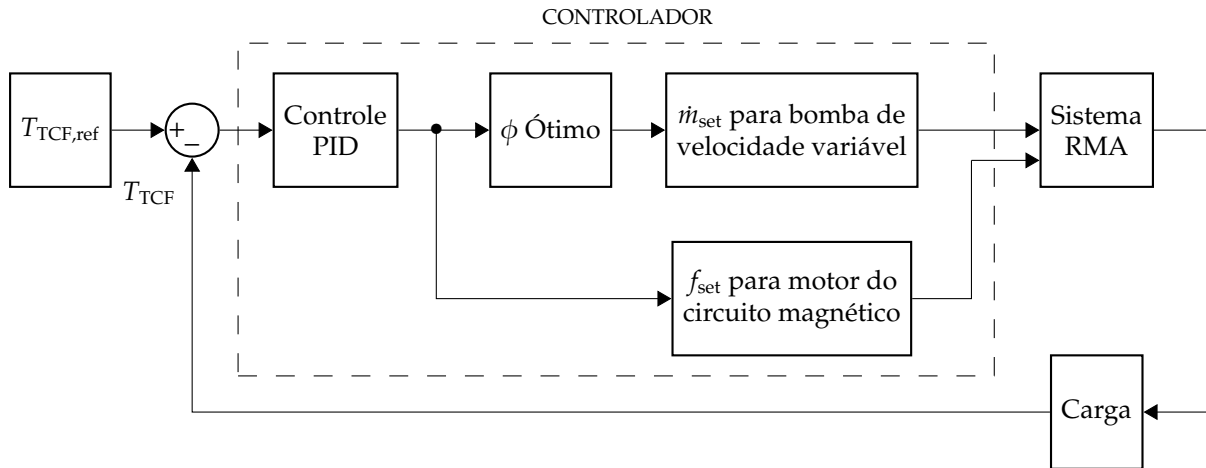


Figura 6 – Estratégia de controle de temperatura para um sistema de refrigeração magnética via frequência de ciclo de refrigeração e vazão mássica do fluido (adaptada de (QIAN et al., 2018)).

Em uma versão aprimorada da estratégia proposta, Qian, Yuan e Yu (2019) incorporaram à estratégia um algoritmo para determinar o valor ótimo de ϕ . Esse algoritmo utiliza um mapa de desempenho que, a partir dos valores da frequência do ciclo de operação e da diferença de temperatura entre trocadores, fornece um valor ótimo de ϕ a fim de se obter o melhor *COP*, resultando assim em um valor para a vazão mássica do fluido. A nova estratégia resultou em um aumento de 10% no *COP* comparado à estratégia anterior. O benefício adicional de economia de energia vem principalmente do menor consumo de energia do motor de acionamento do circuito magnético, associado a uma transferência de calor mais eficiente, uma vez que a frequência do ciclo de operação se reduz como resultado da aplicação da seleção ideal automática de ϕ . Novamente, os resultados foram avaliados apenas em simulação, ou seja, sem comprovação experimental.

Uma avaliação experimental de uma proposta de controlador para um sistema de refrigeração magnética é apresentada por Hittinger et al. (2016). Eles demonstraram que, uma vez integrado o sistema de refrigeração magnética a um gabinete, o dispositivo pode resfriar o volume de ar de uma aplicação alvo em condições reais de operação, ao longo de um intervalo de temperatura de aplicação útil. O controle nesse sistema foi realizado em malha aberta. Essa estratégia emprega a variação da velocidade do ventilador acoplado ao trocador de calor frio para controlar a temperatura do compartimento refrigerado. O controle consiste em ajustar uma velocidade do ar no

trocador frio a partir da velocidade de rotação do ventilador, e em resposta, o valor da temperatura do gabinete se altera até assentar em um novo patamar.

2.3 Considerações finais sobre o capítulo

Este capítulo iniciou com a apresentação de sistemas de refrigeração baseados nas tecnologias de compressão de vapor e magnetocalórica para, em seguida, apresentar algumas estratégias de controle existentes na literatura para esses sistemas. Essas informações têm como objetivo embasar e justificar os resultados apresentados nos capítulos 4 e 5.

Como discutido ao longo do capítulo, o ciclo de refrigeração por compressão de vapor possui dois graus de liberdade de controle: a posição da válvula de expansão e a velocidade do compressor. Além desses, o sistema pode ter também como graus de liberdade a velocidade de ventiladores e a potência de resistores elétricos. No entanto, os graus de liberdade normalmente utilizados nas estratégias de controle são os do ciclo de refrigeração, ou seja, os dois primeiros. Esses são utilizados em diversos métodos de controle de diferentes complexidades para produzir melhorias no sistema.

Assim como o ciclo termomecânico por compressão de vapor, o ciclo termomagnético RMA também possui dois graus de liberdade de controle: a frequência de operação e a vazão mássica do fluido de transferência de calor. Analogamente, dependendo dos componentes empregados no sistema, pode-se ter também a fração de escoamento e a velocidade dos ventiladores como graus de liberdade.

Diferentemente da literatura extensa sobre controle para sistemas de refrigeração por compressão de vapor, os estudos de controle encontrados para a refrigeração magnética são escassos, e nenhum com aplicação experimental de controle em malha fechada. No entanto, os amplos estudos de controle para a refrigeração por compressão de vapor podem auxiliar no projeto de novas estratégias de controle para a refrigeração magnética, indicando quais as vantagens e as desvantagens que os métodos de controle proporcionam a um sistema de refrigeração.

A fim de obter mais informações sobre a influência dos graus de liberdade de controle no sistema de refrigeração magnética e ampliar os estudos de controle para esse sistema, um protótipo de refrigerador magnético foi desenvolvido no escopo deste trabalho, o qual é apresentado no próximo capítulo.

3 BANCADA EXPERIMENTAL

O presente capítulo tem por objetivo apresentar a bancada experimental utilizada para avaliar alternativas de controle de temperatura em um refrigerador magnético. O funcionamento da bancada e as adaptações necessárias para transformá-la em um protótipo de refrigerador magnético completo são apresentados na Seção 3.1. Nas Seções 3.2, 3.3 e 3.4, são descritos os principais componentes dos três circuitos da bancada experimental: circuito térmico, circuito magnético e circuito hidráulico, respectivamente. Para garantir a sincronização entre os circuitos, uma lógica de acionamento é utilizada, a qual é apresentada na Seção 3.5. Por fim, nas Seções 3.6 e 3.7, são apresentados os instrumentos de medição instalados na bancada e como seus dados foram processados para a obtenção dos resultados. A descrição detalhada da versão original dessa bancada e as adaptações sofridas antes das modificações realizadas neste trabalho podem ser encontradas em Trevizoli (2015), Nakashima (2017) e Dutra et al. (2017).

3.1 Adaptações e funcionamento da bancada experimental

A bancada experimental desenvolvida por Trevizoli (2015) tinha como objetivo principal caracterizar regeneradores magnéticos ativos e passivos (com e sem a aplicação de variações de campo magnético, respectivamente). Para isso, a sua estrutura fundamental era composta por um *circuito térmico* - formado por um regenerador com material magnetocalórico e trocadores de calor idealizados (conectados a banhos termostáticos), um *circuito magnético* - responsável pela variação do campo magnético sobre o regenerador, e um *circuito hidráulico* - que proporcionava o transporte do fluido de transferência de calor necessário para transferir calor entre as fontes térmicas. Nakashima (2017), em sua dissertação, alterou o circuito hidráulico original da bancada substituindo a bomba pistão por uma bomba de engrenagens e válvulas rotativas com vedação face-a-face. Com o uso dessas válvulas, Nakashima (2017) conseguiu avaliar o desempenho de RMAs sujeitos a diferentes perfis de escoamentos, porém com versatilidade limitada. Dutra et al. (2017), com o intuito de aumentar a flexibilidade de variação de perfis de escoamento e reduzir o consumo energético do circuito hidráulico, substituíram as válvulas rotativas por um conjunto de eletroválvulas.

Para a realização do presente trabalho, tanto o circuito hidráulico quanto o circuito térmico sofreram alterações. Com o objetivo de transformar a bancada experimental em um protótipo de refrigerador magnético completo, ou seja composto pelos

principais componentes de um sistema real, os trocadores de calor idealizados originais foram substituídos por trocadores de calor de expansão direta (ou seja, que transferem calor entre o fluido e o ar) conectados a ventiladores. Além disso, foi instalado na bancada um gabinete termicamente isolado, dentro do qual é posicionado o trocador de calor frio. A Figura 7 apresenta uma fotografia da bancada experimental após as alterações, com destaque para os componentes.

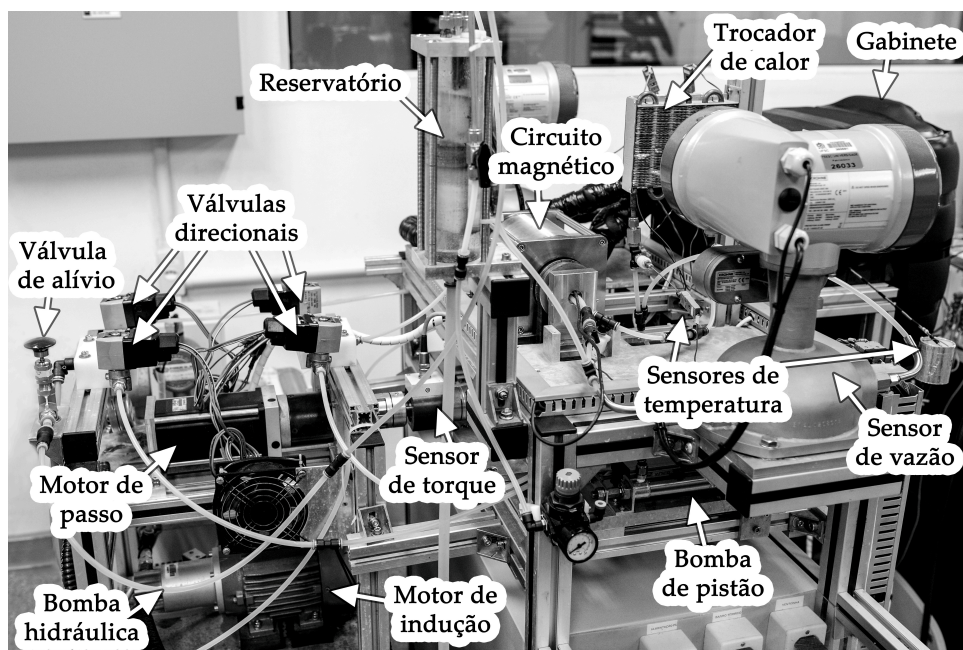


Figura 7 – Visão geral da bancada experimental.

No circuito hidráulico, duas bombas de pistão foram acrescentadas para auxiliar na distribuição do escoamento. Dessa forma, o fluido que proporciona a transferência de calor entre as fontes térmicas fica separado do fluido da unidade de potência hidráulica. A Figura 8 mostra o diagrama hidráulico com os principais componentes da bancada experimental após as adaptações necessárias para o desenvolvimento deste trabalho.

Para a realização do ciclo de refrigeração magnética, a operação da bancada inicia-se com o acionamento da bomba de engrenagens (P) por meio do motor de indução (MI), e do motor de passo (MP) que gira o ímã para a posição de campo magnético máximo. Nesta etapa de magnetização no regenerador (RMA), as válvulas direcionais VD1 e VD2 são acionadas de modo a permitir o avanço do pistão no arranjo BP1 e o recuo do pistão em BP2, gerando assim o escoamento frio. Nesse processo, o fluido frio que estava na câmara em BP1 empurra uma massa equivalente de fluido pelo medidor de vazão SF1, deslocando fluido pelo RMA, onde são realizadas as trocas térmicas características do ciclo Brayton. Uma massa de fluido equivalente à deslocada por BP1, porém a alta temperatura, deixa o RMA no lado quente e adentra o trocador de calor TR2, onde rejeita calor para o ambiente externo. Da mesma forma, uma massa de fluido equivalente desloca o pistão em BP2, e as válvulas direcionais são fechadas.

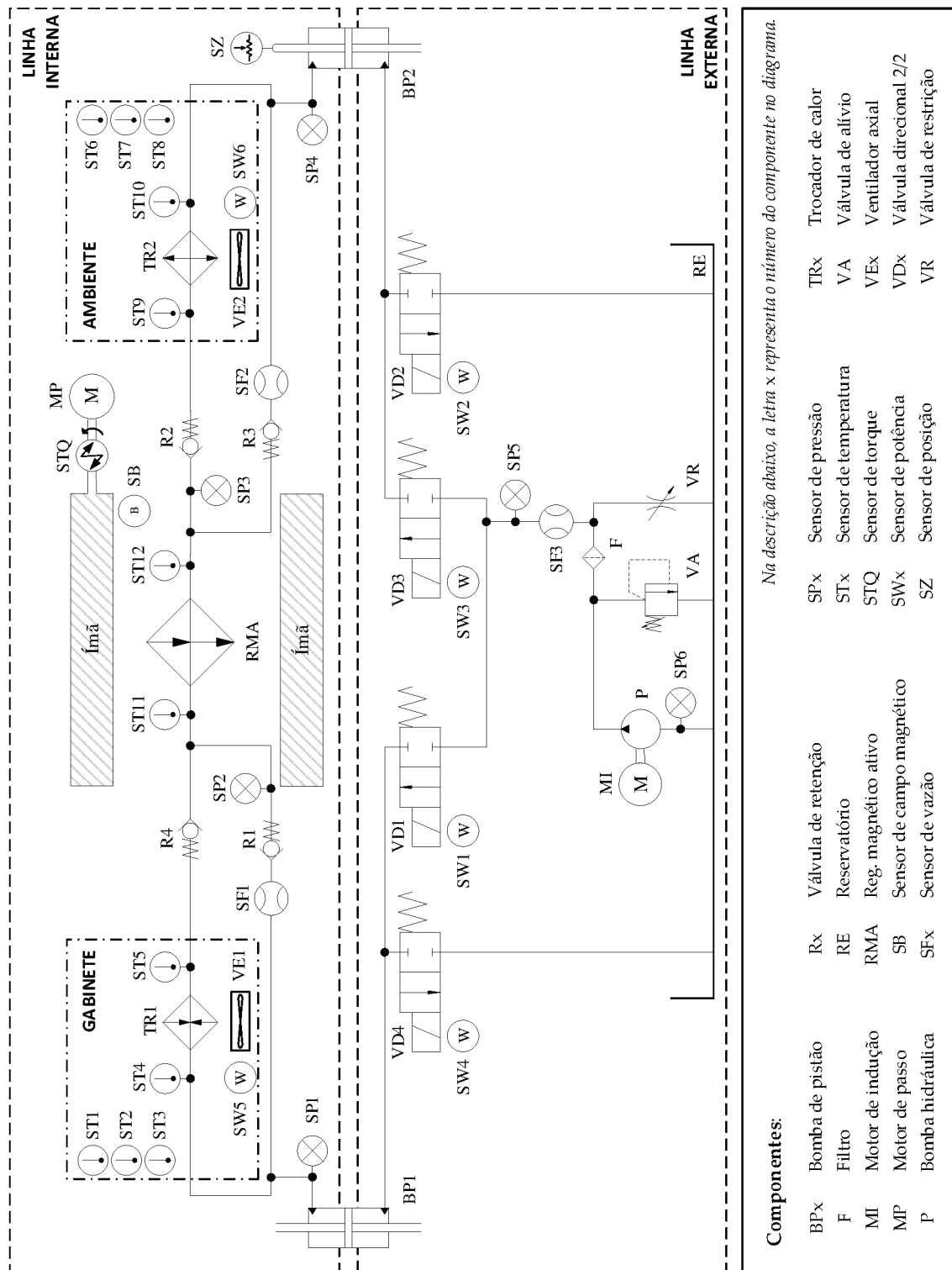


Figura 8 – Diagrama hidráulico da bancada experimental adaptada neste trabalho.

Para completar o ciclo, o ímã é girado para a posição de campo magnético mínimo, dando início à etapa de desmagnetização no RMA. Nesse momento, as válvulas direcionais VD3 e VD4 são acionadas de modo a gerar o escoamento quente, permitindo o deslocamento do pistão em BP2 e o recuo do pistão em BP1. De maneira similar, fluido escoar pelo medidor de vazão SF1 no lado quente, deslocando uma massa

equivalente pelo RMA, onde é resfriada para que posteriormente possa absorver calor do ar do gabinete pelo trocador de calor frio TR1. Ao final do ciclo, as válvulas direcionais são fechadas, interrompendo o deslocamento dos pistões e, por consequência, parando o escoamento.

Com a adoção de bombas de pistão, e pelo fato de ser utilizado apenas um RMA, o fluido que proporciona a transferência de calor entre as fontes térmicas (linha interna) está separado do fluido da unidade de potência hidráulica (linha externa). Sendo assim, pode existir um tempo de espera finito entre as etapas de escoamento quente e frio, enquanto o RMA é magnetizado ou desmagnetizado com o fluido em repouso em seu interior (NAKASHIMA, 2017). A separação do fluido de transferência de calor é vantajosa, pois evita que este retorne para o reservatório durante os períodos de espera e se misture com um volume de fluido a uma temperatura diferente. Deste modo, a unidade de potência hidráulica, juntamente com as válvulas direcionais, atuam como um circuito hidráulico externo que, devidamente acionado, proporciona o deslocamento dos pistões e, por consequência, a transferência térmica entre o fluido e as fontes. Ao realizar esse escoamento sincronizado com os demais circuitos fundamentais da bancada, permite-se que ela opere como um refrigerador magnético.

Além dos componentes citados acima, a bancada possui outros componentes importantes para o correto funcionamento e caracterização do refrigerador que estão listados na legenda de componentes do diagrama da Figura 8. Nas seções a seguir, são descritos os componentes de cada circuito da bancada experimental.

3.2 Circuito térmico

Os componentes do circuito térmico foram escolhidos de modo a se obter uma variação de temperatura entre as fontes suficiente para permitir um estudo de controle para um refrigerador magnético. Sendo assim, considerando que o circuito magnético é capaz de abrigar apenas um regenerador, as seguintes características do sistema foram selecionadas: um gabinete pequeno e bem isolado, um regenerador multicamadas para aumentar o efeito refrigerante, ventiladores de baixo consumo energético e trocadores de calor compactos e com elevada condutância térmica global por unidade de volume.

3.2.1 Regenerador magnético ativo

O regenerador magnético ativo (RMA) utilizado neste trabalho é um regenerador de três camadas, composto por partículas aproximadamente esféricas (com 0,5 mm de diâmetro nominal) de três diferentes ligas de gadolínio: Gd ($T_{\text{Curie}} = 17^\circ\text{C}$), $\text{Gd}_{97,34}\text{Y}_{2,66}$ ($T_{\text{Curie}} = 10^\circ\text{C}$) e $\text{Gd}_{94,79}\text{Y}_{5,21}$ ($T_{\text{Curie}} = 0^\circ\text{C}$). Cada liga possui sua própria temperatura de Curie e, ao serem posicionadas em cascata, aumentam o efeito refrigerante

do regenerador (ROWE; TURA, 2006). Uma imagem desse material magnetocalórico é apresentada na Figura 9.



Figura 9 – Esferas de liga de gadolínio utilizadas na montagem do regenerador. (Ponta de grafite 0,5 mm para referência do diâmetro das esferas)

A carcaça do RMA tem uma geometria cilíndrica e é fabricada de aço inoxidável (material paramagnético) com espessura, comprimento e diâmetro interno de 0,5 mm, 120 mm e 24,4 mm, respectivamente. Com essas dimensões, foi possível empacotar uma massa total de 274,95 g de material magnetocalórico dividido nas seguintes três camadas: 173,08 g de Gd, 50,27 g de $Gd_{97,34}Y_{2,66}$ e 51,6 g de $Gd_{94,79}Y_{5,21}$, que correspondem respectivamente a 63%, 18% e 19% da fração do comprimento do regenerador. Apesar de o estudo de Bez et al. (2020) ter realizado análises de otimização da capacidade de refrigeração para selecionar as frações de cada liga que compõem esse RMA, no presente trabalho, as quantidades e tamanhos de esferas estavam restritas ao material disponível para realização dos experimentos no laboratório. Mais informações sobre esses materiais podem ser encontradas também em Bez et al. (2020).

Nas extremidades do regenerador foram inseridos adaptadores de poliacetal para fazer o acoplamento do regenerador com a tubulação que os conecta aos trocadores de calor. Nesses adaptadores, foram posicionados termopares para medir a temperatura do fluido na saída do regenerador, cuja variação temporal é utilizada para acompanhar o desempenho do regenerador ao longo dos ensaios. Junto a esse adaptador foi fixada também uma carcaça auxiliar que se apoia nos mancais para centralizar o regenerador em relação ao circuito magnético. O resultado da montagem do regenerador é mostrado na Figura 10.

3.2.2 Trocadores de calor e ventiladores

Para promover a interação entre o fluido de transferência de calor que escoou pelo RMA e os reservatórios térmicos, é necessário um trocador de calor para cada reservatório, quente e frio. O trocador da fonte fria é chamado neste trabalho de TCF e o da fonte quente de TCQ. Ambos os trocadores usados neste trabalho são do tipo tubo-aleta de uma fileira, com seis tubos, e densidade de doze aletas por polegada, como mostra a Figura 11. A área frontal dos trocadores de calor é de 155 mm × 111 mm.

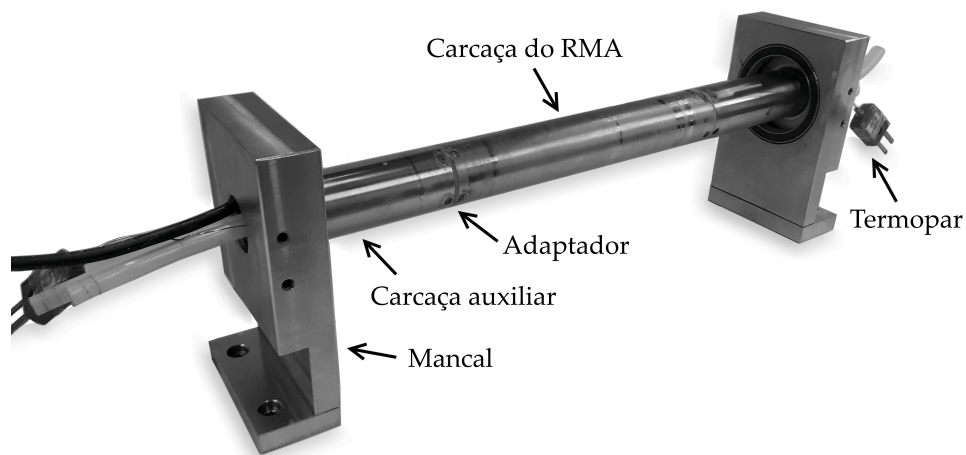


Figura 10 – Montagem final do regenerador.

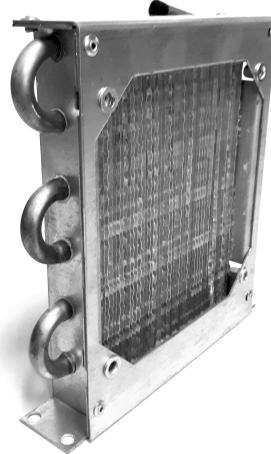


Figura 11 – Trocador de calor tubo-aleta de uma fileira e 12 aletas por polegada.

Com o intuito de aumentar a troca térmica entre o fluido e as respectivas fontes, foram acoplados ventiladores axiais aos trocadores de calor, provocando convecção forçada no ar. Esses ventiladores foram escolhidos considerando o consumo de energia, a disponibilidade de equipamentos no laboratório e a possibilidade de variar a vazão de ar por meio de um sinal de controle. Assim, foram utilizados como ventiladores acoplados ao TCF e ao TCQ o modelo YW12025012BL da Y.S. TECH e o modelo Q120D5 da Qualitas, respectivamente. As principais características fornecidas pelos fabricantes são apresentadas na Tabela 1.

Para acionar os ventiladores de modo a variar a velocidade de rotação, foi montado um circuito de acionamento que recebe um sinal com modulação por largura de pulso (PWM, do inglês *pulse width modulation*) de uma saída digital da placa do sistema de aquisição. Por meio da largura do pulso do sinal, é possível controlar a potência dos ventiladores e, assim, a sua velocidade. Variando a velocidade dos ventiladores em testes preliminares, percebeu-se que o desempenho desse sistema de refrigeração era maior ao manter a operação do ventilador da fonte quente no máximo e o da fonte fria

Tabela 1 – Características dos ventiladores acoplados aos trocadores de calor (dados dos fabricantes).

Ventilador	Tensão nominal [V]	Potência nominal [W]	Rotação [rpm]	Pressão máx. [mm H ₂ O]	Vazão máx. [l/s]	Nível de ruído [dB(A)]
Fonte fria	12	2,16	1800	2,6	34,5	34
Fonte quente	24	5,3	3330	6,0	60	55

com um valor reduzido. Essa redução da velocidade ocasiona uma redução de energia a ser dissipada dentro do gabinete e, além disso, melhora a efetividade do trocador de calor. Para esse sistema, a operação do ventilador da fonte fria em 45% e o da fonte quente em 100% deram bons resultados em termos de desempenho. Nesse ponto de operação, o consumo de cada ventilador foi de $(1,0 \pm 0,3)$ W e de $(6,0 \pm 0,3)$ W, respectivamente (valores obtidos experimentalmente). Como o foco desse estudo não está nos ventiladores e nos trocadores de calor, optou-se por acionar os ventiladores no ponto de operação aqui mencionado.

3.2.3 Reservatórios térmicos

O reservatório térmico da fonte quente é a própria sala de testes. O TCQ foi posicionado sobre a bancada juntamente com o ventilador, como pode ser visto na Figura 12, próximo à saída do RMA do lado quente. A medição de temperatura da fonte quente foi realizada por meio de três termopares instalados ao redor do gabinete, ou seja, em suas laterais externas e na parte frontal. A temperatura da sala foi controlada por meio de um condicionador de ar (LG, modelo USNW242CSG3) com valor de temperatura ajustado pelo operador.

Na Figura 12 também é apresentado o reservatório térmico da fonte fria, que neste trabalho corresponde ao gabinete, com destaque para o posicionamento dos termopares e seu trocador de calor. O gabinete foi construído utilizando uma caixa térmica de 40 litros da fabricante MOR, cujas dimensões internas são de 39 cm × 26 cm × 37 cm. A caixa é produzida em polipropileno e seu isolamento térmico é feito com espuma de poliuretano. Além do seu próprio isolamento, uma manta térmica de espuma elastomérica foi acrescentada em torno dela com a intenção de diminuir a condutância térmica global do gabinete (UA_{gab}). Na parte interna e superior foi suspenso o TCF juntamente com o ventilador. Para obter a temperatura média da fonte fria (ou seja, do ar no interior do gabinete), três termopares envoltos em massas de cobre foram instalados em posições distintas (superior, meio e inferior) no interior do gabinete.

A condutância térmica associada às paredes do gabinete foi determinada a partir de um procedimento experimental baseado no método do fluxo reverso (NTB00119, 1992). Esse método consiste em manter o compartimento a uma temperatura superior

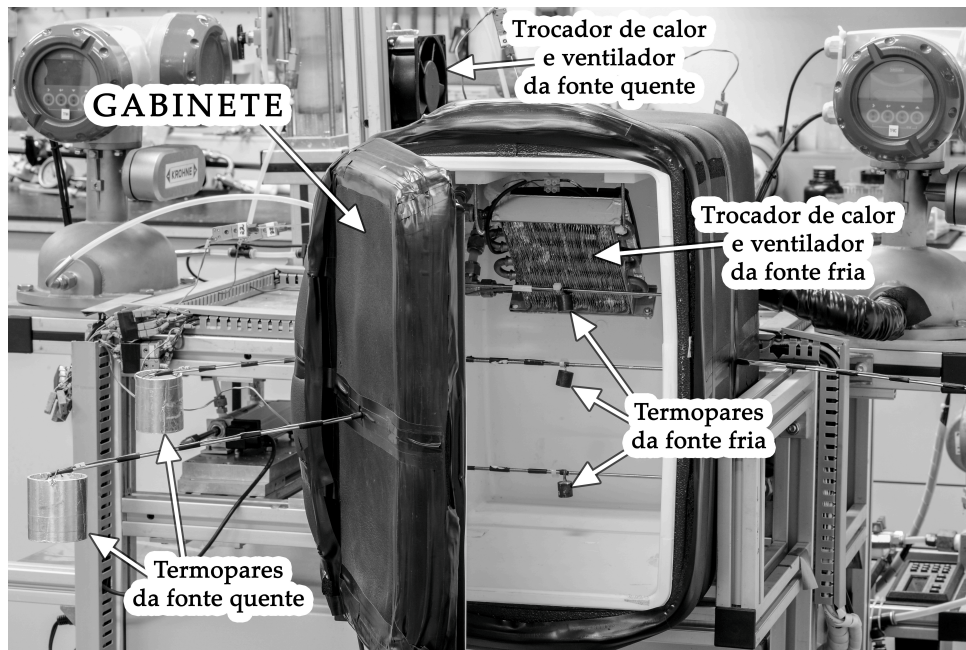


Figura 12 – Reservatórios térmicos.

à do ambiente externo com auxílio de resistores elétricos e o sistema de refrigeração desligado, fazendo com que calor flua de dentro para fora do gabinete. A Figura 13 apresenta uma imagem desse procedimento, no qual os resistores elétricos foram posicionados na parte inferior do gabinete. A fim de homogeneizar a temperatura dentro do compartimento, o ventilador da fonte fria permaneceu ligado durante o experimento. Ao quantificar as temperaturas dos ambientes interno e externo em equilíbrio e a potência dissipada pelos resistores e pelo ventilador, pode-se isolar o termo UA na Equação (2.2), assumindo-se o valor de \dot{Q}_{carga} igual ao valor da potência dissipada pelos resistores elétricos somada à potência do ventilador, e ΔT como sendo a diferença de temperatura entre os ambientes. Após realizar cinco ensaios com valores diferentes de potência dissipada, determinou-se que o UA_{gab} é $(0,74 \pm 0,07) \text{ W/K}$. A análise dessa incerteza é apresentada no Apêndice A.

3.3 Circuito magnético

O circuito magnético da bancada experimental é formado por um arranjo de dois cilindros concêntricos de Halbach (CCH), o qual é responsável pela geração do campo magnético oscilatório sob o RMA ao terem os cilindros contra-rotacionados. Essa contra-rotação proporciona a variação da densidade do fluxo magnético entre 0,04 T (mínimo) e 1,69 T (máximo) no centro dos CCH.

O circuito magnético foi projetado seguindo a metodologia de otimização apresentada em Trevizoli et al. (2015). A contra-rotação dos cilindros gera uma variação de densidade de fluxo magnético de perfil senoidal retificado, de modo que em um giro



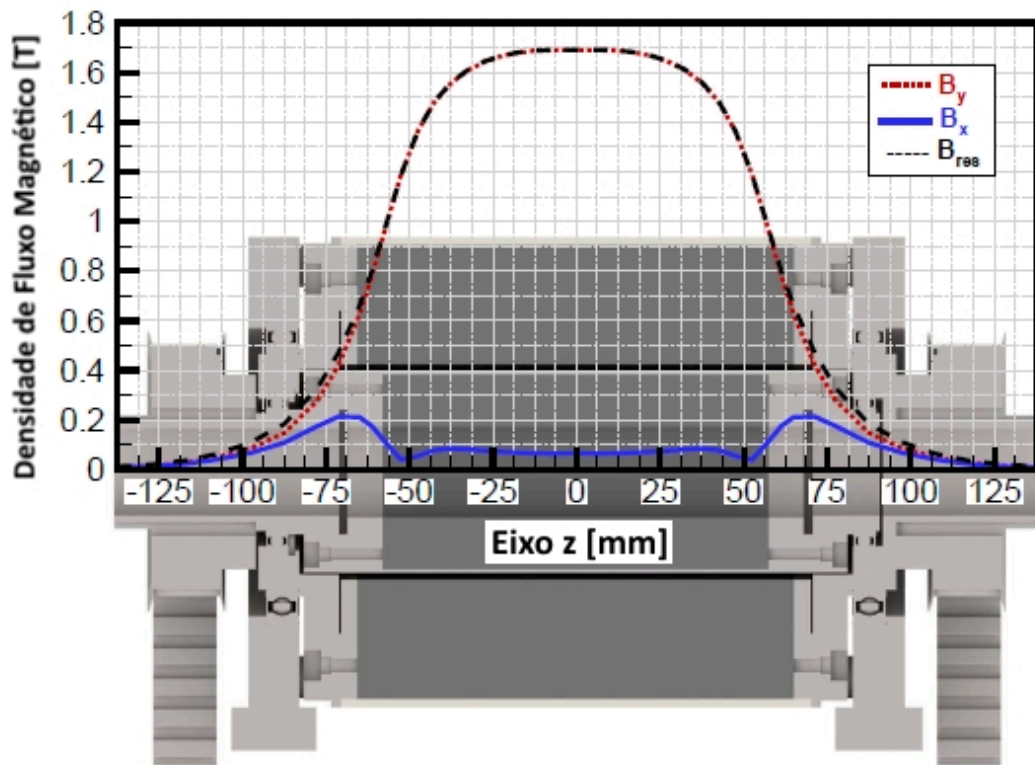
Figura 13 – Procedimento experimental para determinação da condutância térmica global do gabinete

completo são alcançados por duas vezes o campo máximo e mínimo. Esses máximos e mínimos são considerados como os instantes de magnetização e desmagnetização do ciclo da refrigeração magnética. Por isso, o RMA é posicionado no centro dos cilindros para receber essa variação de campo e sofrer dois ciclos completos de refrigeração em um giro de 360° do circuito magnético.

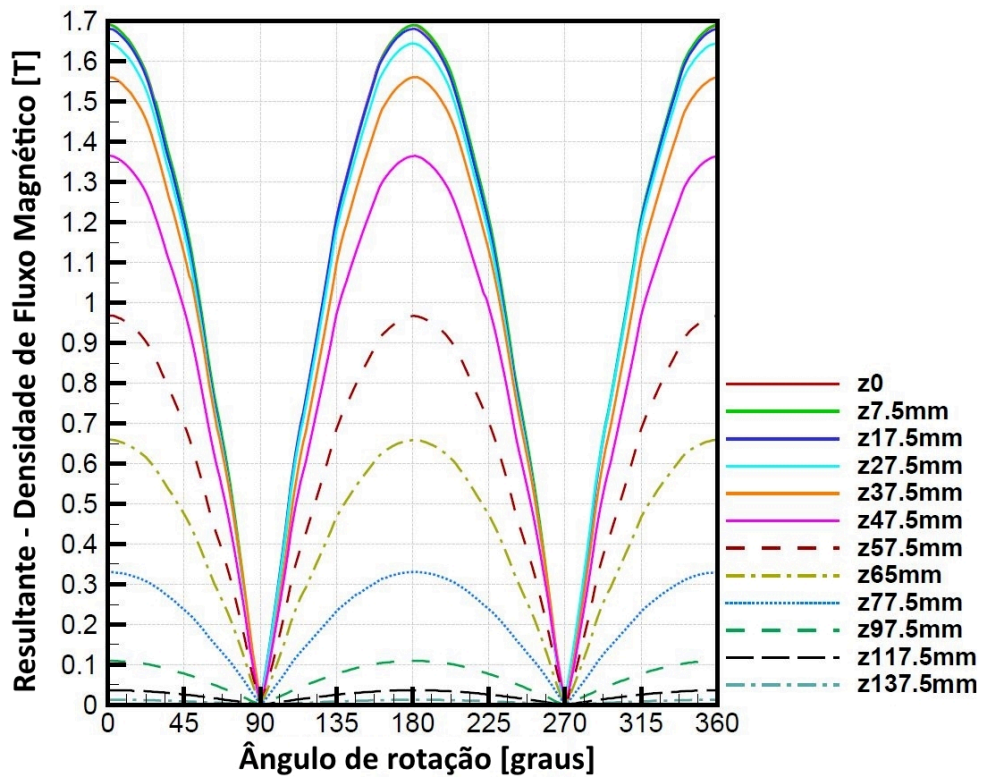
A Figura 14(a) mostra a representação do arranjo dos cilindros (região escura), sua estrutura de suporte (região clara) e o perfil da densidade máxima das componentes e resultante do fluxo magnético ao longo do eixo z . Já a Figura 14(b) mostra as medições realizadas em diferentes pontos ao longo do eixo z do perfil da densidade de fluxo magnético ao girar o circuito magnético. O regenerador é posicionado na região entre -60 mm e $+60$ mm, de modo a receber a máxima variação de campo possível. Após o término do arranjo de ímãs, a densidade de fluxo magnético diminui continuamente a aproximadamente 0 T em $z = 137,5$ mm.

O sistema de transmissão responsável por contra-rotacionar os CCH é composto por um motor de passo (Kalatec Nema 34, modelo KML-HT34-487) acoplado a uma caixa de redução de 15:1, uma caixa de engrenagens cônicas em espiral (Tandler, modelo STD00-EA-III 1:1) e dois conjuntos de polias e correias que conectam a caixa de engrenagens aos cilindros. Essa configuração da montagem do sistema de transmissão é mostrada na Figura 15.

A contra-rotação dos CCH é garantida pela caixa de engrenagens, na qual o torque imposto pelo motor de passo é transmitido pelas engrenagens cônicas em dois eixos independentes. Já a frequência de rotação dos cilindros é assegurada pelo uso de um *driver* (Applied Motion, modelo ST10) que recebe o sinal de controle por meio de



(a)



(b)

Figura 14 – Perfis de densidade de fluxo magnético proporcionado pelos CCH: (a) Magnitude das componentes e resultante na posição de campo máximo ao longo do eixo z; (b) Medições da resultante durante a rotação do circuito magnético em 360° em diferentes pontos ao longo do eixo z. (Adaptadas de Trevizoli et al. (2015))

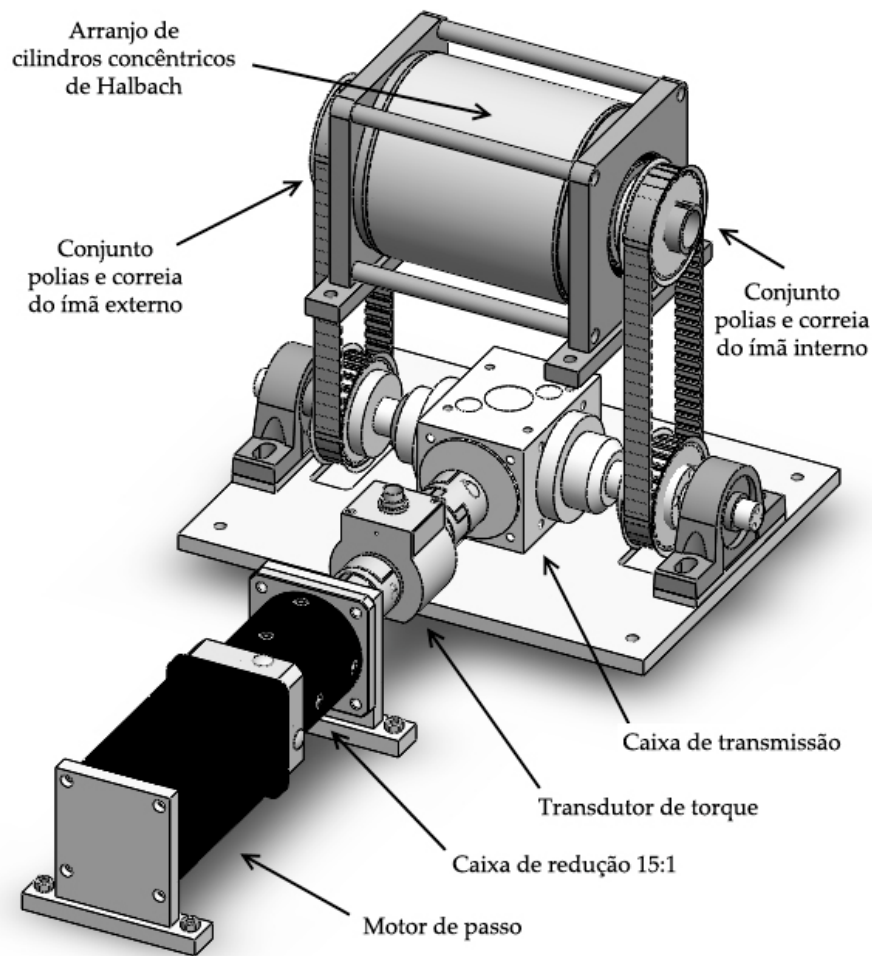


Figura 15 – Sistema de transmissão da bancada experimental. (Adaptada de Trevizoli (2015))

uma saída analógica da placa do sistema de aquisição e regula a velocidade de rotação do motor de passo.

3.4 Circuito hidráulico

O circuito hidráulico empregado na bancada é composto por um fluido de transferência de calor, uma unidade de potência hidráulica (UPH) e uma unidade de gerenciamento do escoamento do fluido.

O fluido utilizado no sistema é uma mistura na qual 80% do volume é água deionizada e 20% é etileno-glicol. Esse fluido foi separado em duas linhas (Figura 8): na linha interna está o fluido principal que fica em contato com as fontes térmicas e realiza a transferência de calor, e na linha externa está o fluido secundário que transmite a pressão de suprimento para deslocar peças mecânicas que fazem o fluido principal escoar entre as fontes. A densidade do fluido (ρ_f) varia com a temperatura, sendo que para uma temperatura média de 20 °C o valor é de aproximadamente 1028 kg/m³.

A UPH possui um reservatório com o fluido secundário, que é succionado

por uma bomba de engrenagens (Micropump, modelo GC-M23.JF5S.6). Essa bomba é acionada por um motor elétrico de indução, cuja frequência de operação pode ser ajustada por meio de um inversor de frequência (WEG, modelo CFW-08). Ao variar sua frequência, varia-se a pressão de suprimento do sistema, e por consequência, a vazão mássica do fluido de transferência de calor da linha interna. Além disso, a UPH possui uma válvula de alívio e uma válvula de restrição que, em conjunto com os limites da frequência de operação do motor elétrico, definem a faixa de operação da pressão de suprimento do sistema e a máxima vazão mássica do fluido. Essas válvulas foram reguladas para o sistema operar com uma pressão entre 1 bar e 9 bar e assim obter uma vazão máxima de 100 kg/h.

A unidade de direcionamento do escoamento do fluido possui quatro válvulas solenoides direcionais 2/2 (Asco Next Generation, modelo 8262R32), duas bombas de pistão (Bimba, modelos 092.5-DXDE e 122.5-DXDE) e quatro válvulas de retenção unidirecionais. As eletroválvulas operam em pares (VD1-VD2 e VD3-VD4, na Figura 8), sendo cada par composto por uma válvula de alta pressão e outra de baixa pressão. As bombas de pistão (BP1 e BP2, na Figura 8) funcionam nesse sistema como câmaras para armazenar e deslocar o fluido principal. Ao acionar cada par de eletroválvulas no seu devido momento, permite-se que o fluido secundário fornecido pela UPH escoe e empurre os pistões de modo a provocar o escoamento do fluido principal na linha interna. As válvulas de retenção (R1, R2, R3 e R4, na Figura 8) são responsáveis por direcionar o fluido principal de modo a escoar pelos componentes corretos em cada etapa de escoamento. Mais detalhes sobre o direcionamento do escoamento são apresentados na Seção 3.1.

A Tabela 2 apresenta as dimensões e volume das bombas de pistão. Dado que o fluido da linha interna é deslocado com o movimento dos pistões, a máxima massa a ser deslocada em um escoamento é restringida pelo volume da câmara da menor bomba de pistão (V_{cm}). Com isso, além da vazão do fluido ser limitada pela pressão de suprimento do sistema, a vazão também é limitada pelo tamanho da bomba de pistão. Assim, ao mudar a frequência do ciclo de refrigeração, muda-se também a vazão média máxima a ser alcançada em um escoamento ($\overline{\dot{m}}_{m\acute{a}x}$), a qual pode ser calculada por:

$$\overline{\dot{m}}_{m\acute{a}x} = 2f\rho_f V_{cm} \quad (3.1)$$

onde f é a frequência do ciclo de refrigeração. Deste modo, caso o sistema opere abaixo de 0,4 Hz o limitante da vazão será o volume da câmara e, para frequências maiores, o limitante é a pressão de suprimento (ajustada para obter $\overline{\dot{m}}_{m\acute{a}x}$ de 100 kg/h).

O desempenho do sistema, quantificado em termos de capacidade de refrigeração e do COP , é prejudicado quando existe desbalanceamento de massa do fluido entre os escoamentos quente e frio (ERIKSEN et al., 2016). Esse desbalanceamento pode ser causado, por exemplo, por diferenças entre as perdas de carga no regenerador em seus

Tabela 2 – Características das bombas de pistão fornecidas pelo fabricante.

Bomba de pistão	Diâmetro [mm]		Comprimento [mm]	Volume [mm ³]
	Corpo	Haste		
092.5-DXDE	26,99	7,92	63,5	33202
122.5-DXDE	31,75	11,10	63,5	44130

dois sentidos de escoamento, por diferenças entre as perdas de carga nos componentes pertencentes a cada escoamento (tubulações, instrumentos de medição, conexões) e por propriedades físicas do fluido afetadas pela temperatura.

Como as causas do desbalanceamento de massa entre os escoamentos são difíceis de evitar – e manter o balanceamento é imprescindível para a correta operação de um refrigerador magnético – uma estratégia de controle da quantidade de massa deslocada durante os escoamentos foi implementada na bancada experimental com o uso das bombas de pistão e do tempo de abertura das eletroválvulas.

Com a inclusão das bombas de pistão no circuito hidráulico, a massa de fluido deslocada entre as fontes térmicas passou a ser restringida pelo volume de suas câmaras. Quando os pistões oscilam em torno de um ponto, significa que durante os escoamentos quente e frio está sendo deslocada a mesma quantidade de massa, o que garante que o sistema está balanceado. Sendo assim, uma régua potenciométrica (Metaltext, modelo RTC100) foi fixada à haste de um dos pistões para medir seu deslocamento e, com essa informação, um controle PID mantém o pistão oscilando em torno do centro da câmara. Para isso, o controle atua no tempo de abertura das eletroválvulas, permitindo que haja tempo para escoar na linha que possui mais resistência ao escoamento a mesma quantidade de massa que escoar na outra linha.

3.5 Sincronização entre circuitos hidráulico e magnético

A sincronização entre os circuitos hidráulico e magnético é indispensável para o funcionamento eficiente de um sistema de refrigeração magnética. Para garantir essa sincronização, uma lógica de acionamento das eletroválvulas foi desenvolvida por Hoffmann et al. (2017), baseada na medição do perfil da densidade do fluxo magnético.

A medição da densidade do fluxo magnético é feita por um sensor de efeito Hall (SEC Electronics Inc., modelo SS49E) posicionado dentro da carcaça auxiliar do regenerador no lado quente, a uma distância de 128,5 mm do centro do ímã e perpendicular à direção do campo magnético aplicado no regenerador. Seu sinal é utilizado como entrada da lógica de acionamento das válvulas, que funciona da seguinte maneira: primeiro, a frequência do ciclo de refrigeração é calculada por uma ferramenta de análise de forma de onda a partir do sinal medido da densidade do fluxo magnético. Esse valor de frequência e o valor da fração de escoamento (F_E) informado pelo usuário

são usados para determinar o período de acionamento das eletroválvulas para permitir os escoamentos quente e frio. Em seguida, o sinal do sensor é normalizado e, a partir do seu valor absoluto, obtém-se uma curva senoidal retificada ao longo do tempo entre 0 e 1. Quando a curva alcança o valor 0, inicia-se a contagem dos períodos para o correto acionamento das eletroválvulas. O valor 0 da curva significa que é o momento de máxima desmagnetização do RMA, a partir do qual se deve aguardar meio período de escoamento quente para então fechar o par de válvulas que permite esse escoamento, garantindo assim a centralização dos escoamentos nos momentos de máximos do ciclo. A saída da lógica de acionamento é o sinal de alimentação das válvulas durante os respectivos períodos de escoamento.

Um exemplo do resultado dessa sincronização pode ser visto na Figura 16, com o sistema operando a uma frequência de 0,25 Hz e duas frações de escoamento (50 % e 25 %). O sinal da queda de pressão (ΔP) no RMA é um indicativo do comportamento da vazão instantânea do fluido através dele, sendo o escoamento frio representado por valores positivos e o escoamento quente por valores negativos.

3.6 Instrumentação

A instrumentação da bancada experimental é composta pelos transdutores posicionados segundo o diagrama da Figura 8, especificados na Tabela 3, e pelo sistema de aquisição apresentado na Tabela 4. A leitura dos sinais fornecida pelo conjunto é realizada a uma taxa de amostragem de 150 Hz, apresentada graficamente na tela de um computador e salva em arquivos de dados para a subsequente análise. O processamento desses dados é realizado conforme apresentado na Seção 3.7.

Tabela 3 – Sensores e transdutores utilizados na bancada experimental com a informação de incerteza de medição fornecida pelos fabricantes.

Quant.	Sensor / Transdutor	Fabricante	Modelo	Incerteza
1	Efeito Hall	SEC Eletronics	SS49E	-
1	Posição linear	Metaltex	RTC100	$\pm 0,1$ mm
6	Potência	POLO	Hoffmann (2017)	$\pm 0,3$ W
5	Pressão (1)	Omega	PX613-200G5V	$\pm 0,05$ bar
1	Pressão (2)	Omega	PX613-300G5V	$\pm 0,08$ bar
6	Termopar (cabo)	Omega	PR-T-24-SLE	$\pm 0,5$ °C
6	Termopar (sonda)	Omega	SCPSS-020G-6	± 1 °C
1	Torque	HBM	T22/50Nm	$\pm 0,25$ N m
2	Vazão (1)	Krone	Optimass 3300C-S04	$\pm 0,2$ %
1	Vazão (2)	Sponsler	MF100-CB-PH-A-4x-V	$\pm 0,5$ %

As incertezas apresentadas nas Tabelas 3 e 4 são definidas a partir da combinação das incertezas fornecidas pelos fabricantes por meio dos manuais de cada

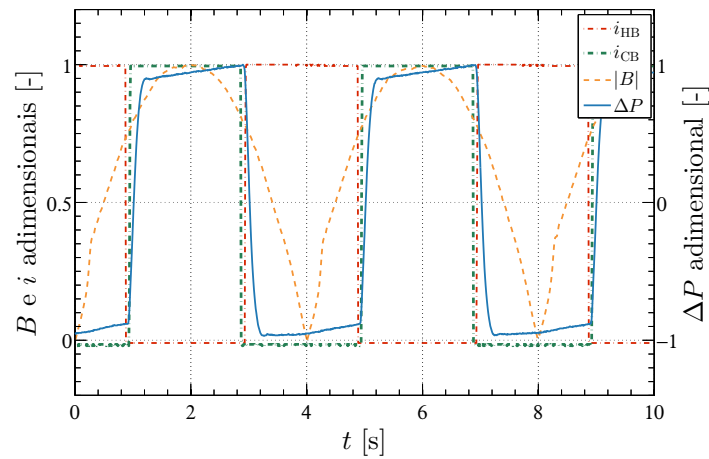
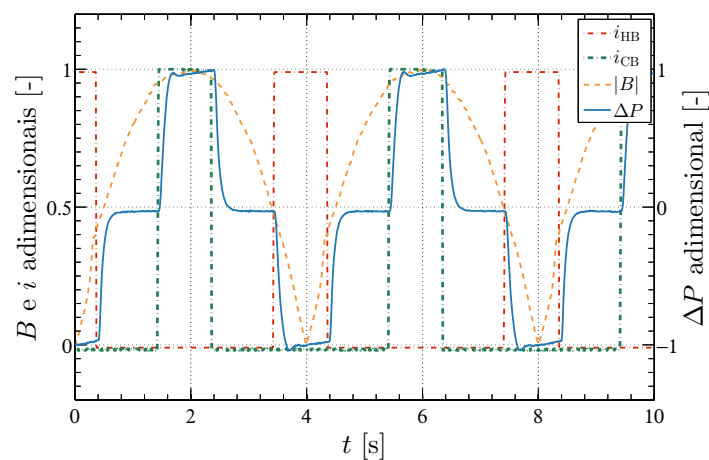
(a) $F_E = 50\%$ (b) $F_E = 25\%$

Figura 16 – Sincronização dos escoamentos com o campo magnético. Sinais de corrente e campo magnético normalizados. Escoamentos representados pela variação de pressão no RMA. ΔP positivo indica escoamento frio e ΔP negativo indica escoamento quente. (Adaptada de Nakashima et al. (2018))

equipamento. Ao acoplar os sensores e transdutores com o sistema de aquisição, as incertezas dos instrumentos são propagadas, conforme apresentado no Apêndice A. O valor resultante da incerteza de instrumentação foi calculado e é apresentado na Tabela 5. Os termopares são uma exceção, pois após acoplados ao sistema de medição, uma calibração nos pontos de interesse foi feita e a incerteza obtida para esse intervalo de medição é apresentada na Tabela 5.

A medição de temperatura é feita com termopares do tipo T, sendo seis sondas inseridas na tubulação para medir a temperatura do fluido de transferência de calor, e seis termopares de cabo com uma massa de cobre na ponta para medir a temperatura do ar. As sondas possuem limite de tolerância padrão de acordo com as normas ASTM E230 e ANSI MC96.1, e os cabos foram fabricados com o limite de tolerância especial previsto nessas normas. Essas tolerâncias abrangem todo o intervalo de medição possível de ser realizado com esses termopares ($-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $+350\text{ }^{\circ}\text{C}$). O presente projeto opera com um intervalo de temperatura mais reduzido ($5\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $35\text{ }^{\circ}\text{C}$) e, por esse motivo, uma calibração

Tabela 4 – Equipamentos de aquisição da National Instruments utilizados na bancada experimental com a informação de incerteza de medição fornecida pela fabricante para a faixa de medição correspondente.

Quant.	Componente	Modelo	Incerteza
1	Bloco terminal	SCXI 1302	-
2	Bloco terminal	SCXI 1303	-
1	Bloco terminal	SCXI 1325	-
1	Chassi	SCXI 1001	-
2	Módulo de entrada de temperatura	SCXI 1112	$\pm 0,7^\circ\text{C}$
1	Módulo de entrada de tensão	SCXI 1102	$\pm 8\text{ mV}$
1	Módulo de entrada de tensão	SCXI 1102C	$\pm 8\text{ mV}$
1	Módulo de saída analógica	SCXI 1124	$\pm 5\text{ mV}$
1	Placa PCI de E/S multifuncionais	NI 6289	$\pm 0,5\text{ mV (AI)}$ $\pm 1,5\text{ mV (AO)}$
1	Software	LabVIEW 2009	-

(AI - entrada analógica, AO - saída analógica)

Tabela 5 – Incerteza de instrumentação resultante da combinação dos sensores e transdutores com o sistema de aquisição.

Sensor / Transdutor	Incerteza
Efeito Hall	-
Posição linear	$\pm 0,2\text{ mm}$
Potência	$\pm 0,3\text{ W}$
Pressão (1)	$\pm 0,06\text{ bar}$
Pressão (2)	$\pm 0,10\text{ bar}$
Termopar (cabos)	$\pm 0,2^\circ\text{C}$
Termopar (sonda)	$\pm 0,2^\circ\text{C}$
Torque	$\pm 0,3\text{ N m}$
Vazão (1)	$\pm 0,5\text{ l/h}$
Vazão (2)	$\pm 0,6\text{ l/h}$

dos termopares acoplados ao módulo de entrada de temperatura foi realizada nesse intervalo de medição.

Para a realização da calibração dos termopares foi utilizado um banho térmico (Thermo Scientific, modelo AC200) e uma sonda de temperatura de alta precisão (Testo, modelo 0614 0235, exatidão de $\pm 0,05^\circ\text{C}$). Os termopares e a sonda Testo foram submersos juntos no banho para a medição de cinco valores de temperatura diferentes no intervalo de medição de interesse. Com esses valores, foi possível obter uma curva de calibração para cada termopar, em que os valores medidos pela sonda Testo eram a referência. Assim, os resultados de medições realizadas com os termopares acoplados ao sistema de aquisição, e que empregam as curvas de calibração, possuem como incerteza o valor de $\pm 0,2^\circ\text{C}$, sendo essa apresentada na Tabela 5. A análise dessa incerteza é apresentada no Apêndice A.

O medidor de vazão da marca Sponsler, posicionado na saída da bomba, é do tipo turbina e fornece um pulso de tensão que é amplificado por um amplificador de pulso (Sponsler, modelo SP714 REV.B) e transformado em um sinal de corrente de 4 mA a 20 mA por um computador de vazão (Sponsler, modelo SP2900). Os medidores de vazão da marca Krone são do tipo Coriolis e possuem alta precisão na leitura de vazão em regime permanente. No entanto, esses sensores foram empregados para medir a vazão oscilatória dos escoamentos quente e frio, e a sua constante de tempo resultou em uma leitura atrasada, que não condizia com o valor real instantâneo. Por esse motivo, para análise dos resultados, foi utilizada a medição da vazão obtida por um método indireto, que combinava o uso do transdutor de posição linear (mais informações dessa medição indireta são apresentadas na Seção 3.7).

Para medir o consumo dos ventiladores e das eletroválvulas, foram instalados seis transdutores de potência. A medição de potência é realizada por uma placa de circuito impresso desenvolvida no POLO (HOFFMANN, 2017), que contém um circuito de medição de corrente e um de medição de tensão. Ao multiplicar a leitura desses dois circuitos, obtém-se o valor de potência do componente.

O sensor de efeito Hall é utilizado para medir o perfil da densidade do fluxo magnético. Com essa medição, a lógica de acionamento das eletroválvulas consegue sincronizar os escoamentos com o campo magnético.

Para a medição do torque foi utilizado um transdutor de torque em linha, conectado ao eixo do motor de passo e da caixa de engrenagens que transmite o torque ao ímã. Com o valor médio obtido por esse transdutor é possível determinar o consumo energético necessário para gerar as variações de campo magnético sobre o RMA por meio do circuito magnético.

O transdutor de pressão posicionado na saída da bomba possui fundo de escala de 20,7 bar, enquanto os outros cinco transdutores apresentam fundo de escala de 13,8 bar. A diferença entre fundos de escala é justificada pela disponibilidade de equipamentos. Já o posicionamento é explicado pelo fato de a pressão de saída da bomba ser a maior de todo o sistema. Com o valor da diferença de pressão na entrada e saída da bomba e a vazão medida pelo medidor do tipo turbina, é possível determinar o consumo energético de bombeamento. Além disso, as medições de pressão são utilizadas para acompanhamento e verificação do correto funcionamento do sistema durante operação.

A medição de posição linear é feita com uma régua potenciométrica, fixada à haste do pistão da bomba de pistão do lado quente. Seu sinal foi ajustado para retornar a posição em forma de porcentagem do tamanho da haste do pistão. Desse modo, quando o sinal tiver um valor de 100%, toda a haste do pistão estará para fora, o que significa que não haverá fluido da linha interna na câmara do lado quente. No momento em que o sinal da posição linear informar 0%, a câmara estará cheia com o fluido da linha interna. Ao medir o deslocamento do pistão, é possível determinar a massa deslocada por ele

e, por meio da velocidade de deslocamento, calcular a vazão média por escoamento. Essas e as demais propriedades necessárias para o desenvolvimento deste trabalho, e possíveis de se determinar por meio dos resultados de medição, são apresentadas na Seção 3.7.

3.7 Processamento de dados

As informações necessárias para a análise proposta nesta dissertação são provenientes dos dados obtidos por meio dos instrumentos de medição. Esses dados foram adquiridos pelo sistema de aquisição a uma taxa de amostragem de 150 Hz. Para as análises em regime permanente, os dados foram avaliados em conjuntos de vinte ciclos de refrigeração magnética consecutivos para diminuir o erro aleatório, a cada cinco minutos. Já as análises em regime transitório foram realizadas com os valores médios por segundo.

A fim de exemplificar a medição do campo magnético e da vazão mássica do fluido de transferência de calor, a Figura 17 mostra uma representação esquemática temporal dessas medições durante um ciclo de refrigeração magnética. Ambas as variáveis estão normalizadas e o campo magnético está representado pelo seu valor absoluto ($|B|$).

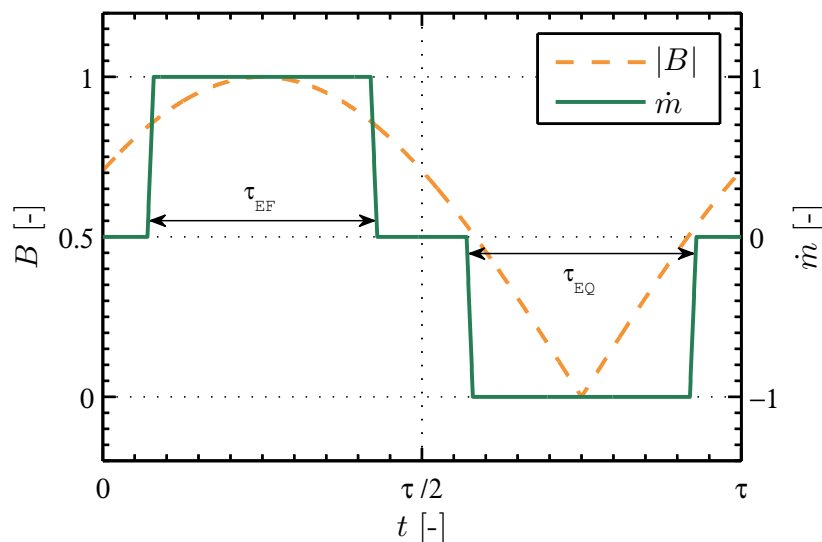


Figura 17 – Representação esquemática temporal do campo magnético e da vazão mássica do fluido de transferência de calor, em variáveis adimensionais, durante um ciclo de refrigeração magnética.

Para avaliar a vazão mássica de cada escoamento, é utilizada a medição da posição do pistão do lado quente para obter o valor de vazão de modo indireto. Ao conhecer a densidade do fluido (ρ_f) e o volume da câmara (V_{cm}), a vazão mássica (\dot{m})

pode ser calculada do seguinte modo:

$$\dot{m}(t) = \rho_f V_{cm} \frac{[d(t) - d(t-1)]}{100\Delta t}, \quad (3.2)$$

onde $d(t)$ é a última amostra obtida pela régua potenciométrica em porcentagem, $d(t-1)$ é a amostra anterior a essa e Δt é o intervalo de medição. Com o resultado, a diferenciação entre escoamento frio e quente é feita da seguinte maneira:

$$\begin{aligned} \dot{m}(t) > 0 &\Rightarrow \text{Escoamento frio;} \\ \dot{m}(t) < 0 &\Rightarrow \text{Escoamento quente.} \end{aligned}$$

Com isso obtém-se:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{EF}(t) &= \begin{cases} \dot{m}(t), & \text{se } \dot{m}(t) > 0 \\ 0, & \text{se } \dot{m}(t) \leq 0 \end{cases} \\ \dot{m}_{EQ}(t) &= \begin{cases} 0, & \text{se } \dot{m}(t) > 0 \\ |\dot{m}(t)|, & \text{se } \dot{m}(t) \leq 0 \end{cases} \end{aligned} \quad (3.3)$$

na qual $\dot{m}_{EF}(t)$ é o valor da vazão mássica calculado para o escoamento frio e $\dot{m}_{EQ}(t)$ para o escoamento quente.

Os instantes em que as vazões estão superiores a 10% do valor máximo são considerados como período de escoamento. Sendo assim, em um conjunto de vinte ciclos de refrigeração, calculam-se os tempos de escoamentos frio (τ_{EF}) e quente (τ_{EQ}) para cada ciclo e, em seguida, é realizada uma combinação dos resultados por meio de uma média aritmética para fornecer os valores finais. Idealmente, τ_{EF} deve ser igual a τ_{EQ} e, desse modo, a fração de escoamento (F_E) pode ser calculada por:

$$F_E = \frac{\tau_{EF}}{\tau} = \frac{\tau_{EQ}}{\tau}, \quad (3.4)$$

onde τ é o período do ciclo de refrigeração.

Determinados os períodos de escoamentos, o valor médio da vazão mássica para o escoamento frio é dado por:

$$\bar{\dot{m}}_{EF} = \frac{1}{n\tau_{EF}} \int_0^{n\tau} \dot{m}_{EF}(t) dt, \quad (3.5)$$

e para o escoamento quente tem-se:

$$\bar{\dot{m}}_{EQ} = \frac{1}{n\tau_{EQ}} \int_0^{n\tau} \dot{m}_{EQ}(t) dt, \quad (3.6)$$

em que n é o número de ciclos no conjunto a ser avaliado.

A temperatura da fonte fria, ou seja a temperatura interna média do gabinete (\bar{T}_{gab}), é medida por meio de três termopares. Para avaliar essa variável, é realizada a média aritmética das medições. O mesmo é realizado para avaliar a temperatura da fonte quente, ou seja, a temperatura média do ambiente (\bar{T}_{amb}), que também é medida por três termopares, seguindo as recomendações da Norma IEC 62552-1 (2015). Com esses valores, é possível determinar a variação de temperatura (ΔT) alcançada entre fontes:

$$\Delta T = \bar{T}_{\text{amb}} - \bar{T}_{\text{gab}}. \quad (3.7)$$

O valor médio da variação de temperatura entre as fontes ($\overline{\Delta T}$), no intervalo de n ciclos a ser avaliado, é dado por:

$$\overline{\Delta T} = \frac{1}{n\tau} \int_0^{n\tau} \Delta T(t) dt. \quad (3.8)$$

A capacidade de refrigeração média do sistema (\bar{Q}_F) é dada pelo balanço de energia no gabinete, e definida pela seguinte equação:

$$\bar{Q}_F = UA_{\text{gab}} \overline{\Delta T} + \bar{W}_{\text{vent,gab}}, \quad (3.9)$$

onde UA_{gab} é a condutância térmica global do gabinete e $\bar{W}_{\text{vent,gab}}$ é a medição da potência média do ventilador posicionado na parte interna do gabinete.

Por meio da \bar{Q}_F e da potência total média fornecida ao sistema (\bar{W}) é possível determinar o coeficiente de desempenho (COP) desse sistema de refrigeração:

$$COP = \frac{\bar{Q}_F}{\bar{W}}, \quad (3.10)$$

onde \bar{W} é a soma das potências de acionamento do ímã (\bar{W}_{ac}), de bombeamento (\bar{W}_b), das eletroválvulas (\bar{W}_{valv}) e dos ventiladores (\bar{W}_{vent}). Esses valores são calculados, respectivamente, por meio das seguintes equações:

$$\bar{W}_{\text{ac}} = 2\pi f_M \bar{\Gamma}, \quad (3.11)$$

$$\bar{W}_b = \bar{V}_b \bar{\Delta P}_b, \quad (3.12)$$

$$\bar{W}_{\text{valv}} = \sum_{i=1}^4 \bar{W}_{i,} \quad (3.13)$$

$$\bar{W}_{\text{vent}} = \sum_{i=5}^6 \bar{W}_{i,} \quad (3.14)$$

nas quais f_M é a frequência do motor de passo, $\bar{\Gamma}$ é o torque médio necessário para girar o ímã, \bar{V}_b é a vazão volumétrica média fornecida pela bomba, $\overline{\Delta P}_b$ é o valor médio da diferença de pressão na entrada e saída da bomba de engrenagens e \overline{W}_i com o subscrito i refere-se ao valor médio obtido por cada transdutor de potência. As equações para calcular essas quantidades são, respectivamente:

$$f_M = \frac{f}{2}, \quad (3.15)$$

$$\bar{\Gamma} = \frac{1}{n\tau} \int_0^{n\tau} \Gamma(t) dt, \quad (3.16)$$

$$\bar{V}_b = \frac{1}{n\tau} \int_0^{n\tau} \dot{V}_b(t) dt, \quad (3.17)$$

$$\overline{\Delta P}_b = \frac{1}{n\tau} \int_0^{n\tau} [P_{s,b}(t) - P_{e,b}(t)] dt, \quad (3.18)$$

$$\overline{W}_i = \frac{1}{n\tau} \int_0^{n\tau} \dot{W}_i(t) dt, \quad (3.19)$$

onde f é a frequência do ciclo de refrigeração. Assim, em um giro do motor, obtêm-se dois ciclos. Os valores instantâneos apresentados nas equações são fornecidos pelo torquímetro $\Gamma(t)$, fluxímetro após saída da bomba $\dot{V}_b(t)$, transdutor de pressão na saída da bomba $P_{s,b}(t)$ e entrada da bomba $P_{e,b}(t)$, e os transdutores de potência $\dot{W}_i(t)$.

Todas as integrais apresentadas nesta seção foram aproximadas numericamente pelo método trapezoidal, com o passo de integração de 6,667 ms. A análise de incertezas dos dados processados é apresentada no Apêndice A.

3.8 Considerações finais sobre o capítulo

Este capítulo apresentou o protótipo de refrigerador magnético completo utilizado neste trabalho. Esse protótipo foi desenvolvido a partir de uma bancada experimental disponível no POLO, a qual já possuía o circuito magnético completo. As principais adaptações foram executadas nos circuitos térmico e hidráulico, com recursos que buscam aumentar o máximo possível a capacidade de refrigeração do refrigerador magnético resultante. Para realizar a sincronização entre os componentes hidráulicos e magnéticos, o controle foi realizado com uma lógica implementada anteriormente na bancada e que não fez parte do estudo deste trabalho.

A caracterização da bancada experimental é apresentada no próximo capítulo a partir da discussão de resultados experimentais que mostram a influência de alguns parâmetros de operação na temperatura do compartimento refrigerado e no consumo energético do sistema. Como os princípios de operação do presente sistema (mais simples) e da adega de vinhos doméstica em desenvolvimento (mais complexa) são

idênticos, os ensaios no presente sistema permitirão o desenvolvimento de estratégias de controle para ambos os sistemas.

4 CARACTERIZAÇÃO DO SISTEMA

Conhecer o comportamento termodinâmico de um produto de modo geral, seja em termos de consumo energético, tempo de *pull-down* ou temperatura alcançada, é de fundamental importância para o desenvolvimento de controladores para sistemas de refrigeração. O presente capítulo dedica-se à caracterização experimental da bancada apresentada no capítulo anterior. O comportamento do sistema é avaliado em função de parâmetros como frequência, fração de escoamento e vazão mássica do fluido, e da influência desses na temperatura interna do gabinete e no consumo energético do sistema.

4.1 Procedimento experimental

Para a realização dos ensaios experimentais, três variáveis de atuação foram levadas em consideração: a frequência do motor de passo que gira o circuito magnético, a frequência do motor de indução que aciona a bomba e o tempo de abertura das eletroválvulas. Ao atuar nessas variáveis, é possível alterar os parâmetros de operação do sistema: frequência do ciclo de refrigeração (f), vazão mássica média do fluido (\bar{m}) e fração de escoamento (F_E), respectivamente. Uma combinação de valores desses três parâmetros é considerada uma condição de ensaio.

A faixa de operação dos parâmetros do sistema é limitada por algumas restrições dos componentes da bancada experimental. Para a frequência de ciclo, o limite superior é de 1 Hz, estabelecido pela máxima frequência de acionamento das eletroválvulas. Já os limitantes da vazão são a pressão de suprimento do sistema e o volume da menor bomba de pistão, que restringem a maior vazão a 100 kg/h, conforme apresentado na Seção 3.4. Quanto aos limites inferiores, parâmetros com valores muito baixos resultam em um efeito refrigerante quase inexistente, inviabilizando o estudo para essa faixa de operação.

Para definir as condições de ensaios experimentais, as limitações da bancada foram levadas em consideração e alguns valores de parâmetros que representam a faixa de operação do sistema foram selecionados, conforme mostrado a seguir:

- três valores de F_E : 35%, 45% e 50%;
- três valores de f : 0,5 Hz, 0,75 Hz e 1 Hz;
- ao menos três valores de \bar{m} entre 20 kg/h e 100 kg/h.

É importante ressaltar que, para os ensaios de caracterização, foram definidas ao menos três frequências do motor de indução da bomba que, para frequência de

ciclo de 1 Hz e fração de escoamento de 50%, resultam nos valores de vazão média de 40 kg/h, 60 kg/h e 80 kg/h. Ao manter a mesma frequência do motor de indução e variar frequência do ciclo ou a fração de escoamento, o valor da vazão resultante também sofre alteração. Isso ocorre devido à variação do tempo de abertura das eletroválvulas e à inércia do fluido. Sendo assim, nos resultados apresentados neste capítulo constam mais do que três valores de vazão. Além disso, algumas condições de ensaios foram repetidas e outras foram acrescentadas para obter uma melhor caracterização.

Apesar das condições de ensaios selecionadas atuarem em três variáveis, o sistema possui mais duas variáveis de atuação: a velocidade de rotação de cada ventilador. No entanto, em testes preliminares, percebeu-se que o melhor desempenho alcançado para esse sistema era quando o ventilador da fonte fria operava em 45% de sua potência nominal e o da fonte quente em 100%, resultando em um consumo de 1 W e de 6 W, respectivamente. Por isso, em todos os ensaios de caracterização, os ventiladores permaneceram acionados com velocidade fixa nos pontos de operação aqui mencionados.

Após as adaptações e acoplamento de todos os circuitos que compõem o refrigerador, a bancada experimental foi acionada como descrito na Seção 3.1, e a temperatura do ambiente (\bar{T}_{amb}) foi mantida em torno de $(23 \pm 1)^\circ\text{C}$ em todos os ensaios. É importante ressaltar que os experimentos foram realizados em um laboratório em que o controle de temperatura ambiente era difícil de ser realizado devido ao tamanho grande da sala e por estar mais suscetível a perturbações com a presença de pessoas no mesmo espaço. Em testes preliminares, notou-se que o melhor controle da temperatura ambiente ocorreu em torno de 23°C , o que levou à decisão de realizar os ensaios de caracterização com esse valor de temperatura ambiente.

Uma sequência de ensaios de caracterização se inicia com a temperatura interna média do gabinete (\bar{T}_{gab}) em equilíbrio com a temperatura ambiente. Ao acionar a bancada, o valor da temperatura interna do gabinete gradativamente diminui em função da capacidade de refrigeração. Quando a carga térmica imposta pelo meio externo se iguala à capacidade de refrigeração, a temperatura interna para de variar no tempo, indicando que o sistema alcançou o regime permanente e que a primeira condição de ensaio foi finalizada. Como definição experimental, foi considerado que o sistema alcança esse estado estacionário quando o desvio padrão de \bar{T}_{gab} nos últimos 10 minutos permanece inferior ao valor de 20% da incerteza relacionada a essa medição. Após atingir o regime permanente, um dos parâmetros é alterado para dar início a uma nova condição de ensaio. Como exemplo, duas sequências de ensaios são apresentadas na Figura 18.

Os gráficos da Figura 18 apresentam a resposta dinâmica da temperatura do gabinete, além da temperatura ambiente e parâmetros de operação do sistema ajustados durante os ensaios. Na Figura 18(a), a frequência do ciclo e a fração de escoamento permaneceram constantes em 0,75 Hz e 50% durante toda a sequência de ensaios. Após

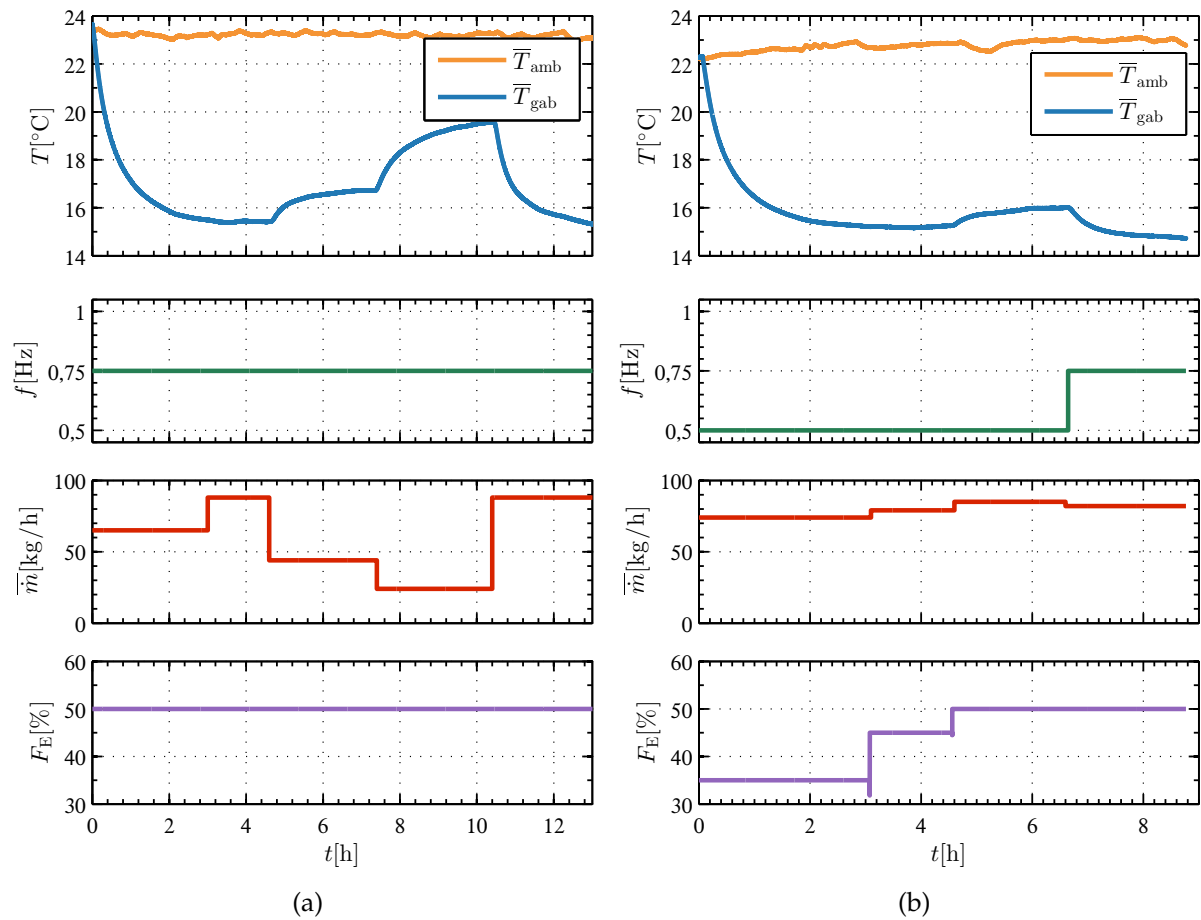


Figura 18 – Sequências de ensaios de caracterização. A primeira (a) consiste em cinco condições de ensaios, promovidas por alterações de \bar{m} . A segunda (b) é formada por quatro condições de ensaios, resultantes de duas alterações de F_E e, por último, uma alteração de f .

a temperatura do gabinete atingir o regime permanente, estabeleceu-se uma nova condição com a alteração do valor da vazão mássica. Já na Figura 18(b), as mudanças nas condições de ensaios foram realizadas com alterações nos valores da fração de escoamento ou na frequência de ciclo.

Durante os ensaios, algumas mudanças de parâmetros não afetaram a temperatura interna do gabinete, como pode ser observado, por exemplo, na alteração ocorrida por volta das 3 horas de ensaio na Figura 18(b). Isso ocorre pois diferentes combinações de parâmetros podem resultar no mesmo valor de temperatura em regime permanente.

4.2 Resultados da caracterização do sistema

Esta seção dedica-se a apresentar e discutir os resultados que mostram a influência de alguns dos parâmetros de operação do refrigerador magnético na temperatura interna do gabinete e no consumo energético do produto. Gráficamente, esses resultados são apresentados de duas maneiras: pontos e linhas contínuas. Os gráficos

de pontos representam características estáticas, ou seja, valores adquiridos quando o sistema alcançou o regime permanente, e cada ponto está acompanhado de sua incerteza de medição por meio de barras de incerteza. Os gráficos de linhas contínuas são dados de perfis temporais, que mostram a resposta dinâmica da variável medida. As seções 4.2.1 e 4.2.2 analisam dados em regime permanente e, por isso, apresentam gráficos de pontos. Já a Seção 4.2.3 apresenta uma análise do comportamento dinâmico, utilizando gráficos com linhas contínuas.

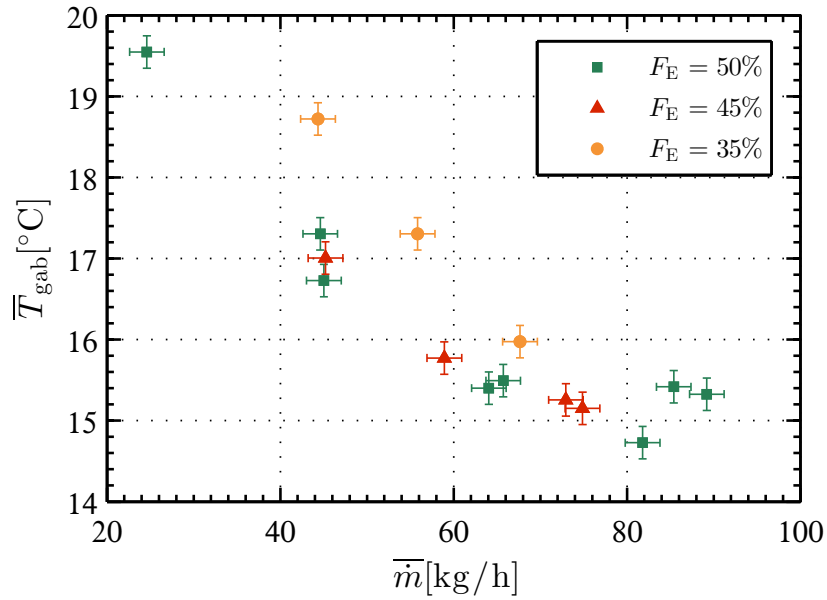
4.2.1 *Influência da fração de escoamento*

Para analisar a influência da fração de escoamento, os resultados dos ensaios de caracterização foram agrupados em dados de mesma frequência, tendo a fração de escoamento como parâmetro. A Figura 19 apresenta a temperatura média do gabinete e a capacidade de refrigeração do sistema em função da vazão mássica do fluido, para uma frequência de ciclo de 0,75 Hz e diferentes frações de escoamento. Os dados apontam curvas muito próximas, o que indica que mudar a fração de escoamento durante a operação do sistema não traz mudanças significativas para a temperatura interna do gabinete.

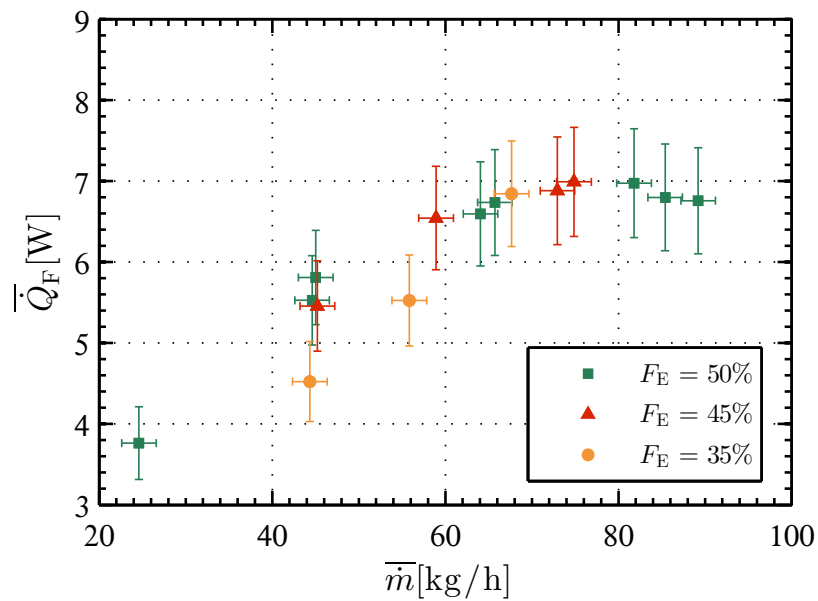
Segundo Nakashima (2017), para o perfil de campo magnético utilizado na bancada experimental do presente trabalho operando nas frequências de 0,25 Hz e 0,5 Hz, uma fração de escoamento de 45% resultaria em uma melhora no desempenho do regenerador quando comparada à fração de 50%. Porém, ao analisar os resultados das condições de ensaios com foco na fração de escoamento, como apresentado na Figura 19, essa melhora não é percebida. Ao considerar todas as perdas existentes na bancada em sua atual configuração, ou seja, com trocadores de calor reais e gabinete, o ganho de desempenho advindo de uma variação de fração de escoamento torna-se imperceptível para a temperatura do gabinete.

Devido às limitações da bancada experimental, não foi possível realizar ensaios com vazões maiores que 100 kg/h nas condições de fração de escoamento e frequência de ciclo aqui avaliadas. No entanto, não se descarta a possibilidade de que, em vazões maiores, o ganho identificado por Nakashima (2017) possa ser observado.

As demais curvas que exemplificam a influência da fração de escoamento aqui discutida são apresentadas no Apêndice B. Como o desempenho do sistema se demonstrou praticamente insensível à fração de escoamento, os resultados das próximas seções consideram apenas a fração de escoamento de 50%, já que esse valor permite avaliar uma faixa de operação de vazão mássica mais extensa.



(a)



(b)

Figura 19 – Valores em regime permanente da: (a) temperatura interna média do gabinete; (b) capacidade de refrigeração do sistema. Ambas em função da vazão mássica média do fluido para diferentes frações de escoamento. A frequência de ciclo para esses ensaios foi de 0,75 Hz.

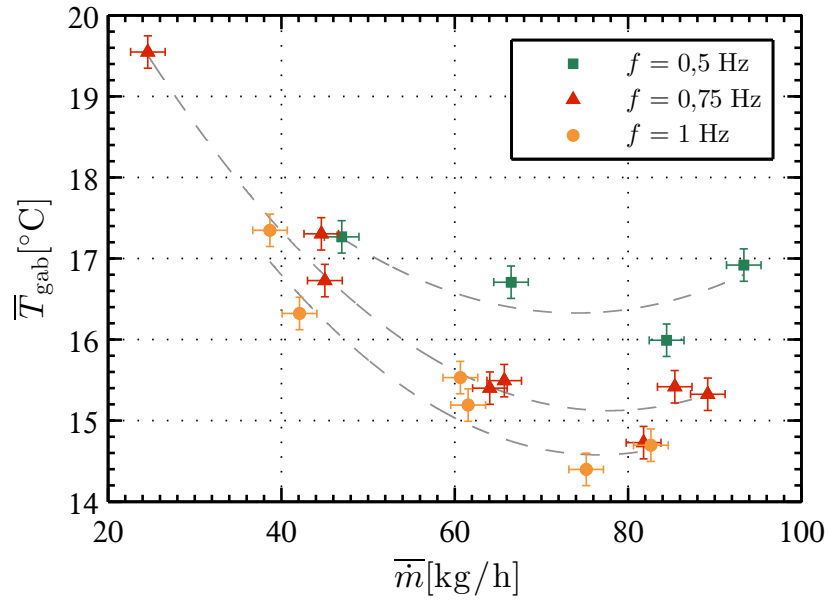
4.2.2 Influência da frequência do ciclo de refrigeração e vazão mássica do fluido

A Figura 20 apresenta dados em regime permanente da temperatura interna média do gabinete e da capacidade de refrigeração do sistema em função da vazão mássica, para diferentes valores de frequência de ciclo. Os dados revelam que é possível alcançar temperaturas do gabinete equivalentes alterando a frequência de ciclo ou a vazão mássica. Além disso é possível perceber que o sistema, ao operar em maiores frequências, alcança temperaturas de gabinete mais baixas do que em frequências menores. No entanto, o ganho ao operar na frequência de 1 Hz é pequeno comparado ao valor de 0,75 Hz, pois a diferença entre os valores mínimos de temperatura possíveis de se alcançar dentro do gabinete com essas duas condições é de aproximadamente 0,5 °C. Essas características também são percebidas quando o sistema opera em outras frações de escoamento, cujas curvas são apresentadas no Apêndice B.

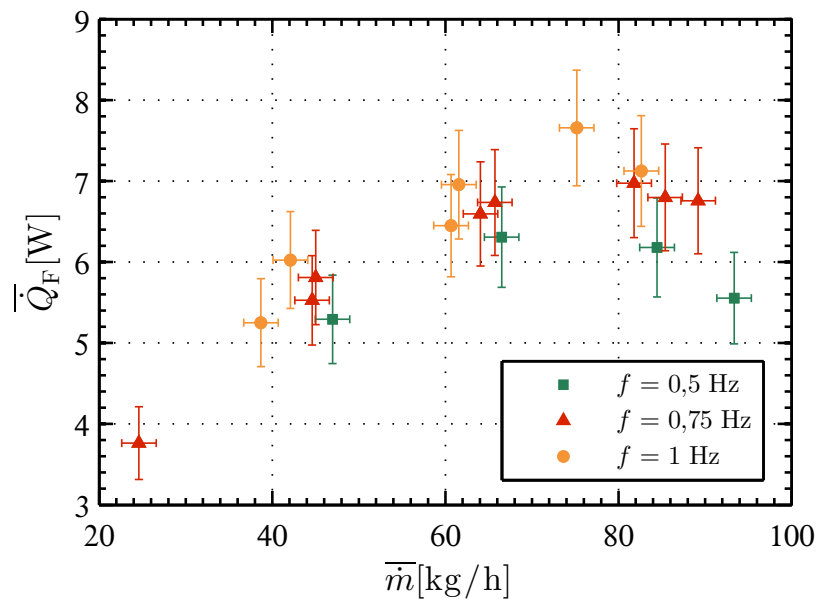
Ao traçar as linhas de tendência das curvas da Figura 20(a), representadas na figura pelas linhas cinza tracejadas, é possível notar uma grande influência da vazão mássica na temperatura interna do gabinete. À medida que a vazão mássica aumenta, a temperatura média do gabinete tende a diminuir. Isso ocorre devido ao aumento da vazão tornar mais efetiva a transferência de calor entre fluido e material magnetocalórico, melhorando a capacidade de refrigeração do sistema. No entanto, as linhas de tendência apresentam comportamento parabólico, o que indica que existe um valor de vazão mássica ideal para certas condições de operação. Esse resultado está diretamente relacionado ao desempenho do sistema que tende a apresentar um pico com relação ao fator de utilização, efeito esse que é puramente térmico (TREVIZOLI, 2015). No caso de frequência de ciclo de 0,75 Hz, o valor de vazão ideal está em torno de 75 kg/h. Desse modo, para uma mesma frequência de ciclo, pode existir mais de um valor de vazão mássica capaz de fornecer um dado valor de temperatura. No entanto, para a maior vazão mássica, ter-se-á a maior potência de bombeamento.

A potência média fornecida ao sistema (\overline{W}) é outra característica que sofre influência da frequência do ciclo e da vazão mássica do fluido. Como pode ser visto por meio da Figura 21, quanto maior for a frequência e a vazão, maior será a potência fornecida ao sistema.

Ao analisar a temperatura interna do gabinete e a potência fornecida ao sistema em conjunto, nota-se que para alcançar uma temperatura baixa, é necessário que o sistema opere a uma alta frequência, tendo assim um consumo elevado. No entanto, para alcançar uma temperatura intermediária, como por exemplo 17 °C, é possível operar em frequências altas ou baixas, resultando em diferentes valores de consumo energético. Essa característica pode ser visualizada na Figura 22(a), por meio das curvas de temperatura do gabinete em função da potência fornecida ao sistema. Já a Figura 22(b), apresenta a capacidade de refrigeração em função da potência fornecida ao sistema, e a partir desses dados, é possível calcular o coeficiente de desempenho do sistema.



(a)



(b)

Figura 20 – Valores em regime permanente da: (a) temperatura interna média do gabinete; (b) capacidade de refrigeração do sistema. Ambas em função da vazão mássica média do fluido para diferentes frações de escoamento. A fração de escoamento para esses ensaios foi de 50%. As linhas são guias para os olhos.

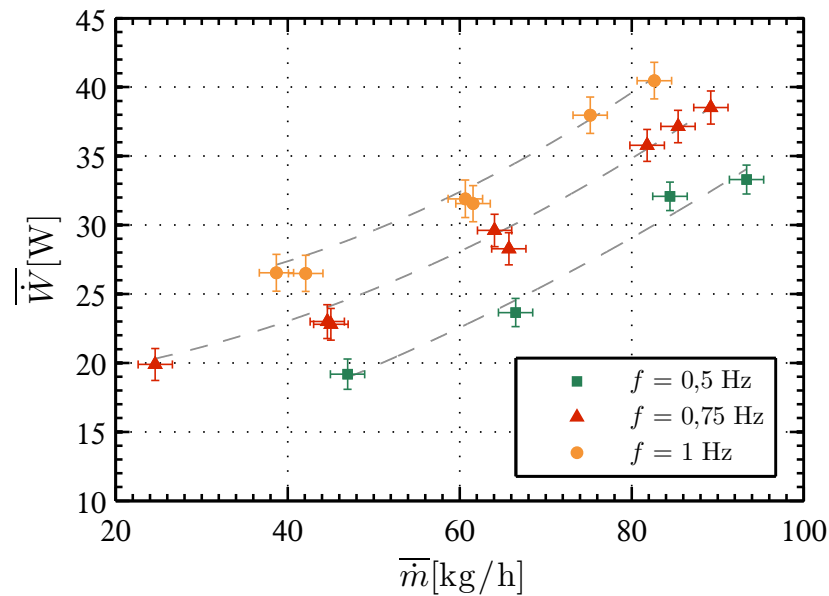


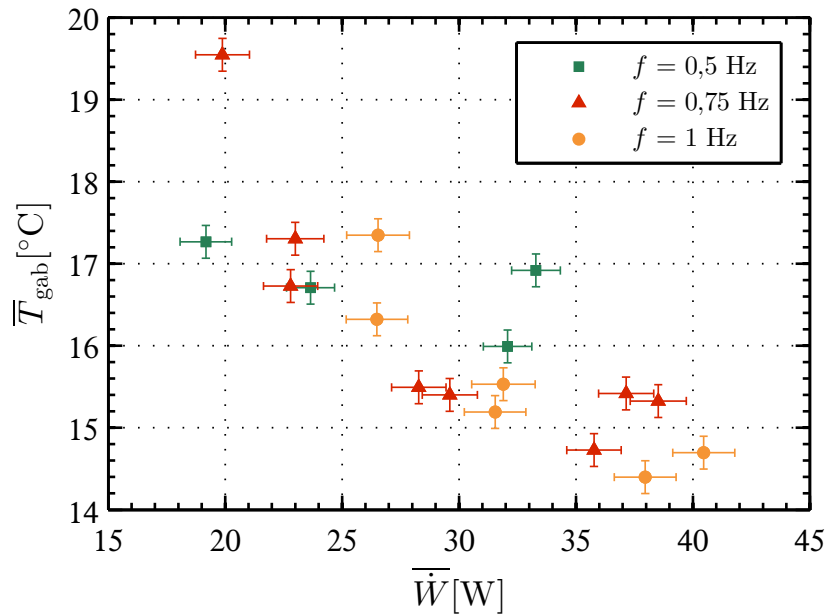
Figura 21 – Valores em regime permanente da potência média fornecida ao sistema em função da vazão mássica média do fluido para diferentes frequências de ciclo. A fração de escoamento para esses ensaios foi de 50%. As linhas são guias para os olhos.

Apesar de existirem diferentes maneiras de alcançar a mesma temperatura interna do gabinete, a resposta dinâmica não é necessariamente igual. O estudo do perfil temporal dessas condições de operação mostra que, além da diferença de consumo energético, há variações no tempo para atingir a condição de regime permanente. Esse estudo é apresentado na Seção 4.2.3, por meio da análise do perfil temporal da temperatura do gabinete em diferentes pontos de operação do sistema.

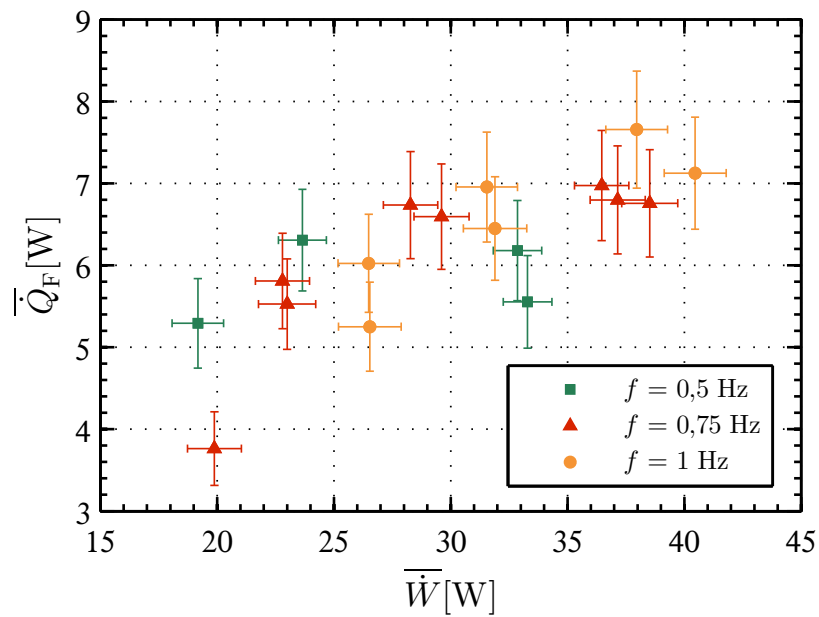
4.2.3 Perfil temporal

O perfil temporal de uma variável de interesse mostra a resposta dinâmica dessa variável desde a alteração de um parâmetro de operação (excitação) até que seja atingida a condição de regime permanente. Algumas características típicas a serem analisadas na resposta dinâmica são (OGATA, 2010): o *tempo de acomodação* (t_s) - período em que a resposta leva para permanecer com valores no interior de uma certa faixa (neste trabalho, assumiu-se 5%) em torno do valor em estado estacionário; o *atraso de transporte* (t_d) - período para que a excitação proporcione alteração na variável de interesse; e o *sobressinal* (M_p) - medida relativa de quanto (no máximo) a resposta transitória ultrapassa o seu valor estacionário.

A Figura 23 apresenta um conjunto de perfis temporais da temperatura interna do gabinete durante os *pull-downs*, para ensaios com a frequência de ciclo de 0,75 Hz, fração de escoamento de 50% e diferentes valores de vazão mássica. Por meio dessas curvas é possível perceber que o sistema não apresenta sobressinais e nem atraso de transporte. No entanto, o tempo de acomodação é variável dependendo da condição de



(a)



(b)

Figura 22 – Valores em regime permanente da: (a) temperatura interna média do gabinete; (b) capacidade de refrigeração do sistema. Ambas em função da potência fornecida ao sistema para diferentes frequências de ciclo. A fração de escoamento para esses ensaios foi de 50%.

ensaio. Para vazões mais baixas, como por exemplo 30 kg/h, o tempo de acomodação passa a ser próximo de 3 horas. Já para vazões mais altas, como 90 kg/h, a acomodação ocorreu em torno de 1 hora. Essa variação do tempo de acomodação é uma característica não linear do sistema.

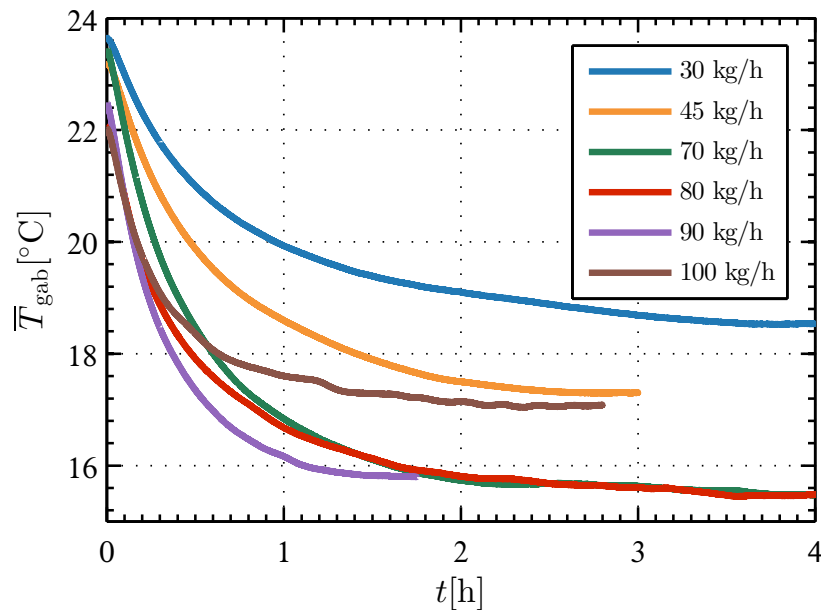


Figura 23 – Respostas dinâmicas da temperatura média do ar do gabinete em ensaios com f de 0,75 Hz, F_E de 50% e diferentes valores de vazão mássica.

Por meio da Figura 23 pode-se reafirmar que, ao considerar frequência de ciclo e fração de escoamento constantes, diferentes vazões são capazes de alcançar os mesmos valores de temperatura do gabinete, o que evidencia outra característica não linear do sistema. No entanto, apesar de vazão maior necessitar de potência maior, ela é capaz de fazer com que a temperatura do gabinete alcance o regime permanente de forma mais rápida.

A Figura 24 apresenta dois perfis temporais da temperatura interna do gabinete, para ensaios com os mesmos valores de vazão mássica e fração de escoamento, e diferentes valores de frequência de ciclo. As respostas dinâmicas desses ensaios possuem uma diferença no tempo de acomodação de aproximadamente 15 minutos, sendo esse um valor pequeno quando comparado aos ensaios com diferentes vazões mássicas. Esses resultados indicam que a variação da frequência de ciclo permite alcançar pontos de equilíbrio diferentes com dinâmicas parecidas.

O tempo de acomodação de todos os ensaios de caracterização ficou entre 1 hora e 3 horas. Apesar desse tempo variar dependendo do ponto de operação do sistema, existem condições nas quais a resposta dinâmica é a mesma. A Figura 25 apresenta os perfis temporais de três ensaios com parâmetros de operação diferentes. As curvas apontam que apesar dessas diferenças das condições de operação, o valor de temperatura interna do gabinete alcançado é o mesmo e a dinâmica das respostas é

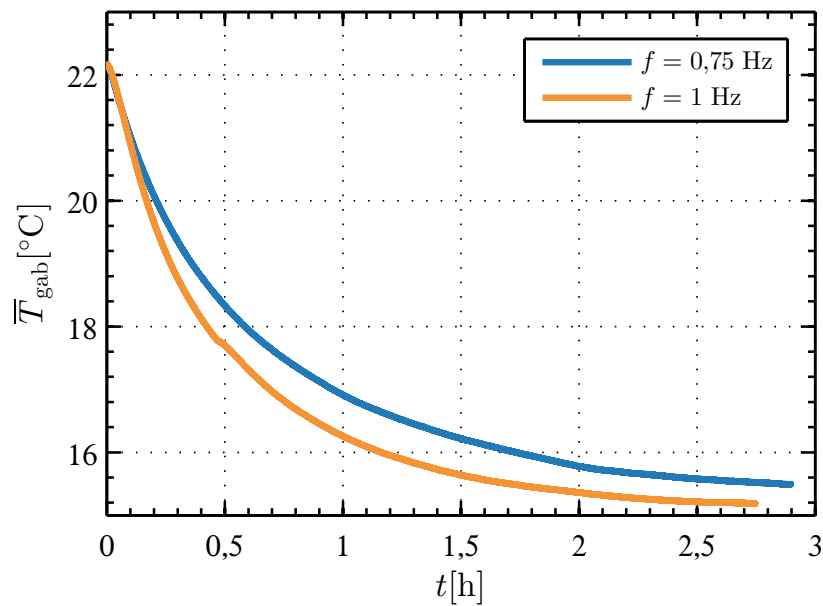


Figura 24 – Respostas dinâmicas da temperatura média do ar do gabinete em ensaios com \dot{m} de 60 kg/h, F_E de 50% e diferentes valores de frequência de ciclo.

semelhante.

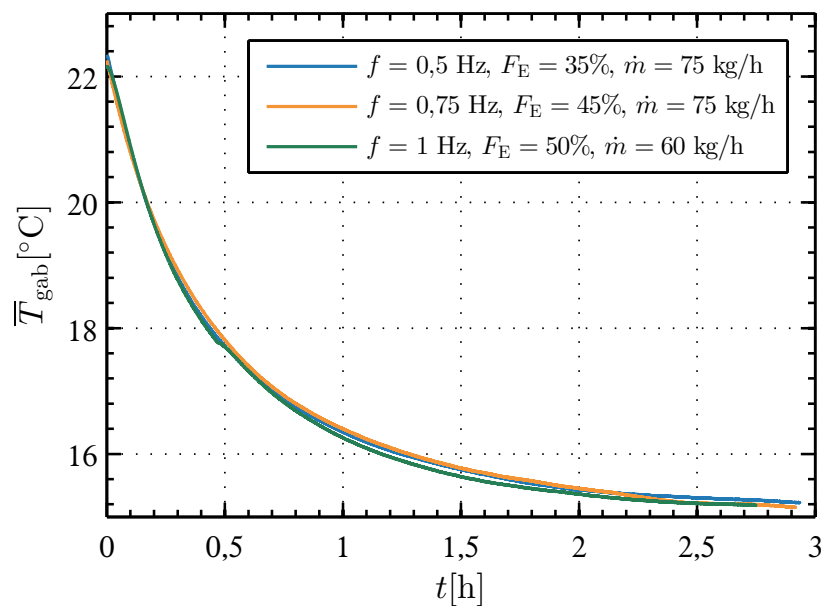


Figura 25 – Respostas dinâmicas da temperatura média do ar do gabinete em ensaios com parâmetros de operação diferentes, que alcançaram o mesmo valor de temperatura em regime permanente.

Todos os ensaios de caracterização apresentaram uma curva de decaimento exponencial como resposta dinâmica da temperatura interna do gabinete, sem sobressinal e sem atraso de transporte. Por esse motivo, pode-se afirmar que a resposta dinâmica próxima a um ponto de operação se comporta como um sistema de primeira ordem.

4.3 Síntese dos resultados

Diante das considerações feitas neste capítulo sobre os resultados do processo de caracterização de um sistema de refrigeração magnética, os seguintes pontos importantes podem ser destacados sobre o desenvolvimento de um controlador:

- após o sistema estar em funcionamento, é possível alterar o valor da temperatura interna do gabinete para um valor desejável por meio da variação da vazão mássica do fluido ou da variação da frequência do ciclo;
- a variação da vazão mássica do fluido possui uma influência maior na temperatura interna do gabinete quando comparada à variação da frequência de ciclo;
- a variação da frequência de ciclo possui um impacto maior na potência fornecida ao sistema quando comparada à variação da vazão mássica;
- a resposta dinâmica da temperatura interna do gabinete próxima a um ponto de operação se comporta como um sistema de primeira ordem, sem sobressinal e sem atraso de transporte; e
- ao analisar a temperatura interna do gabinete em função da vazão mássica, pode-se afirmar que o sistema é não linear, dado que possui ganho estático e tempo de acomodação diferentes para diferentes pontos de operação.

Com o intuito de obter mais informações sobre como a vazão mássica influencia na temperatura interna do gabinete, mais ensaios para a frequência de ciclo de 0,75 Hz e fração de escoamento de 50% foram realizados com diferentes valores de vazão. Essa combinação de frequência e fração foi escolhida a partir das curvas apresentadas na Figura 20, as quais mostram que o ganho na temperatura do gabinete é pequeno entre a frequência de ciclo de 0,75 Hz e de 1 Hz, tornando mais vantajosa a menor frequência por precisar de menos potência de acionamento.

A Figura 26 apresenta o resultado dos ensaios adicionais, com os valores alcançados no regime permanente da temperatura interna do gabinete em função da vazão mássica do fluido. Por meio da curva formada com esses dados, é nítida a não linearidade do sistema. Ao traçar a linha de tendência desse conjunto de dados, representada na figura pela linha cinza tracejada, é possível notar uma semelhança com uma parábola. Isso significa que para cada ponto da curva existe uma inclinação diferente e, por isso, um ganho estático (K) diferente. Esse ganho é definido como uma relação entre a entrada e saída do processo em estado estacionário. Em uma faixa de valores de vazão baixa, uma variação de 10 kg/h chega a causar uma alteração de 2 °C na temperatura interna do gabinete. Já em uma variação de 60 kg/h para 70 kg/h, por exemplo, é quase imperceptível a alteração na temperatura do gabinete.

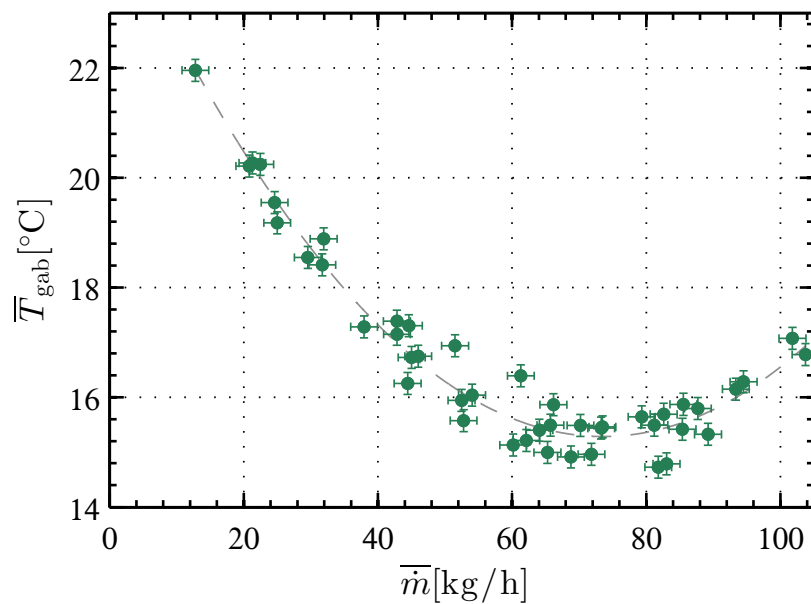


Figura 26 – Valores em regime permanente da temperatura interna média do gabinete em função da vazão mássica média do fluido, com o sistema operando em f de 0,75 Hz e F_E de 50%. A linha é guia para os olhos.

Na Tabela 6 estão listados os ganhos estáticos¹ próximos a alguns pontos de operação, obtidos a partir da curva apresentada na Figura 26. Por meio desses valores, é possível notar a variação do ganho estático, o qual aumenta em uma taxa de aproximadamente $0,0036 \text{ }^\circ\text{C}/(\text{kg}/\text{h})^2$. Além disso, entre os valores de 70 kg/h e 80 kg/h o ganho estático é praticamente nulo, e ocorre uma mudança de sinal nesse intervalo.

Tabela 6 – Valores de ganho estático em diferentes pontos de operação de vazão mássica.

\bar{m} [kg/h]	K [°C/(kg/h)]
10	-0,232
20	-0,196
30	-0,159
40	-0,123
50	-0,087
60	-0,051
70	-0,015
80	+0,022
90	+0,058

A Tabela 7 apresenta os valores aproximados do tempo de acomodação (t_s) e a constante de tempo (τ) de alguns ensaios. Essa constante representa o período para a variável de interesse alcançar 63,2% de seu valor em estado estacionário. A partir desses

¹ É importante ressaltar que apesar de o correto ser apresentar variações de temperatura com a unidade do SI, que é kelvin, optou-se por manter grau Celsius para facilitar o entendimento, dado que todas as temperaturas são representadas em °C no documento.

resultados, pode-se concluir que o tempo de acomodação também varia dependendo da faixa de operação, como apresentado na Seção 4.2.3. Para as faixas de operação ensaiadas, quanto maior a vazão mássica, menor é o tempo de acomodação.

Tabela 7 – Valores de tempo de acomodação e constante de tempo em diferentes pontos de operação de vazão mássica.

\bar{m} [kg/h]	t_s [h]	τ [h]
20	2,7	0,90
30	2,2	0,73
45	1,8	0,60
70	1,5	0,50
80	1,5	0,50
90	1,0	0,33
100	1,0	0,33

Ao considerar o presente sistema de refrigeração magnética operando com frequência de ciclo e fração de escoamento fixos, em 0,75 Hz e 50% respectivamente, é possível modelá-lo dividindo a faixa de operação da vazão mássica em intervalos e determinando valores aproximados de ganho estático e de tempo de acomodação para cada um dos intervalos. A Tabela 8 lista valores para quatro intervalos obtidos por meio dos resultados experimentais.

Dado que a resposta dinâmica da temperatura interna do gabinete se comporta como um sistema de primeira ordem, para cada um dos intervalos pode ser estimada uma função de transferência de primeira ordem ($G(s)$). As quatro funções de transferência obtidas para essas regiões também estão listadas na Tabela 8, com a constante de tempo apresentada em horas. Essas funções representam matematicamente a relação de vazão mássica e temperatura interna do gabinete para cada faixa de operação.

Uma outra maneira de modelar esse sistema, considerando frequência de ciclo de 0,75 Hz e fração de escoamento de 50%, consiste em desconsiderar a operação do sistema em vazões superiores a 70 kg/h (por alcançarem valores similares a vazões me-

Tabela 8 – Valores aproximados de ganho, tempo de acomodação e função de transferência para intervalos de faixa de operação da vazão mássica.

\bar{m} [kg/h]	K [°C/(kg/h)]	t_s [h]	$G(s)$
10 a 25	-0,20	2,7	$\frac{-0,20}{0,9s + 1}$
25 a 50	-0,13	2,0	$\frac{-0,13}{0,66s + 1}$
50 a 75	-0,04	1,5	$\frac{-0,04}{0,5s + 1}$
75 a 100	+0,05	1,2	$\frac{0,05}{0,4s + 1}$

nores com consumo energético maior), e considerá-lo um sistema linear entre 10 kg/h e 70 kg/h. Para isso, a aproximação do ganho estático é de $-0,12 \text{ }^\circ\text{C}/(\text{kg}/\text{h})$ e o tempo de acomodação é de 2 horas. A função de transferência que representa matematicamente a relação de vazão mássica e temperatura interna do gabinete para essa modelagem é:

$$G(s) = \frac{-0,12}{0,66s + 1}, \quad (4.1)$$

onde a constante de tempo é apresentada em horas. Essa aproximação de um sistema não linear por um comportamento linear facilita o projeto de estratégias lineares de controle, como é o caso do controlador PID.

As curvas estáticas pertinentes à modelagem por faixas de operação e à modelagem feita com uma única função de transferência são apresentadas juntamente com os dados experimentais de regime permanente na Figura 27. Já a Figura 28 apresenta exemplos do comportamento dinâmico de ambos os modelos e do sistema real, em pontos de operação em torno de 20 kg/h, 40 kg/h e 60 kg/h. Ao comparar os dois modelos, é notável que a modelagem feita para as faixas de operação representa melhor o sistema. Isso ocorre porque, para uma pequena faixa de operação, o comportamento não linear do sistema pode ser aproximado por um comportamento linear local. No entanto, quando essa faixa cresce, as características não lineares do processo deixam de ser bem representadas por um modelo linear.

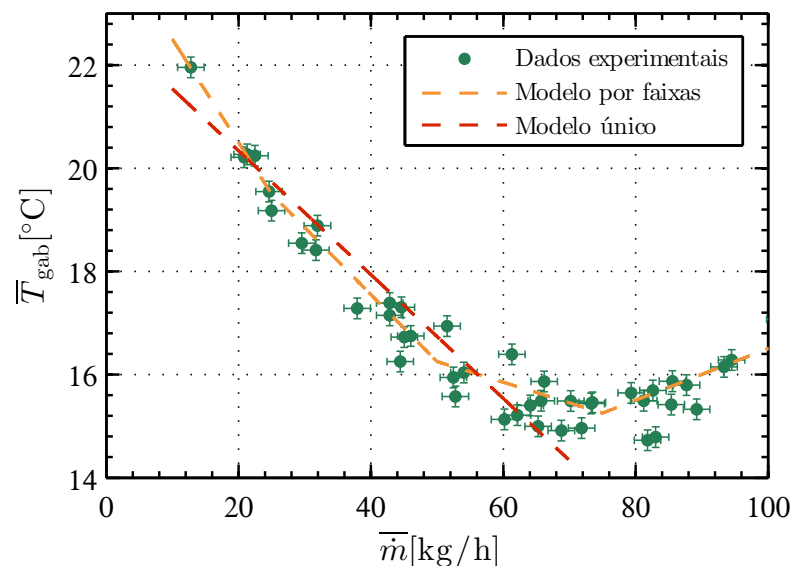


Figura 27 – Valores em regime permanente da temperatura interna média do gabinete em função da vazão mássica média do fluido e as curvas estáticas que caracterizam as modelagens propostas. Sistema operando em f de 0,75 Hz e F_E de 50%.

Para fins de análise e projeto, ambos os modelos podem ser utilizados. Ao se considerar a modelagem feita para faixas de operação do sistema, um controlador pode ser projetado com ajuste de ganho variável em função do ponto de operação. Já por

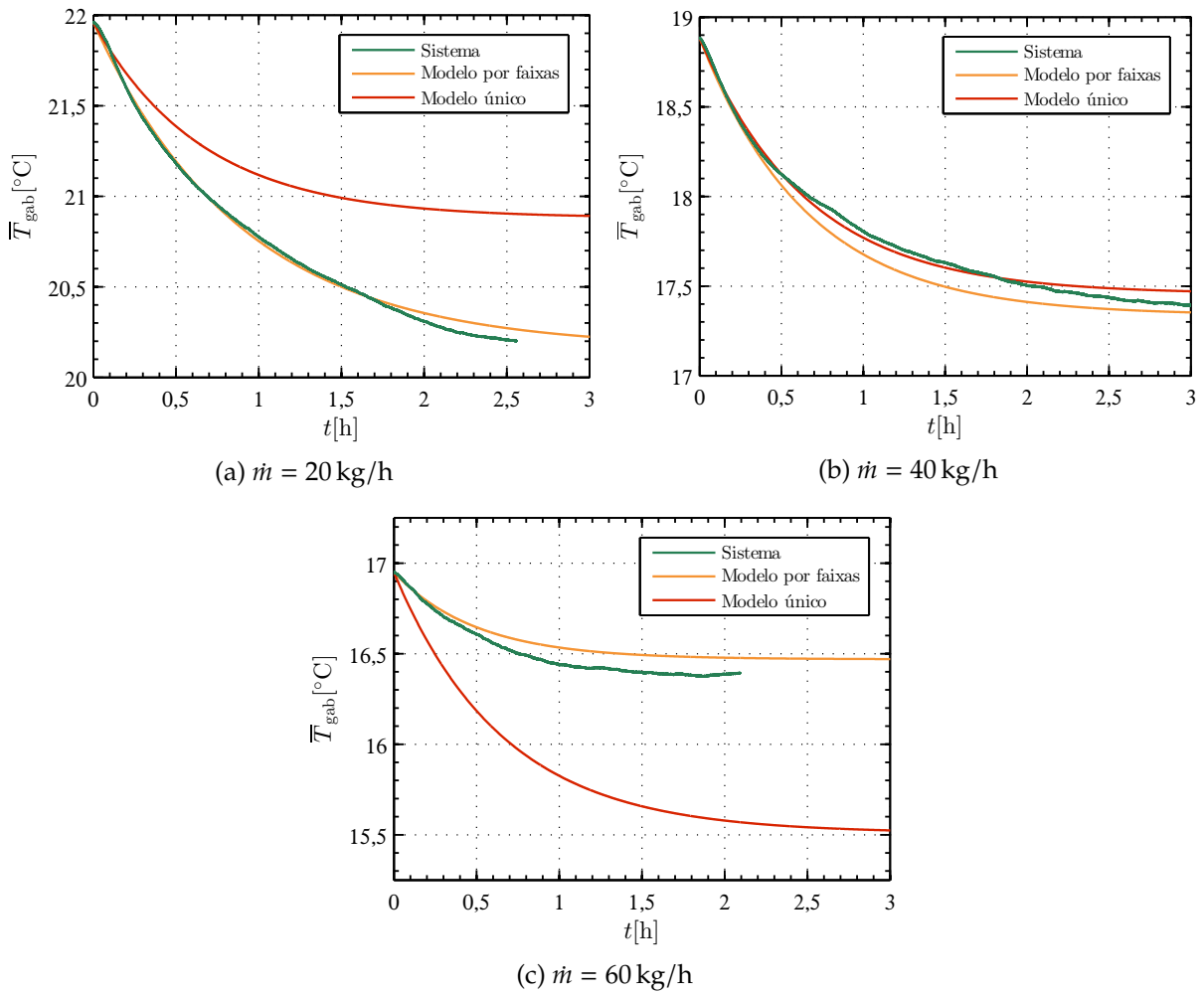


Figura 28 – Comparação da resposta temporal dos modelos com o sistema real, nos pontos de operação em torno de: (a) 20 kg/h; (b) 40 kg/h; (c) 60 kg/h. Sistema operando em f de 0,75 Hz e F_E de 50%.

meio do modelo matemático com uma única função de transferência, um controlador robusto e satisfatório deve ser projetado para os diferentes pontos de operação.

4.4 Considerações finais sobre o capítulo

Este capítulo apresentou a caracterização do protótipo de refrigerador magnético a partir da discussão de resultados experimentais que mostraram a influência de parâmetros de operação sobre a temperatura do compartimento refrigerado e o consumo energético do sistema. É importante ressaltar que os experimentos foram realizados com a temperatura ambiente em torno de $(23 \pm 1)^\circ\text{C}$. Nessas condições, a máxima diferença de temperatura alcançada entre as fontes foi de 8°C , o que permitiu diminuir a temperatura do compartimento refrigerado até o valor de 15°C .

Entre os graus de liberdade de controle avaliados na caracterização do sistema, a vazão mássica do fluido de transferência de calor e a frequência de operação se desta-

caram. A primeira possui uma influência maior na temperatura interna do gabinete, e a segunda no consumo energético do sistema. Além disso, o presente capítulo também apresentou dois possíveis modelos matemáticos para representar a temperatura interna do gabinete ao sofrer manipulação da vazão mássica, com frequência de operação fixa em 0,75 Hz e fração de escoamento em 50 %. Nessas condições, a temperatura interna do gabinete pode ser representada por modelos de primeira ordem, que têm ganho estático entre $-0,232\text{ }^{\circ}\text{C}/(\text{kg}/\text{h})$ e $0,058\text{ }^{\circ}\text{C}/(\text{kg}/\text{h})$ e constante de tempo entre 0,3 h e 0,9 h.

Dispondo dos resultados de caracterização apresentados e discutidos neste capítulo, o próximo capítulo apresenta as técnicas de controle desenvolvidas para esse sistema de refrigeração magnética, além dos resultados obtidos ao implementar essas técnicas na bancada experimental.

5 ESTRATÉGIAS DE CONTROLE

Este capítulo aborda o estudo de três estratégias de controle para um refrigerador magnético, sendo elas desenvolvidas e avaliadas experimentalmente. A primeira, apresentada na Seção 5.1, consiste no ligar e desligar de todo o sistema para controlar a temperatura de gabinete (técnica de controle liga-desliga). A segunda estratégia, apresentada na Seção 5.2, consiste na técnica de controle PI para controlar a temperatura de gabinete por meio da manipulação da vazão mássica do fluido de transferência de calor. A última estratégia, apresentada na Seção 5.3, acopla o mesmo PI que atua na vazão mássica com um controlador baseado em eventos, o qual atua na frequência do ciclo de refrigeração e na rotação do ventilador para reduzir o consumo energético do sistema. Ao final do capítulo, na Seção 5.4, os resultados obtidos são analisados e comparados.

5.1 Controle liga-desliga

Uma estratégia de controle que emprega o método liga-desliga foi desenvolvida com o intuito de atender ao requisito de seguimento de referência da temperatura interna do compartimento refrigerado, ou seja manter a temperatura mais próxima possível do valor desejado, com componentes do sistema em pontos de operação fixos. Esse controle permite reduzir o custo do sistema sem a necessidade de componentes com atuação variável, como os motores da bomba hidráulica e do circuito magnético. O projeto dessa estratégia de controle é simples e pode ser implementado a partir de um comparador ou com o uso de um relé físico.

Apesar dos componentes da bancada experimental serem de ação variável, é preciso definir valores fixos de operação para realizar o controle liga-desliga. A partir da caracterização do sistema apresentada no Capítulo 4, foi possível selecionar pontos de operação de cada componente que proporcionam a maior capacidade de refrigeração com o menor consumo energético, ou seja:

- período de acionamento das válvulas ajustado para obter uma fração de escoamento de 50%;
- velocidade de rotação do motor de indução definida de modo que a vazão mássica do fluido de transferência de calor seja de 70 kg/h;
- velocidade de rotação do motor de passo selecionada para que a frequência do ciclo de refrigeração ocorra a 0,75 Hz; e

- potências de acionamento dos ventiladores das fontes quente e fria ajustadas para 6 W e 1 W, respectivamente.

Essa combinação de parâmetros permite que o sistema alcance uma temperatura de gabinete até 8 °C menor que a temperatura ambiente, em um tempo de acomodação de 1,5 h, com um consumo de potência em torno de 30 W.

Com os valores de operação dos componentes definidos, a etapa seguinte do projeto foi definir os limites superior e inferior da temperatura interna de gabinete que proporcionassem o sinal de controle para ligar e desligar o equipamento. Em uma avaliação preliminar do controle liga-desliga do refrigerador magnético, foram definidos dois controladores, sendo o primeiro operando com um intervalo de ± 1 °C em torno do valor de referência e o segundo com um intervalo de $\pm 0,2$ °C. O intuito foi verificar a influência desses limites no desempenho do sistema.

A estratégia de controle liga-desliga para o refrigerador magnético foi testada experimentalmente com a implementação dos controladores liga-desliga projetados. Sendo assim, foi utilizado um comparador via software com período de amostragem de 0,0167 h (60 s), o qual a cada iteração recebe uma amostra do valor da temperatura média do compartimento refrigerado (\bar{T}_{gab}) para comparar com os valores de intervalos de controle. Os ensaios foram iniciados com o controlador de intervalo de ± 1 °C em torno do valor de referência e, após quatro horas de operação em regime permanente, a lógica de controle foi alterada para acionar o segundo controlador com o intervalo de $\pm 0,2$ °C. As temperaturas de referência testadas (T_{ref}) foram 20 °C e 18 °C, enquanto a temperatura ambiente foi mantida em $(23,0 \pm 0,5)$ °C.

Os resultados de temperatura do compartimento refrigerado em regime permanente com a referência em 20 °C, bem como a potência consumida durante a operação do sistema, são apresentados na Figura 29. Ao analisar o período de dois ciclos de controle liga-desliga completos, nota-se que o primeiro controlador fez com que o sistema permanecesse ligado em 23% do período, consumindo uma potência média de (7 ± 1) W. Por outro lado, o segundo controlador permaneceu com o sistema ligado durante 31% do período, o que resultou em uma potência média de (9 ± 1) W. No ensaio com o primeiro controlador, o sistema obteve $(2,2 \pm 0,4)$ W de valor médio da capacidade de refrigeração e $0,31 \pm 0,10$ de coeficiente de desempenho (COP). Já com o sistema sob a atuação do segundo controlador, a capacidade de refrigeração foi de $(2,6 \pm 0,4)$ W e o COP de $0,28 \pm 0,07$.

A Figura 30 apresenta os resultados para a temperatura de referência em 18 °C. Nesse ensaio, a capacidade de refrigeração do sistema foi de $(4,0 \pm 0,5)$ W. O primeiro controlador fez com que o sistema operasse em 44% do período de ciclo de controle, resultando em (14 ± 1) W de potência média consumida. Já o segundo controlador permaneceu com o sistema ligado durante 50% do período, com uma potência média consumida de (16 ± 1) W. O COP do sistema sob atuação do primeiro controlador foi

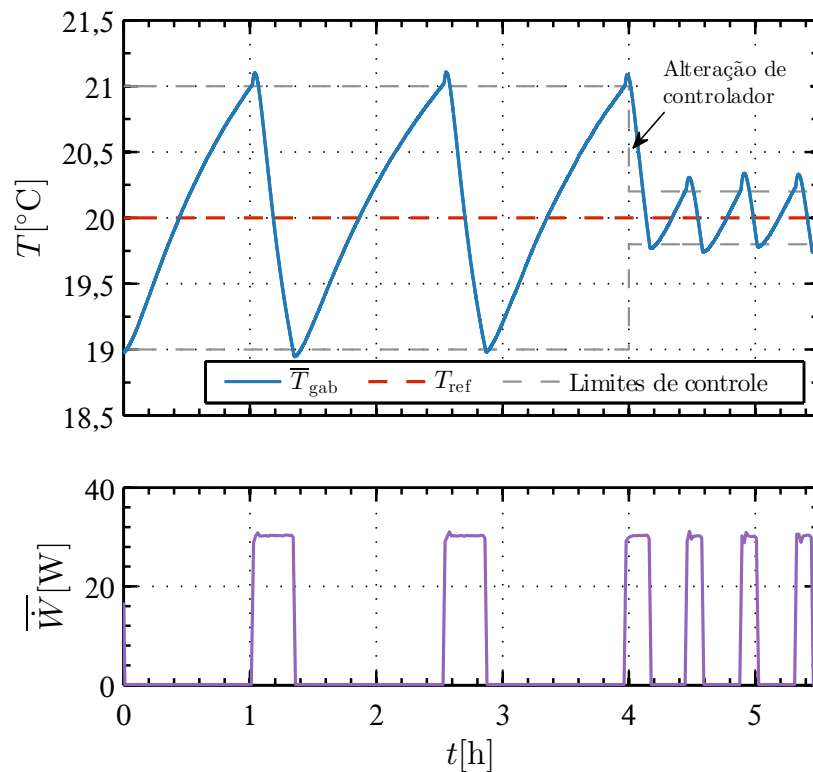


Figura 29 – Temperatura do compartimento refrigerado e potência consumida durante a avaliação da estratégia de controle liga-desliga com a temperatura de referência em 20°C.

de $0,28 \pm 0,06$, e sob atuação do segundo controlador foi de $0,26 \pm 0,05$.

A estratégia de controle liga-desliga atendeu aos requisitos de seguimento de referência com variação em torno dela, ou seja, um ciclo limite em torno da referência. Os resultados indicam que para atingir uma oscilação de temperatura menor, o controlador deve possuir um intervalo de controle menor, o que implica um maior consumo de potência do sistema.

5.2 Controle PI

A estratégia de controle PI desenvolvida neste trabalho buscou atender ao requisito de seguimento de referência da temperatura interna de gabinete, de modo a manter o erro nulo em regime permanente e rejeitar perturbações de temperatura que o sistema pudesse sofrer. Além disso, buscou atingir tempos de acomodação mais curtos do que o sistema apresenta ao operar em malha aberta.

Os resultados de caracterização do sistema, apresentados no Capítulo 4, indicaram que a temperatura interna de gabinete é mais sensível a alterações de vazão mássica do fluido de transferência de calor do que de frequência de operação. Essa informação influenciou na decisão de usar a vazão mássica como variável manipulada de controle para alcançar a temperatura desejada no projeto do controlador.

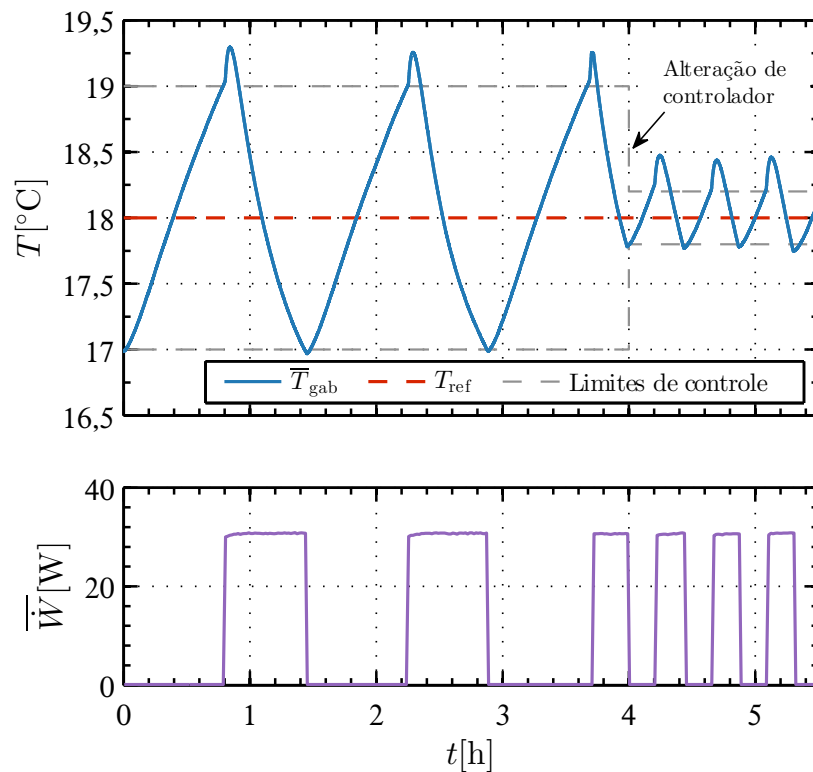


Figura 30 – Temperatura do compartimento refrigerado e potência consumida durante a avaliação da estratégia de controle liga-desliga com a temperatura de referência em 18°C.

Desenvolver uma estratégia que empregue o método de controle PI necessita do levantamento de um modelo dinâmico linear do sistema em um ponto de operação específico, capaz de apresentar a dinâmica das variáveis de interesse em resposta a alteração das variáveis manipuladas. No Capítulo 4, foram apresentados dois possíveis modelos matemáticos para representar a temperatura interna de gabinete ao sofrer manipulação da vazão mássica, com frequência de operação e fração de escoamento fixas em 0,75 Hz e 50%, respectivamente. O primeiro considera uma modelagem feita para faixas de operação do sistema, a qual permite o desenvolvimento de um controlador PI com ganho escalonado em função do ponto de operação. No entanto, essa abordagem de controle não foi estudada neste trabalho. Para o desenvolvimento do controle PI, foi utilizado o segundo modelo, o qual possui uma única função de transferência e é representado por meio da Equação (4.1). Esse modelo faz uma aproximação linear de primeira ordem do sistema entre as vazões mássicas de 10 kg/h e 70 kg/h, o que resultou em um ganho estático de $-0,12 \text{ } ^\circ\text{C}/(\text{kg}/\text{h})$ e uma constante de tempo de 0,66 h.

A sintonia dos parâmetros do controlador PI foi realizada com emprego do método do lugar das raízes (OGATA, 2010). O projeto foi conduzido para que o sistema em malha fechada tivesse tempo de acomodação de no máximo 30 min, sendo este um valor pelo menos duas vezes mais rápido do que o sistema em malha aberta em todo o intervalo de operação. Por fim, os parâmetros finais do controlador obtido

foram $K_p = -500 \text{ (kg/h)/}^\circ\text{C}$ e $T_i = 0,1667 \text{ h}$, podendo ser facilmente implementado aplicando a Equação (2.3). Para garantir que o sistema opere no intervalo de operação considerado no projeto, o sinal de controle possui saturação mínima em 10 kg/h e saturação máxima em 70 kg/h . De modo a evitar o fenômeno *windup* proporcionado pela ação integral durante a saturação, uma técnica de anti-*windup*, conhecida por integração condicional, foi implementada. A Figura 31 apresenta uma representação da estrutura final do controlador PI implementado na bancada experimental. O tempo de amostragem utilizado nesta implementação foi $0,0167 \text{ h}$ (60 s).

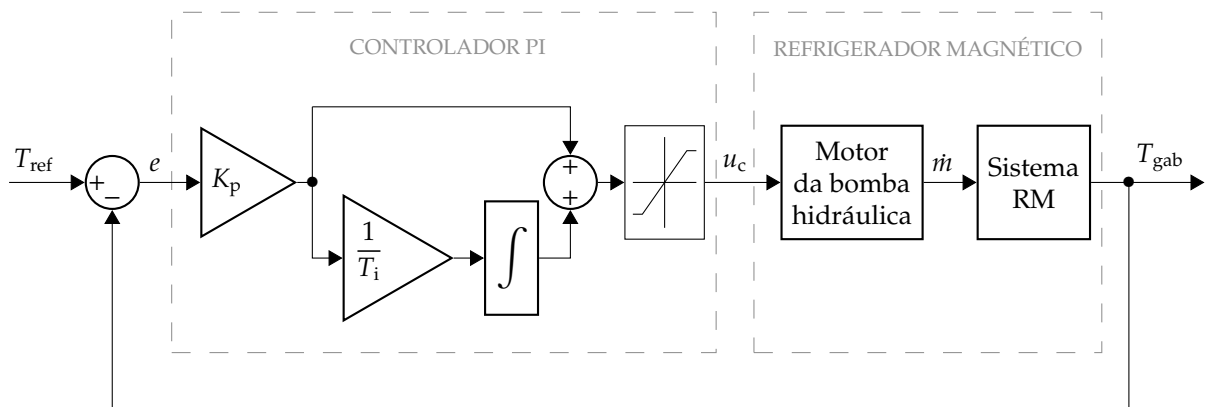


Figura 31 – Estrutura da estratégia de controle PI.

Para avaliar a estratégia de controle PI desenvolvida para o refrigerador magnético, o ensaio experimental iniciou-se com o sistema realizando o *pull-down* até alcançar o valor de referência estabelecido em 18°C . Após uma hora, a referência sofreu uma alteração para o valor de 17°C e, após decorrer mais uma hora, esse valor retornou a 18°C . Para avaliar a rejeição de perturbação, foram aplicadas perturbações que consistem na abertura, durante 1 min , da porta do compartimento no momento em que o ensaio completou três horas, e na simulação de uma carga térmica com o ligar de uma resistência de $(2,3 \pm 0,3) \text{ W}$ em três horas e meia de ensaio. Durante todo o período do experimento, a temperatura ambiente foi mantida em $(23,0 \pm 0,5)^\circ\text{C}$.

A temperatura média do compartimento refrigerado e a vazão mássica do fluido de transferência de calor durante a avaliação experimental da estratégia de controle PI são apresentadas na Figura 32. Esses resultados pertencem ao ensaio realizado no ponto de operação de projeto, no qual a frequência de operação é de $0,75 \text{ Hz}$ e a fração de escoamento é de 50% . Percebe-se que os requisitos de projeto foram atingidos, como seguimento de referência com erro nulo, rejeição de perturbação e tempo de acomodação. Ao analisar o sistema em regime transitório, nota-se que a temperatura do gabinete atingiu o estado estacionário em $0,5 \text{ h}$. Esse valor comparado ao tempo de acomodação em malha aberta, corresponde a uma redução de 75% . Ao analisar o sistema em regime permanente, nota-se que para manter a temperatura de gabinete no valor de referência de 18°C com erro nulo, a variável de controle se manteve em um

valor médio de (36 ± 2) kg/h e o sistema consumiu (22 ± 1) W. Nesse ponto de operação, a capacidade de refrigeração foi de $(4,6 \pm 0,5)$ W e o COP de $0,21 \pm 0,04$.

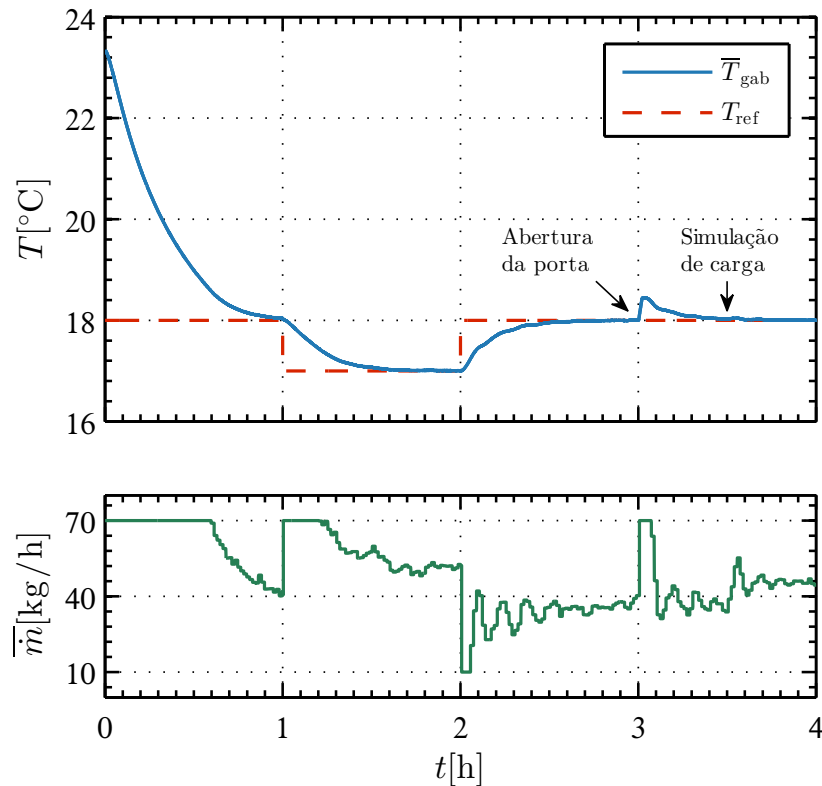


Figura 32 – Temperatura do compartimento refrigerado e vazão mássica média durante a avaliação da estratégia de controle PI com a frequência de operação em 0,75 Hz.

A estratégia de controle PI foi projetada para o sistema operar em 0,75 Hz. No entanto, por meio dos resultados de caracterização do sistema apresentados no Capítulo 4, observou-se que ao variar a vazão mássica do fluido de transferência de calor em diferentes frequências de operação, o sistema apresentou características dinâmicas similares, mas com valores de ganhos e tempo de acomodação diferentes. Por isso, a fim de avaliar a robustez do controlador, o mesmo controle foi testado com a frequência de operação em 0,5 Hz e 1 Hz. As condições de ensaios foram as mesmas e os resultados são apresentados nas Figuras 33 e 34, respectivamente. Os requisitos de seguimento de referência e de rejeição de perturbações foram atendidos. O tempo de acomodação foi superior ao projetado, porém menor do que quando o sistema opera em malha aberta. Os resultados da potência consumida durante os ensaios experimentais com as diferentes frequências de operação são apresentados na Figura 35. Esses resultados indicam que, nos valores de referência testados, o consumo de potência foi menor quando o sistema operou em frequência menor.

O controlador PI projetado com o modelo único para a frequência de 0,75 Hz mostrou-se robusto e apresentou comportamento satisfatório com o sistema operando em outras frequências de operação também, porém com os tempos de acomodação mais

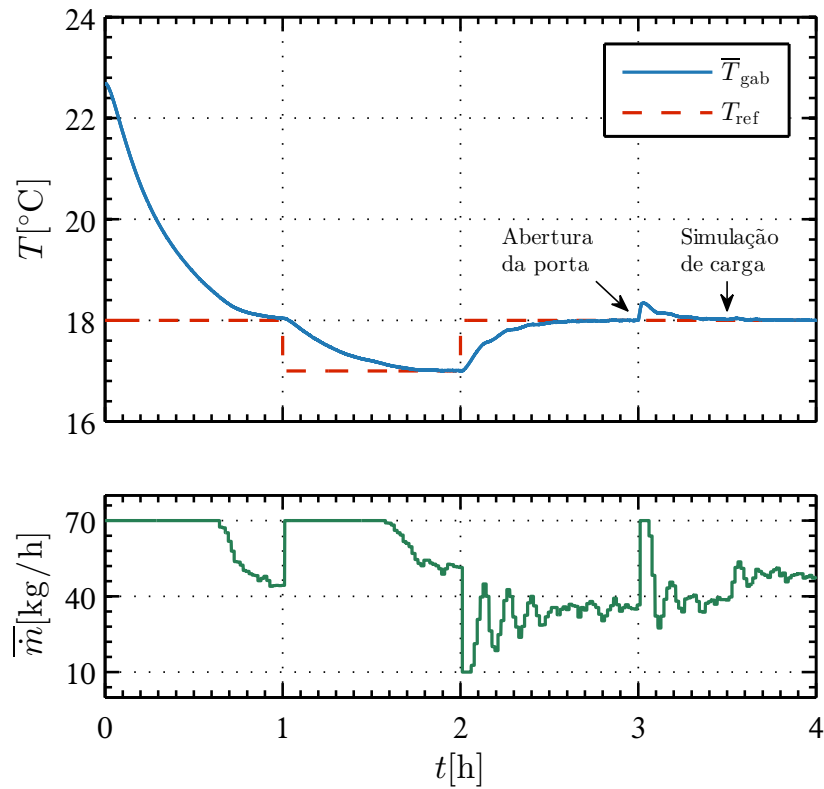


Figura 33 – Temperatura do compartimento refrigerado e vazão mássica média durante a avaliação da estratégia de controle PI com a frequência de operação em 0,5 Hz.

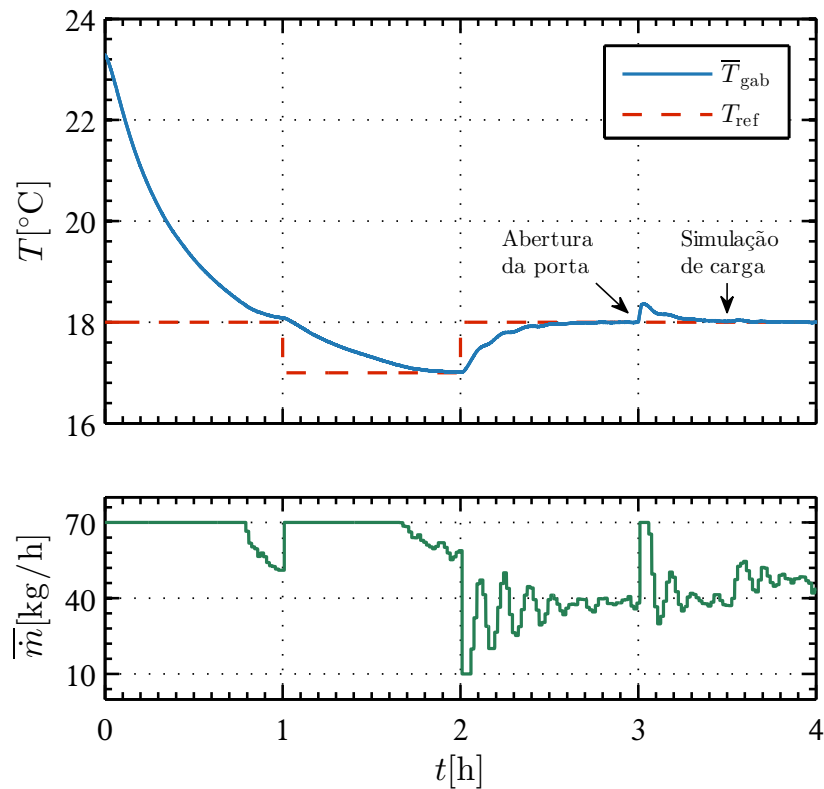


Figura 34 – Temperatura do compartimento refrigerado e vazão mássica média durante a avaliação da estratégia de controle PI com a frequência de operação em 1 Hz.

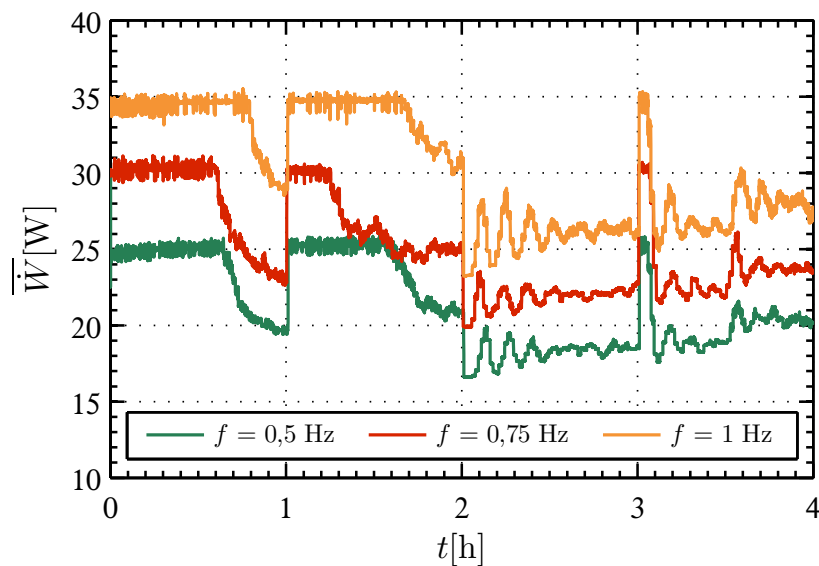


Figura 35 – Potência consumida durante a avaliação da estratégia de controle PI com a frequência de operação em 0,5 Hz, 0,75 Hz e 1 Hz.

lentos. No entanto, os resultados indicam que é possível fazer pequenos ajustes nos ganhos do controlador projetado, como diminuir o tempo integral e aumentar o ganho proporcional, de modo a obter tempos de acomodação mais rápidos sem prejudicar o acionamento do motor da bomba hidráulica.

5.3 Controle baseado em eventos

A estratégia de controle baseado em eventos foi desenvolvida em uma arquitetura com duas malhas para o controle de duas variáveis, a qual é constituída por um controlador PI e um controlador com um algoritmo baseado em eventos. O controlador PI foi concebido para atender aos mesmos requisitos apresentados na estratégia de controle PI, como seguimento de referência de temperatura no gabinete, rejeição de perturbações e tempo de acomodação mais rápido do que em malha aberta. Já o controlador com algoritmo baseado em eventos foi concebido para regular o consumo de potência do sistema.

O controlador PI, conforme apresentado na Seção 5.2, foi projetado para atuar na vazão mássica do fluido de transferência de calor de modo a obter a temperatura do compartimento refrigerado desejada. A fim de aprimorar o controle apresentado anteriormente, foi decidido aplicar parâmetros de controle diferentes ($K_p = -200$ (kg/h)/°C e $T_i = 0,05$ h) para obter tempos de acomodação mais rápidos em diferentes frequências de operação.

O controlador com algoritmo baseado em eventos foi projetado para atuar na frequência de operação de modo a reduzir o consumo energético do sistema. Para o desenvolvimento desse controlador, não foi necessário o uso de um modelo matemático.

O algoritmo utiliza a técnica conhecida como perturba e observa (P&O), que consiste em aplicar um valor de decremento na frequência de operação e observar o efeito no consumo de potência do sistema (NEDUMGATT et al., 2011). Caso a potência total diminua e o controlador PI permaneça mantendo a temperatura no valor de referência, o algoritmo continua aplicando valores de decrementos. Quando o efeito não é mais favorável, o algoritmo retorna ao valor de frequência de operação que alcançou o menor consumo de potência e que permitiu ao controlador PI manter a temperatura de gabinete. A estrutura do algoritmo de controle é apresentada por meio do fluxograma da Figura 36 e sua descrição detalhada é feita a seguir.

O algoritmo baseado em eventos inicia o seu funcionamento quando o sistema é ligado e reinicia quando o valor de referência de temperatura é alterado. O processo de inicialização consiste em setar a frequência de operação (f) no valor considerado como melhor frequência de operação para a atual temperatura de referência, o qual é estabelecido pela variável $f_{\text{melhor}}\{T_{\text{ref}}\}$. Caso essa variável ainda não possua um valor, ela recebe um valor padrão, o qual foi definido em 0,75 Hz. No decorrer da operação, o valor da variável $f_{\text{melhor}}\{T_{\text{ref}}\}$ é alterado quando os decrementos de frequência são favoráveis, assim como a variável $\dot{W}_{\text{melhor}}\{T_{\text{ref}}\}$, que representa o consumo do sistema quando opera na melhor frequência, e que se inicia com um valor de 40 W (acima do que o sistema consome). Além de definir os valores já mencionados, durante a inicialização são definidos valores para um contador (t), que representa o tempo, e um contador (i), que representa cada iteração do algoritmo.

Para o funcionamento do algoritmo, calcula-se a potência média total durante o período de 10 min ($\overline{W}_{10\text{min}}$) com o uso de um filtro de média móvel e mede-se a temperatura de gabinete ($\overline{T}_{\text{gab}}$). A taxa de amostragem desse controle é de 1 min. O algoritmo só iniciará os decrementos a partir do momento em que a temperatura estiver próxima ao valor de referência, ou seja, quando o erro (e) que representa a diferença entre a temperatura de gabinete e a temperatura de referência (T_{ref}) estiver entre $\pm 0,2$ °C. Caso o erro não esteja nessa faixa, o algoritmo define a frequência de operação com o valor padrão. Além de permitir um tempo de acomodação mais rápido, essa etapa auxilia o controle nos momentos em que se faz necessário rejeitar perturbações.

Os decrementos ocorrem a cada 60 min, porém a cada minuto é verificado se o erro está aumentando, o que significa que o último decremento pode não ser favorável para o sistema. Se isso ocorrer, o algoritmo retorna para a frequência que obteve a melhor potência e para a qual o controlador PI manteve a temperatura. Se após 5 min o erro continuar aumentando, o algoritmo reinicia todo o processo setando as variáveis com os valores padrões. Ao completar 60 min após o último decremento, verifica-se se $\overline{W}_{10\text{min}}$ é menor do que $\dot{W}_{\text{melhor}}\{T_{\text{ref}}\}$ menos 0,5 W, o que indica que o decremento anterior foi favorável e a frequência atual é considerada a melhor frequência até o momento. Por isso, a variável $f_{\text{melhor}}\{T_{\text{ref}}\}$ recebe o valor da frequência de operação atual, $\dot{W}_{\text{melhor}}\{T_{\text{ref}}\}$ recebe o valor de $\overline{W}_{10\text{min}}$, um novo decremento de 0,15 Hz é realizado, e o contador t

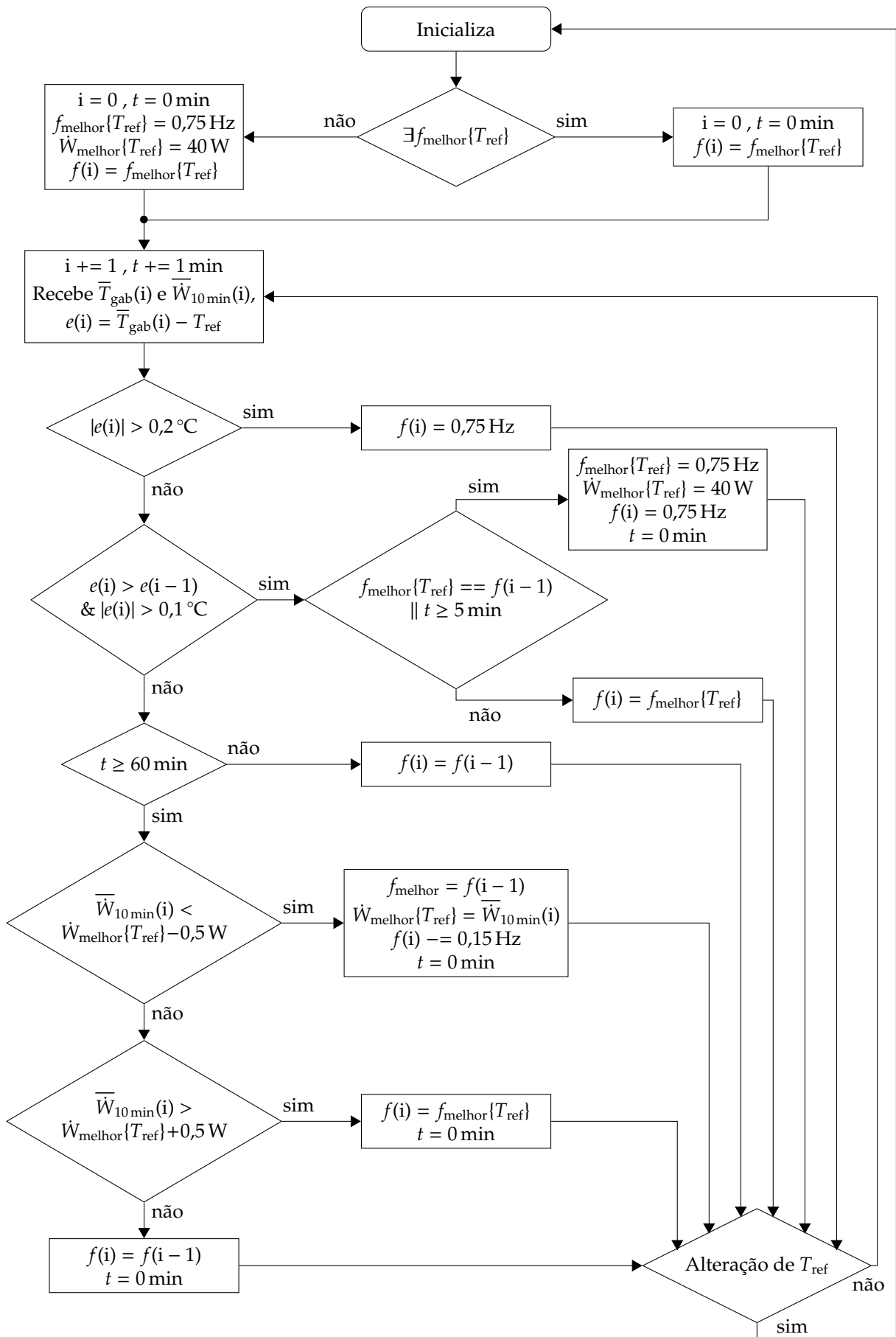


Figura 36 – Fluxograma do algoritmo de controle baseado em eventos

é reiniciado. No entanto, caso $\overline{\dot{W}}_{10\text{min}}$ seja maior do que $\dot{W}_{\text{melhor}}\{T_{\text{ref}}\}$ mais $0,5 W$, então o último decremento foi desfavorável para o sistema, e deve-se retornar a frequência de operação para o valor considerado melhor. Caso essas duas condições não sejam atendidas, significando que $\overline{\dot{W}}_{10\text{min}}$ permanece no intervalo $\dot{W}_{\text{melhor}} \pm 0,5 W$, considera-se que aplicar um decremento já não tem mais efeito e o sistema pode permanecer operando na mesma frequência.

A estrutura final da estratégia de controle baseado em eventos desenvolvida neste trabalho é apresentada na Figura 37. Essa estrutura possui dois sinais de controle: o u_c que proporciona a vazão mássica resultante do controle PI, e o u_{cbe} que proporciona a frequência de ciclo resultante do algoritmo baseado em eventos. Essa estratégia de controle foi implementada na bancada experimental e um conjunto de ensaios foi realizado para avaliar seu desempenho. As referências testadas foram 20°C e 18°C , enquanto a temperatura ambiente foi mantida em $(23,0 \pm 0,5)^\circ\text{C}$.

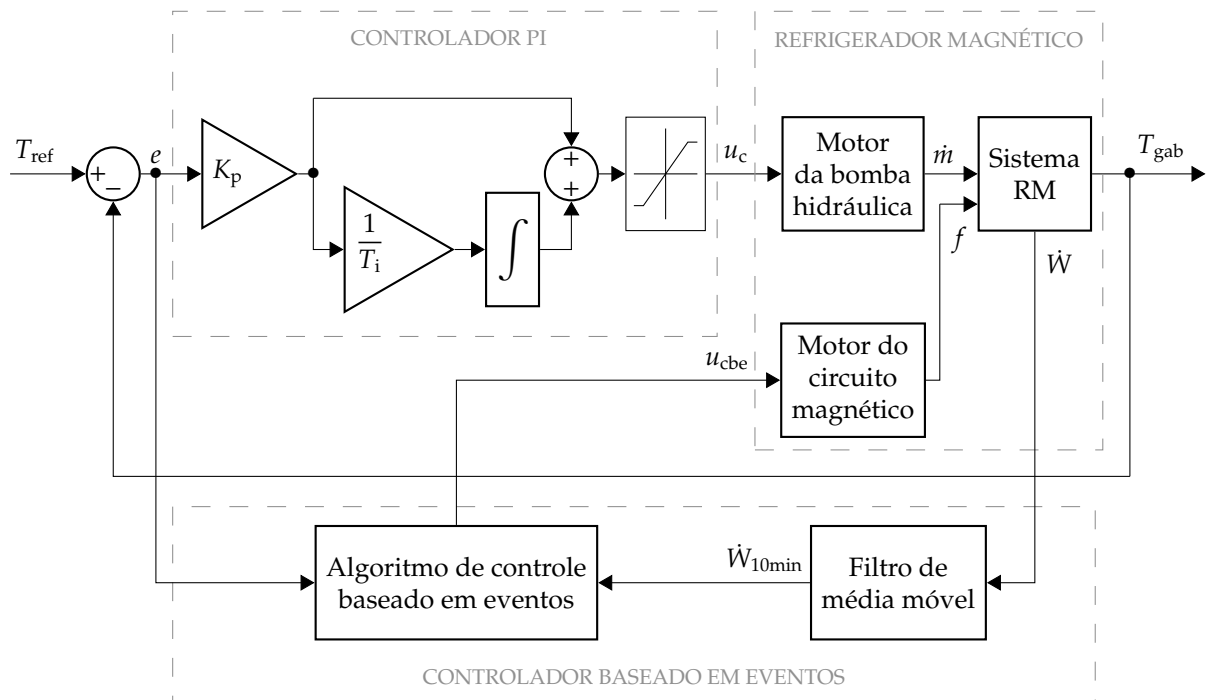


Figura 37 – Estrutura da estratégia de controle baseado em eventos.

O resultado da temperatura do compartimento refrigerado e da potência total consumida durante o ensaio com a referência em 20°C é apresentado na Figura 38, bem como a vazão mássica do fluido de transferência de calor e a frequência de operação. Ao analisar a temperatura, nota-se que o controle PI conseguiu alcançar e manter a temperatura no valor de referência, atendendo assim seus requisitos de controle. O controle baseado em eventos iniciou seu processo de decremento após a temperatura atingir o regime permanente. Cada decremento ocorreu no valor de $0,15 \text{ Hz de hora}$ em hora até fazer o sistema desligar, pois os decrementos estavam sendo favoráveis. Ao desligar, a temperatura subiu rapidamente pois o controle PI não conseguiu atuar.

Em resposta, o controlador baseado em eventos ligou o sistema na frequência padrão até retornar a temperatura para o valor de referência, e em seguida retornou ao valor de frequência que havia conseguido o menor consumo e a temperatura se manteve na referência. Com essa estratégia de controle e o valor de referência em 20°C , a capacidade de refrigeração foi de $(3,2 \pm 0,4)\text{W}$, a potência média consumida passou a ser de $(12 \pm 1)\text{W}$ e o COP resultante foi de $0,25 \pm 0,05$. Um outro ensaio com esse valor de referência foi realizado com a temperatura ambiente em $(25,0 \pm 0,5)^{\circ}\text{C}$, e os resultados são apresentados no Apêndice C.

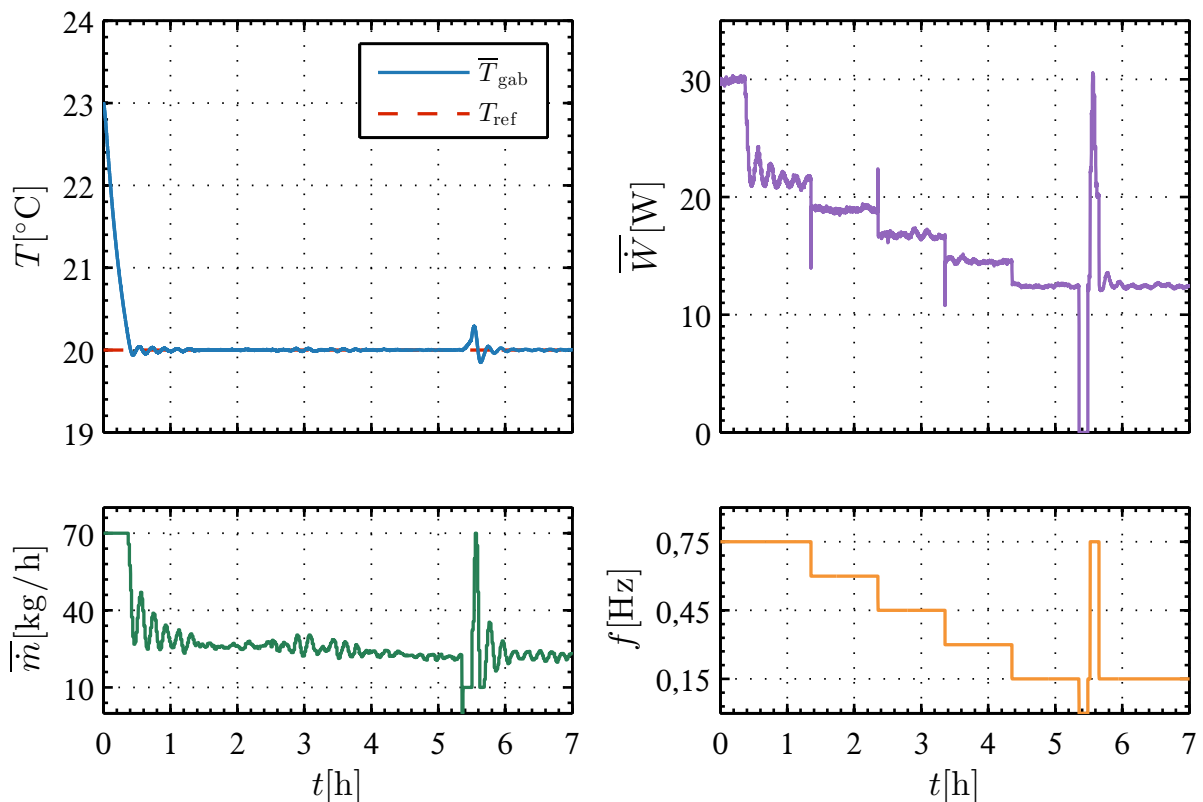


Figura 38 – Temperatura do compartimento refrigerado, potência consumida, vazão mássica média e frequência de operação durante a avaliação da estratégia de controle baseado em eventos com a temperatura de referência em 20°C .

A Figura 39 apresenta os resultados do ensaio com a referência de temperatura em 18°C . Assim como no ensaio de 20°C , os decrementos de frequência ocorreram de modo a minimizar a potência consumida, enquanto o controlador PI atuava na vazão mássica. No momento em que a frequência atingiu o valor de $0,15\text{Hz}$, a temperatura começou a subir e, em resposta, o algoritmo retornou para a melhor frequência encontrada. A fim de analisar o desempenho do sistema em situações de perturbações, uma abertura de porta foi realizada após cinco horas e meia de ensaio. Com o grande aumento de temperatura, o algoritmo alterou a frequência de operação para o valor padrão até rejeitar a perturbação e retornou para a melhor frequência encontrada após atingir novamente a referência. Ao operar com essa estratégia de controle, o consumo

do sistema em regime permanente permaneceu em $(15 \pm 1) W$ com uma capacidade de refrigeração de $(4,3 \pm 0,5) W$, e o COP do sistema passou a ser de $0,29 \pm 0,06$.

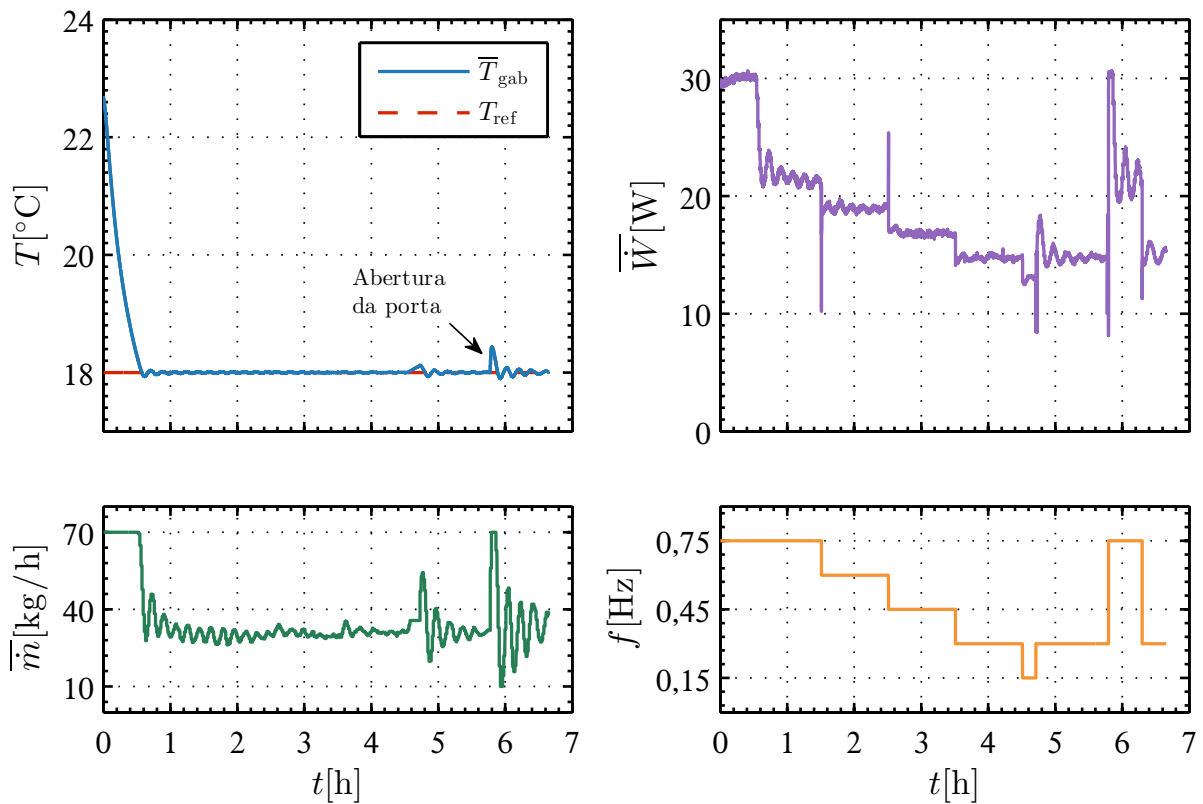


Figura 39 – Temperatura do compartimento refrigerado, potência consumida, vazão mássica média e frequência de operação durante a avaliação da estratégia de controle baseado em eventos com a referência de temperatura em $18^\circ C$.

A estratégia de controle baseado em eventos mostrou-se satisfatória tanto no controle de temperatura como na redução do consumo energético. Em virtude dos bons resultados encontrados, um novo ensaio que buscou uma redução ainda maior do consumo foi realizado, desta vez atuando nos ventiladores acoplados aos trocadores de calor (atuando no sentido de reduzir suas velocidades de rotação). Como o ventilador da fonte quente possui um consumo de potência no valor de $(6,0 \pm 0,3) W$, optou-se por realizar um ensaio em que se efetua um decremento no valor de 20% na potência do ventilador a cada 15 min, o que impacta diretamente a velocidade de rotação. A Figura 40 apresenta o resultado desse ensaio, que foi iniciado com a referência em $20^\circ C$ e, após aproximadamente três horas, teve sua referência alterada para $18^\circ C$. Para agilizar o procedimento de ensaio, após a temperatura atingir o regime permanente, a frequência de operação foi alterada manualmente para os valores encontrados nos ensaios anteriores como valores ótimos de operação. Ao operar na referência de $20^\circ C$, o algoritmo de controle chegou a desligar o ventilador enquanto o controle PI manteve a temperatura de gabinete no valor de referência. Com esse procedimento, a potência consumida em regime permanente foi de $(6 \pm 1) W$ e o COP de $0,49 \pm 0,13$.

Já na referência de 18 °C, o algoritmo também realizou os decrementos até desligar o ventilador, porém o controlador PI não conseguiu manter a temperatura e ela começou a aumentar. O ensaio foi finalizado antes do algoritmo realizar a correção para o melhor valor de potência do ventilador. O consumo total do sistema no momento em que o ventilador estava operando na melhor condição foi de $(11 \pm 1) \text{ W}$ e o COP do sistema era de $0,40 \pm 0,08$.

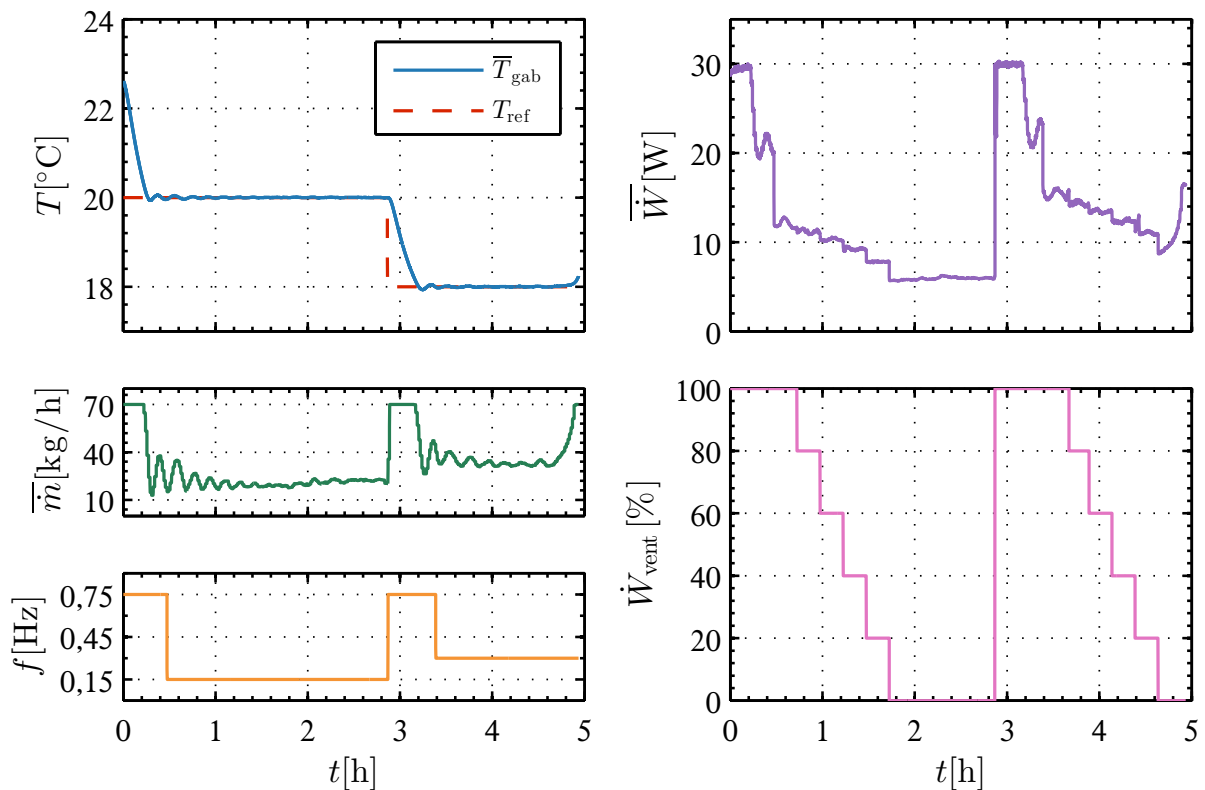


Figura 40 – Temperatura do compartimento refrigerado, potência consumida, vazão mássica média, frequência de operação e sinal de potência do ventilador da fonte quente durante a avaliação da estratégia de controle baseado em eventos aplicada no ventilador da fonte quente.

5.4 Considerações finais sobre o capítulo

Este capítulo apresentou o desenvolvimento e avaliação experimental de três estratégias de controle desenvolvidas para controlar um refrigerador magnético. A análise dos resultados das estratégias de controle revelou que as três se mostraram aptas a seguir a referência de temperatura desejada e a rejeitar as perturbações impostas.

A tradicional estratégia de controle liga-desliga para controlar a temperatura mostrou-se simples e eficiente, sem a necessidade de modelos matemáticos, porém com a desvantagem de possuir oscilações na temperatura. Para reduzir essas oscilações, foi necessário um intervalo de controle reduzido. No entanto isso implicou em ligar e desligar os componentes repetidamente, o que pode provocar desgaste dos mesmos.

Já as estratégias de controle que envolvem o uso do controlador PI necessitaram de um modelo dinâmico linear do sistema para sintonizar os parâmetros do controlador também linear, o que acarretou um maior tempo de projeto. Apesar de a temperatura do compartimento refrigerado responder de forma não linear às mudanças de vazões mássicas do fluido de transferência de calor, o controlador PI mostrou-se robusto e satisfatório ao manter a temperatura em torno dos valores de referência com erro nulo em diferentes frequências de operação. Por outro lado, esse controlador mantém o sistema ligado continuamente para manter a temperatura no valor de referência, o que implica o acionamento em valor fixo de componentes que consomem alta potência. A estratégia de controle baseado em eventos foi desenvolvida no intuito de minimizar o consumo do sistema, de modo a atuar em uma malha externa enquanto o controlador PI atende os requisitos de temperatura de gabinete. Essa redução ocorre gradualmente sem a necessidade de modelos e pode atuar nos componentes que possuem alto consumo de potência. Essa estratégia foi avaliada com a atuação na frequência de operação e na potência do ventilador da fonte quente, conseguindo uma redução de mais de 50% do consumo de energia quando comparado a uma estratégia de controle que emprega apenas um controlador PI.

Com o intuito de avaliar de maneira quantitativa o desempenho das estratégias de controle em termos da variável controlada (a temperatura de gabinete), foi proposto determinar a integral do valor absoluto do erro (IAE)², o valor médio do sinal de controle (\bar{u}_c) e o desvio padrão do sinal de controle ($\sigma(u_c)$) para cada uma das estratégias de controle, conforme apresentado na Tabela 9. Esses índices foram avaliados durante o período de uma hora em regime permanente, com a referência em 18 °C. Por meio dos índices de desempenho das estratégias liga-desliga é possível perceber o efeito proporcionado pelos intervalos de controle. Com o intervalo de $\pm 0,2$ °C, seu índice IAE é menor quando comparado à estratégia com intervalo de ± 1 °C. Além disso, o índice $\sigma(u_c)$ é maior em estratégias liga-desliga com intervalos de controle menores. Isso significa que apesar de o erro ser menor ao utilizar intervalos de controle menores, o esforço exigido pelo sinal de controle é maior. Já por meio dos índices de desempenho da estratégia PI e da estratégia baseada em eventos, é possível perceber que o erro em regime permanente é praticamente nulo devido ao uso do método de controle PI. Além disso, os índices $\sigma(u_c)$ dessas estratégias de controle indicam que o esforço exigido pelo sinal de controle para manter a temperatura no valor de referência é aproximadamente 25 vezes menor quando comparado ao esforço de uma estratégia liga-desliga.

A fim de avaliar o desempenho das estratégias de controle em termos de consumo, a Tabela 10 apresenta o consumo de energia elétrica (CEE), o qual corresponde ao produto entre a potência (em kW) e o intervalo de tempo de funcionamento desse aparelho, e o COP do refrigerador magnético operando em regime permanente com

² A integral do valor absoluto do erro (IAE) é definida por: $IAE = \int_0^{\infty} |e(t)|dt$

Tabela 9 – Índices de desempenho do sistema no controle de temperatura, em referência de 18 °C, com a atuação das diferentes estratégias de controle. Índices avaliados no regime permanente em períodos de uma hora.

	IAE [°C]	\bar{u}_c [kg/h]	$\sigma(u_c)$ [kg/h]
Liga-desliga ± 1 °C	0,6	26	33,9
Liga-desliga $\pm 0,2$ °C	0,2	29	34,5
PI	0,004	36	1,4
Baseado em eventos	0,004	31	1,2

cada uma das estratégias. Devido ao sistema possuir componentes com alto consumo de potência, a estratégia de controle PI mostrou-se pouco eficiente quando comparada à estratégia de controle liga-desliga. A primeira permanece com os componentes auxiliares ligados durante todo o ensaio, enquanto a segunda realiza o desligamento de todo o sistema ciclicamente. No entanto, ao incluir a lógica de controle baseado em eventos na estratégia de controle com o controlador PI, o consumo de energia passou a ser em torno de 20% menor quando comparado ao sistema sob a operação do controle liga-desliga.

Tabela 10 – Valores experimentais do consumo de energia elétrica e do coeficiente de desempenho do sistema com a atuação das diferentes estratégias de controle.

	$T_{\text{ref}} = 20$ °C		$T_{\text{ref}} = 18$ °C	
	CEE [kWh/dia]	COP	CEE [kWh/dia]	COP
Liga-desliga ± 1 °C	$0,17 \pm 0,03$	$0,31 \pm 0,10$	$0,34 \pm 0,03$	$0,28 \pm 0,06$
Liga-desliga $\pm 0,2$ °C	$0,22 \pm 0,03$	$0,28 \pm 0,07$	$0,38 \pm 0,03$	$0,26 \pm 0,05$
PI	$0,50 \pm 0,03$	$0,16 \pm 0,03$	$0,53 \pm 0,03$	$0,21 \pm 0,04$
Baseado em eventos	$0,14 \pm 0,03$	$0,49 \pm 0,05$	$0,26 \pm 0,03$	$0,40 \pm 0,06$

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este capítulo dedica-se à apresentar as principais contribuições desta dissertação para os estudos de controle para sistemas de refrigeração magnética. Na Seção 6.1 são apresentadas as conclusões deste trabalho e na Seção 6.2 as perspectivas de trabalhos futuros.

6.1 Conclusões

A presente dissertação desenvolveu e avaliou experimentalmente alternativas de controle para um refrigerador magnético. Como resultado, tornou-se um trabalho pioneiro em aplicações de estratégias de controle em protótipos de refrigeradores que operam com base na tecnologia magnetocalórica.

Para iniciar os estudos de estratégias de controle para um sistema de refrigeração magnética, foi necessário conhecer o comportamento dinâmico da temperatura do compartimento refrigerado e do consumo de energia ao atuar nos parâmetros de operação de um sistema com a tecnologia magnética. Para poder levantar os dados experimentais, um protótipo de refrigerador magnético completo foi obtido a partir de uma bancada experimental de avaliação de regeneradores magnético-ativos desenvolvida por Trevizoli (2015), a qual sofreu adaptações no circuito térmico e hidráulico para receber um compartimento de 40 litros e trocadores de calor reais. Esse protótipo possui restrições operacionais que proporcionam uma capacidade de refrigeração de no máximo 5,5 W. Apesar da baixa capacidade de refrigeração, os princípios de operação permanecem fiéis aos de um sistema com tecnologia magnetocalórica e a estratégia adotada mostrou-se uma ferramenta adequada para os estudos.

O refrigerador magnético foi caracterizado experimentalmente por meio de aplicações de variações em três parâmetros de operação do sistema: vazão mássica do fluido de transferência de calor, frequência de operação e fração de escoamento. Os resultados da caracterização do sistema mostraram que, entre os parâmetros de operação avaliados, a vazão mássica do fluido de transferência de calor e a frequência de operação se destacam. A primeira tem maior influência na temperatura do gabinete, de modo que em estado estacionário a temperatura do gabinete apresentou um comportamento parabólico como consequência de um aumento na vazão mássica do fluido, demonstrando que existe um valor de vazão ideal para certas condições de operação. Já a variação da frequência de operação, apesar de também proporcionar alteração na temperatura ambiente, possui um impacto maior no consumo de energia do sistema. A resposta dinâmica da temperatura de gabinete próxima a um ponto de operação se comporta como um sistema de primeira ordem, sem sobressinal e sem atraso de trans-

porte, independentemente de qual parâmetro sofreu alteração. Essas características são intrínsecas do sistema e acredita-se que devam ser encontradas em outros protótipos de refrigeradores magnéticos. Apesar disso, espera-se que apareçam diferenças em relação aos tempos de acomodação e os ganhos estáticos, os quais dependem da capacidade de refrigeração de cada sistema.

De posse dos resultados de caracterização, três estratégias de controle foram projetadas e avaliadas experimentalmente. A primeira consiste na tradicional estratégia de controle liga-desliga para controlar a temperatura de gabinete, a qual mostrou-se simples e eficiente, porém com a desvantagem de possuir oscilações na temperatura. A segunda estratégia consiste na técnica de controle PI para controlar a temperatura de gabinete por meio da manipulação da vazão mássica do fluido de transferência de calor, a qual mostrou-se robusta e satisfatória ao manter a temperatura em torno dos valores de referência com erro nulo em diferentes frequências de operação. No entanto, a estratégia de controle PI apresentou maior consumo energético que a estratégia liga-desliga. Apesar da potência hidráulica estar otimizada pelo uso do controlador PI, os ventiladores permanecem ligados para manter o erro nulo, e devido à alta potência dos mesmos em relação à potência hidráulica, o consumo com apenas a estratégia PI torna-se alto. Esse é um problema que tende a ser resolvido em sistemas com maior capacidade de refrigeração. Já a última estratégia acopla ao PI um controlador baseado em eventos operando em uma malha externa, o qual atua na frequência do ciclo de refrigeração e na frequência rotacional do ventilador para reduzir o consumo energético do sistema. Essa estratégia baseada em eventos foi capaz de reduzir o consumo de energia do protótipo em mais de 20% quando comparado ao sistema operando sob a atuação de um controlador liga-desliga. A análise dos resultados das estratégias de controle revelou que as três foram aptas a seguir a referência desejada e a rejeitar as perturbações impostas.

É importante notar que apesar das oscilações de temperatura no compartimento refrigerado, a estratégia de controle liga-desliga proporciona para o fabricante de um refrigerador magnético redução nos custos: reduzindo o tempo de projeto por não necessitar de um modelo matemático, e a possibilidade de utilizar componentes sem a necessidade de atuação variável, como os motores da bomba hidráulica e do circuito magnético. Já a estratégia de controle baseada em eventos permite para o consumidor ter um refrigerador com temperatura de gabinete no valor de referência constante, e um consumo energético inferior quando comparado ao atingido com a estratégia de controle liga-desliga, mostrando-se promissora para a aplicação na refrigeração magnética.

6.2 Perspectivas para trabalhos futuros

Com base nas conclusões obtidas nesta dissertação e nos obstáculos enfrentados durante seu desenvolvimento, algumas perspectivas para trabalhos futuros são listadas na sequência.

- **Desenvolver uma estratégia de controle PI com ganhos variáveis:** apesar de a estratégia de controle PI tradicional mostrar-se robusta para controlar a temperatura do refrigerador magnético, ela utiliza um método linear para controlar um sistema não linear. Assim, para uma mesma variação da saída do controlador, a temperatura responde de forma desproporcional quando o sistema opera em um ponto de operação comparado a outro ponto, o que prejudica o desempenho do controlador. Um método de auxiliar o controlador é dividir a faixa de operação extensa, aproximá-la por intervalos lineares menores e projetar diferentes conjuntos de parâmetros para cada um desses intervalos. Desta forma, os ganhos do controlador ficam mais alinhados com a dinâmica não linear do sistema.
- **Investigar outras estratégias de controle:** Este trabalho abordou apenas estratégias de controle clássico e uma lógica baseada em eventos, porém existem diversas estratégias de controle avançado e controle inteligente que podem ser aplicadas nesse sistema de refrigeração. Por exemplo, por meio de uma estratégia de controle ótimo pode-se utilizar mais de uma variável manipulada do sistema para que o sistema, simultaneamente, siga a temperatura de referência e tenha o consumo de energia minimizado.
- **Reproduzir os ensaios realizados em cenários usualmente encontrado no comércio:** os ensaios desta dissertação foram realizados em uma temperatura de ambiente fixa, sem controle de umidade, devido ao local onde ocorreram. Reproduzir os ensaios em uma câmara climatizada capaz de simular condições de temperatura e umidade diferentes das utilizadas neste trabalho permitirá validar as estratégias de controle obtidas em diferentes condições ambientes.
- **Validar modelos semi-analíticos de um refrigerador magnético:** os resultados de caracterização deste trabalho proporcionam dados para validação de modelos semi-analíticos, os quais podem possibilitar a ampliação do estudo de controle para a refrigeração magnética.
- **Aplicar as estratégias de controle desenvolvidas em sistemas com maior capacidade e complexidade:** este trabalho utilizou um protótipo simplificado, com apenas um regenerador. No entanto, as estratégias de controle desenvolvidas têm o potencial de controlar sistemas com complexidade maior, como por exemplo, a adega magnética em desenvolvimento no POLO (NAKASHIMA et al., 2021).

Aplicar as estratégias de controle nesse sistema permitirá uma análise para averiguar se os benefícios das estratégias têm alguma relação com a dimensão do sistema.

- **Embarcar o controle:** por se tratar do estudo e desenvolvimento de estratégias de controle, o presente trabalho se limitou a usar um software de engenharia de sistemas para implementar os controladores, havendo ainda a necessidade de embarcar as estratégias de controle e fazer uma análise para simplificação dos componentes de atuação variável.

REFERÊNCIAS

- AFRAM, A.; JANABI-SHARIFI, F. Theory and applications of HVAC control systems — a review of model predictive control (MPC). *Building and Environment*, v. 72, p. 343–355, 2014.
- ÅNSTRÖM, K. J.; HÄGGLUND, T. *PID Controllers: Theory, Design, and Tuning*. 2. ed. Research Triangle Park, NC: Instrument Society of America, 1995.
- APREA, C.; GRECO, A.; MAIORINO, A.; MASTRULLO, R.; TURA, A. Initial experimental results from a rotary permanent magnet magnetic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 43, p. 111–122, 2014.
- APREA, C.; MASTRULLO, R. Experimental evaluation of electronic and thermostatic expansion valves performances using R22 and R407C. *Applied Thermal Engineering*, v. 22, p. 205–218, 2002.
- J. A. Barclay e W. A. Steyert. *Active magnetic regenerator*. 1982. US-Patent 4332135.
- BERGMAN, T.; LAVINE, A.; INCROPERA, F.; DEWITT, D. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7. ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, Inc., 2011.
- BEZ, H. N.; NAKASHIMA, A. T. D.; LANG, G. B.; LIMA, B. S. de; MACHADO, A. J.; LOZANO, J. A.; BARBOSA Jr., J. R. Performance assessment and layer fraction optimization of Gd–Y multilayer regenerators for near room-temperature magnetic cooling. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, v. 28, p. 2050027, 2020.
- BROWN, G. V. Magnetic heat pumping near room temperature. *Journal of Applied Physics*, v. 47, p. 3673–3680, 1976.
- BROWN, J. S.; DOMANSKI, P. A. Review of alternative cooling technologies. *Applied Thermal Engineering*, v. 64, p. 252–262, 2014.
- DUTRA, S. L.; NAKASHIMA, A. T. D.; HOFFMANN, G.; LOZANO, J. A.; BARBOSA JR., J. R. Using electrovalves as a flow distribution system for an active magnetic regenerator. In: *24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering (COBEM)*. Curitiba, Brazil: ABCM, 2017.
- EKREN, O. Refrigeration system: Capacity modulation methods. In: _____. [S.l.: s.n.], 2017. ISBN 978-953-51-3497-8.
- ENGELBRECHT, K.; ERIKSEN, D.; BAHL, C. R. H.; BJØRK, R.; GEYTI, J.; LOZANO, J. A.; NIELSEN, K. K.; SAXILD, F.; SMITH, A.; PRYDS, N. Experimental results for a novel rotary active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 35, p. 1498–1505, 2012.
- ERIKSEN, D.; ENGELBRECHT, K.; BAHL, C. R. H.; BJØRK, R.; NIELSEN, K. K.; INSINGA, A. R.; PRYDS, N. Design and experimental tests of a rotary active magnetic regenerator prototype. *International Journal of Refrigeration*, v. 58, p. 14–21, 2015.

- ERIKSEN, D.; ENGELBRECHT, K.; BAHL, C. R. H.; BJØRK, R.; NIELSEN, K. K. Effects of flow balancing on active magnetic regenerator performance. *Applied Thermal Engineering*, v. 103, p. 1–8, 2016.
- GOSNEY, W. B. *Principles of Refrigeration*. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 1982.
- GOYAL, A.; STAEDTER, M. A.; GARIMELLA, S. A review of control methodologies for vapor compression and absorption heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, v. 97, p. 1 – 20, 2019.
- HITTINGER, M.; CHAUDRON, J.; ELOUAD, L.; MULLER, C.; HAEGEL, P.; VASILE, C. Impact of the integration work on the performance measurements of the magnetocaloric cooling system and its target refrigerated cabinet. In: *7th IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*. Turin, Italy: International Institute of Refrigeration, 2016.
- HOFFMANN, G. *Sistema de acionamento de eletroválvulas para aplicações em refrigeração magnética*. Monografia (TCC) — Engenharia de Controle e Automação, UFSC, Florianópolis, 2017.
- HOFFMANN, G.; DUTRA, S. L.; CARDOSO, P. O.; NAKASHIMA, A. T. D.; LOZANO, J. A.; BARBOSA JR., J. R. Actuation and control of electric valves for a magnetic refrigerator. In: *24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering (COBEM)*. Curitiba, Brazil: ABCM, 2017.
- HOLDACK-JANSSEN, H.; KRUSE, H. Continuous and discontinuous capacity control for high speed refrigeration compressors. In: *International Compressor Engineering Conference*. Indiana, USA: Purdue University, 1984.
- HOLMAN, J. P. *Experimental Methods for Engineers*. 8. ed. New York, NY: McGraw-Hill, 2011.
- IEC 62552-1. *Household refrigerating appliances - characteristics and test methods - part 1: General requirements*. Geneva, Switzerland, 2015.
- INMETRO/CICMA/SEPIN. *Avaliação de dados de medição: Guia para a expressão de incerteza de medição – GUM 2008*. Duque de Caxias, RJ, 2012. Traduzido de: Evaluation of measurement data: Guide to the expression of uncertainty in measurement – GUM 2008. 2008. ISBN: 978-85-86920-13-4.
- KITANOVSKI, A. Energy applications of magnetocaloric materials. *Advanced Energy Materials*, v. 10, p. 1903741, 2010.
- KITANOVSKI, A.; TUŠEK, J.; TOMC, U.; PLAZNIK, U.; OŽBOLT, M.; POREDOŠ, A. *Magnetocaloric Energy Conversion: From Theory to Applications*. Switzerland: Springer International Publishing, 2015.
- LEI, T.; NIELSEN, K. K.; ENGELBRECHT, K.; BAHL, C. R. H.; BEZ, H. N.; VEJE, C. T. Sensitivity study of multi-layer active magnetic regenerators using first order magnetocaloric material $\text{La}(\text{Fe},\text{Mn},\text{Si})_{13}\text{H}_y$. *Journal of Applied Physics*, v. 118, p. 014903, 2015.

- LOZANO, J. A.; CAPOVILLA, M. S.; TREVIZOLI, P.; ENGELBRECHT, K.; BAHL, C. R. H.; BARBOSA JR., J. R. Development of a novel rotary magnetic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 68, p. 187–197, 2016.
- MARCINICHEN, J. B.; HOLANDA, T. N.; MELO, C. A dual siso controller for a vapor compression refrigeration system. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Indiana, USA: Purdue University, 2008.
- NAIDU, D. S.; RIEGER, C. G. Advanced control strategies for heating, ventilation, air-conditioning, and refrigeration systems — an overview: Part i: Hard control. *HVAC&R Research*, v. 17, n. 1, p. 2 – 21, 2011.
- NAIDU, D. S.; RIEGER, C. G. Advanced control strategies for hvac&r systems — an overview: Part ii: Soft and fusion control. *HVAC&R Research*, v. 17, n. 2, p. 144 – 158, 2011.
- NAKASHIMA, A. T.; FORTKAMP, F. P.; SÁ, N. M. de; SANTOS, V. M. dos; HOFFMANN, G.; PEIXER, G. F.; DUTRA, S. L.; RIBEIRO, M. C.; LOZANO, J. A.; BARBOSA JR., J. R. A magnetic wine cooler prototype. *International Journal of Refrigeration*, v. 122, p. 110–121, 2021.
- NAKASHIMA, A. T. D. *Avaliação teórica e experimental da influência do perfil temporal do escoamento sobre a performance de um regenerador magnético-ativo*. Dissertação (Mestrado) — Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 2017.
- NAKASHIMA, A. T. D.; DUTRA, S. L.; HOFFMANN, G.; CARDOSO, P. O.; LOZANO, J. A.; BARBOSA JR., J. R. Performance assessment of solenoid valves as flow distributors for an active magnetic regenerator. In: *8th International Conference on Caloric Cooling*. Darmstadt, Germany: International Institute of Refrigeration, 2018.
- NEDUMGATT, J.; JAYAKRISHNAN, K.; SUBRAMANIAM, U.; VIJAYAKUMAR, D.; KOTHARI, D. Perturb and observe MPPT algorithm for solar PV systems-modeling and simulation. 12 2011.
- NIELSEN, K. K.; BAHL, C. R.; SMITH, A. Constraints on the adiabatic temperature change in magnetocaloric materials. *Physical Review B*, American Physical Society, v. 81, n. 5, p. 054423, 2010.
- NTB00119. *Isolação Térmica de Refrigeradores e Congeladores – Determinação do Fator UA – Método de Ensaio*. Norma Técnica Brasmotor, Joinville, Brasil, 1992.
- OGATA, K. *Modern control engineering*. 5. ed. Upper Saddle River, NJ: Pearson Prentice Hall, 2010.
- PECHARSKY, V. K.; GSCHNEIDNER JR., K. A. Magnetocaloric effect and magnetic refrigeration. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, v. 200, n. 1, p. 44–56, 1999.
- POSSAMAI, F. C.; TODESCAT, M. L. A review of household compressor energy performance. In: *International Compressor Engineering Conference*. Indiana, USA: Purdue University, 2004.
- POTTKER, G.; MELO, C. A study on the relationship between compressor speed and expansion valve opening in refrigeration systems. In: *International Conference on Compressors and their Systems*. London, UK: Woodhead Publishing, 2007.

- QIAN, S.; NASUTA, D.; RHOADS, A.; WANG, Y.; GENG, Y.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R.; TAKEUCHI, I. Not-in-kind cooling technologies: A quantitative comparison of refrigerants and system performance. *International Journal of Refrigeration*, v. 62, p. 177 – 192, 2016.
- QIAN, S.; YUAN, L.; YU, J. An online optimum control method for magnetic cooling systems under variable load operation. *International Journal of Refrigeration*, v. 97, p. 97–107, 2019.
- QIAN, S.; YUAN, L.; YU, J.; YAN, G. Variable load control strategy for room temperature magnetocaloric cooling applications. *Energy*, v. 153, p. 763–775, 2018.
- ROWE, A.; TURA, A. Experimental investigation of a three-material layered active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 29, p. 1286–1293, 2006.
- ROWE, A.; TURA, A.; DIKEOS, J.; CHAHINE, R. Near room temperature magnetic refrigeration. In: *Proceedings of the International Green Energy Conference*. Ontario, Canada: University of Waterloo, 2005.
- SENGER, G. de A. *Estudo e desenvolvimento de estratégias de controle para um sistema de refrigeração de duplo-evaporador*. Dissertação (Mestrado) — Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas, UFSC, Florianópolis, 2014.
- SMITH, A. Who discovered the magnetocaloric effect? *The European Physical Journal H*, v. 38, p. 507–517, 2013.
- STOECKER, W.; JONES, J. *Refrigeration and air conditioning*. 2. ed. New York, NY: McGraw-Hill, 1983.
- TASSOU, S. A.; QURESHI, T. Q. Review paper - variable-speed capacity control in refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, v. 16, n. 2, p. 103 – 113, 1996.
- TREVIZOLI, P.; LOZANO, J. A.; PEIXER, G. F.; BARBOSA JR., J. R. Design of nested halbach cylinder arrays for magnetic refrigeration applications. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, v. 395, p. 109–122, 2015.
- TREVIZOLI, P. V. *Development of thermal regenerators for magnetic cooling application*. Tese (Doutorado) — Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 2015.
- TREVIZOLI, P. V.; BARBOSA, J. R. Overview on magnetic refrigeration. In: *Reference Module in Materials Science and Materials Engineering*. [S.l.]: Elsevier, 2020. ISBN 978-0-12-803581-8.
- TREVIZOLI, P. V.; OLIVEIRA, P.; CANESIN, F. C.; BARBOSA JR., J. R.; FERREIRA, R. Assessment of demagnetization phenomena in the performance of an active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 35, p. 1043–1054, 2012.
- TURA, A.; ROWE, A. Permanent magnet magnetic refrigerator design and experimental characterization. *International Journal of Refrigeration*, v. 34, p. 628–639, 2011.
- TUŠEK, J.; KITANOVSKI, A.; PREBIL, I.; POREDOŠ, A. Dynamic operation of an active magnetic regenerator (AMR): Numerical optimization of a packed-bed AMR. *International Journal of Refrigeration*, v. 34, p. 1507–1517, 2011.

UNFCCC. *Kyoto Protocol Reference Manual on Accounting of Emissions and Assigned Amount*. Bonn, Germany, 2008.

VITOR, M. F.; SENGER, G.; MATIAS, G.; SILVEIRA, A. dos S.; TROFINO, A. Hybrid control development for a household refrigeration system with two compartments. In: *16th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering*. Vitória, Brazil: ABCM, 2016.

VITOR, M. F.; SILVEIRA, A. dos S.; MATIAS, G.; FLESCH, R. C. C. Hybrid control development for a household refrigeration system with two compartments. In: *Anais do 14^o Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente*. Ouro Preto, Brazil: ABCM, 2019.

WINCK, G. E. *Estudo e Implementação de Estratégias de Controle para uma Sorveteira Comercial com Foco em Minimização do Consumo Energético*. Monografia (TCC) — Engenharia de Controle e Automação, UFSC, Florianópolis, 2018.

YIN, X.; WANG, X.; LI, S.; CAI, W. Energy-efficiency-oriented cascade control for vapor compression refrigeration cycle systems. *Energy*, v. 116, p. 1006–1019, 2016.

APÊNDICES

APÊNDICE A – INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

O presente apêndice apresenta a análise de incertezas das medições realizadas ao longo deste trabalho. Essa análise foi realizada seguindo as recomendações presentes no ISO GUM, o guia para a expressão de incerteza de medição (INMETRO/CICMA/SEPIN, 2012).

A.1 Fundamentação teórica

Na maioria dos casos, a variável medida (y) necessita de mais de uma grandeza para sua determinação (x_1, x_2, \dots, x_N), o que pode ser representado por uma relação funcional:

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_N). \quad (\text{A.1})$$

As grandezas de entrada x_1, x_2, \dots, x_N podem ter seus valores e incertezas determinados diretamente na medição em curso, obtidas, por exemplo, por meio de observações em leituras de instrumentos, ou incorporados à medição a partir de fontes externas, como o caso de dados de referência obtidos de manuais técnicos. Cada grandeza de entrada x_i possui uma incerteza-padrão associada $u(x_i)$, a qual corresponde a uma distribuição de valores possíveis. Essa $u(x_i)$ pode ser avaliada em Tipo A ou em Tipo B (INMETRO/CICMA/SEPIN, 2012). Uma avaliação da incerteza-padrão do Tipo A corresponde a uma distribuição baseada na frequência, isto é, em uma série de observações. Já a avaliação do Tipo B corresponde a uma distribuição *a priori*, determinada a partir de informações disponíveis sobre a possível variabilidade.

Para determinar a incerteza-padrão da variável medida y , cuja função é apresentada na Equação (A.1), é realizada a combinação apropriada das incertezas-padrão das grandezas de entrada. A expressão para a incerteza-padrão combinada $u(y)$ é:

$$u(y) = \left[\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i) u(x_j) r(x_i, x_j) \right]^{1/2}, \quad (\text{A.2})$$

onde $u(x_i)$ e $u(x_j)$ são as incertezas-padrão das grandezas de entrada x_i e x_j , $r(x_i, x_j)$ é o coeficiente de correlação entre x_i e x_j , e $-1 \leq r(x_i, x_j) \leq +1$. Se as grandezas de entrada são independentes entre si ou não-correlacionadas, $r(x_i, x_j) = 0$ e a Equação (A.2) pode ser escrita como:

$$u(y) = \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \Big|_{x_1, x_2, \dots, x_N} \right)^2 u^2(x_i) \right]^{1/2}. \quad (\text{A.3})$$

Após obter o valor da incerteza-padrão combinada $u(y)$ é possível determinar a incerteza que fornece um intervalo em torno do resultado de medição y com o qual se espera abranger valores que podem ser atribuídos ao mensurando, denominada de incerteza expandida $U(y)$. Essa incerteza é dada por:

$$U(y) = k_{st}u(y), \quad (\text{A.4})$$

onde k_{st} é um fator de abrangência, definido neste trabalho pelo coeficiente obtido por meio da distribuição de t de Student, calculado baseado no nível de confiança de 95,45% e no número efetivo de graus de liberdade.

A.2 Incertezas das variáveis medidas

O sistema de medição empregado no desenvolvimento deste trabalho é composto por transdutores e o sistema de aquisição. A combinação desses componentes resulta em um valor que depende da sensibilidade do transdutor e do sistema de aquisição, do *offset* de ambos, da não linearidade, entre outros fatores. Esses instrumentos possuem as incertezas fornecidas pelos fabricantes e para cada um foram aplicadas as Equações (A.2) e (A.4) para obter os valores apresentados nas Tabelas 3 e 4 da Seção 3.6. Para a realização dessas análises, foram assumidas distribuições retangulares (uniformes), dado que a maioria das incertezas fornecidas pelos fabricantes não apresentam o nível de confiança para as incertezas expandidas.

Com os valores das incertezas dos instrumentos foi possível calcular a incerteza relativa ao sistema de medição para cada variável medida. Como os transdutores e o sistema de aquisição são grandezas de entradas independentes e não-correlacionadas, essas análises fizeram uso da Equação (A.3), resultando na seguinte equação:

$$\left(\frac{u(y_{sm,i})}{y_{sm,i}}\right)^2 = \left(\frac{u(x_{tr,i})}{x_{tr,i}}\right)^2 + \left(\frac{u(x_{aq,i})}{x_{aq,i}}\right)^2, \quad (\text{A.5})$$

onde $y_{sm,i}$ é o valor medido pelo sistema de medição de cada conjunto i de transdutor $x_{tr,i}$ e sistema de aquisição $x_{aq,i}$. Os valores das incertezas expandidas do sistema de medição são apresentados na Tabela 5 da Seção 3.6. A análise de incerteza dos termopares acoplados ao sistema de aquisição ocorreu de forma diferente, pois passaram por um processo de calibração nos pontos de interesse. Essa análise é apresentada na Seção A.3.

Durante o processamento dos dados do sistema de medição, foram calculados os valores médios das variáveis medidas, com o uso de integração pelo método trapezoidal. A incerteza resultante do método de integração é insignificante frente à incerteza do sistema de medição. Sendo assim, foram consideradas as incertezas-padrão dos respectivos sistemas de medição como incertezas-padrão desses valores médios.

Para análise das incertezas-padrão das variáveis calculadas, cujas funções foram apresentadas na Seção 3.7, foi realizada a propagação de incertezas empregando a

Equação (A.2). As incertezas-padrão das grandezas de entrada foram obtidas a partir das incertezas expandidas do sistema de medição $U(x_{sm,i})$, assumindo uma distribuição de t de Student, com nível de confiança de 95,45%.

A.3 Calibração dos termopares

A medição de temperatura neste trabalho é realizada com termopares do tipo T acoplados ao módulo de entrada de temperatura do sistema de aquisição. Esse módulo possui uma junta fria para cada canal de medição e, em conjunto com o sistema de aquisição, realiza a conversão dos valores medidos diretamente para temperatura em grau Celsius. A partir das incertezas fornecidas pelos fabricantes, foram aplicadas as Equações (A.2) e (A.4) para obter a incerteza expandida da medição de temperatura, no valor de $\pm 1,4$ °C. No entanto, esse valor abrange todo o intervalo de medição possível de ser realizado com esses termopares (-200 °C a $+350$ °C). A fim de reduzir essa incerteza, uma calibração foi realizada no intervalo de interesse.

A calibração dos termopares acoplados ao sistema de aquisição ocorreu no intervalo de interesse entre 5 °C e 35 °C. Para isso foi utilizado um banho térmico capaz de controlar a temperatura de um líquido no valor desejado de forma homogênea, no qual foram mergulhados os termopares e uma sonda de referência. A temperatura foi controlada inicialmente em 35 °C para a aquisição dos valores medidos pelos termopares e pela sonda. Em seguida, foi realizada a redução da temperatura de 10 °C em 10 °C para novas aquisições, até alcançar 5 °C. O mesmo procedimento foi realizado três vezes, o que resultou em um total de 12 medições.

Com as medições realizadas pelos termopares e pela sonda de referência, foi possível obter para cada termopar uma curva linear por meio do método de mínimos quadrados, que proporciona uma relação entre o valor medido pelo sistema de medição (já convertido para temperatura por meio das equações não lineares que regem o comportamento dos termopares do tipo T) e a referência. Para a análise de incertezas, foram consideradas a incerteza da sonda de referência, a repetibilidade em cada ponto avaliado e a incerteza do ajuste pelo método de mínimos quadrados. A incerteza expandida da sonda é fornecida pelo fabricante com o valor de $\pm 0,05$ °C, as repetibilidades foram calculadas e o máximo valor obtido foi de $0,05$ °C, e a incerteza-padrão do método de mínimos quadrados $u(x_{mmq})$ é dada por (HOLMAN, 2011):

$$u(x_{mmq}) = \left[\frac{\sum_{i=1}^n (x_{sr,i} - ax_{tp,i} - b)^2}{n - 2} \right]^{1/2}, \quad (\text{A.6})$$

onde $x_{sr,i}$ é o valor da sonda de referência em cada medição i , $x_{tp,i}$ é o valor do termopar acoplado ao sistema de aquisição em cada medição, n é o número de medições, a é

o coeficiente angular da curva linear e b o coeficiente linear. O maior valor $u(x_{\text{mmq}})$ encontrado entre todos os termopares é de $\pm 0,03$ °C.

O cálculo da incerteza-padrão combinada para o valor obtido pelos termopares a partir da curva de calibração $u(y_{\text{cal}})$, emprega a Equação (A.2) e, por suas parcelas serem não-correlacionadas, pode ser representado por:

$$u(y_{\text{cal}}) = \left[u^2(x_{\text{mmq}}) + u^2(x_{\text{sr}}) + u^2(x_{\text{rp}}) \right]^{1/2}, \quad (\text{A.7})$$

onde $u(x_{\text{mmq}})$, $u(x_{\text{sr}})$ e $u(x_{\text{rp}})$ são as incertezas-padrão do método de mínimos quadrados, da sonda de referência e da repetibilidade, respectivamente.

Entre todos os termopares calibrados, o valor máximo da incerteza expandida obtida com o uso das curvas de calibração foi de $\pm 0,2$ °C. Esse valor reduzido, comparado ao valor de incerteza fornecida pelos fabricantes, é resultado da compensação de erros de zero e sensibilidade. Como as temperaturas deste trabalho foram medidas próximas aos pontos de calibração e foram aplicadas as curvas para compensar os erros de zero e sensibilidade, assumiu-se a incerteza de calibração como incerteza para essas medições.

Merece ressaltar que a calibração foi realizada em apenas quatro pontos, com intervalos de 10 °C entre eles. Por meio desses poucos dados, as curvas de calibração apresentaram comportamento linear. De modo a aprimorar a calibração em trabalhos futuros e garantir que a curva de ajuste represente o real comportamento, sugere-se realizar a calibração com mais pontos intermediários, em intervalos de até 1 °C próximos aos pontos de interesse.

A.4 Cálculo da condutância térmica global do gabinete

O procedimento adotado para obtenção da condutância térmica global (UA) requer o uso de resistores elétricos para esquentar o compartimento, fazendo com que calor flua de dentro para fora do gabinete, e um ventilador para homogenizar a temperatura interna. Para a medição da temperatura interna e externa foram utilizados seis termopares, três posicionados na parte interna do gabinete e três na parte externa, que foram calibrados conforme o procedimento da Seção A.3. A alimentação dos resistores foi realizada com uma fonte reguladora de corrente alternada da Agilent, modelo 6812B, a qual também forneceu a medição da potência entregue aos resistores, com uma incerteza de $\pm 0,4$ W. Já a medição de potência do ventilador foi realizada com um transdutor de potência de incerteza de $\pm 0,3$ W. A equação empregada para determinar o UA é:

$$UA = \frac{\dot{W}_{\text{res}} + \dot{W}_{\text{vent}}}{T_{\text{gab}} - T_{\text{amb}}}, \quad (\text{A.8})$$

onde \dot{W}_{res} é a potência dissipada pelos resistores elétricos, \dot{W}_{vent} é a potência fornecida ao ventilador, \bar{T}_{gab} é a temperatura média dentro do gabinete e \bar{T}_{amb} é a temperatura média do ambiente externo.

Entre as incertezas-padrão que influenciam no resultado estão a incerteza de instrumentação do transdutor de potência dos resistores $u(x_{\dot{W}_{\text{res}}})$, do transdutor de potência do ventilador $u(x_{\dot{W}_{\text{vent}}})$, de cada termopar $u(x_{\text{tp}})$, e as incertezas Tipo A das temperaturas médias, $u(x_{\bar{T}_{\text{gab}}})$ e $u(x_{\bar{T}_{\text{amb}}})$. O procedimento de propagação das incertezas envolve também o uso da Equação (A.2). Como o sistema de medição possui uma junta fria individual para cada medição de temperatura, todas as grandezas de entrada não possuem correlação, podendo a incerteza-padrão combinada do UA $u(y_{\text{UA}})$, ser representada por:

$$u(y_{\text{UA}}) = \left[\left(\frac{1}{x_{\bar{T}_{\text{gab}}} - x_{\bar{T}_{\text{amb}}}} \right)^2 u^2(x_{\dot{W}_{\text{res}}}) + \left(\frac{1}{x_{\bar{T}_{\text{gab}}} - x_{\bar{T}_{\text{amb}}}} \right)^2 u^2(x_{\dot{W}_{\text{vent}}}) + \right. \\ \left. 6 \left(\frac{x_{\dot{W}_{\text{res}}} + x_{\dot{W}_{\text{vent}}}}{3(x_{\bar{T}_{\text{gab}}} - x_{\bar{T}_{\text{amb}}})^2} \right)^2 u^2(x_{\text{tp}}) + \left(\frac{x_{\dot{W}_{\text{res}}} + x_{\dot{W}_{\text{vent}}}}{(x_{\bar{T}_{\text{gab}}} - x_{\bar{T}_{\text{amb}}})^2} \right)^2 u^2(x_{\bar{T}_{\text{gab}}}) + \right. \\ \left. \left(\frac{x_{\dot{W}_{\text{res}}} + x_{\dot{W}_{\text{vent}}}}{(x_{\bar{T}_{\text{gab}}} - x_{\bar{T}_{\text{amb}}})^2} \right)^2 u^2(x_{\bar{T}_{\text{amb}}}) \right]^{1/2}. \quad (\text{A.9})$$

Após o cálculo da incerteza-padrão combinada do UA, foi utilizado o fator de abrangência de valor 2 para obter a incerteza expandida com o uso da Equação (A.4). Como resultado do cálculo da condutância térmica global do gabinete, obteve-se o valor de $(0,74 \pm 0,07) \text{ W/K}$.

APÊNDICE B – RESULTADOS DA CARACTERIZAÇÃO DO SISTEMA

Esse apêndice tem como finalidade apresentar os resultados experimentais de todos os ensaios realizados para caracterização do sistema, de modo a complementar os resultados apresentados no Capítulo 4.

B.1 Influência da temperatura ambiente no sistema

Muitos foram os ensaios para caracterização do sistema e cada um necessitou longos períodos de duração. Manter a temperatura ambiente constante durante todos os ensaios foi uma tarefa difícil, devido às variações climáticas observadas no ambiente de ensaio, que era uma sala de pesquisa. Se ocorressem grandes variações de temperatura ambiente, a temperatura interna do gabinete era afetada. Por isso, para cada teste foi procurado manter o valor inicial constante.

Um conjunto de ensaios foi realizado com a temperatura ambiente em torno de $23,2^{\circ}\text{C}$ e um outro conjunto com temperatura em torno de $22,5^{\circ}\text{C}$. A influência causada por essa diferença de temperatura pode ser observada nas curvas apresentadas na Figura 41. A diferença é notável ao observar do ponto de vista da variação de temperatura alcançada entre as fontes, Figura 41(a), porém é desprezível o impacto que isso causa na temperatura interna do gabinete, como pode ser observado na Figura 41(b). Como os resultados da caracterização tiveram como principal foco a temperatura interna do gabinete, essa diferença de temperatura ambiente não inviabiliza os estudos apresentados nesta dissertação.

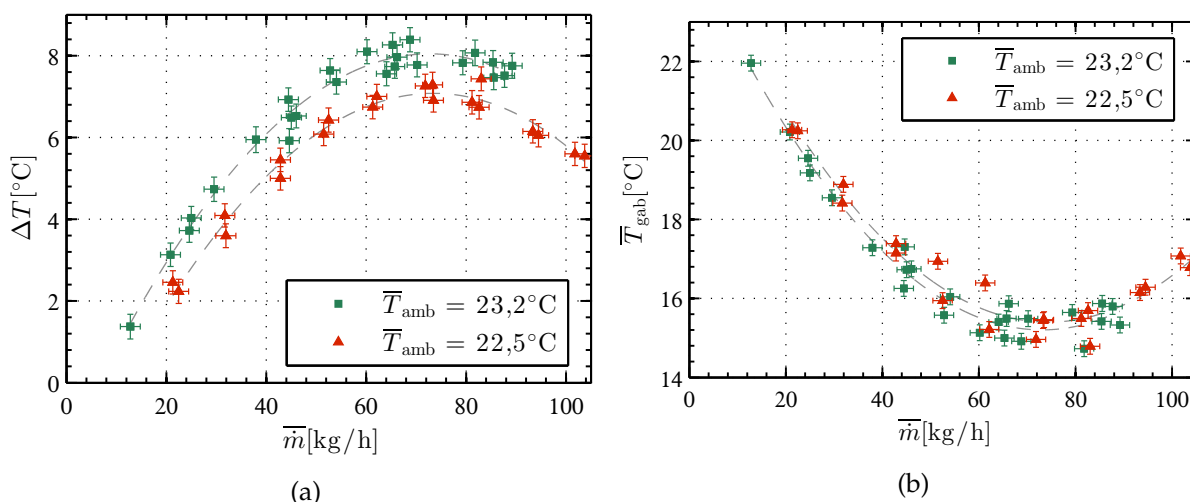


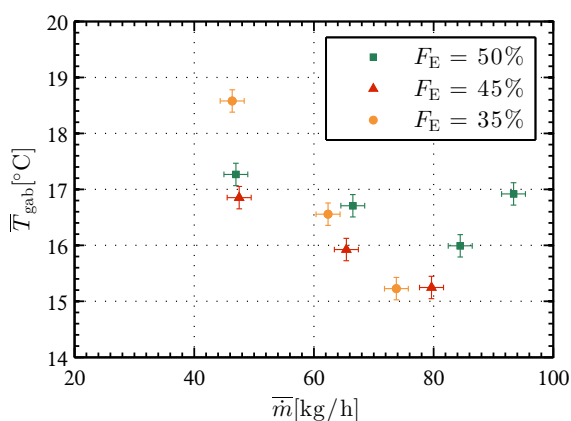
Figura 41 – Influência da temperatura ambiente no sistema: (a) variação de temperatura alcançada entre as fontes; (b) temperatura interna média do gabinete. Ambas em função da vazão mássica média do fluido, com diferentes temperaturas ambiente. A frequência de ciclo e fração de escoamento para esses ensaios foram de 0,75 Hz e 50%, respectivamente.

B.2 Influência da fração de escoamento na temperatura interna do gabinete e no consumo energético

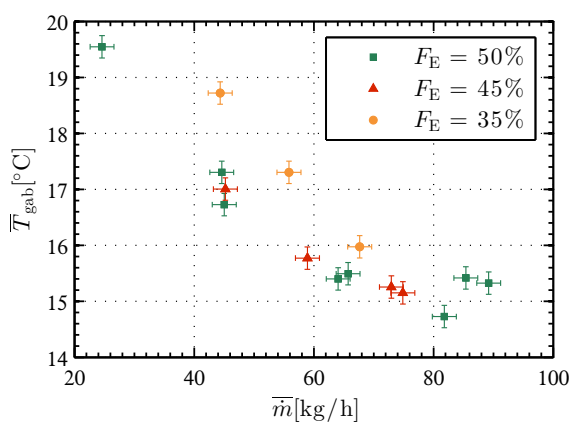
A Figura 42 apresenta a temperatura média do gabinete alcançada em função da vazão mássica do fluido, para diferentes frações de escoamento e frequências de ciclo de 0,5 Hz, 0,75 Hz e 1 Hz. Pode ser observado que a alteração da fração de escoamento durante a operação do sistema não traz mudanças significativas na temperatura do gabinete, o que indica ser uma variável ineficiente para ser utilizada como variável de controle para a temperatura.

As inclinações das curvas sugerem que é possível alcançar capacidade de refrigeração maior em frequências e vazões mássicas maiores para frações de escoamento menores. Devido às limitações físicas da bancada experimental, não foi possível realizar ensaios com frequências e vazões maiores nesses pontos de operação para realizar essa verificação.

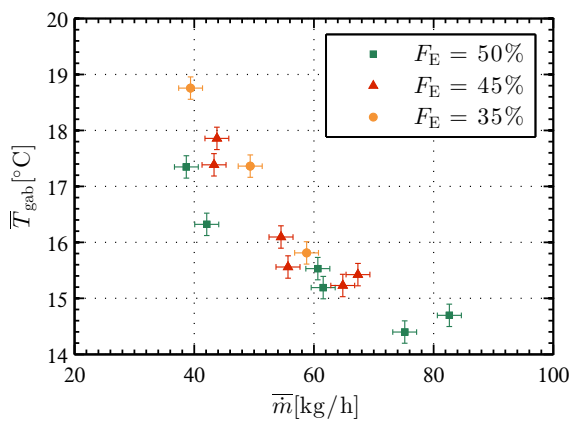
A Figura 43 apresenta a potência média fornecida ao sistema em função da vazão mássica do fluido, para diferentes frações de escoamento e frequências de ciclo de 0,5 Hz, 0,75 Hz e 1 Hz. Assim como na temperatura do gabinete, pode ser observado que alterar a fração de escoamento também não traz mudanças significativas na potência fornecida ao sistema.



(a) $f = 0,5$ Hz

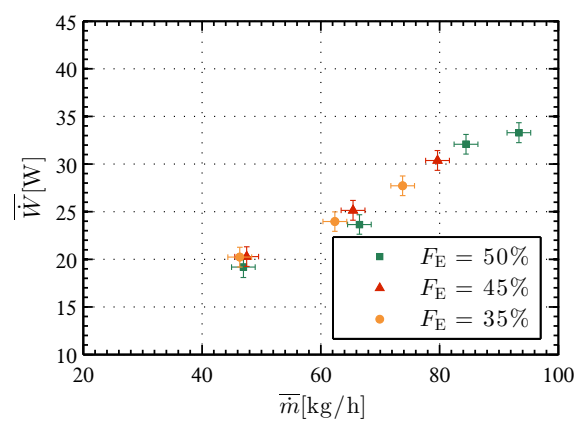


(b) $f = 0,75$ Hz

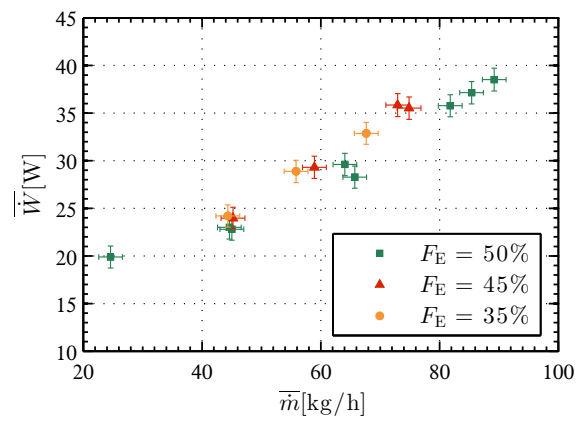


(c) $f = 1$ Hz

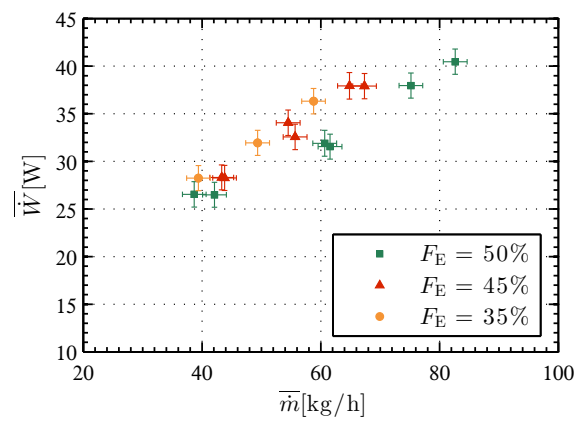
Figura 42 – Valores em regime permanente da temperatura interna média do gabinete em função da vazão mássica média do fluido para diferentes frações de escoamento, com frequências de ciclo de: (a) 0,5 Hz; (b) 0,75 Hz; (c) 1 Hz.



(a) $f = 0,5$ Hz



(b) $f = 0,75$ Hz



(c) $f = 1$ Hz

Figura 43 – Valores em regime permanente da potência média fornecida ao sistema em função da vazão mássica média do fluido para diferentes frações de escoamento, com frequências de ciclo de: (a) 0,5 Hz; (b) 0,75 Hz; (c) 1 Hz.

B.3 Influência da frequência do ciclo de refrigeração e vazão mássica do fluido na temperatura interna do gabinete

A Figura 44 apresenta a temperatura média do gabinete alcançada em função da vazão mássica do fluido, para diferentes frequências e frações de escoamento de 50%, 45% e 35%. Pode ser observado que a alteração da frequência de ciclo traz poucas mudanças para a temperatura do gabinete quando comparada ao efeito provocado pela alteração da vazão mássica. Por meio das curvas para a fração de escoamento de 50%, é possível perceber que o aumento da vazão mássica proporciona um perfil parabólico nas curvas de temperatura. Além disso, frequências maiores permite alcançar temperaturas menores. Acredita-se que essas características também sejam observadas para as frações de escoamento de 45% e de 35% em vazões mássicas maiores. No entanto, as limitações da bancada não permitiram realizar ensaios nesses pontos de operação.

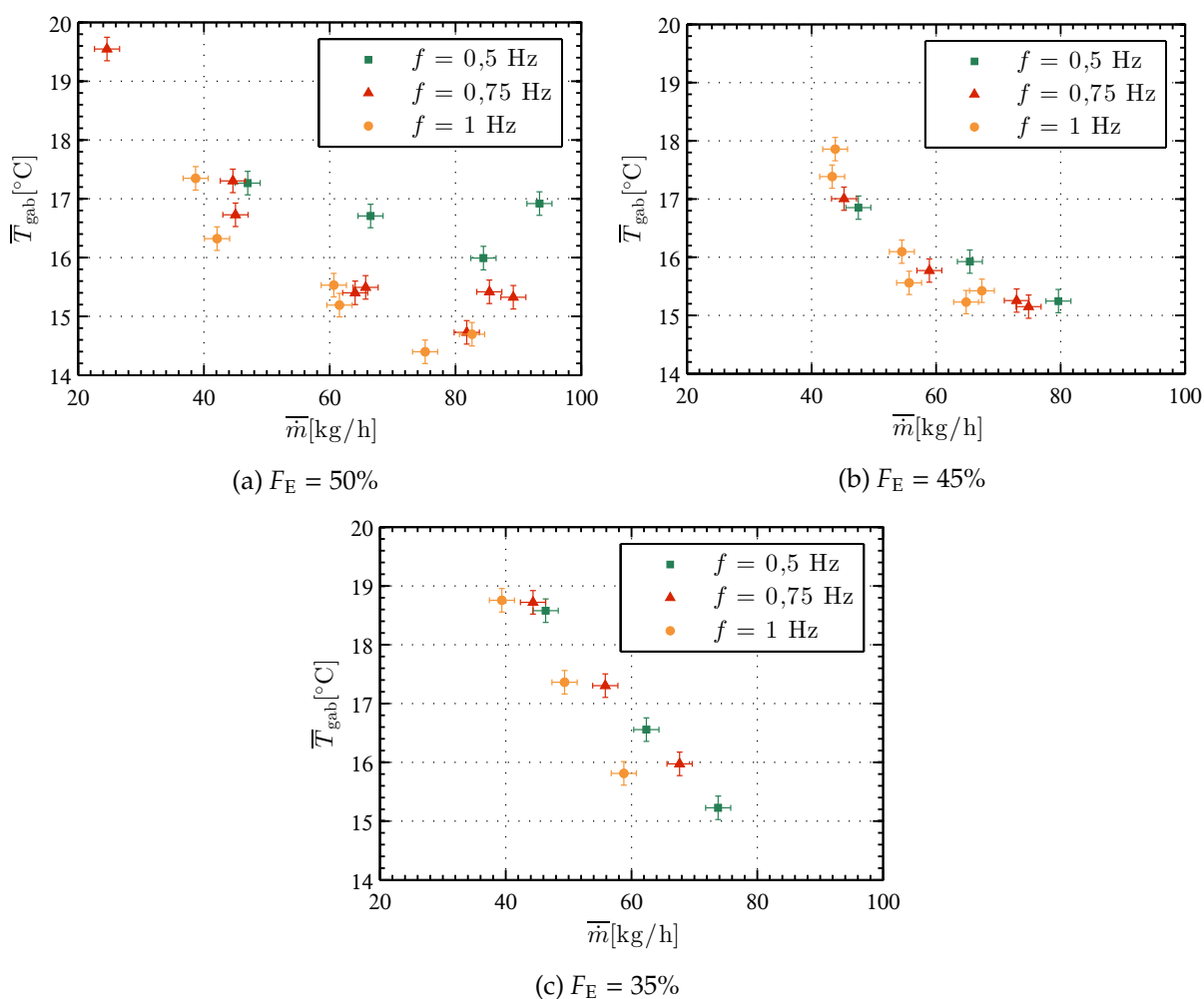


Figura 44 – Valores em regime permanente da temperatura interna média do gabinete em função da vazão mássica média do fluido para diferentes frequências de ciclo, com frações de escoamento de: (a) 50%; (b) 45%; (c) 35%.

B.4 Influência da frequência do ciclo de refrigeração e vazão mássica do fluido no consumo energético

A Figura 45 apresenta a potência média fornecida ao sistema em função da vazão mássica do fluido, para diferentes frequências e frações de escoamento de 50%, 45% e 35%. Pode ser observado que quanto maior a frequência de ciclo e a vazão mássica, maior é a potência fornecida ao sistema. Além disso, a influência da frequência de ciclo é maior no consumo energético quando comparada à influência que ela proporciona na temperatura do gabinete.

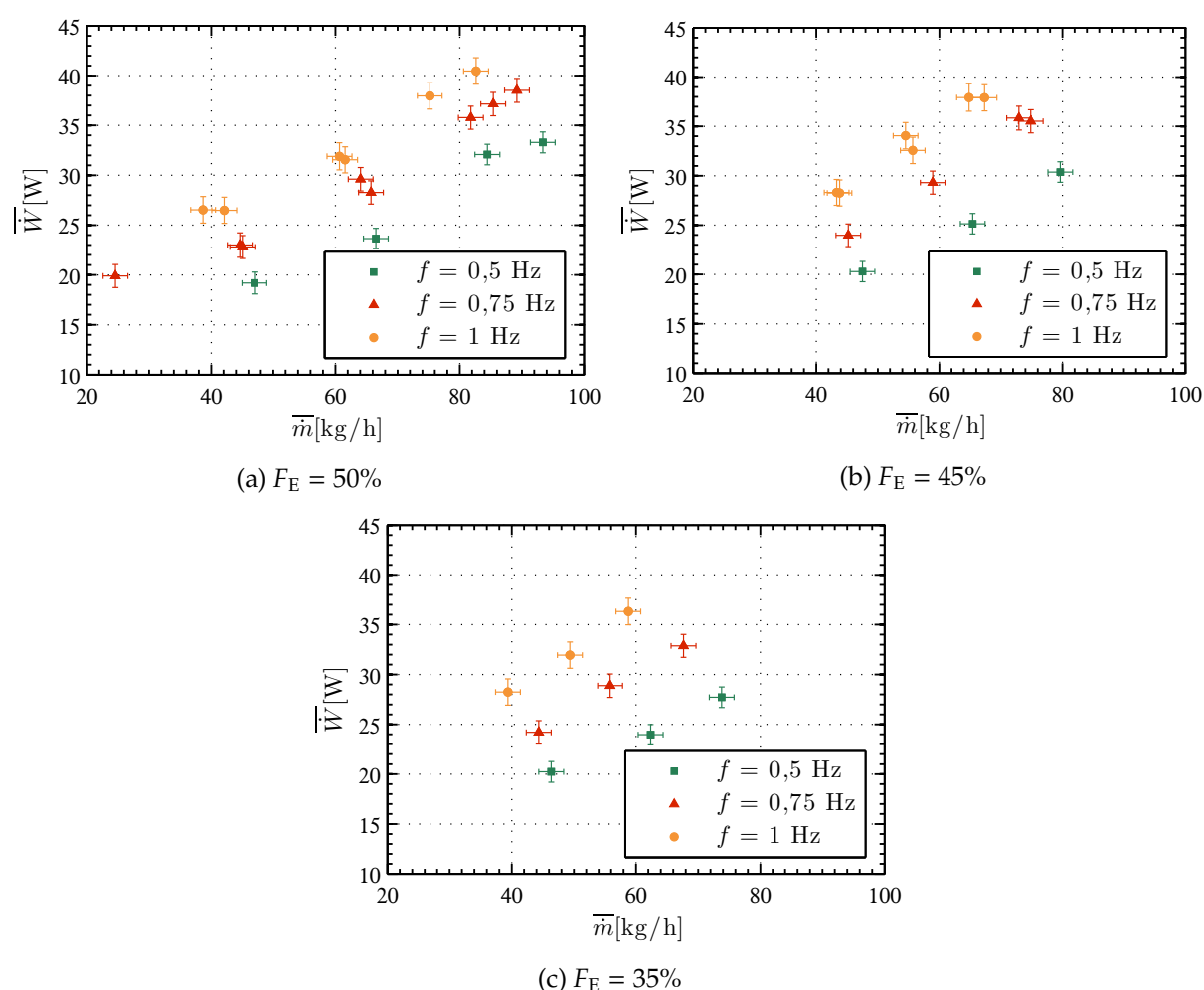


Figura 45 – Valores em regime permanente da potência média fornecida ao sistema em função da vazão mássica média do fluido para diferentes frequências de ciclo de refrigeração, com frações de escoamento de: (a) 50%; (b) 45%; (c) 35%.

A Figura 46 apresenta a temperatura média do gabinete alcançada em função da potência fornecida ao sistema, para diferentes frequências e frações de escoamento de 50%, 45% e 35%. Pode ser observado que é possível alcançar um valor de temperatura intermediário em diferentes pontos de operação, o que resulta em diferentes consumos energéticos.

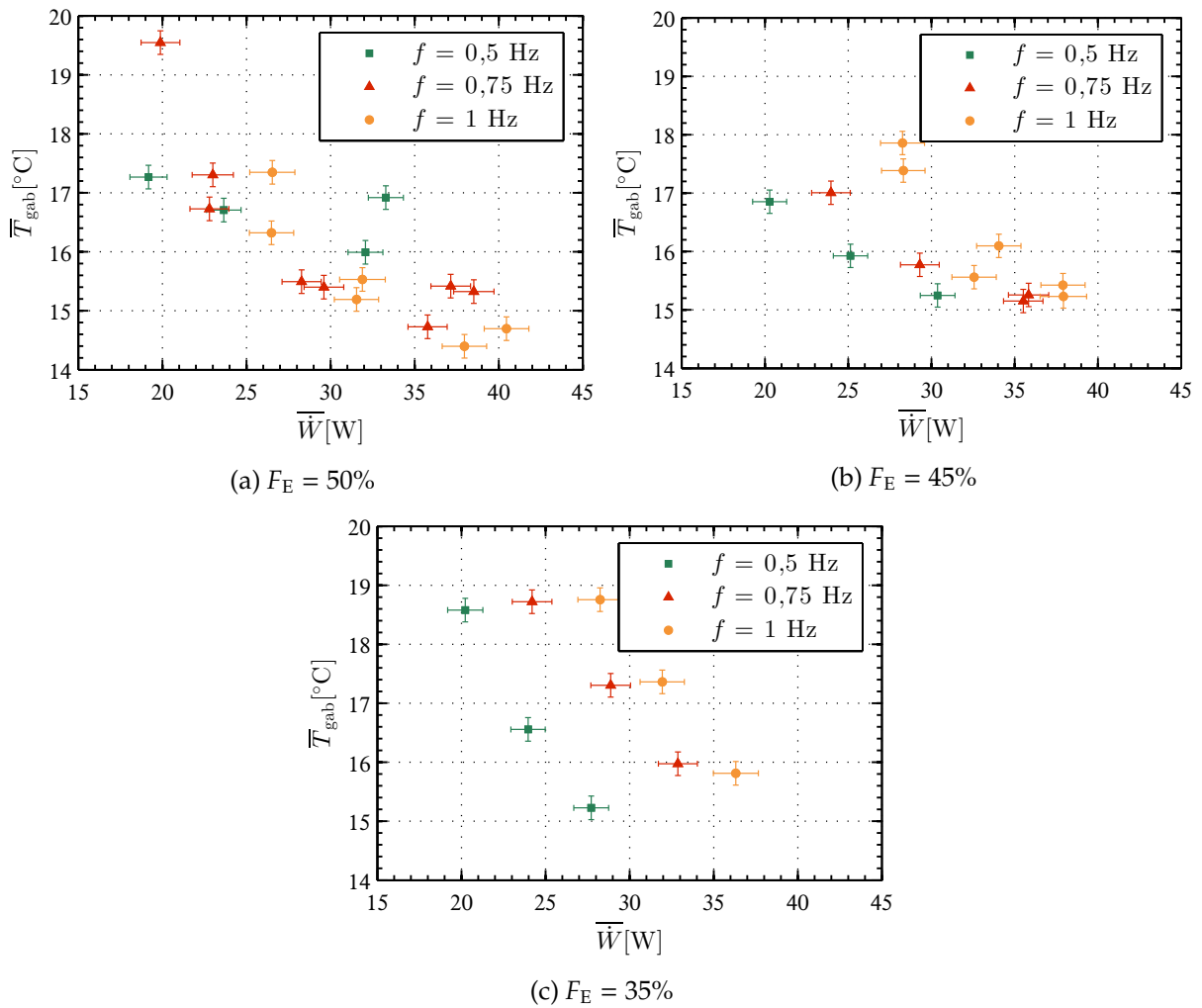


Figura 46 – Valores em regime permanente da temperatura interna média do gabinete em função da potência fornecida ao sistema para diferentes frequências de ciclo de refrigeração, com frações de escoamento de: (a) 50%; (b) 45%; (c) 35%.

B.5 Perfil temporal

A Figura 47 apresenta um conjunto de perfis temporais da variação de temperatura alcançada entre as fontes, da temperatura interna do gabinete e da potência média fornecida ao sistema, após ligar a bancada experimental. Esses ensaios foram realizados com frequência de ciclo de 0,75 Hz, fração de escoamento de 50% e diferentes valores de vazão mássica. Ao relacionar as curvas de variação de temperatura entre as fontes e a temperatura interna do gabinete, é possível perceber que a temperatura ambiente não se manteve constante em todos os ensaios. Apesar disso, os perfis demonstram que o tempo de acomodação é variável em função da vazão mássica: quanto maior a vazão, menor é o tempo de acomodação.

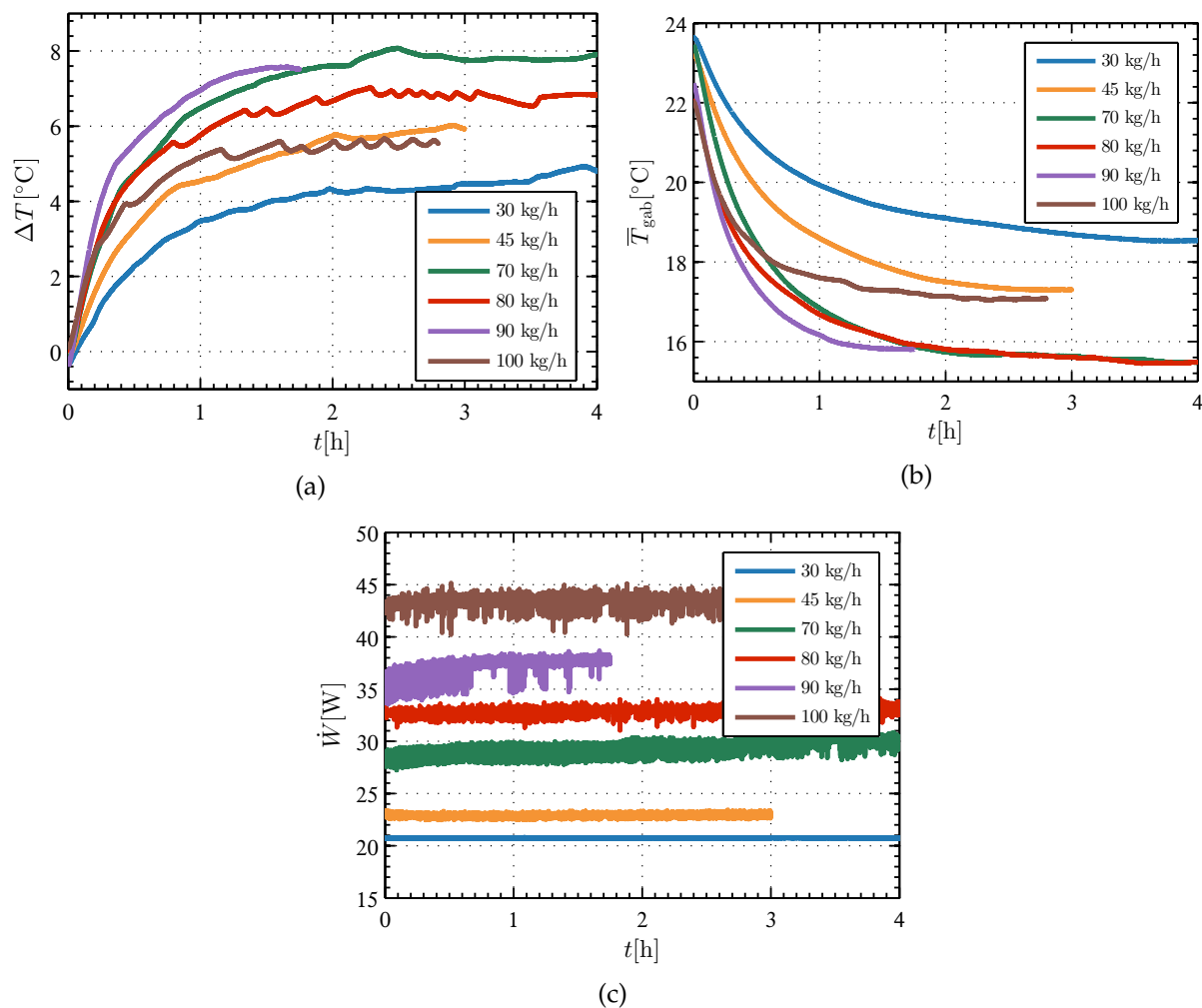


Figura 47 – Respostas dinâmicas da: (a) variação de temperatura alcançada entre as fontes; (b) temperatura interna média do gabinete; (c) potência média fornecida ao sistema. Ensaio com a frequência de ciclo de 0,75 Hz, a fração de escoamento de 50% e diferentes valores de vazão mássica do fluido.

APÊNDICE C – ENSAIO DE CONTROLE EM TEMPERATURA AMBIENTE DE 25 °C

O presente apêndice apresenta um ensaio no qual o refrigerador opera com a estratégia de controle baseada em eventos, realizado com a temperatura ambiente em $(25,0 \pm 0,5)^\circ\text{C}$. Esse ensaio permite analisar o desempenho do sistema em um cenário diferente ao apresentado na Seção 5.3.

A Figura 48 apresenta os resultados do ensaio realizado com a referência de temperatura do gabinete em 20°C . Nesse ensaio, o algoritmo baseado em eventos atua apenas na frequência de ciclo de refrigeração. Apesar do sistema operar em condição ambiente diferente da qual foram obtidas as informações para projetar o controlador, os requisitos de controle foram atingidos. O tempo de *pull-down* foi de 0,7 h e as perturbações, como abertura de porta, foram rejeitadas pelo controle. A capacidade de refrigeração alcançada em regime permanente foi de $(4,8 \pm 0,5)\text{ W}$. Antes de iniciar o processo de decremento da frequência de ciclo, proporcionada pelo algoritmo baseado em eventos, o consumo energético do sistema em regime permanente era de $(22 \pm 1)\text{ W}$. Após encontrar o valor ótimo de consumo capaz de manter a temperatura de gabinete no valor de referência, o consumo energético passou a ser de $(18 \pm 1)\text{ W}$. Essa redução permitiu o refrigerador operar com um *COP* de $0,26 \pm 0,05$, o que corresponde a uma melhora de 20%.

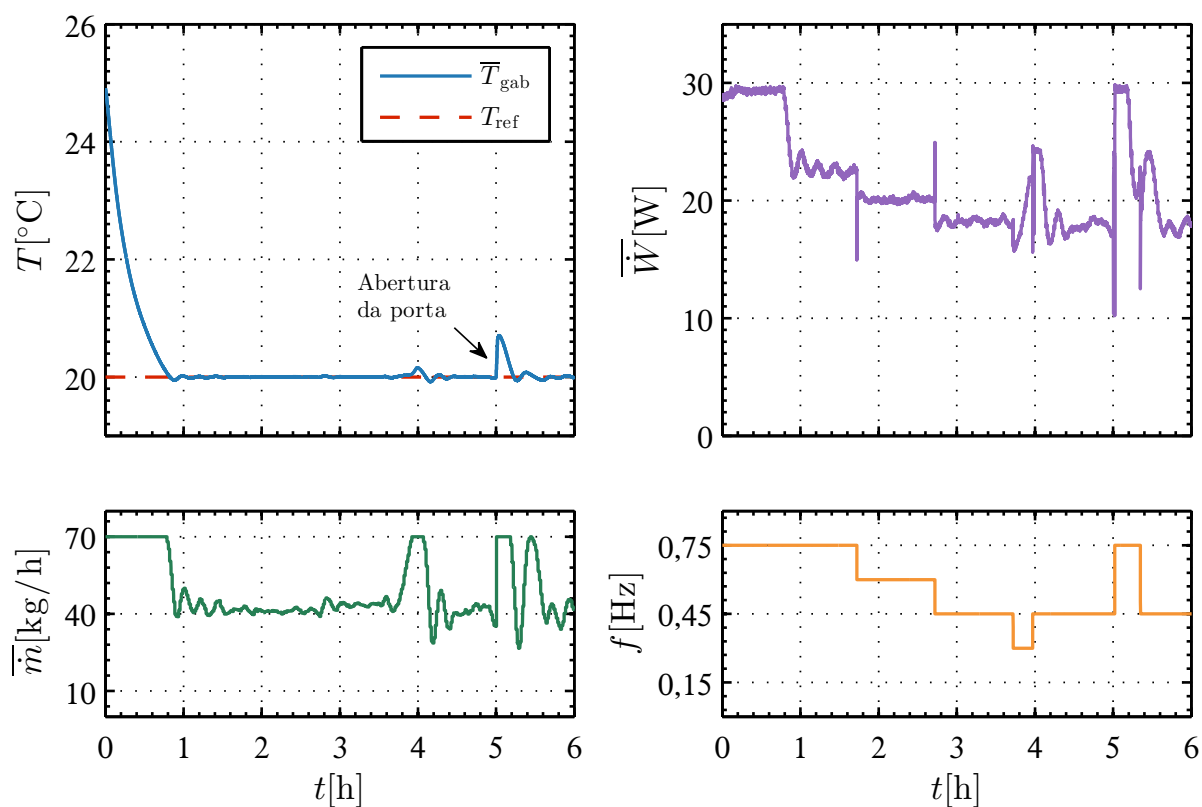


Figura 48 – Temperatura do compartimento refrigerado, potência consumida, vazão mássica média e frequência de operação durante a avaliação da estratégia de controle baseado em eventos com a referência de temperatura em 20 °C e a temperatura ambiente em 25 °C