

DAS Departamento de Automação e Sistemas
CTC Centro Tecnológico
UFSC Universidade Federal de Santa Catarina

Estudo e Implementação de Estratégias de Controle para uma Sorveteira Comercial com Foco em Minimização do Consumo Energético

*Relatório submetido à Universidade Federal de Santa Catarina
como requisito para a aprovação da disciplina:
DAS 5511: Projeto de Fim de Curso*

Guilherme Espindola Winck

Florianópolis, julho de 2018

Estudo e Implementação de Estratégias de Controle para uma Sorveteira Comercial com Foco em Minimização do Consumo Energético

Guilherme Espindola Winck

Esta monografia foi julgada no contexto da disciplina
DAS 5511: Projeto de Fim de Curso
e aprovada na sua forma final pelo
Curso de Engenharia de Controle e Automação

Prof. Alexandre Trofino Neto, Dr.

Banca Examinadora:

Prof. Claudio Melo, Dr./POLO UFSC
Orientador na Empresa

Prof. Alexandre Trofino Neto, Dr.
Orientador no Curso

Profs. Hector Bessa Silveira, Julio Elias Normey Rico, Ricardo José Rabelo
Responsável pela disciplina

Prof. Rodolfo César Costa Flesch, Avaliador

Ricardo Carvalho Frantz do Amaral, Debatedor

Vinicius Correa Menezes, Debatedor

Agradecimentos

A Deus por tudo e à minha família, pois sem eles nada seria possível.

Aos meus orientadores Prof. Alexandre Trofino e Prof. Claudio Melo por todos conhecimentos transmitidos.

À minha querida Mylena, que torna todos momentos difíceis mais fáceis de lidar e que me transmite carinho e segurança.

À Embraco pelo envolvimento durante o projeto e ao POLO pela oportunidade de desenvolver o trabalho.

Ao engenheiro Alexsandro dos Santos Silveira pela ajuda fundamental durante todas as fases do projeto e por tornar palpáveis todos os assuntos difíceis sempre demonstrando alto conhecimento e segurança.

Aos colegas Bruno, Everton, Félix, Paulo, Pedro e aos demais colaboradores do POLO que contribuíram de alguma forma na execução do trabalho.

Resumo

O trabalho desenvolvido teve como objetivo estudar e avaliar os potenciais ganhos em desempenho energético de duas estratégias de controle aplicadas à refrigeração comercial leve, utilizando compressores VCC (Compressor de Capacidade Variável). O aparato experimental utilizado na bancada de teste foi um refrigerador do tipo sorveteira horizontal. Inicialmente, estudou-se o comportamento energético do sistema operando em regime cíclico para diferentes rotações e condições ambiente controladas em câmara, levando em conta a potência de perdas fixas, como o ventilador do condensador. A partir dos dados obtidos, foram analisadas e implementadas em LabVIEW duas estratégias de controle de estrutura variável baseadas no princípio liga-desliga do compressor VCC e utilizando a leitura da temperatura interna do refrigerador. Ao final, foi elaborada uma comparação do desempenho da sorveteira. Observando os resultados obtidos da aplicação das duas estratégias e os resultados de trabalhos anteriores, tem-se uma conclusão satisfatória das melhores arquiteturas de controle (controlador PI, *on-off*, *drop-in*, *dual-speed*) que podem ser aplicadas na área.

Palavras-chave: Refrigeração comercial, compressor VCC, eficiência energética, sistemas de controle, LabVIEW

Abstract

This project aims to study and to evaluate the potential energetic gain to be reached using a more efficient set of control laws to be applied in light commercial refrigerating systems that use VCC (Variable Capacity Compressor) compressors. In order to develop this work, a chest-freezer for ice-cream was used as the experimental apparatus. At first, the energy behavior of the system was studied and captured when the on-off controller was applied for different compressor speeds and for controlled ambient conditions in a climatic chamber, also taking into account the condenser fan power. From the data collected, two variable structure control strategies based the on-off principle and the indoor temperature sensor were analyzed and developed in LabVIEW. At the end, a comparison of the energy of the chest-freezer was made, then observing the results obtained from the application of the two strategies and the results of the previous works, it is possible to get a conclusion about the best control architectures (PI controller, on-off, drop-in, dual-speed) that can be applied for this kind of systems.

Keywords: Commercial refrigerating systems, VCC compressor, energy efficiency, control systems, LabVIEW

Lista de ilustrações

Figura 1 – Consumo percentual de energia elétrica (residencial e comercial) nos EUA	23
Figura 2 – Componentes de um refrigerador doméstico	29
Figura 3 – Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor e diagrama pressão <i>versus</i> entalpia.	29
Figura 4 – Diagrama $T \times S$ para um Ciclo de Carnot Ideal.	30
Figura 5 – Diagrama $T \times S$ – Diferença de temperatura entre os trocadores de calor e os respectivos ambientes de operação.	30
Figura 6 – Ciclo de compressão a vapor real	32
Figura 7 – Termostato mecânico	35
Figura 8 – Controle por histerese	35
Figura 9 – Controle <i>ON/OFF</i> de temperatura em um sistema de refrigeração	36
Figura 10 – Potência média aproximada em um ciclo através do controlador <i>on-off</i>	37
Figura 11 – Configuração básica do inversor de frequência	38
Figura 12 – Embraco - VCC Control Interface	39
Figura 13 – Não-linearidade do compressor VCC.	39
Figura 14 – Refrigerador HF40S - Metalfrio Solutions	41
Figura 15 – Instrumentação gabinete HF40S - ISO5155	42
Figura 16 – Termopares para leitura da temperatura ambiente	43
Figura 17 – Bancada eletrônica com os módulos para realização dos testes	43
Figura 18 – Interface gráfica genérica do sistema supervisorio desenvolvido em Lab- VIEW	44
Figura 19 – Representação esquemática da câmara de testes	45
Figura 20 – Ajuste de carga do compressor VCC	46
Figura 21 – Esquemático do teste de UA	48
Figura 22 – Curva de consumo energético do sistema para um controle <i>on-off</i> a 32 °C e 50% umidade relativa.	49
Figura 23 – Curvas de consumo energético do sistema para um controle <i>on-off</i> a 20 °C e 50% umidade relativa e a 40 °C e 50% umidade relativa	50
Figura 24 – Curva do COP do sistema de refrigeração.	51
Figura 25 – Máquina de Estados Finita - (FSM) - Controlador <i>dual-speed</i>	55
Figura 26 – Detecção de perturbação pela análise do período em que o compressor permanece ligado	56
Figura 27 – Arquitetura global da regulação de temperatura - Proposta 2	58
Figura 28 – PWM do com <i>carrier counter</i> tipo <i>up counter</i>	58
Figura 29 – Algoritmo de arredondamento de <i>duty-cycle</i>	58
Figura 30 – Diagrama de blocos do controlador de <i>duty-cycle</i>	59

Figura 31 – Método caixa preta da resposta ao degrau de <i>duty-cycle</i>	60
Figura 32 – Identificação pela resposta ao degrau de <i>duty-cycle</i> a 40 °C e 50% umidade relativa com $\bar{\omega} = 4500$ RPM.	61
Figura 33 – Comparação do modelo obtido com o sistema real	62
Figura 34 – Comportamento do algoritmo P&O MPPT com a curva P-V de um sistema fotovoltaico	63
Figura 35 – Fluxograma do algoritmo LPPT	63
Figura 36 – Arquitetura paralela das malhas de controle propostas.	64
Figura 37 – Teste <i>pull-down</i> lógica <i>dual-speed</i> - 20 °C e 50% umidade relativa	66
Figura 38 – Teste A rejeição de perturbação lógica <i>dual-speed</i> - 20 °C e 50% umidade relativa	67
Figura 39 – Teste B rejeição de perturbação lógica <i>dual-speed</i> - 20 °C e 50% umidade relativa	68
Figura 40 – Teste C rejeição de perturbação lógica <i>dual-speed</i> - 20 °C e 50% umidade relativa	69
Figura 41 – Teste <i>pull-down</i> lógica <i>dual-speed</i> - 32 °C e 50% umidade relativa	70
Figura 42 – Teste A rejeição de perturbação lógica <i>dual-speed</i> - 32 °C e 50% umidade relativa	71
Figura 43 – Teste B rejeição de perturbação lógica <i>dual-speed</i> - 32 °C e 50% umidade relativa	72
Figura 44 – Teste <i>pull-down</i> lógica <i>dual-speed</i> - 40 °C e 50% umidade relativa	73
Figura 45 – Teste A rejeição de perturbação lógica <i>dual-speed</i> - 40 °C e 50% umidade relativa	74
Figura 46 – Teste B rejeição de perturbação lógica <i>dual-speed</i> - 40 °C e 50% umidade relativa	75
Figura 47 – Teste <i>pull-down</i> lógica PWM + LPPT - 20 °C e 50% umidade relativa	76
Figura 48 – Teste A rejeição de perturbação lógica PWM + LPPT - 20 °C e 50% umidade relativa	77
Figura 49 – Teste B rejeição de perturbação lógica PWM + LPPT - 20 °C e 50% umidade relativa	78
Figura 50 – Teste <i>pull-down</i> lógica PWM + LPPT - 32 °C e 50% umidade relativa	79
Figura 51 – Teste A rejeição de perturbação lógica PWM + LPPT - 32 °C e 50% umidade relativa	80
Figura 52 – Teste B rejeição de perturbação lógica PWM + LPPT - 32 °C e 50% umidade relativa	81
Figura 53 – Teste <i>pull-down</i> lógica PWM + LPPT - 40 °C e 50% umidade relativa	82
Figura 54 – Teste A rejeição de perturbação lógica PWM + LPPT - 40 °C e 50% umidade relativa	83

Figura 55 – Comparação da redução absoluta no consumo energético global da lógica
PWM + LPPT para cada condição ambiente 86

Lista de tabelas

Tabela 1 – Processos termodinâmicos que ocorrem em um ciclo de refrigeração . .	29
Tabela 2 – Variáveis que geram eventos de emergência	44
Tabela 3 – Temperaturas nos testes de UA.	47
Tabela 4 – Valores obtidos no teste de UA.	48
Tabela 5 – Dados obtidos para curva do COP.	51
Tabela 6 – Identificação da dinâmica	61

Lista de abreviaturas e siglas

COP	Coeficiente de desempenho do compressor
MPPT	<i>Maximum Power Point Tracking</i> - Rastreamento do ponto de potência máxima
PI	Proporcional-integral
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i> – Modulação por largura de pulso
LabVIEW	<i>Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench</i> - Linguagem de programação gráfica
LPPT	<i>Least Power Point Tracking</i> - Rastreamento do ponto de potência mínima
VCC	<i>Variable Capacity Compressor</i> - Compressor de capacidade variável
VSD	<i>Variable Speed Drive</i> – Driver de variação de velocidade

Lista de símbolos

U	Coefficiente global de transferência de calor
A	Área
UA	Coefficiente que mede a condutância térmica do refrigerador
ΔT	Diferença de temperatura
W_{ri}	Potência dissipada pelas resistências internas no gabinete do refrigerador
W_c	Potência do compressor
T_{amb}	Temperatura ambiente
T_{gab}	Temperatura interna do gabinete refrigerado
$G(s)$	Função de transferência que relaciona a variação de temperatura do gabinete refrigerada pela variação da rotação do compressor
RTR	<i>Runtime Ratio</i> - Razão de funcionamento do compressor
t_{on}	Tempo que o compressor fica ligado
t_{off}	Tempo que o compressor fica desligado
T_{per}	Período de um ciclo ligado-desligado

Sumário

1	INTRODUÇÃO	23
1.1	Panorama geral e motivação do trabalho	23
1.2	Objetivo geral	24
1.3	Objetivos específicos	25
1.4	Organização do documento	25
2	SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO: UMA VISÃO GERAL	27
2.1	Aspectos históricos da refrigeração	27
2.2	Ciclo de refrigeração mecânica de vapor	28
2.2.1	Componentes básicos	28
2.2.2	Etapas da refrigeração por compressão mecânica de vapor para refrigera- dores	28
2.2.3	Ciclo de refrigeração mecânica de vapor real	31
2.3	Tipos de refrigeradores	32
2.3.1	Dispositivos de expansão	32
2.3.1.1	Tubo capilar	33
2.3.1.2	Válvula de expansão termostática - VET	33
2.3.2	Convecção	33
2.3.3	Degelo	34
2.4	Controle para refrigeração	34
2.4.1	Runtime Ratio	37
2.5	Compressores	37
2.5.1	Compressor de velocidade fixa	37
2.5.2	Compressor de velocidade variável	38
3	DESCRIÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL	41
3.1	Refrigerador	41
3.2	Instrumentação do sistema	41
3.2.1	Bancada eletrônica de testes	42
3.3	Acionamentos	42
3.4	Programa supervisorio em LabVIEW e variáveis de emergência	43
3.4.1	Supervisorio	43
3.4.2	Variáveis de emergência	44
3.5	Câmara de testes	44
3.6	Ajuste de carga para o compressor VCC	45
3.7	Determinação da condutância térmica - coeficiente de UA	46

3.8	Análise de eficiência energética	48
3.8.1	Curva de consumo global	48
3.8.1.1	Rotação mínima ótima para consumo global minimizado	49
3.8.2	Análise do coeficiente de desempenho do compressor	50
4	SISTEMAS DE CONTROLE	53
4.1	Lógica Baseline para regulação da temperatura interna	53
4.2	Regulação da temperatura interna com controlador proporcional-integral (PI)	53
4.3	Controlador de comutação de velocidade dupla - dual-speed	54
4.3.1	Projeto e implementação - Proposta 1	54
4.3.1.1	Controle A	55
4.3.1.2	Controle B	55
4.3.1.3	Detector de Perturbação	55
4.3.1.4	Dificuldades da Proposta 1	56
4.4	Regulação de temperatura com PWM e regulação do consumo com o algoritmo LPPT	57
4.4.1	Projeto e implementação - Proposta 2	57
4.4.1.1	Regulação de temperatura	57
4.4.2	Regulação de consumo energético global	62
5	RESULTADOS DAS ESTRATÉGIAS DE CONTROLE	65
5.1	Controle dual-speed	65
5.1.1	Condição ambiente: 20 °C e 50% umidade relativa	65
5.1.1.1	Pull-down	65
5.1.1.2	Rejeição de perturbação	66
5.1.2	Condição ambiente: 32 °C e 50% umidade relativa	67
5.1.2.1	Pull-down	67
5.1.2.2	Rejeição de perturbação	67
5.1.3	Condição ambiente: 40 °C e 50% umidade relativa	68
5.1.3.1	Pull-down	68
5.1.3.2	Rejeição de perturbação	68
5.2	Controle PWM + LPPT	70
5.2.1	Condição ambiente: 20 °C e 50% umidade relativa	70
5.2.1.1	Pull-down	70
5.2.1.2	Rejeição de perturbação	71
5.2.2	Condição ambiente: 32 °C e 50% umidade relativa	72
5.2.2.1	Pull-down	72
5.2.2.2	Rejeição de perturbação	73
5.2.3	Condição ambiente: 40 °C e 50% umidade relativa	74

5.2.3.1	Pull-down	74
5.2.3.2	Rejeição de perturbação	74
6	CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS	85
6.1	Conclusão do trabalho	85
6.2	Sugestões e perspectivas para trabalhos futuros	87
	REFERÊNCIAS	89

1 Introdução

1.1 Panorama geral e motivação do trabalho

A sociedade atual já está convivendo com os impactos resultantes do consumo abusivo de recursos naturais sem a devida consciência ambiental, e as previsões futuras têm gerado discussões de como acabar e alterar o rumo do destino já traçado. Um dos aspectos mais relevantes para preservação do meio ambiente é, sem dúvida, a questão energética. Por isso, tem-se um investimento alto em fontes de energia renovável que apresentem um impacto muito menor ao meio ambiente. Outra forma, é o investimento em produtos e equipamentos com maior eficiência energética, reduzindo assim o consumo energético como um todo.

Neste cenário de redução do consumo através do aumento da eficiência, a refrigeração ocupa um papel importantíssimo (ver Figura 1), uma vez que esse setor é responsável por grande parte do consumo, tanto residencial, quanto comercial. Assim, muitos países vêm pressionando os fabricantes do setor a lançarem no mercado produtos cada vez mais eficientes. Nessa ótica, muitos centros de pesquisa vêm recebendo fomento de empresas que atuam na fabricação de produtos da área. A Embraco, líder mundial em vendas de compressores de refrigeração doméstica, em parceria com a Universidade Federal de Santa Catarina através dos laboratórios Polo do Departamento de Engenharia Mecânica, vem desenvolvendo produtos e serviços que reduzam o consumo energético.

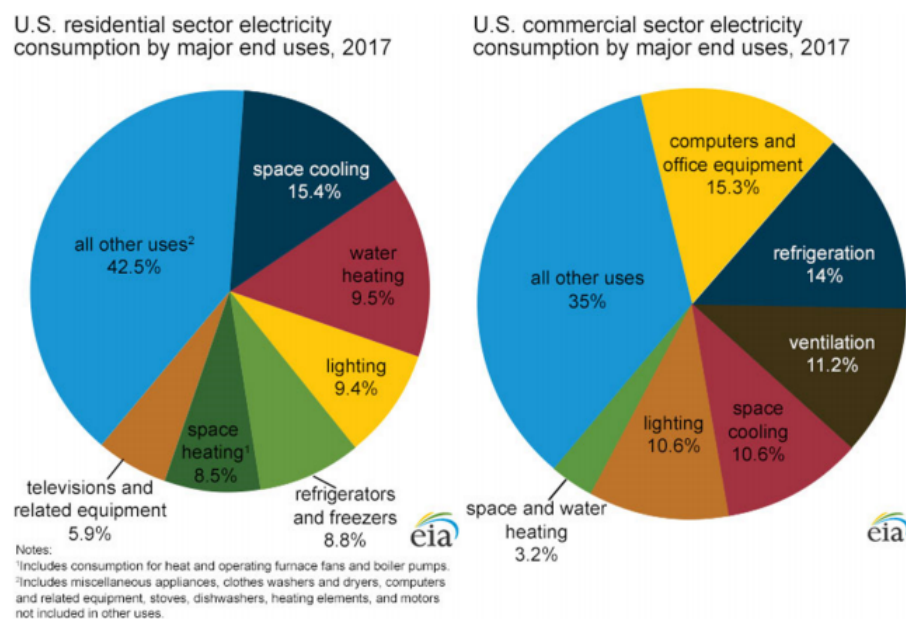


Figura 1 – Consumo percentual de energia elétrica (residencial e comercial) nos EUA

Fonte: U.S. Energy Information Administration (EIA) Annual Energy Outlook 2018

No entanto, essa preocupação ainda não atingiu a refrigeração comercial, sendo um campo que apresenta inúmeras oportunidades de melhoria. No Brasil, não existem normas que regulamentem o consumo de energia elétrica dos refrigeradores comerciais, resultando na inexistência de ações que mudem esse paradigma. O paradoxo é simples, existe pouco interesse econômico dos fabricantes em investir em refrigeradores comerciais mais econômicos, uma vez que estes produtos possuem um custo de aquisição maior para os clientes, e os mesmos não desejam arcar com custos elevados, mesmo que a longo prazo resulte em redução dos custos de energia elétrica.

Porém, as empresas brasileiras que exportam refrigeradores para outros países ficam sujeitas às normalizações internacionais, o que cataliza o processo de adaptações na questão de consumo energético. Há uma perspectiva que o Brasil adote as mesmas normas, proporcionando, em um futuro próximo, um processo regulatório.

Tomando como base a refrigeração doméstica, que já apresenta normas implementadas, é possível traçar um paralelo das soluções técnicas já encontradas e aplicá-las de forma adaptada na refrigeração comercial.

Um dos aspectos que trouxe uma grande melhoria no consumo doméstico de energia elétrica foi a troca de compressores de velocidade fixa por compressores de velocidade variável (VCC), o que possibilita ajustar a capacidade de refrigeração do produto para a carga térmica necessária, aumentando a eficiência energética.

O trabalho de conclusão de curso realizado enquadra-se na primeira fase do projeto *Smart Controls for Light Commercial Refrigerating Systems*, em parceria com a Embraco e a Metalfrio Solutions, que busca avaliar lógicas alternativas de controle em dois refrigeradores comerciais do tipo sorveteira, com o objetivo de melhorar o consumo energético.

Para tal, buscou-se estudar, implementar e avaliar duas estratégias de regulação da temperatura interna com foco na minimização do consumo energético utilizando um compressor VCC em um refrigerador comercial do tipo sorveteira horizontal.

1.2 Objetivo geral

Validar duas estratégias de controle de regulação da temperatura interna com foco na minimização do consumo energético. A primeira é baseada em uma análise de um mapa de consumo para diferentes condições ambiente e diferentes rotações do compressor operando com controlador *on-off* com histerese clássica. Já a segunda é baseada em um algoritmo automático que avalia o consumo e adapta a rotação do controlador *on-off* para diferentes pontos de operação. Por fim, faz-se necessário avaliar experimentalmente o consumo e a velocidade para rejeição de perturbação para as diferentes estratégias implementadas e fazer uma comparação com estudos anteriores utilizando a lógica já

embarcada no inversor (*drop-in*) e outras lógicas.

1.3 Objetivos específicos

Os objetivos do trabalho foram fixados como sendo:

- avaliar experimentalmente o tempo de *pull-down* e o tempo de recuperação (após abertura de porta) para diferentes rotações e diferentes temperaturas ambiente;
- determinar a rotação máxima para condições de alta capacidade térmica (*pull-down* e recuperação após perturbação).
- determinar a rotação ótima para condições de consumo otimizado de energia para sistemas comerciais que operem em modo *on-off*;
- validação de um procedimento/método para confecção de mapas de consumo energético;
- validar duas estratégias de controle distintas com foco em minimização de consumo: *dual-speed* e rastreamento de ponto de menor consumo;

1.4 Organização do documento

O presente relatório está organizado da seguinte maneira:

O segundo capítulo é destinado a uma revisão dos conceitos básicos de refrigeração desde aspectos históricos como também evoluções tecnológicas. São abordados também alguns aspectos técnicos relacionados às diferenças entre os compressores de velocidade fixa e de velocidade variável do tipo linear, que é utilizado no projeto.

O terceiro capítulo trata da descrição do aparato experimental, ou seja, sobre o refrigerador e seu sistema de acionamento e medição, bem como do programa supervisorio desenvolvido em LabVIEW. Também são detalhados os procedimentos para a realização do teste de UA e as curvas de desempenho energético do sistema para diferentes condições ambiente.

O quarto capítulo apresenta o desenvolvimento das estratégias de controle propostas pelo autor e justifica, baseado em trabalhos anteriores, as falhas de outras lógicas de controle já implementadas. A primeira estratégia leva em consideração um controle baseado apenas em duas rotações para o compressor VCC, ou seja, uma lógica *dual-speed*. A segunda estratégia tem como objetivo regular a temperatura interna baseado em uma lógica de comutação de um controlador clássico *on-off* e o rastreamento do ponto de mínimo consumo energético global.

O quinto capítulo faz uma análise dos resultados de controle entre as estratégias propostas. Os indicadores de desempenho são baseados no consumo energético global em condições de regime cíclico e na velocidade de rejeição de perturbação. Ao final, uma comparação sintetiza as diferenças encontradas.

Por fim, as conclusões e as perspectivas de trabalhos futuros são apresentadas no capítulo 6.

2 Sistemas de Refrigeração: uma visão geral

A ação de manter a temperatura de uma substância abaixo da temperatura ambiente de forma controlada é denominada refrigeração [1]. Esse processo é amplamente utilizado em vários processos, como a refrigeração doméstica que é responsável principalmente pela conservação de alimentos e pelo condicionamento de ar para aumento do conforto térmico.

2.1 Aspectos históricos da refrigeração

A ideia de resfriar alimentos e bebidas não é recente e começou com a utilização de gelo e neve. Concebida com ciência na área de engenharia e ciências térmicas, a refrigeração vem sendo aprimorada desde 1755, quando William Cullen, da *University of Edinburgh* [2], produziu gelo de forma artificial através da evaporação do éter etílico.

A comercialização de gelo começou através da extração de blocos de gelo de grandes reservas naturais, através do método desenvolvido por Frederic Tudor (início do século XIX) nos Estados Unidos da América, permitindo o transporte e armazenamento para a comercialização em grande escala.

Condições climáticas e a capacidade baixa de produção de frio frearam a refrigeração natural no final do século XIX. Assim, abriu-se espaço para o desenvolvimento de técnicas e métodos para a produção de gelo de forma artificial. Mesmo que Cullen tenha produzido gelo artificialmente em seus estudos, seu método não foi utilizado em nenhum propósito prático.

Em 1834, Jacob Perkins patenteou o sistema de refrigeração de ciclo fechado baseado no trabalho de Oliver Evans (1805) em seu livro "*The abortion of the young steam engineer's guide*". O princípio de funcionamento é pautado na evaporação e condensação contínuas dentro do ciclo. Mesmo que Perkins tenha sido considerado o primeiro a construir a primeira máquina de refrigeração mecânica de vapor, foi apenas com James Harrison em essas máquinas se tornaram operacionais, sendo utilizadas amplamente em aplicações como cervejeiras e frigoríficos.

O equipamento de Harrison era capaz de produzir blocos de gelo, eles serviam para abastecer as "geladeiras" da época, que eram caixas de madeira revestidas de estanho ou zinco e isoladas com inúmeros materiais, divididos em compartimentos. No compartimento superior eram alocados os blocos de gelo, e a parte inferior era formada por uma bandeja de captação de água.

Contudo, o primeiro refrigerador doméstico capaz de produzir frio artificialmente foi concebido por Karl Von Linden. O conceito proposto por Linden evoluiu e os refrigeradores

passaram a ser produzidos em larga escala. O sistema de refrigeração passou a ser hermético, os dispositivos de expansão passaram a usar tubos capilares, evaporadores do tipo *roll-bond* (tubo placa) com movimentação de ar por convecção natural e degelo manual, passaram a ser utilizados.

Os refrigeradores *frost-free*, que são amplamente difundidos atualmente, surgiram na década de 1960, sendo caracterizados pela presença de evaporadores tubo-aletados com movimentação forçada de ar através do uso de ventiladores e com processo de degelo automático [3].

2.2 Ciclo de refrigeração mecânica de vapor

A grande maioria dos refrigeradores existentes no mercado operam sobre o princípio da compressão mecânica do vapor. Estima-se que existam mais de 45 milhões de refrigeradores em operação no Brasil [4], dos quais uma ínfima parcela não utiliza este princípio como modo de funcionamento.

A ideia de unir o princípio de evaporação do fluido a baixa pressão e condensação a alta pressão foi proposto por Oliver Evans, porém concebido por Jacob Perkins em 1834.

Nesse ciclo, o vapor é comprimido, condensado, tendo posteriormente sua pressão diminuída de modo que o fluido possa evaporar a baixa pressão.

2.2.1 Componentes básicos

O ciclo proposto por Perkins possui cinco componentes principais: evaporador, condensador, compressor, dispositivo de expansão e fluido refrigerante (ver Figura 2).

2.2.2 Etapas da refrigeração por compressão mecânica de vapor para refrigeradores

Neste processo, o fluido refrigerante¹, localizado no interior da tubulação que interliga os outros quatro componentes principais do refrigerador, sofre transformações termodinâmicas e há troca de calor e de trabalho. Este fluido entra no evaporador a baixa pressão, na forma de mistura líquido-vapor, e retira energia do meio interno refrigerado (*i.e.* energia dos alimentos) enquanto vaporiza-se e passa para o estado de vapor. O vapor entra no compressor, onde é comprimido e bombeado, tornando-se vapor superaquecido e deslocando-se para o condensador, que tem a função de liberar a energia retirada dos alimentos e a energia resultante do trabalho de compressão mecânica para o meio exterior. O fluido, ao liberar sua energia, passa do estado de vapor superaquecido para líquido (*i.e.*

¹ Fluido refrigerante: é uma substância que circulando dentro de um circuito fechado é capaz de retirar calor de um meio enquanto vaporiza-se a baixa pressão.

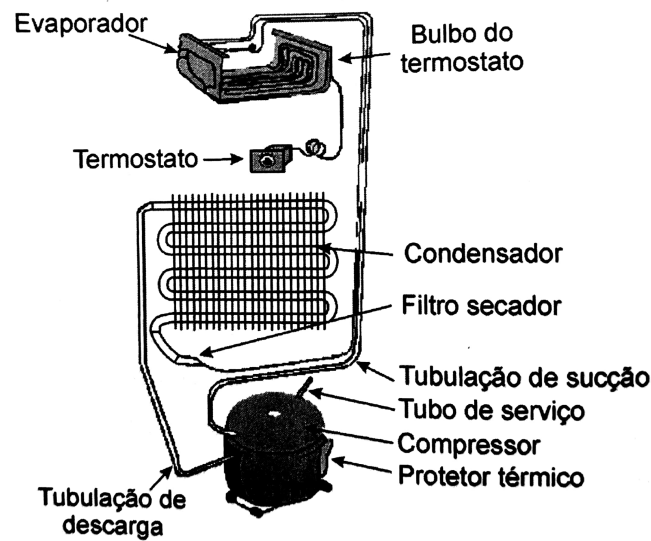


Figura 2 – Componentes de um refrigerador doméstico

Fonte: [5]

condensa) e, finalmente, entra no dispositivo de expansão, onde tem sua pressão reduzida para, novamente, ingressar no evaporador, formando, assim, o ciclo [6].

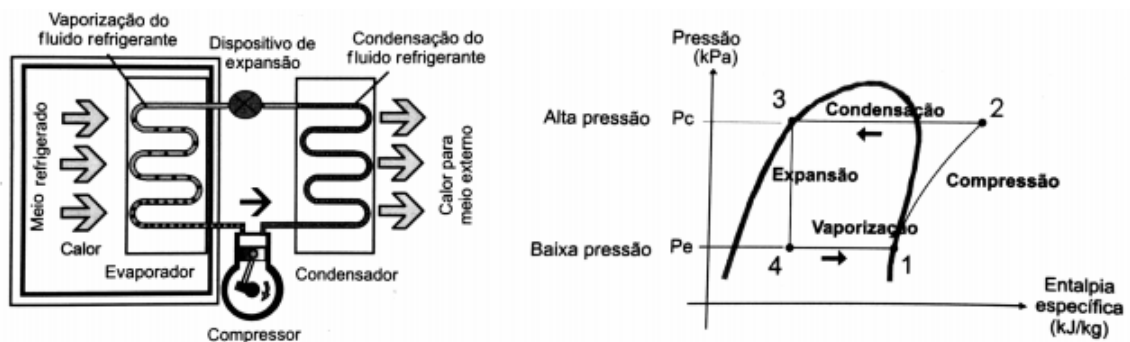


Figura 3 – Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor e diagrama pressão *versus* entalpia.

Fonte: [5]

A Figura 3, apresenta todas as transformações termodinâmicas sofridas pelo fluido refrigerante durante o processo, bem como o diagrama de pressão *versus* entalpia. Enquanto a Tabela 1 resume todas as características apresentadas acima.

Tabela 1 – Processos termodinâmicos que ocorrem em um ciclo de refrigeração

Componente	Características das transformações
Evaporador	Vaporização do fluido refrigerante a baixa pressão
Compressor	Compressão do fluido refrigerante
Condensador	Condensação a uma pressão elevada
Dispositivo de expansão	Expansão do fluido refrigerante

Um ciclo de refrigeração por compressão mecânica do vapor ideal (Ciclo de Carnot Ideal), pode ser representado pelo diagrama de temperatura pela entropia ($T \times S$) (Figura 4). A enumeração está na mesma ordem do ciclo presente na Figura 3.

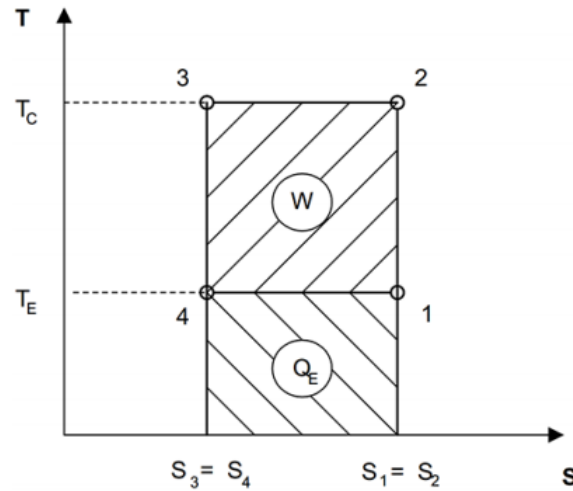


Figura 4 – Diagrama $T \times S$ para um Ciclo de Carnot Ideal.

Fonte: [7]

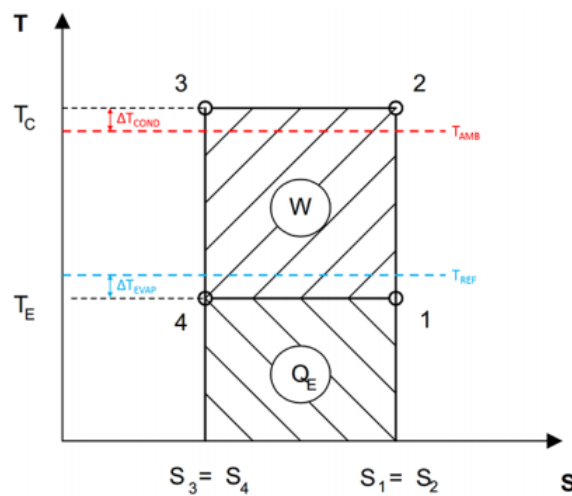


Figura 5 – Diagrama $T \times S$ – Diferença de temperatura entre os trocadores de calor e os respectivos ambientes de operação.

Fonte: [3]

O coeficiente de desempenho (COP) de um ciclo de refrigeração ideal pode ser definido como a relação entre a quantidade de calor absorvido pelo evaporador (Q_E) e o trabalho líquido realizado (W).

$$COP = \frac{Q_E}{W} = \frac{T_E \Delta S}{(T_C - T_E) \Delta S} = \frac{T_E}{T_C - T_E} \quad (2.1)$$

Pela Equação (2.1) pode-se perceber que o desempenho do ciclo pode ser melhorado elevando-se a temperatura de evaporação (T_E) e reduzindo a temperatura de condensação (T_C) [3]. Entretanto, vale ressaltar que o calor flui de uma fonte quente para uma fonte fria. Dessa forma, a temperatura do evaporador deve ser inferior à temperatura do ambiente refrigerado, e a temperatura do condensador deve ser superior à temperatura do ambiente não refrigerado. Logo, o desempenho do ciclo ideal depende do quão menor forem as diferenças de temperatura entre os trocadores de calor e os respectivos ambientes em que estão operando (Figura 5).

2.2.3 Ciclo de refrigeração mecânica de vapor real

O ciclo real (Figura 6) apresenta algumas diferenças se comparado ao ciclo padrão (Figura 3), o que demonstra a ineficiência dos processos envolvidos. As principais diferenças entre esses ciclos residem nas perdas de carga no evaporador e condensador e em dois aspectos adicionais: o superaquecimento do vapor na sucção do compressor e o sub-resfriamento do líquido que sai do condensador.

O ciclo padrão não admite que haja perda de carga tanto no evaporador como no condensador. Em virtude de atrito, ocorre uma perda de carga no ciclo real, resultando um trabalho de compressão maior entre os pontos 1 e 2 do que no ciclo padrão [6].

O superaquecimento do vapor que sai do evaporador evita que gotículas de líquido sejam aspiradas pelo compressor, sendo causado por uma variação positiva da temperatura de evaporação. Na Figura 6, o ponto 1' representa o vapor na temperatura de evaporação e o ponto 1 representa o vapor superaquecido.

O sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador é uma prática generalizada, garantindo que o fluido que entra no dispositivo de expansão seja líquido, sendo causado por uma variação negativa da temperatura de condensação. Na Figura 6, o ponto 3' representa o líquido em temperatura de condensação e o ponto 3 representa o líquido sub-resfriado.

No diagrama da Figura 6 também podemos ver o ponto 4, que representa uma alteração no ciclo de refrigeração padrão e ocorre quando o tubo capilar passa dentro do tubo responsável pelo transporte do vapor na saída do evaporador. A alteração observada é denominada de trocador de calor interno e proporciona uma melhora da eficiência do ciclo, uma vez que aumenta a capacidade de refrigeração do fluido na entrada do evaporador e transfere essa energia para o vapor que será comprimido e perderá essa energia no condensador.

Finalmente, outra diferença entre os ciclos padrão e real é o fato de a compressão no ciclo real não ser isoentrópica, ocorrendo ineficiência devido ao atrito e outras perdas.

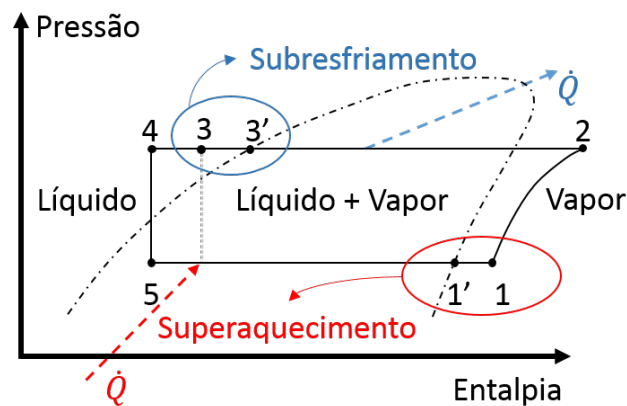


Figura 6 – Ciclo de compressão a vapor real

Fonte: Adaptado de [8]

2.3 Tipos de refrigeradores

Algumas características termodinâmicas são existentes e diferenciam completamente um refrigerador do outro. Assim, as dinâmicas do ciclo de refrigeração mudam e o sistema de controle deve ser robusto para atender às diferenças.

2.3.1 Dispositivos de expansão

O dispositivo de expansão é o elemento que reduz a pressão do fluido refrigerante. Assim, ele é fundamental para a regulação do superaquecimento no evaporador.

A escolha do dispositivo de expansão é de suma importância para a operação do sistema de refrigeração pois ele atua na regulação da vazão de fluido refrigerante para o evaporador. Um dispositivo mal dimensionado ocasiona dificuldades operacionais além de reduzir o desempenho do sistema. Assim, um dispositivo sub-dimensionado diminuirá a vazão de fluido refrigerante causando, assim, uma redução da capacidade que o sistema foi projetado. Já um dispositivo super-dimensionado permitirá a entrada de muito fluido refrigerante, podendo até mesmo causar a entrada do mesmo para o compressor.

Tipos de dispositivo de expansão:

- Restrição de área fixa (tubo capilar ou de orifício).
- Válvula de expansão automática (ou de pressão constante).
- Válvula de expansão termostática.
- Válvula de expansão eletrônica.

No presente trabalho iremos utilizar tubo capilar como dispositivo de expansão e para efeitos de comparação iremos descrever o princípio de funcionamento do mesmo e da válvula de expansão termostática.

2.3.1.1 Tubo capilar

É o dispositivo de expansão mais usado em sistema de refrigeração de pequena capacidade. Trata-se, basicamente, de um tubo de cobre trefilado com diâmetros internos variando entre 0,5 e 2 mm e comprimento entre 1 e 6 m. Não possui partes móveis, é simples e barato. Permite a equalização de pressão no sistema quando parado, possibilitando o uso de compressores de baixo torque de partida, que são menores e mais baratos. Permite cargas moderadamente constantes no evaporador assim como pressões no condensador. A sua desvantagem principal é a capacidade limitada para regular a vazão de fluido refrigerante em resposta às variações operacionais no sistema.

2.3.1.2 Válvula de expansão termostática - VET

Este tipo de válvula fornece uma solução eficiente para a regulação da vazão de fluido refrigerante para os evaporadores de expansão. O princípio de funcionamento é simples: regula o fluxo de refrigerante de forma a manter, na saída do evaporador, um valor de superaquecimento constante. Quando o superaquecimento na saída do evaporador aumenta, devido ao aumento de carga térmica, VET aumenta o fluxo de refrigerante até que o nível de superaquecimento retorne ao valor de referência da válvula. O inverso também pode ocorrer quando a carga térmica diminui. Desta forma, a VET permite que o evaporador permaneça quase completamente ativo em quase todas as condições operacionais.

2.3.2 Convecção

O princípio físico envolvido no processo de fazer frio é a transferência de energia térmica por convecção. Nesse processo, o ar frio torna-se mais denso, pois suas moléculas estão menos agitadas, ocupando assim um menor volume (nas moléculas de ar), diferentemente do ar quente, que é menos denso que o frio em razão da maior agitação de suas moléculas que ocupam um maior volume.

Em virtude da diferença de densidade entre o ar quente e o ar frio dentro do compartimento refrigerado, ocorre a troca de posição entre eles, pois a ação da gravidade atrairá o ar mais denso (ar frio) e logo a parte inferior do compartimento também é resfriado. O uso de ventilador na saída do evaporador facilita o processo de convecção e é utilizado principalmente em refrigeradores verticais.

No presente trabalho a convecção é natural e por se tratar de um refrigerador horizontal, então, o ar quente que pode entrar ao se abrir a porta passa logo pra parte superior e por isso tem-se pouca influência de perturbações de abertura de porta para esse tipo de refrigerador.

2.3.3 Degelo

A formação de gelo em evaporadores é um fenômeno inevitável e evitar o bloqueio do evaporador torna-se necessário devido às consequências prejudiciais causadas por tal situação. Portanto, o gelo deve ser removido sempre que necessário, buscando manter a melhor eficiência possível para o sistema projetado, através da realização de degelos. A realização de degelo penaliza o sistema térmico, pois, geralmente, ao se iniciar o processo de degelo, o ventilador e o compressor são desligados, e dessa forma, há um aumento da temperatura interna do refrigerador. Além disso, parte da carga térmica gerada pelo processo de degelo é liberada no ambiente refrigerado, visto que somente uma parte do calor dissipado derrete o gelo. A partir disso, e com o encerramento do processo de degelo, para compensar o aumento de temperatura dentro do refrigerador, será necessário que o compressor permaneça mais tempo ligado. Adicionalmente, o sistema de degelo é comumente instalado junto ao evaporador, gerando perda de carga do lado do ar. O somatório de todos esses fatores contribui para um aumento no consumo de energia global do refrigerador [3].

Existem diversas técnicas de degelo, sendo que as que se destacam são as de derretimento da geada via escoamento de vapor superaquecido oriundo da descarga do compressor (*hot gas by-pass*), e o derretimento da geada através de resistências elétricas. O derretimento por gás quente consome menos energia elétrica, porém o aparato necessário para sua implementação, inviabiliza sua aplicação em refrigeradores domésticos. Sendo assim, as resistências elétricas são mais difundidas e amplamente utilizadas em refrigerados domésticos e em sistemas de refrigeração de pequeno porte [3].

Porém, no presente trabalho o refrigerador utilizado possui sistema de degelo manual. O degelo manual não é tão prático assim, já que de tempos em tempos é preciso desligar o refrigerador para que o gelo, que fica na parede do compartimento refrigerado, derreta e seja retirado.

2.4 Controle para refrigeração

Atualmente, o principal método de regulação de temperatura do gabinete refrigerado para a refrigeração doméstica e comercial utiliza uma lógica de controle simples baseada na utilização de termostatos (Figura 7), que é um componente capaz de manter a temperatura dentro de estreitos limites pré-determinados, ligando ou desligando algum dispositivo

que seja capaz de variar a temperatura a ser controlada assim que esses limites forem atingidos. Essa técnica é conhecida na literatura com o nome de Controle por histerese, ou Controlador *on-off*² (ver Figura 8). Esse controle tem como vantagem a simplicidade da lógica pois não requer sintonização dos parâmetros do controlador, como no caso dos controladores PID.

A descrição do comportamento do controle pode ser vista na Figura 9. A partir dela, nota-se que a temperatura a ser controlada permanece oscilando dentro de um intervalo $[T_{\text{sup}}, T_{\text{inf}}]$, porém sem atingir um valor estacionário. A amplitude A e frequência de oscilação f_{osc} são indicadores para determinar uma faixa de valores suficientemente pequena tornando a resposta menos oscilatória e mais constante mas, para isso, seria necessário uma frequência de acionamento do atuador muito alta, interferindo na durabilidade do mesmo.

As limitações eletro-mecânicas do atuador, que nesse caso é o compressor, limitam a frequência de acionamento. Para os compressores, o período entre os acionamentos não pode ser muito baixo, devido ao tempo necessário para equalizar as pressões internas.

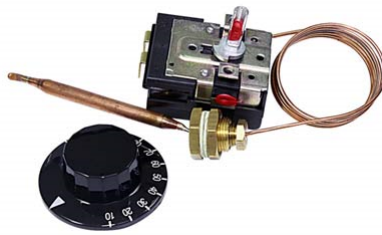


Figura 7 – Termostato mecânico

Fonte: *ROBERTSHAW* - Modelo EA5-8-36U

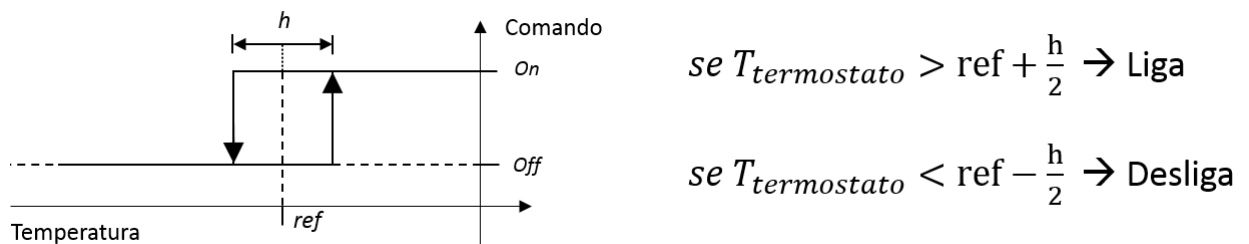


Figura 8 – Controle por histerese

Fonte: Autor

A Figura 9 mostra a simulação de um modelo matemático para um dado sistema de refrigeração, de modo que pretende-se manter a temperatura no interior do gabinete na faixa de $-17\text{ }^{\circ}\text{C}$ à $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$. Para efeitos meramente ilustrativos foi apresentada a temperatura ambiente externa ao gabinete, com valor médio de $32\text{ }^{\circ}\text{C}$.

² (2007) On-Off Control. In: Process Automation Handbook. Springer, London

O sinal de comando é mostrado através de representação binária onde 1 representa o compressor de velocidade fixa ligado (\bar{u}) e 0 desligado.

O modelo de simulação utilizado é de primeira ordem com atraso de transporte (*First Order Plus Dead Time - FOPDT*), Equação (2.2). A variável do processo é a variação da temperatura interna no gabinete do refrigerador (δT) e a variável manipulada é a variação da rotação do compressor ($\delta U \in [0, \bar{u}]$).

$$G(s) = \frac{\delta T(s)}{\delta U(s)} = \frac{k}{\tau s + 1} e^{-\theta s} \quad (2.2)$$

onde $k < 0$ é o ganho estático, τ é a constante de tempo e θ o atraso de transporte.

Por fim, podem-se criar relações matemáticas entre os parâmetros do sistema controlado, ou seja: controlador e planta (representada pelo modelo 2.2). E assim, podemos afirmar que: $A \propto (h, \theta/\tau)$ e $f_{osc} \propto (\tau^{-1}, \theta^{-1})$.

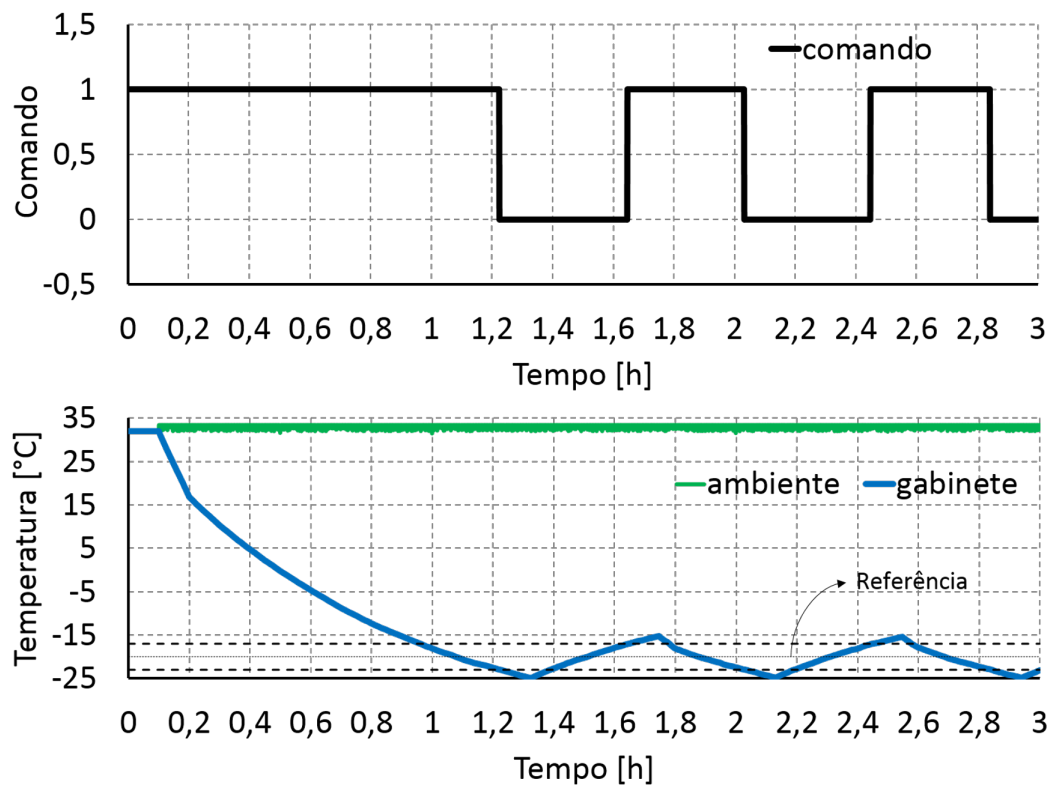


Figura 9 – Controle *ON/OFF* de temperatura em um sistema de refrigeração

Fonte: Autor

2.4.1 Runtime Ratio

O *Runtime Ratio* (RTR) permite avaliar o consumo energético dos sistemas de refrigeração que regulam a temperatura interna em regime cíclico através de controle *on-off*. A taxa é apresentada pela Equação (2.3). Valores muito próximos de 1 indicam que o compressor fica pouco tempo desligado (t_{off}), ou seja alta demanda de capacidade térmica e maior consumo energético.

$$\text{RTR} = \frac{t_{on}}{t_{off} + t_{on}} \quad (2.3)$$

O valor médio aproximado da potência total consumida em um ciclo de funcionamento é mostrado pela Figura 10 e evidencia que esse valor é bem aproximado pelo produto "potência média total com o compressor ligado" \times "RTR", tendo como valor exato a integral da potência total no ciclo dividida pelo período do ciclo ($t_{on} + t_{off}$). Assim, quanto maior o valor de RTR maior é o consumo energético caso a potência seja mantida aproximadamente constante.

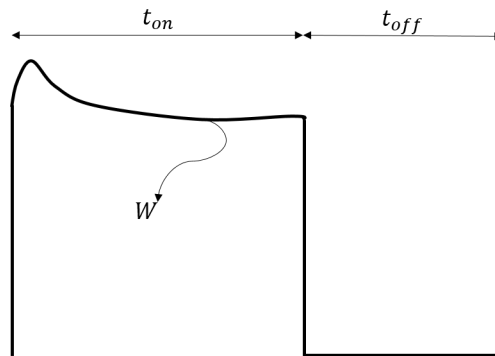


Figura 10 – Potência média aproximada em um ciclo através do controlador *on-off*

2.5 Compressores

2.5.1 Compressor de velocidade fixa

A maioria das aplicações de refrigeração comercial possuem compressores com uma capacidade de refrigeração fixa, sendo assim dimensionados para o pior caso de operação (condições de alta carga térmica), e os eventos que solicitam altas capacidades de refrigeração são raros, o que os tornam superdimensionados e pouco eficientes energeticamente.

2.5.2 Compressor de velocidade variável

Uma solução que vem sendo adotada para aumentar a eficiência dos refrigeradores é a utilização de compressores com capacidade de refrigeração variável. Esses componentes são dimensionados para que, quando necessário possam atuar no pior cenário, porém podem ajustar a sua capacidade de refrigeração para obter uma melhor eficiência energética em várias condições de funcionamento. Além de um menor consumo energético, os compressores VCC podem diminuir as oscilações de temperatura interna (controle suave ao invés do controle "liga-desliga"), são mais silenciosos em rotações mais baixas e podem ser dimensionados para uma maior potência para reduzir o tempo de *pull-down* sem afetar o consumo energético em regime cíclico (menor potência).

O controle em bancada experimental é feito através de comunicação serial entre um computador e um inversor. O VSD é uma interface que relaciona o sinal de entrada com o aplicado no compressor. A Figura 11 apresenta um VSD (Driver de variação de velocidade) genérico, o sistema consiste em um retificador de tensão, usualmente 220 V, 60 Hz, para um sinal DC, e um inversor de frequência responsável pela conversão do sinal DC no sinal a ser aplicado no compressor. O controle do sinal a ser aplicado no compressor é feito através do regulador de tensão e frequência, podendo estes serem ajustados dinamicamente [9].

O controle da rotação é feito através o ajuste da frequência do sinal enviado pelo inversor. O compressor utilizado neste trabalho possui 4 polos magnéticos (p) e a relação entre a velocidade do compressor em RPM (n_s) e frequência do sinal em Hz (f) é dada pela Equação (2.4) [9]:

$$n_s = 2 \frac{f}{p} \left[60 \frac{\text{s}}{\text{min}} \right] \quad (2.4)$$

logo $n_s = 30f$

A fabricante dos compressores e inversores, a Embraco, disponibilizou *Virtual Instruments (VIs)* e sub-(*VIs*) em LabVIEW para comando via porta serial da rotação, assim como visto na Figura 12. É possível ler a rotação real e o *status* do funcionamento do compressor, informando possíveis erros de operação.

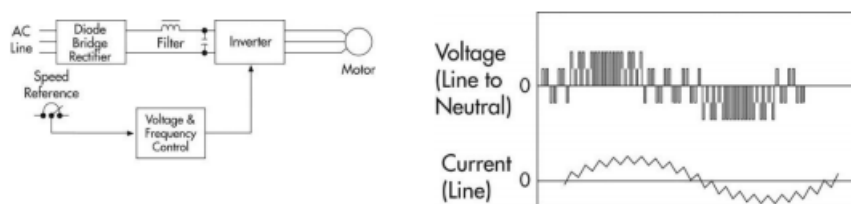


Figura 11 – Configuração básica do inversor de frequência

Fonte: [9]

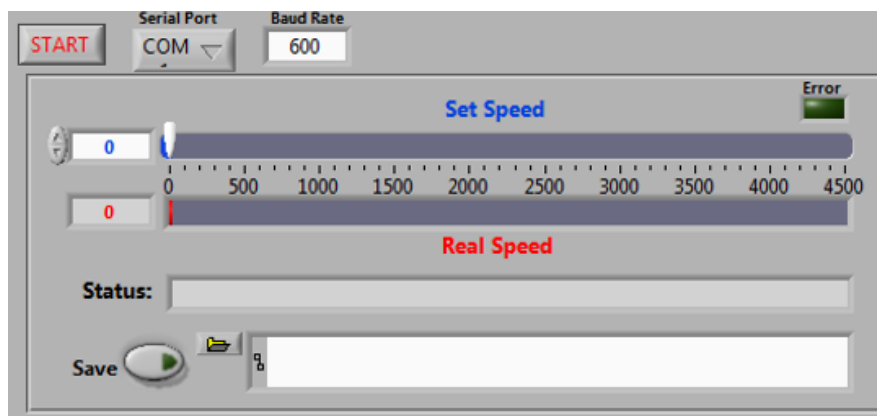


Figura 12 – Embraco - VCC Control Interface

Fonte: Embraco

O compressor VCC utilizado no projeto é controlado por meio do inversor de frequência e permite rotações de até 4507 RPM. A figura 13 mostra a não-linearidade do compressor, assim, percebem-se quatro regiões de operação para o atuador. As proposições de controle atuarão apenas na terceira região (linear), ou seja, entre 1800 RPM e 4507 RPM, porém, por conveniência entre 1800 RPM e 4500 RPM. Assim, $f \in [60, 150]$ em Hz.

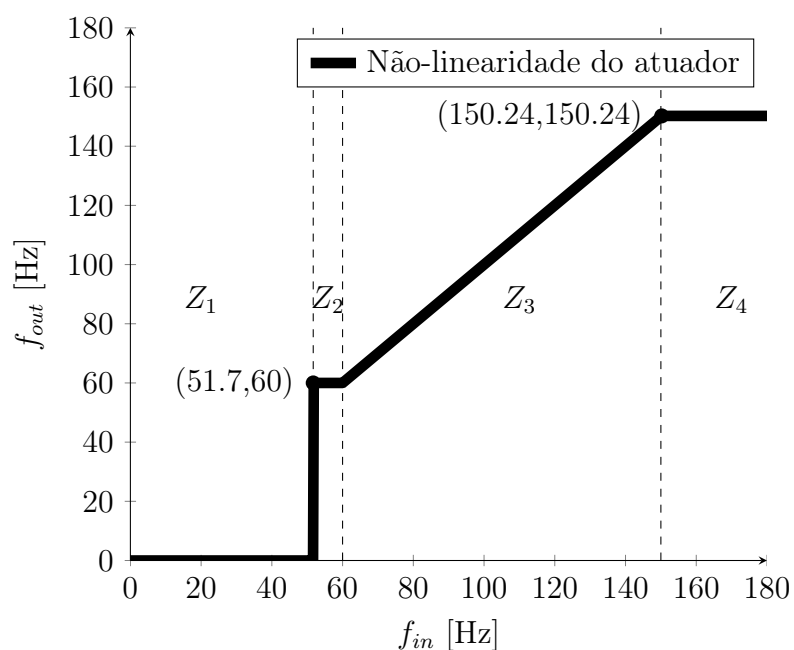


Figura 13 – Não-linearidade do compressor VCC.

Fonte: Autor

3 Descrição do aparato experimental

3.1 Refrigerador

O aparato experimental desenvolvido para o presente trabalho utiliza um refrigerador horizontal (*Chest freezer*), modelo HF40S, para sorvetes e congelados da fabricante Metalfrio Solutions, como visto na Figura 14. O refrigerador utiliza o ciclo de compressão mecânica do vapor descrito na Seção 2.2, com o R290 como fluido refrigerante.

O refrigerador possui um volume interno de 433 l, ventilação forçada de ar apenas no condensador (com potência de 7 W), tubo capilar como dispositivo de expansão e convecção natural (sem a presença de ventilador no evaporador). O sistema não possui processo de degelo automático e portanto deve-se desligá-lo de tempos em tempos quando o refrigerador está muito congelado internamente. O controle de temperatura interna, originalmente instalado, é do tipo termostato mecânico como visto na Figura 7. A faixa de temperatura de operação está entre $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ à $-22\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Figura 14 – Refrigerador HF40S - Metalfrio Solutions

Fonte: Metalfrio Solutions

3.2 Instrumentação do sistema

As análises e lógicas de controle, que são empregadas no trabalho, são baseadas nas leituras de temperaturas e potências instantâneas do sistema, sendo assim foi necessário realizar uma instrumentação completa do produto.

As leituras das temperaturas são feitas através de termopares, que para o trabalho foram do tipo T (cobre - constantan).

As leituras das potências instantâneas do compressor e do ventilador do condensador são feitas utilizando dois transdutores de potência (Yokogawa 2375A10), um transdutor de potência com fundo de escala de 1000 W para a medição da potência compressor e um transdutor de potência com fundo de escala de 200 W para a medição da potência do ventilador do condensador.

A instrumentação do gabinete do produto foi feita seguindo a ISO5155 (1995), veja a Figura 15.

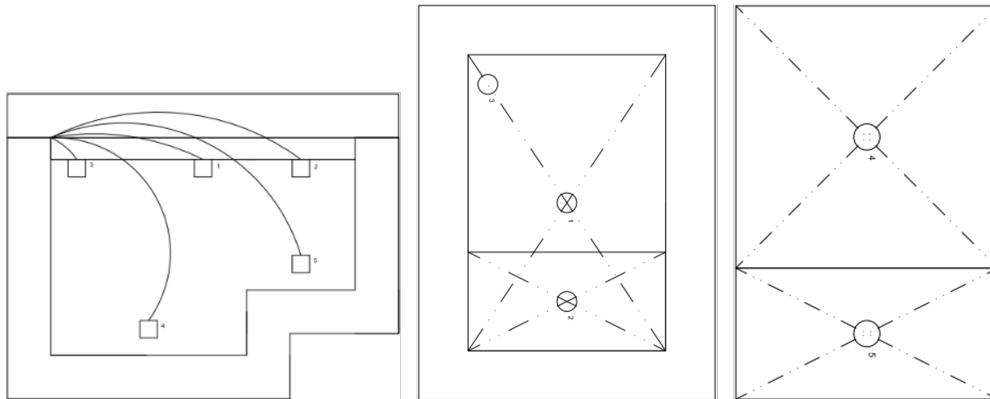


Figura 15 – Instrumentação gabinete HF40S - ISO5155

Fonte: Autor

Foi introduzido apenas um termopar adicional próximo à saída de ar, assim, é possível capturar a estratificação de temperatura dentro do ambiente refrigerado. Foram dispostos termopares de entrada, meio e saída do condensador, no entanto, no evaporador foi possível instalar apenas termopares na entrada e na saída em decorrência das características de fabricação do circuito de refrigeração (evaporador está nas paredes do refrigerador).

Foram instrumentados termopares para leitura das temperaturas de sucção, descarga e óleo (carcaça). Essas variáveis são usadas pelo supervisor para evitar que o compressor opere em condições de risco.

A medição da temperatura ambiente é feita através de apenas dois termopares posicionados na face frontal e posterior, como pode ser observado na Figura 16.

3.2.1 Bancada eletrônica de testes

A bancada, com todos os módulos que a compõem, é representada pela Figura 17.

3.3 Acionamentos

Para realizar os acionamentos do compressor e do ventilador foram utilizados relés de estado sólido (Eurotherm), dispositivo que permite apenas dois estados: ligado e desligado.

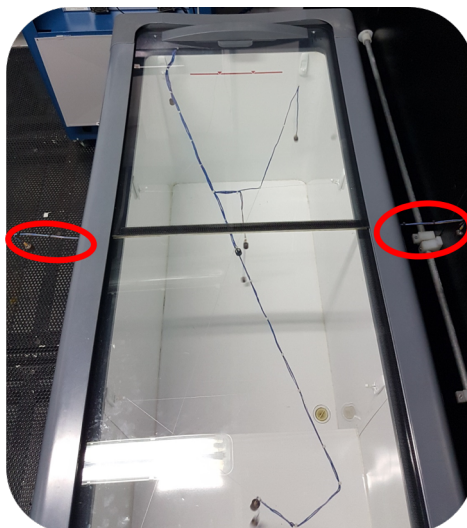


Figura 16 – Termopares para leitura da temperatura ambiente

Fonte: Autor



Figura 17 – Bancada eletrônica com os módulos para realização dos testes

Fonte: Autor

3.4 Programa supervisorio em LabVIEW e variáveis de emergência

3.4.1 Supervisorio

O desenvolvimento do *software* que realiza a aquisição, controle, supervisão e comando do sistema foi implementado em linguagem LabVIEW. Assim, a inteligência das lógicas de controle e a comunicação do computador com o inversor acoplado ao compressor VCC advém do *software* desenvolvido. A escolha da linguagem foi adotada pela facilidade de prototipagem e pela utilização de equipamentos da National Instruments.

A aquisição dos sensores e o acionamento dos atuadores foram feitos através do sistema de aquisição e comando da National Instruments com um chassi SCXI 1001, utilizando módulos específicos para medição dos sinais de termopares (SCXI-1112) e para

entrada e saída de sinais de tensão (SCXI-1324 e SCXI-1325). O sistema supervisor foi desenvolvido de forma modular (utilizando VIs e sub-VIs). A Figura 18 mostra a página inicial do *software* desenvolvido para aquisição de dados, para interface homem-máquina e para as implementações das estratégias de controle.

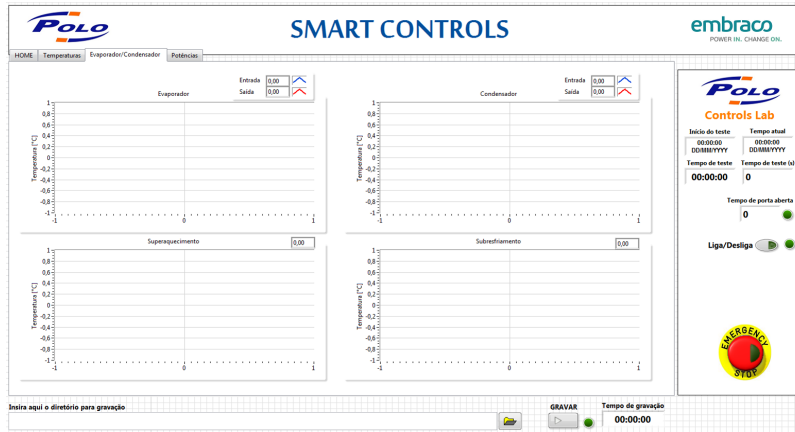


Figura 18 – Interface gráfica genérica do sistema supervisor desenvolvido em LabVIEW

Fonte: Autor

3.4.2 Variáveis de emergência

Como o compressor e o inversor usados nos testes são protótipos, foi avaliado um conjunto de variáveis para manter a operação segura. Assim, caso alguma dessas variáveis atinja um valor acima ou abaixo do aceitável o sistema como um todo desliga (compressor e ventilador do condensador). Para determinar uma situação de emergência foi estudado quais variáveis podem gerar casos de falha nos equipamentos. A Tabela 2 mostra quais variáveis são críticas e os intervalos de segurança para estas.

Tabela 2 – Variáveis que geram eventos de emergência

Variável	Evento de emergência
Superaquecimento	Menor que $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$
Temperatura de sucção do compressor	Menor que $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$
Temperatura da carcaça do compressor	Maior que $110\text{ }^{\circ}\text{C}$
Potência do compressor	Menor que 50 W e compressor alimentado

Assim que algum evento de emergência ocorre o sistema desliga e só é retomado de forma manual pelo usuário.

3.5 Câmara de testes

Os ensaios foram realizados em uma câmara de teste, capaz de controlar a temperatura ambiente na faixa de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. A umidade relativa do ambiente de teste

também é controlada em uma faixa de 30% a 95% , com uma incerteza inferior a $\pm 5\%$. Para controlar as condições de temperatura e umidade, a câmara possui um sistema de refrigeração (compressor, condensador, dispositivo de expansão e um evaporador), um sistema de circulação de ar (ventiladores e *dampers*), um sistema de aquecimento constituído por um banco de resistores elétricos e um umidificador (resistência elétrica submersa em um reservatório com água). O sistema de controle de temperatura é relativamente simples. A temperatura do ar no interior da câmara é a média das leituras de temperatura de quatro termopares localizados na parte superior da câmara, próximos ao forro falso, enquanto a umidade relativa é medida através de um sensor posicionado no centro geométrico do forro. Um esquema da câmara pode ser observado na Figura. A temperatura do ar é controlada por um controlador do tipo PID, capaz de variar continuamente a corrente enviada aos resistores elétricos, de acordo com o sinal lido por um conjunto de termopares, e por um sistema de resfriamento que opera continuamente. A umidade relativa também é controlada por um controlador do tipo PID que recebe o sinal enviado por uma sonda capacitiva e atua sobre as resistores do sistema de umidificação. De acordo com recomendações da norma ISO15502 (2005), a velocidade do ar dentro da câmara não deve exceder de $0,25 \text{ m}^2/\text{s}$ [10].

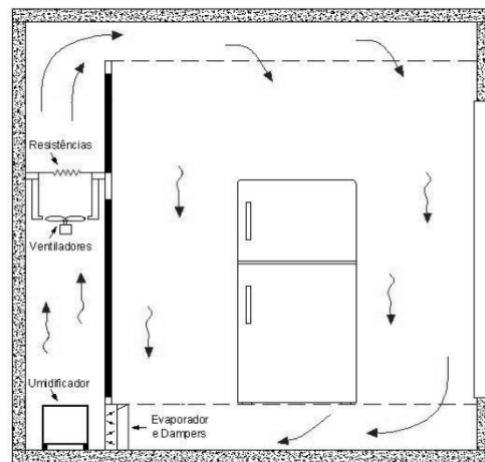


Figura 19 – Representação esquemática da câmara de testes

Fonte: [10]

3.6 Ajuste de carga para o compressor VCC

A carga de fluido refrigerante foi ajustada através de um procedimento passado pelo engenheiro responsável da fornecedora do compressor (Embraco). O procedimento foi manter a temperatura ambiente a $35 \text{ }^\circ\text{C}$ e a umidade relativa em 75% e ajustar a rotação do compressor para a máxima possível, ou seja, 4500 RPM. Para fins acadêmicos, realizou-se este teste também para 2000 RPM, 2500 RPM e 3600 RPM. Após isso, devem-se avaliar os valores de superaquecimento e sub-resfriamento desse conjunto de testes e comparar com

a operação do compressor de velocidade fixa (3600 RPM), que teve seus testes realizados com temperatura ambiente à 32 °C e a umidade relativa em 50%.

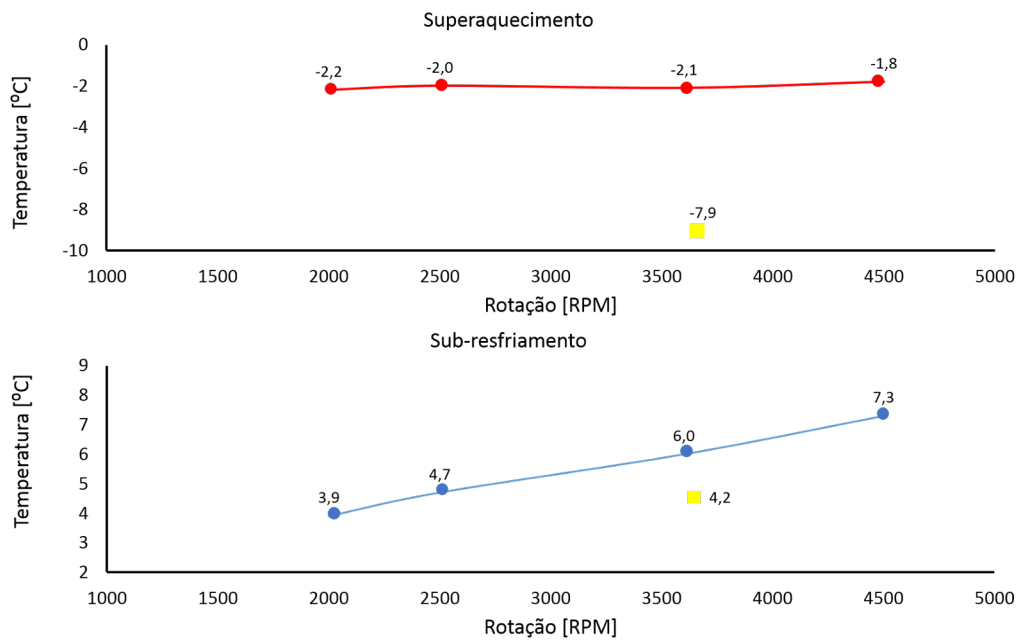


Figura 20 – Ajuste de carga do compressor VCC

Fonte: Autor

A Figura 20 mostra os valores de superaquecimento e sub-resfriamento para os quatro testes realizados (linhas vermelha e azul) e os valores de referência com o compressor de velocidade fixa (quadrados amarelos). Vale destacar ao leitor que a medição das temperaturas do evaporador foi prejudicada pelo modo de construção do refrigerador, impossibilitando assim uma medição mais próxima da entrada e da saída do evaporador, logo o valor de superaquecimento não é o real porém serve de parâmetro de comparação, assim ele será chamado de superaquecimento de referência.

Decidiu-se manter o mesmo valor de carga de fluido refrigerante (no valor de 126 g), que veio de fábrica com o compressor de velocidade fixa, pois notou-se que o sistema possui comportamento semelhante ou melhor que o valor de referência.

3.7 Determinação da condutância térmica - coeficiente de UA

A condutância térmica, ou seja, o coeficiente de UA (Coeficiente Global de Transferência de Calor por Unidade de Área), é um indicador que avalia a perda de calor pelas paredes do refrigerador. A determinação deste coeficiente é um feita por um dos principais testes a serem realizados na fase inicial de um projeto na área de sistemas de refrigeração. Este coeficiente é capaz de avaliar de forma satisfatória a capacidade de refrigeração de um dado sistema.

O coeficiente de UA é usado como uma ferramenta para avaliar a capacidade mínima necessária para um compressor operar em regime cíclico (ver Figura 9). Assim, sabendo-se quanto de calor é perdido pelas paredes do refrigerador pode-se então ter um compressor bem adequado. O calor perdido do refrigerador para o ambiente externo é calculado através da Equação (3.1).

$$Q = UA \overbrace{(T_{gab} - T_{amb})}^{\Delta T} \quad (3.1)$$

onde, T_{gab} é a temperatura interna no gabinete do refrigerador.

$$W_{ri} = UA\Delta T \quad (3.2)$$

Pode-se entender a Equação (3.2) como sendo $Y = AX$.

O balanço energético entre as perdas de calor conhecidas e a entrada de calor do sistema fornece o coeficiente UA. Tais valores podem ser obtidos através de ensaios de determinação de UA, também chamado testes de fluxo de calor reverso (ver Figura 21). O teste consiste em aquecer o gabinete do refrigerador com o compressor desligado e medir o aumento da temperatura interna, ou seja um ΔT positivo. Quando ΔT estiver assentado pode-se então calcular o coeficiente, pois nesse momento em que o sistema está em regime permanente estacionário existe uma equivalência entre o calor gerado internamente pelo somatório das potências dissipadas pelos resistores elétricos (W_{ri}) ligados durante o teste, e o calor perdido para o meio ambiente (ΔT). A intenção é que a diferença no interior do sistema e o ambiente externo simule as mesmas diferenças de temperatura quando o refrigerador estiver operando. Como é possível determinar o calor gerado internamente através da medição das potências dissipadas (W_{ri} da Equação (3.2)) e a variação de temperatura (ΔT da Equação (3.2)), a determinação do coeficiente é simples e pode ser feita com um conjunto pequeno de testes.

Foram realizados 3 testes para determinação do coeficiente de UA, a Tabela 3 mostra as temperaturas a serem atingidas no ambiente externo e dentro do sistema. A Tabela 4 mostra os valores de ΔT e a potência dos resistores elétricos.

Tabela 3 – Temperaturas nos testes de UA.

Teste	T_{amb} [°C]	T_{gab} [°C]
1	22,18	59,86
2	22,19	61,18
3	22,01	60,6

Tabela 4 – Valores obtidos no teste de UA.

Teste	ΔT [°C]	W_{ri} [W]
1	37,68	192,33
2	38,99	192,40
3	38,85	194,93

O coeficiente foi encontrado através do método dos mínimos quadrados aplicados a Equação (3.2), tendo como resultado um UA igual a aproximadamente 5,02 W/K.

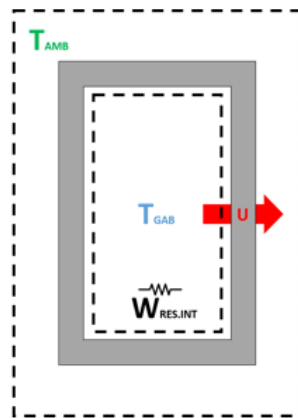


Figura 21 – Esquemático do teste de UA

Fonte: Autor

3.8 Análise de eficiência energética

O sistema foi submetido a testes visando obter o perfil energético utilizando a lógica clássica de controle (controlador *on-off*), porém variando a rotação do modo "ligado" e as condições ambiente.

3.8.1 Curva de consumo global

Para obter o comportamento energético do sistema, necessário ao desenvolvimento de lógicas de controle energeticamente eficientes foram realizados testes em várias faixas de operação do compressor (1800 RPM, 2500 RPM, 3000 RPM, 3600 RPM, 4000 RPM, 4500 RPM).

O consumo global do refrigerador consiste na energia utilizada pelo compressor, inversor e pelo ventilador do condensador. A regulação da temperatura do gabinete refrigerado é feita na faixa de -18 °C a -22 °C.

O cálculo do consumo global obtido utilizou o método da integral da potência total medida durante o regime cíclico (ou seja desconsiderando o *pull-down* e perturbações),

sendo o período de integração igual a 4 horas para todas as análises. Para resultados finais esse valor é convertido para kilowatt hora por mês (Figura 22).

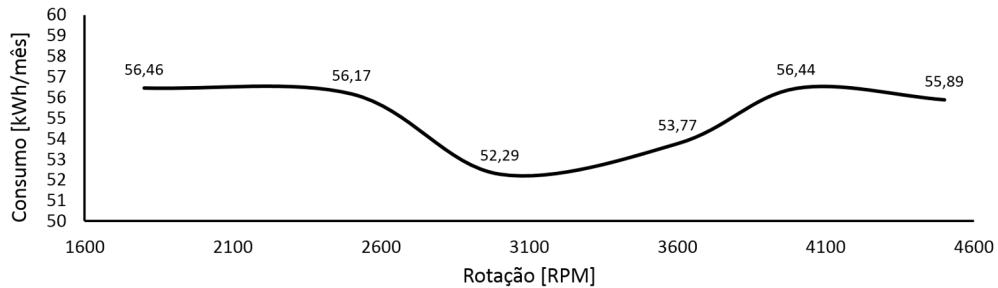


Figura 22 – Curva de consumo energético do sistema para um controle *on-off* a 32 °C e 50% umidade relativa.

Fonte: Autor

Sabe-se que o *Runtime Ratio* é inversamente proporcional à rotação do compressor e a potência média total com o compressor ligado é diretamente proporcional à rotação do compressor. Vale ressaltar que o ventilador do condensador liga e desliga juntamente com o compressor. Assim, pode-se afirmar que quanto mais tempo o compressor fica ligado maior é o tempo em que o ventilador permanece ligado.

O valor da potência do ventilador do condensador independe da rotação do compressor, assim pode-se afirmar que a potência do ventilador é uma perda fixa (consumo fixo) e funciona como um *offset* do valor da potência total instantânea medida. Por fim, caso o valor da potência do ventilador apresente um valor alto, então a rotação que apresentará menor consumo global não será necessariamente a menor rotação possível, pois com rotação baixa, o *Runtime Ratio* é alto e então há um consumo global alto devido à perda fixa mesmo que o consumo isolado do compressor nessa condição seja baixo.

Percebe-se que o sistema operando na rotação de 2500 RPM possui um consumo ligeiramente menor do que comparado às demais rotações, demonstrando que para a condição ambiente mencionada e considerando que o sistema estava descarregado, então, não é necessário utilizar uma rotação alta pois não há demanda térmica e também não é necessário uma rotação menor, pois, dessa forma o sistema ficaria mais tempo ligado.

3.8.1.1 Rotação mínima ótima para consumo global minimizado

A mesma análise para realização do mapa de consumo global foi feita com duas outras condições ambiente, 20 °C; 50% umidade relativa e 40 °C; 50% umidade relativa, e são mostrados nas curvas da Figura 23.

Como pode-se perceber, existe para cada conjunto de condições ambiente uma rotação ótima em que o sistema operando em regime cíclico, possui consumo global minimizado.

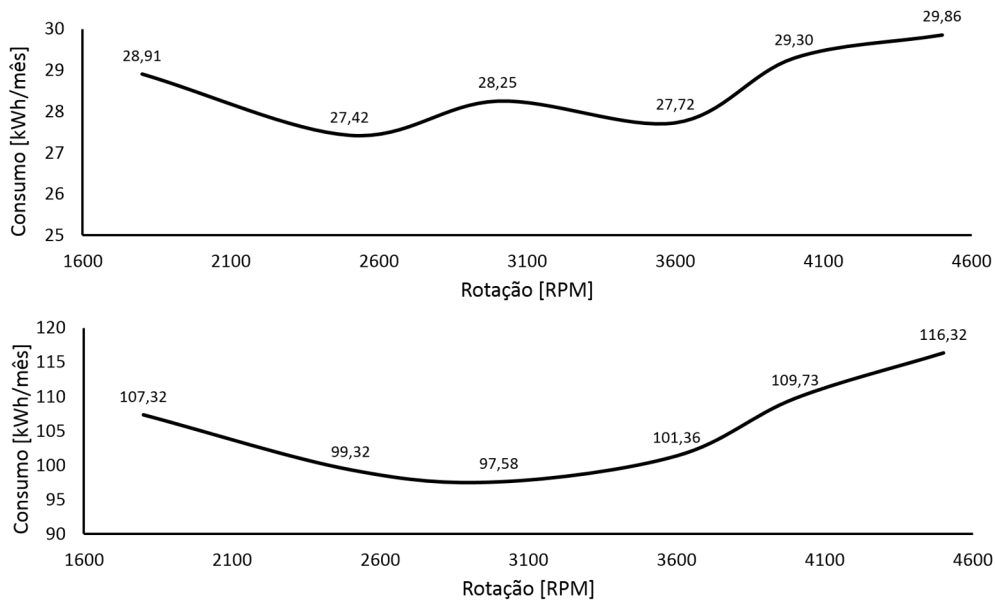


Figura 23 – Curvas de consumo energético do sistema para um controle *on-off* a 20 °C e 50% umidade relativa e a 40 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

3.8.2 Análise do coeficiente de desempenho do compressor

O método clássico para obtenção do coeficiente de desempenho consiste em manter o sistema em uma rotação fixa até ocorrer o assentamento da temperatura do gabinete refrigerado, e realizado o balanço energético nessa situação (Equação (3.3)).

$$W_t = \Delta T_{gab} UA \quad (3.3)$$

O COP do sistema foi calculado segundo a Equação (3.4).

$$COP = \frac{W_t}{W_c} \quad (3.4)$$

onde W_c é a potência entregue somente pelo compressor.

A interpretação que se deve ter do valor do COP para a seguinte aplicação é: quanto de energia o sistema de refrigeração retira do gabinete refrigerado para cada watt de energia consumido pelo compressor. Através desta análise é possível identificar que um sistema energeticamente eficiente possui um COP elevado.

Os dados utilizados para confeccionar a curva do COP são oriundos dos testes para determinação da carga de fluido refrigerante (ver Seção 3.6).

Os dados do COP obtidos para esse compressor estão sintetizados na Tabela 5.

Tabela 5 – Dados obtidos para curva do COP.

Rotação [RPM]	ΔT_{gab} [°C]	W_c [W]	COP
2000	57,82	129,12	2,25
2500	61,20	155,25	1,98
3600	65,10	198,79	1,64
4500	67,66	241,58	1,41

Dessa maneira, é possível identificar que o sistema possui um melhor desempenho energético para as baixas rotações. Porém, como o COP avalia apenas o consumo do compressor e o sistema foi mantido em rotação fixa, então, o melhor indicativo do desempenho energético é o consumo global (ver Seção 3.8.1). Os dados obtidos estão apresentados graficamente na Figura 24 para melhor visualização.

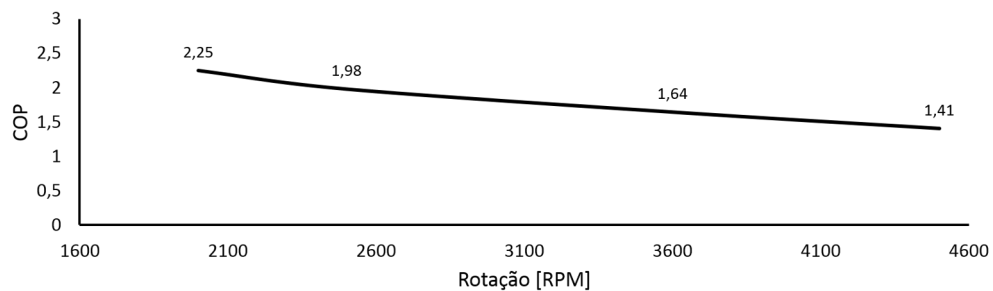


Figura 24 – Curva do COP do sistema de refrigeração.

Fonte: Autor

4 Sistemas de Controle

4.1 Lógica Baseline para regulação da temperatura interna

A lógica *baseline*¹ desenvolvida e adotada pela fabricante do compressor VCC foi estudada em [9]. Essa lógica utiliza uma correlação do torque² do compressor com a temperatura interna e assim através dessa variável um controle é realizado para garantir a regulação da temperatura.

Foi apresentado que a correlação é pequena e que o controle mostrou-se pouco competente, pois possui falhas em diversas características de controle, como por exemplo: a demora do sistema em identificar e reagir a uma situação de perturbação; o sistema nunca mantém uma rotação fixa para a regulação de temperatura em regime cíclico, sempre buscando o comportamento *on-off* com variação de rotação em modo ligado devido à lógica embarcada no inversor.

Com base no trabalho realizado anteriormente pela equipe do POLO decidiu-se não analisar novamente esta lógica.

4.2 Regulação da temperatura interna com controlador proporcional-integral (PI)

Em [9] optou-se pela regulação da temperatura através da escolha de um controle pela realimentação da temperatura do gabinete (variável do processo) e ajustando a rotação (variável de controle). A medição dessa temperatura é feita pelo sensor de temperatura presente utilizado comumente para o controle *on-off* clássico. Mostrou-se que o controlador PI implementado possui melhor desempenho energético se comparado à lógica *baseline*, além de possuir requisitos de controle mais competentes, como: regulação da temperatura com rotação fixa e erro de seguimento de referência nulo para situações ambiente severas e regulação de temperatura *on-off* com rotação variável em situações ambiente amenas; a rapidez do sistema em identificar e reagir a uma situação de perturbação.

Como os testes realizados foram apenas para um conjunto de condições ambiente, não foi possível validar completamente o controlador desenvolvido, além é claro de que os resultados energéticos foram influenciados negativamente pela alta potência consumida pelos ventiladores do refrigerador utilizados no projeto (cerca de 70 W). Ou seja, como o presente trabalho busca encontrar lógicas de controle independentes do refrigerador

¹ Essa lógica é mantida em sigilo pela fabricante.

² Torque é calculado indiretamente pela razão potência/rotação.

(dinâmica e ventiladores) que serão embarcadas, não adotou-se a lógica desenvolvida nos testes realizados. A grande dificuldade dessa técnica é o levantamento de um modelo dinâmico linear para um sistema com grande inércia térmica e então sintonizar os parâmetros do controlador também linear, o que acarreta em um tempo de projeto pela fabricante do refrigerador. Outro ponto, é a influencia de ventiladores de alta potência, ou seja, caso o PI controle a temperatura com erro nulo, então a rotação será mantida em um valor fixo estacionário e o conjunto compressor-ventiladores permanecerá sempre ligado, assim, mesmo que o compressor tenha seu consumo otimizado pelo controle, o ventilador continuará sendo uma perda fixa de consumo, acarretando em um consumo global não otimizado.

O presente trabalho busca desenvolver lógicas de controle que minimizem o consumo global, isto é, do conjunto compressor e ventilador. É importante notar que dependendo do fabricante do refrigerador, a potencia do ventilador pode ser alta ou baixa em relação à potencia do compressor e isso afeta de forma significativa o consumo a ser otimizado.

4.3 Controlador de comutação de velocidade dupla - dual-speed

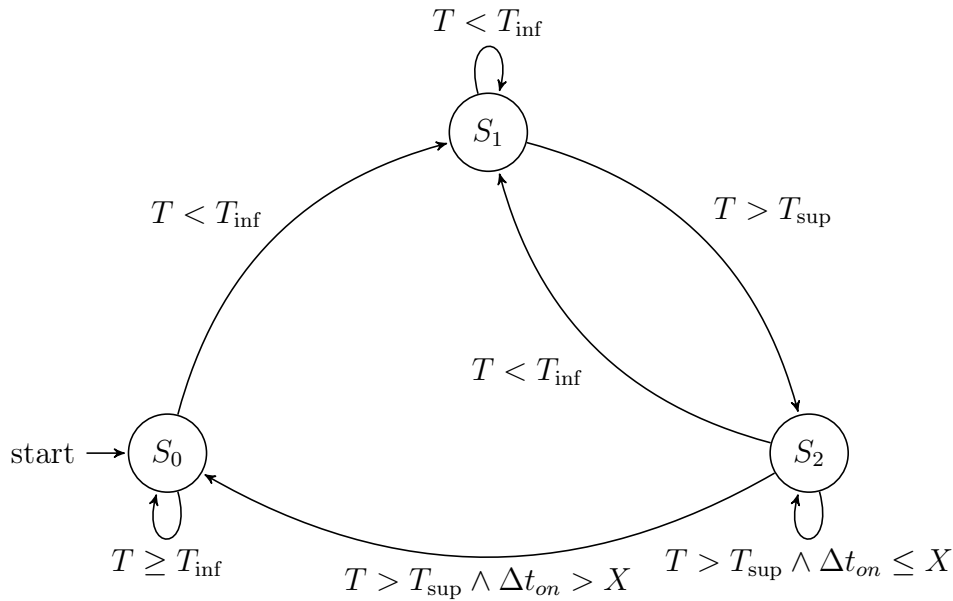
Ainda em [9] foi levantada a ideia de se projetar um controlador baseado em uma máquina de estados finitas (FSM). O método desenvolvido utilizou apenas duas velocidades do compressor, a primeira sendo para rejeição de perturbação e realização de *pull-down* e a segunda com o objetivo de operar na faixa de temperatura do regime cíclico. As características desejáveis foram traçadas como: rápida rejeição de perturbação e eficiência energética (consumo global) durante o regime cíclico. Porém, a segunda rotação foi determinada apenas para um conjunto de condições ambiente, não emulando assim as diversas condições que o sistema pode encarar. Assim, como têm-se os dados de testes realizados em câmara controlada com diversas condições ambiente é possível implementar a lógica de controle proposta com esta segunda rotação ajustável para cada condição imposta, através da imposição de uma Tabela de Ajuste.

4.3.1 Projeto e implementação - Proposta 1

Os nodos representam os estados, e os arcos, as transições que são disparadas pelas operações lógicas satisfeitas (Figura 25).

Lei de controle baseada em estados discretos e finitos:

$$u(k) = \begin{cases} 4500 \text{ RPM} & \text{Se } k : S_0 \\ 0 & \text{Se } k : S_1 \\ \bar{\omega} & \text{Se } k : S_2 \end{cases} \quad (4.1)$$

Figura 25 – Máquina de Estados Finita - (FSM) - Controlador *dual-speed*

Fonte: Autor

O especialista do sistema de refrigeração deve definir as bandas do intervalo $[T_{inf}, T_{sup}]$ tal que $T_{inf} < T_{sup}$. Também deve-se definir o valor de rotação ótima $\bar{\omega}$ para o regime cíclico baseado no consumo energético através do Mapa de Consumo, e que pode ser fornecido como uma tabela relacionando condição ambiente e rotação $\bar{\omega}$. Para o presente trabalho os valores da banda de temperatura são $T_{inf} = -22$ °C e $T_{sup} = -18$ °C.

4.3.1.1 Controle A

A comutação de $S_0 \rightarrow S_1$ indica a operação de *pull-down*, já a comutação de $S_2 \rightarrow S_0$ indica a operação de rejeição de perturbação (recuperação) de abertura de porta ou variação da temperatura externa ambiente. O foco desse controle é minimizar o tempo de resposta do sistema, tanto para *pull-down* quanto para recuperação.

4.3.1.2 Controle B

O controlador *on-off* está incluído no controlador global e funciona entre a comutação dos estados S_1 e S_2 , ou seja, $S_1 \leftrightarrow S_2$. O foco desse controle é minimizar o consumo energético segundo o Mapa de Consumo para a condição ambiente em que os dados foram levantados.

4.3.1.3 Detector de Perturbação

O valor de X é ajustado de forma adaptativa conforme o valor do intervalo de tempo passado no qual o compressor estava ligado $\Delta t_{on}(i-1)$, essa modificação é uma atualização do algoritmo proposto por [9], no qual o valor era mantido fixo, e assim é

ajustado automaticamente, sem a necessidade de um estudo indicativo de perturbação por tempo de compressor ligado.

$$X = \alpha \Delta t_{on}(i - 1) \quad (4.2)$$

onde $i - 1$ é a iteração imediatamente anterior e $\alpha \in (1, 2]$ é o ajuste que auxiliará na detecção de mudanças significativas no intervalo de tempo em que o compressor está ligado $\Delta t_{on}(i)$, estas sendo causadas por perturbações ao sistema. O valor de $\alpha\%$ = $100 \times (\alpha - 1)$ indica, em valores percentuais, em quanto um aumento no valor em $\Delta t_{on}(i)$ deve ser interpretado como perturbação ao sistema (Figura 26). O valor de X é sempre atualizado caso Δt_{on} diminua, caso contrário o valor de X é mantido nos ciclos subsequentes. Para o presente trabalho o valor de α foi escolhido em 1.1.

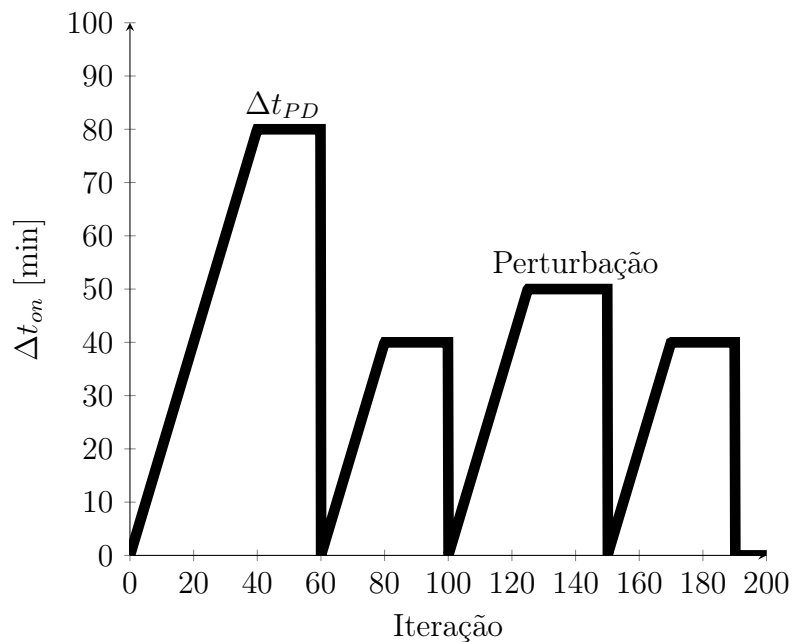


Figura 26 – Detecção de perturbação pela análise do período em que o compressor permanece ligado

4.3.1.4 Dificuldades da Proposta 1

A grande dificuldade dessa estratégia de controle é a confecção do Mapa/Tabela de Consumo, que deve ser feita para cada refrigerador e em uma câmara de testes, acarretando em demora de ajuste, algo que é evitado pelas fabricantes de refrigeradores. Porém, o controle é ótimo operando em regime cíclico caso seja bem ajustada a rotação $\bar{\omega}$.

4.4 Regulação de temperatura com PWM e regulação do consumo com o algoritmo LPPT

Baseado na ideia de regular a temperatura em regime cíclico por levar em consideração o efeito de ventiladores de alta potência e a proposta de controle por comutação de estados, decidiu-se então projetar uma nova arquitetura de controle baseada em duas malhas para o controle de duas variáveis: a primeira é a temperatura do gabinete; a segunda é o consumo energético global.

4.4.1 Projeto e implementação - Proposta 2

Para regular a temperatura, decidiu-se operar com o controle do *duty-cycle* de um PWM (variável de controle), realimentando o controlador com a temperatura do gabinete medida (variável do processo). Assim, o controle é capaz de realizar o *pull-down* com *duty-cycle* em 100% e regular a temperatura em regime cíclico com *duty-cycle* fixo. Caso, haja perturbação ao sistema, o controlador é capaz de variar o *duty-cycle* de maneira a recuperar o sistema.

A rotação que equivale ao nível lógico "ligado" é ajustada por um algoritmo análogo ao MPPT (*Maximum Power Point Tracking*), comumente utilizado em sistemas fotovoltaicos para o rastreamento do ponto de máxima potência [11]. Para a aplicação atual, busca-se realizar o inverso, ou seja, rastrear o ponto de mínimo consumo global através de sua estimação *online* pelo conjunto de dados da potência instantânea do compressor e do ventilador do condensador.

4.4.1.1 Regulação de temperatura

A regulação da temperatura (ver Figura 27) é realizada por um controle realimentado através da leitura desta variável de processo (que passa por um filtro de média móvel de tamanho de janela igual a 10) a cada cinco segundos (T_s). O controlador adjacente ajusta o *duty-cycle* do PWM que aciona a chave *on-off* subsequente, enviando ora rotação zero ora rotação $\bar{\omega}$, tal que $1800 \text{ RPM} \leq \bar{\omega} \leq 4500 \text{ RPM}$. A base de tempo do PWM (T_{per}) é definida como sendo dez vezes o tempo necessário para "religar"³ o compressor (t_c), ou seja, $on \rightarrow off \rightarrow on$, que nesse caso é de pelo menos 3 minutos. O PWM possui *carrier counter* do tipo *up counter*, ou seja, o sinal de saída se inicializa no começo do ciclo "ligado"(ver Figura 28).

Um algoritmo (ver Figura 29) deve garantir uma discretização do intervalo do *duty-cycle* garantindo que o t_c seja respeitado. O algoritmo discretiza os valores contínuos

³ Tempo necessário para que as pressões de alta e baixa no compressor se equalizem.

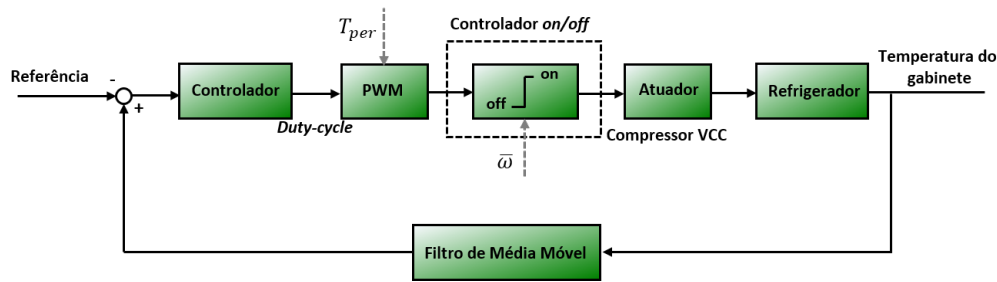


Figura 27 – Arquitetura global da regulação de temperatura - Proposta 2

Fonte: Autor

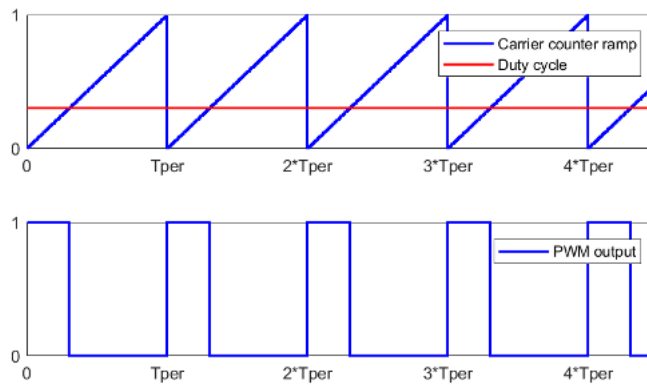


Figura 28 – PWM do com *carrier counter* tipo *up counter*

Fonte: Adaptado de MathWorks

entre 0 e 1 (*input*) e permite apenas os valores $\{0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1\}$ (*output*).

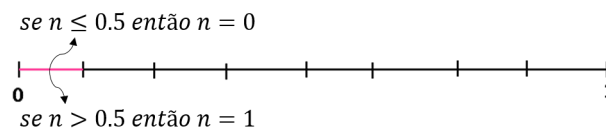
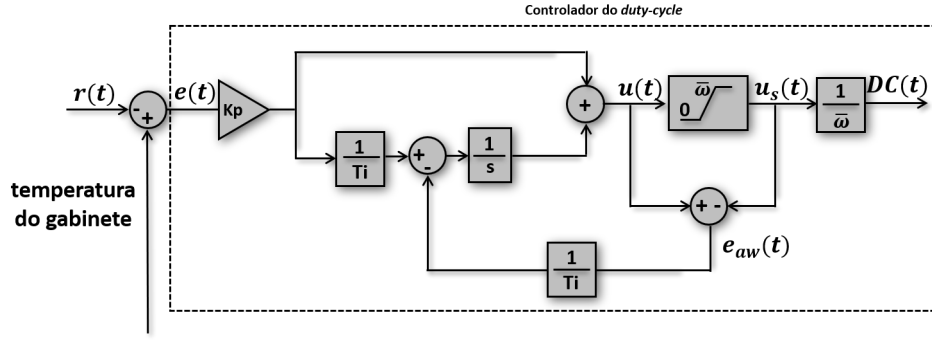


Figura 29 – Algoritmo de arredondamento de *duty-cycle*

Fonte: Autor

O sinal de *duty-cycle* (*DC*) é enviado pela estrutura do controlador PI com anti-windup da ação integral (lei de controle da Equação (4.3)) causado pela saturação do sinal u e é mostrado pelo diagrama de blocos da Figura 30. A relação apresentada em (4.4) mostra que o sinal resultante da saturação (u_s) é normalizado por $\bar{\omega}$, o resultado é o sinal *DC*.

Sabendo-se que $\frac{1}{s} \cong \frac{T_s z^{-1}}{1-z^{-1}}$ (com $T_s = 5$ s), a lei de controle escrita em equação recursiva para implementação em LabVIEW é apresentada em (4.3).

Figura 30 – Diagrama de blocos do controlador de *duty-cycle*

Fonte: Autor

$$u(i) = u(i-1) + K_p e(i) + K_p \left(-1 + \frac{T_s}{T_i} \right) e(i-1) - \frac{T_s}{T_i} e_{aw}(i-1) \quad (4.3)$$

$$\begin{cases} e(i) = y_m(i) - r(i) \\ e_{aw}(i) = u(i) - u_s(i) \\ u_s(i) = \text{sat}(u)|_0^{\bar{\omega}} \\ DC(i) = \frac{u_s(i)}{\bar{\omega}} \quad 0 \leq DC(i) \leq 1 \end{cases} \quad (4.4)$$

O ajuste dos parâmetros do controlador para a regulação da temperatura é relativo aos ganhos do controlador PI. Para o ajuste destes ganhos, é necessário aplicar algum método de sintonização e/ou identificação de modelo para o sistema. O primeiro método é o mais empírico possível e é conhecido na literatura como *guess and check* ou *Good Gain method* [12], sendo necessário estimular o sistema em malha fechada gradativamente até conseguir boa estabilidade, porém como no projeto de controle o sistema não possui regime permanente estacionário mas sim regime cíclico decidiu-se não utilizar este método por mais que seja relativamente simples.

Um outro método muito conhecido na literatura é o método da caixa preta utilizando a resposta ao degrau de DC aplicado ao sistema para então analisar a variável do processo. Assim, o sistema é estimulado e mantido com um $DC = DC_0$ e depois é variado para $DC = DC_0 + \delta DC$ (degrau), logo após o sistema volta a ter $DC = DC_0$, como mostrado na Figura 31.

Este método foi aplicado ao refrigerador em câmara controlada a 40°C e 50% de umidade relativa. Para o assentamento em regime cíclico o valor de DC foi mantido em 0,3 e o valor de δDC em 0,4, aplicado com uma rotação $\bar{\omega} = 4500$ RPM.

Na Figura 32, observa-se que o sistema apresenta oscilações em decorrência da comutação gerada pelo sinal de PWM e que um modelo do tipo *FOPDT*, a primeira vista,

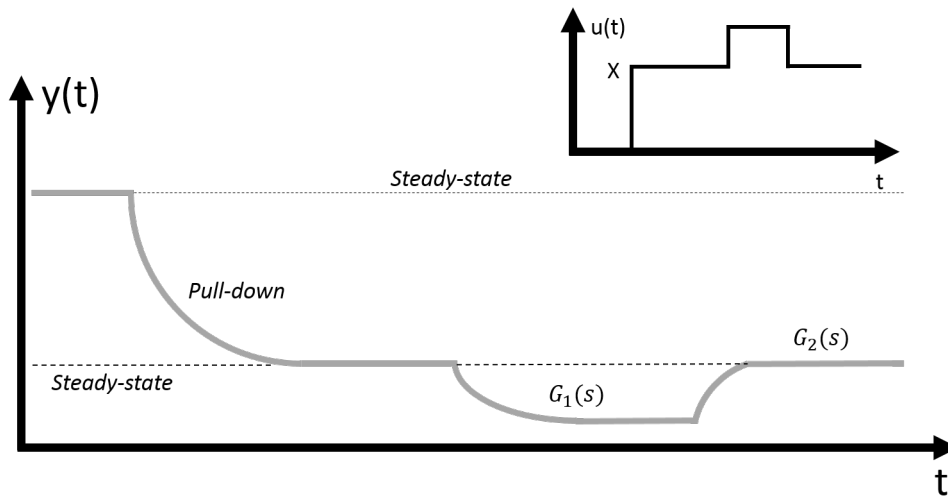


Figura 31 – Método caixa preta da resposta ao degrau de *duty-cycle*

Fonte: Autor

mostra-se insuficiente para representar esta dinâmica, sendo necessário caracterizar as oscilações por uma outra parcela linear ou então tentar eliminar as oscilações utilizando algum tipo de filtro que mantenha apenas a componente de primeira ordem da temperatura e então utilizar um modelo filtrado do tipo *FOPDT* para representar a dinâmica $\frac{\delta T(s)}{\delta DC(s)}$. Porém, como a amplitude da componente oscilatória é relativamente pequena se comparada à componente de primeira ordem, então, decidiu-se levantar apenas o modelo da Equação (4.5).

$$\frac{\delta T(s)}{\delta DC(s)} = \frac{k}{\tau s + 1} e^{-\theta s} \quad (4.5)$$

Por fim, identificam-se os valores de k , τ e θ através do método de Smith [13]. No método proposto são marcados sobre a curva de reação os instantes t_1 e t_2 correspondentes aos valores de saída $T(t_1) = T_0 + 0.283T_\infty$ e $T(t_2) = T_0 + 0.632T_\infty$, onde T_0 é o valor inicial da variável T ao iniciar a identificação e T_∞ é o valor final da variável T ao terminar a identificação.

Os parâmetros para preencher a equação são obtidos de acordo com as seguintes relações apresentadas em (4.6):

$$\begin{cases} \tilde{k} = \frac{\Delta T}{\Delta DC} & \Delta T = T_\infty - T_0 & \Delta DC = DC_\infty - DC_0 \\ \tilde{\tau} = 1.5(t_2 - t_1) \\ \tilde{\theta} = t_2 - \tilde{\tau} \end{cases} \quad (4.6)$$

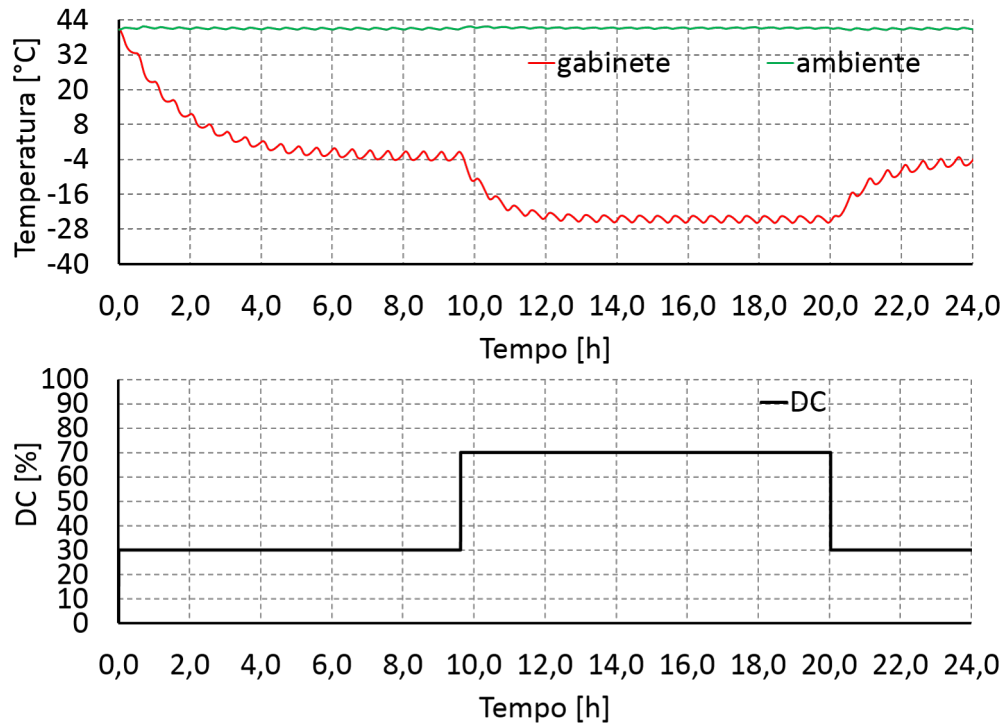


Figura 32 – Identificação pela resposta ao degrau de *duty-cycle* a 40 °C e 50% umidade relativa com $\bar{\omega} = 4500$ RPM.

Fonte: Autor

Tabela 6 – Identificação da dinâmica

Degrau	k	τ [s]	θ [s]
δDC	-52	2800	300
$-\delta DC$	-48	3200	700
Média	-50	3000	500

Logo um modelo aproximado através da Tabela 6 é $\frac{\delta T(s)}{\delta DC(s)} \approx \frac{-50}{3000s+1} e^{-500s}$, na base de tempo em segundos.

A Figura 33 mostra o comportamento do modelo e o comportamento do sistema real, mostrando que o sistema é bem representado, desconsiderando o comportamento oscilatório inerente e o *pull-down* que encontra-se em outro ponto de operação do sistema.

Adotou-se, então, o método geométrico do lugar das raízes (utilizando o *toolbox Sisotool* disponível no Matlab) como sintonização do controlador PI para acelerar a resposta da ação de controle e manter robustez frente aos erros de modelagem que são bem conhecidos. Por fim, os parâmetros finais do controlador são $K_p = 300$ e $T_i = 1900$ s, podendo ser facilmente implementado usando a Equação 4.3, regulando então a temperatura em torno de -20 °C.

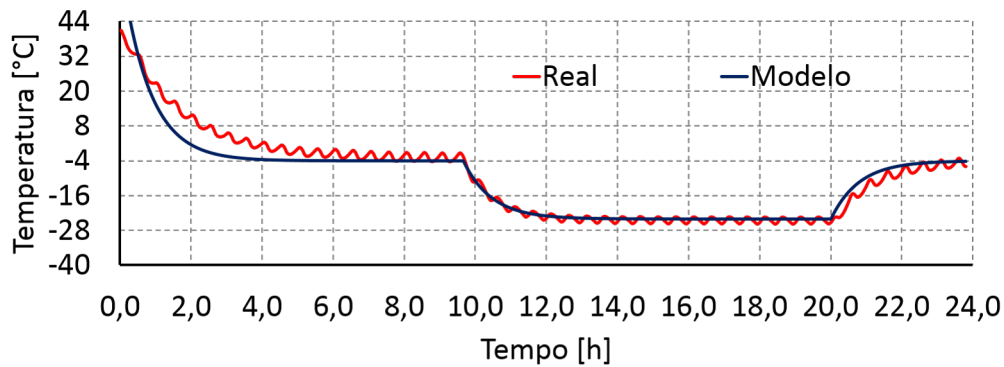


Figura 33 – Comparação do modelo obtido com o sistema real

Fonte: Autor

4.4.2 Regulação de consumo energético global

Baseando-se na ideia de que existe um consumo ótimo, operando em regime cíclico, para cada condição ambiente ao qual encontra-se o refrigerador, que se foi projetado um algoritmo de controle baseado na regulação do consumo global através do controle da rotação $\bar{\omega}$. Como é difícil levantar um modelo matemático que relacione rotação e consumo, então partiu-se da ideia de utilizar um algoritmo de controle que não precise de qualquer modelo.

Originalmente, a técnica MPPT (*Maximum Power Point Tracking*) é utilizada para encontrar o ponto de máxima potência em sistemas de geração de energia, principalmente turbinas eólicas e sistemas fotovoltaicos. Encontrar este ponto dinamicamente maximiza a extração de potência em quaisquer condições. A técnica funciona porque há um ponto de máximo na curva da potência pela tensão (ver Figura 34). A técnica MPPT mais simples e mais utilizada é denominada Perturba & Observa (P&O), que consiste em aplicar um pequeno degrau de incremento na tensão e observar o efeito resultante na potência. Caso o efeito causado seja favorável, continuam-se aplicando degraus no mesmo sentido até que o efeito não seja mais favorável, quando então são aplicados decrementos no valor da tensão. Por ser uma técnica de tentativa e erro, possui desvantagens. O sistema não funciona o tempo todo no seu ponto máximo, devido ao lento processo de tentativa e erro, a operação é sempre oscilatória, mesmo em condições de operação fixas, e é possível que existam falhas ao se deparar com mudanças bruscas nas condições de operação [11].

Para um incremento positivo em tensão ($\Delta V > 0$), caso o gradiente de potência seja positivo ($\Delta P > 0$), então o algoritmo está se movendo em direção ao ponto de máxima potência, caso o gradiente seja negativo então o algoritmo está em direção contrária. Para cada caso, o algoritmo de controle tem uma movimentação diferente.

A lógica desenvolvida utiliza o mesmo fundamento da técnica P&O para algoritmos MPPT, porém busca o menor consumo global, utilizando a rotação como variável

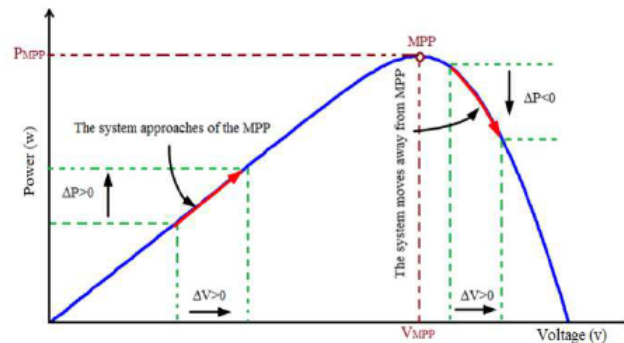


Figura 34 – Comportamento do algoritmo P&O MPPT com a curva P-V de um sistema fotovoltaico

Fonte: [14]

incremental, portanto, deve-se trabalhar com valores inversos para as variáveis de decisão. Esta lógica é chamada de LPPT (*Least Power Point Tracking*) [15] e pode ser apresentada pelo seguinte fluxograma da Figura 35.

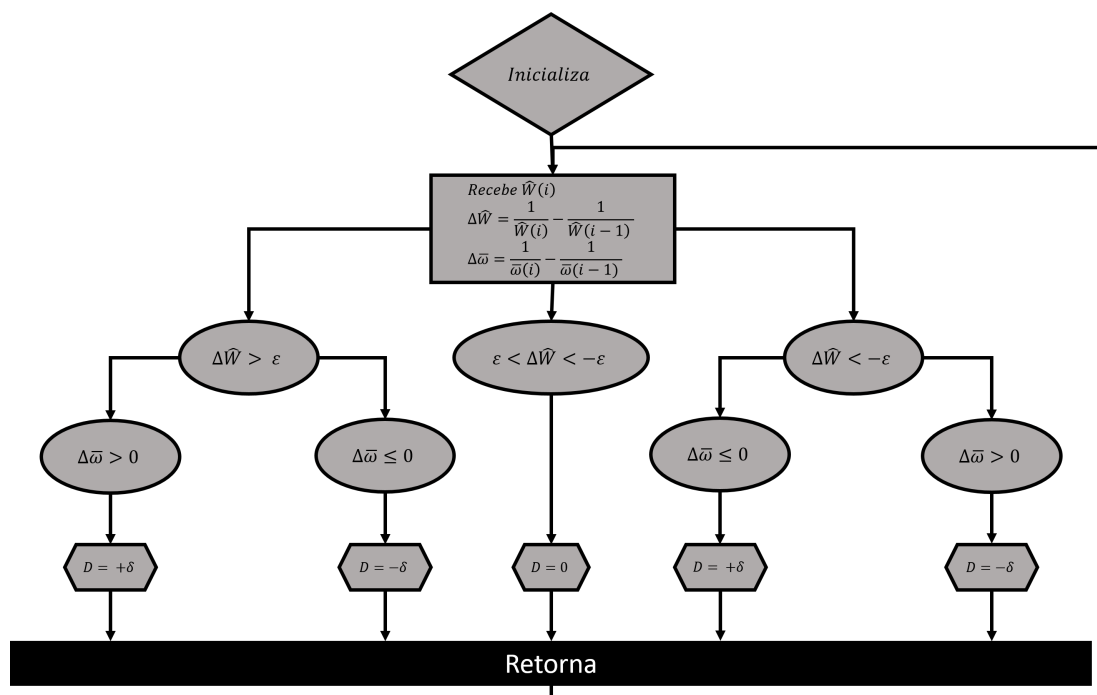


Figura 35 – Fluxograma do algoritmo LPPT

Fonte: Autor

Para o funcionamento do algoritmo é necessário estimar o valor da potência média total (\overline{W}), que representará o consumo global. A potência total instantânea é medida com o uso dos transdutores de potência para o compressor e o ventilador do condensador (ver Seção 3.2). A estimativa $\widehat{W}(t)$ *online* (a cada cinco segundos) de \overline{W} é feita pela análise da potência total instantânea com o compressor ligado que passa por um filtro de média móvel com tamanho de janela de 25 amostras. Por fim, esse valor é multiplicado pelo RTR correspondente, tendo-se uma estimativa do consumo.

Como visto, é necessário armazenar os valores passados de rotação $\bar{\omega}(i-1)$ e de potência média estimada $\widehat{W}(i-1)$. Então, o algoritmo toma uma decisão a cada trinta minutos e realiza um incremento (δ) positivo ou negativo no valor de 300 RPM. O algoritmo só age caso a temperatura esteja numa faixa definida, que nesse caso foi entre $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Caso a temperatura seja superior a $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ então o algoritmo muda a rotação do compressor para o seu valor máximo (4500 RPM). Caso a variação de $\widehat{W}(t)$ permaneça entre um faixa que não represente uma necessidade de incremento então o algoritmo realmente não incrementa a rotação, esta faixa é definida pela sensibilidade $\zeta = 7\text{ W}$ e deve ser transformada para $\varepsilon = \frac{\zeta}{\widehat{W}(i) * \widehat{W}(i-1)}$ em decorrência do algoritmo trabalhar com valores inversos (análogo inverso do algoritmo MPPT original). Por fim, a malha de regulação de temperatura receberá do algoritmo LPPT um valor de rotação atualizado $\bar{\omega} = \bar{\omega}(i) + D$, permanecendo entre os valores mínimo (1800 RPM) e máximo (4500 RPM), já comentados.

A Figura 36 mostra como o programa em LabVIEW funciona paralelamente com as duas malhas de controle desenvolvidas.

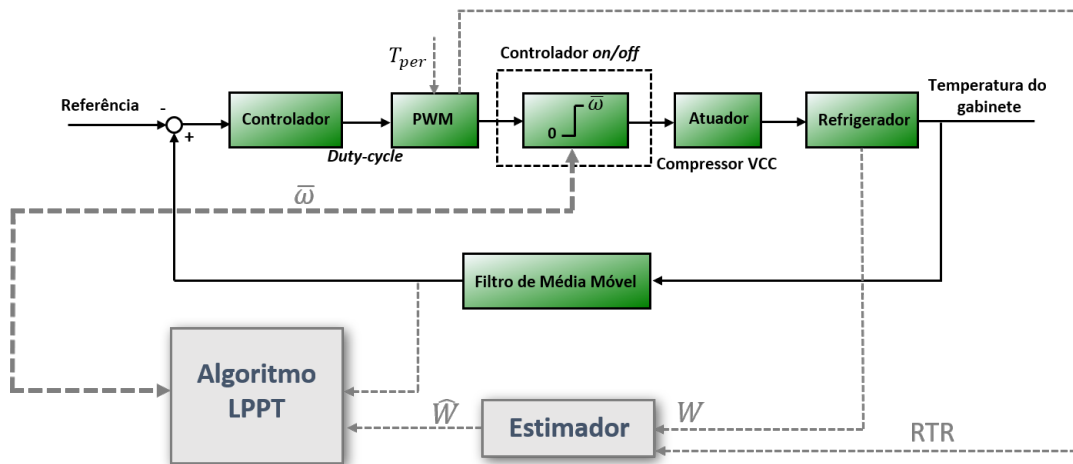


Figura 36 – Arquitetura paralela das malhas de controle propostas.

Fonte: Autor

5 Resultados das Estratégias de Controle

O objetivo deste capítulo é realizar uma comparação de duas lógicas de controle com foco em minimização do consumo energético global. A primeira é uma lógica simples baseada na comutação de estados de uma máquina de estados finita e a segunda é baseada em duas malhas de controle, uma para regulação de temperatura e outra para regulação do consumo. E assim pretende-se avaliar a obtenção de ganhos de desempenho e/ou bons indicadores que possibilitem a continuação dos estudos iniciados.

As características desejadas para um regulador de temperatura mais eficiente são a rejeição de perturbação de forma suficientemente rápida e um controle aproveitando as características do compressor VCC (variação contínua da rotação do compressor) para obter ganhos de consumo energético em regime cíclico. Uma característica não se mostra importante mas mesmo assim foi analisada, que seria o tempo necessário para efetuar o *pull-down*, pois uma sorveteira só é carregada quando a temperatura interna já encontra-se regulada.

Todos os testes foram realizados com o sistema descarregado, ou seja, sem potes de sorvete (dinâmica diferente para o sistema carregado, acarretando em diferentes resultados).

A perturbação é acionada por resistores internos com potência mantida constante em aproximadamente 50 W durante o intervalo de tempo requerido em cada teste.

5.1 Controle dual-speed

5.1.1 Condição ambiente: 20 °C e 50% umidade relativa

5.1.1.1 Pull-down

A Figura 37 mostra o teste de *pull-down* para a condição ambiente mencionada mostrou que o sistema utiliza a máxima rotação (4500 RPM) até atingir temperatura limite inferior (T_{inf}), característica desejada pelo fabricante visto que esse comportamento garante atingir a temperatura de funcionamento no menor tempo possível, sendo possível então, carregar o sistema com os sorvetes.

No momento em que se atinge a banda onde encontra-se a temperatura desejada no gabinete refrigerado, o sistema entra no modo de operação chamado "Controle B", ou seja, entra em regime cíclico possuindo um RTR de 48,8%. A operação do controlador em regime permanente utiliza a lógica de histerese *on-off*, aplicando a rotação de 2500 RPM (Tabela de Ajuste da Figura 23) durante o ciclo usual. Esse comportamento faz com que a temperatura oscile entre os limites propostos de temperatura (−18 °C a −22 °C) não

garantindo, porém, que a temperatura atinja um valor estacionário.

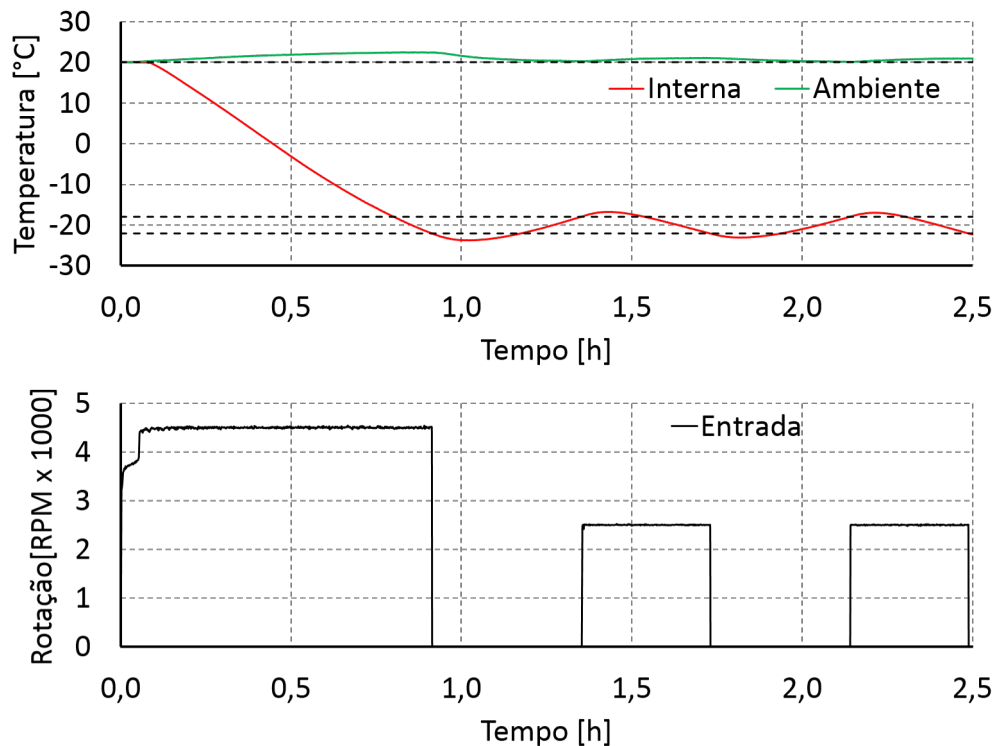


Figura 37 – Teste *pull-down* lógica *dual-speed* - 20 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

5.1.1.2 Rejeição de perturbação

O resultado do teste A de perturbação de duração 20 minutos pode ser visto na Figura 38. Pode-se observar que o sistema demora 21,5 minutos para identificar a perturbação devido à lógica do detector de perturbação (ver Subseção 4.3.1.3), nesse momento o sistema responde utilizando a rotação máxima (4500 RPM) até atingir a banda de temperatura do controlador. Esse modo de operação de recuperação após uma perturbação finita é chamado de "Controle A".

Percebe-se que logo após o sistema volta a operar em regime cíclico, ou seja, no "Controle B". O controle reinicia o valor X (detector de perturbação) para que nos próximos ciclos o valor seja mais fiel ao ponto de operação ao qual se encontra.

A Figura 39 mostra o teste B de rejeição de perturbação por um período de 2,5 horas. Pode-se perceber que o sistema demora 21,85 minutos para identificar a perturbação. Após voltar a regular a temperatura na banda definida, o sistema volta ao "Controle B" considerando que o ponto de operação mudou passando a possuir um RTR de 74,7%. Isso ocorre pois o valor de X é reiniciado com um valor maior que anteriormente (em decorrência da perturbação), logo uma "nova" perturbação só será considerada quando esse valor for ultrapassado.

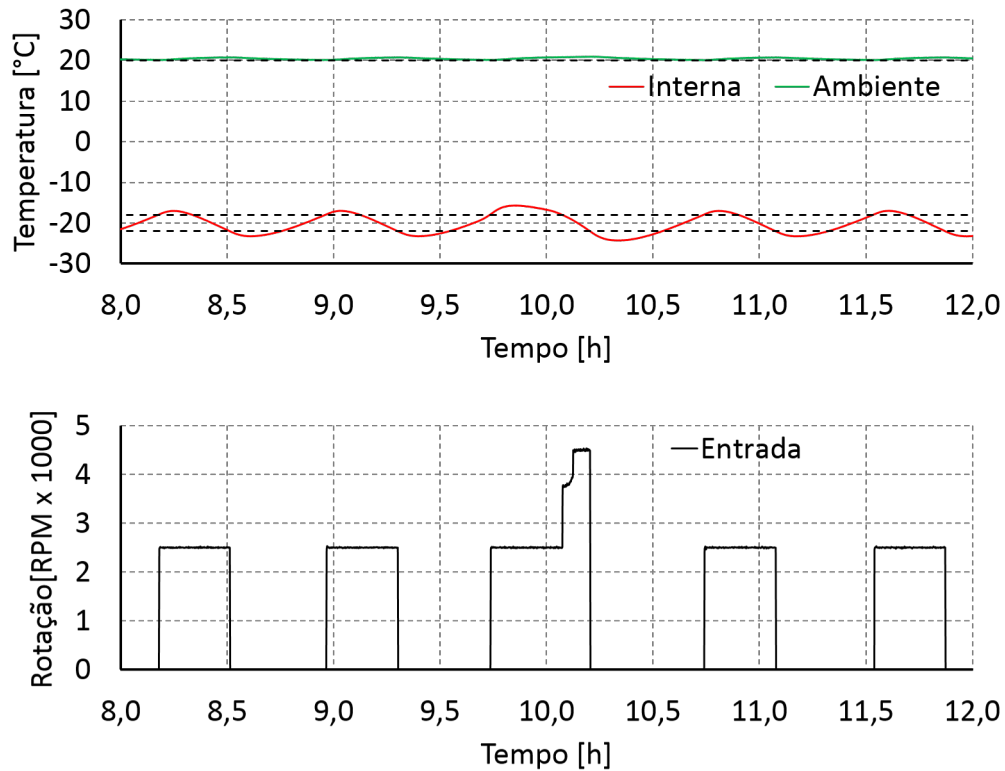


Figura 38 – Teste A rejeição de perturbação lógica *dual-speed* - 20 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

A Figura 40 mostra duas situações distintas, uma no instante 9,7 horas, onde o algoritmo comuta o modo para o "Controle A" utilizando a máxima rotação possível e outra no instante 13,1 horas onde o algoritmo não comuta para o "Controle A". Isso ocorre pois na segunda situação a banda de temperatura é atingida antes do valor de X ser ultrapassado, não sendo necessário comutar de estado.

5.1.2 Condição ambiente: 32 °C e 50% umidade relativa

5.1.2.1 Pull-down

A Figura 41 mostra o teste de *pull-down* para a condição ambiente mencionada. Evidencia-se que a o RTR é de 54,2% para o regime cíclico com a rotação de 3000 RPM.

5.1.2.2 Rejeição de perturbação

O resultado do teste A de perturbação de duração 40 minutos pode ser visto na Figura 42. Pode-se observar que o sistema demora 28,4 minutos para identificar a perturbação, ou seja, comutando para rotação máxima (4500 RPM).

O resultado do teste B de perturbação de duração 12 horas pode ser visto na Figura

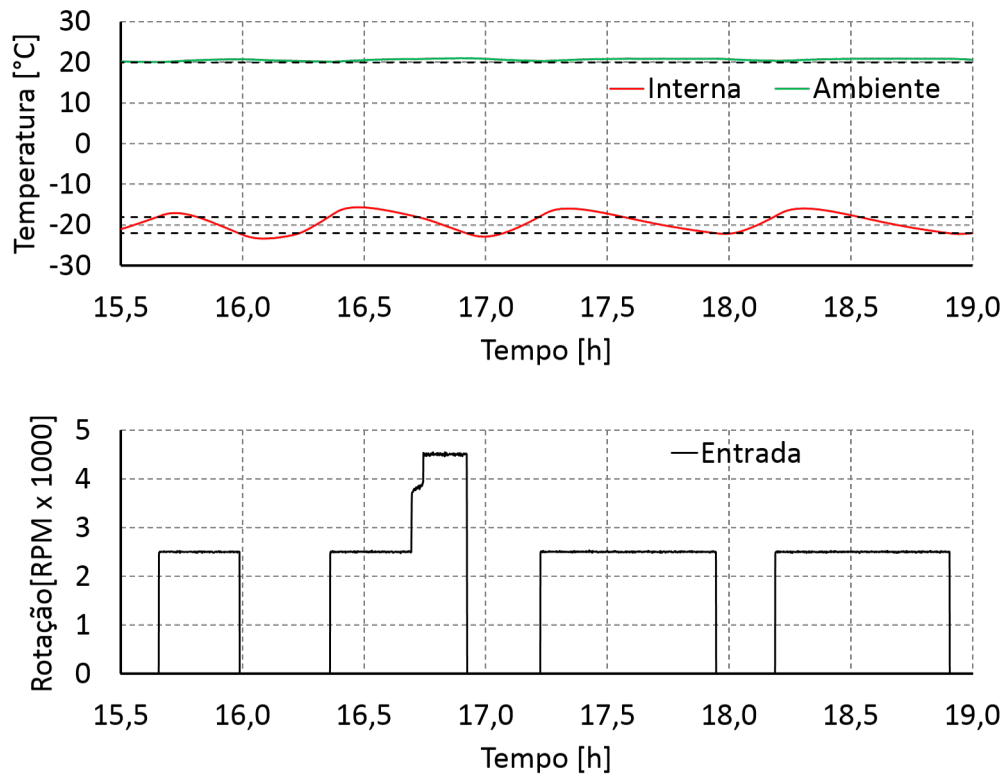


Figura 39 – Teste B rejeição de perturbação lógica *dual-speed* - 20 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

43. Pode-se observar que o sistema demora 28,2 minutos para detectar a perturbação, comutando para a rotação máxima de 4500 RPM ("Controle A"). Logo após, o sistema reinicia o valor de X e passa a operar novamente com o "Controle B", com rotação de 3000 RPM. Uma situação é evidenciada, pois com a perturbação ligada e o sistema em modo "Controle B", a temperatura interna nunca ultrapassa o valor de $T_{\text{inf}} = -22$ °C, ou seja, nunca desliga o compressor, permanecendo em regime permanente estacionário com rotação de 3000 RPM até que a perturbação seja desligada, voltando então a operar em regime cíclico com RTR de 54,2%.

5.1.3 Condição ambiente: 40 °C e 50% umidade relativa

5.1.3.1 Pull-down

A Figura 44 mostra o teste de *pull-down* para a condição ambiente mencionada. Evidencia-se que a o RTR é de 70,3% para o regime cíclico com a rotação de 3000 RPM.

5.1.3.2 Rejeição de perturbação

O resultado do teste A de perturbação de duração 50 minutos pode ser visto na Figura 45. Pode-se observar que o sistema demora 39,8 minutos para identificar a

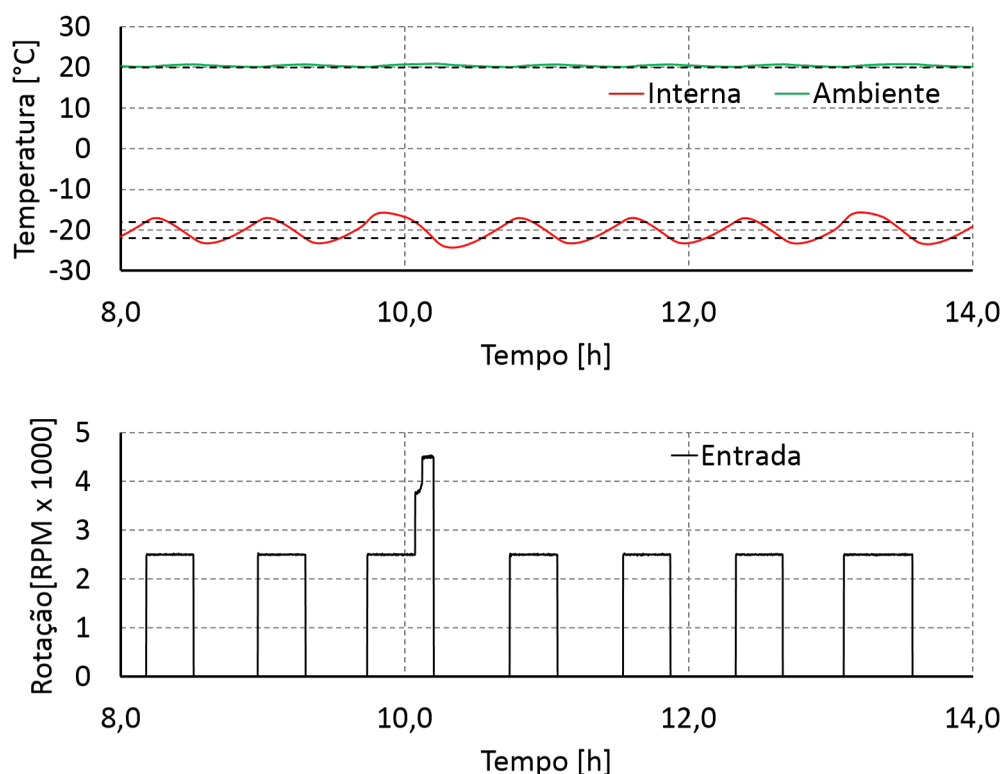


Figura 40 – Teste C rejeição de perturbação lógica *dual-speed* - 20 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

perturbação, ou seja, comutando para rotação máxima (4500 RPM).

O resultado do teste B de perturbação I de duração 50 minutos e de perturbação II de duração 2,5 horas logo sequência pode ser visto na Figura 46. Pode-se observar que o sistema demora 39 minutos para detectar a perturbação I, comutando para a rotação máxima de 4500 RPM ("Controle A"). Logo após, o sistema reinicia o valor de X e passa a operar novamente com o "Controle B", com rotação de 3000 RPM. A perturbação II demora 2,6 horas para ser detectada em função da reinicialização do valor X do detector de perturbação (ver Subseção 4.3.1.3). Isso se mostra um problema, ou seja, quando duas perturbações de durações finitas diferentes são acionadas em sequência (logo que uma é desativada a outra é ativada) o sistema de detecção de perturbação torna-se muito lento e deveria ser penalizado para contornar essa situação.

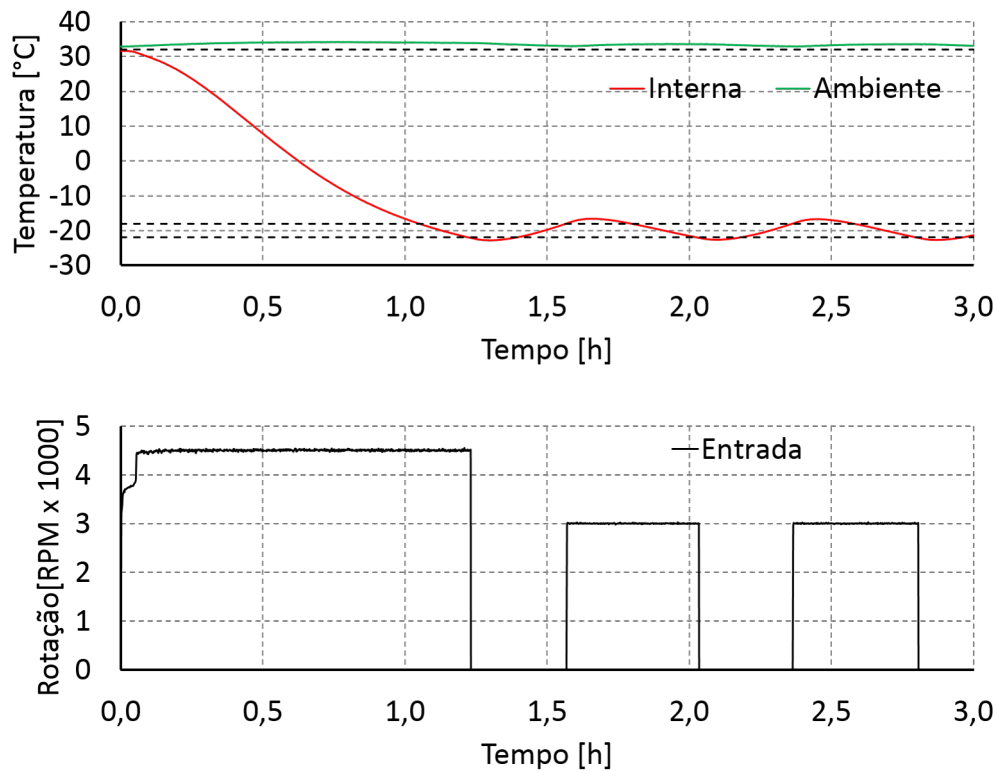


Figura 41 – Teste *pull-down* lógica *dual-speed* - 32 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

5.2 Controle PWM + LPPT

5.2.1 Condição ambiente: 20 °C e 50% umidade relativa

5.2.1.1 Pull-down

Observando os dados do teste de *pull-down* na Figura 47 para a condição ambiente mencionada, pode-se ver que o sistema reagiu da forma esperada, ou seja, durante os primeiros minutos o compressor permaneceu ligado (com $DC = 100\%$) na rotação máxima, efetuando o *pull-down* da forma mais rápida possível. Ao se aproximar do valor desejado para a temperatura interna (-20 °C), no entanto, o DC do PWM que aciona o controlador *on-off* do compressor começa a diminuir, permitindo que a temperatura interna estabilize de forma mais suave do que com o controlador *dual-speed*. O algoritmo LPPT, por sua vez, analisa o estimador de consumo energético global e decide abaixar a rotação do compressor adequando-se à necessidade térmica imposta.

Analisando o regime cíclico é possível ver que o algoritmo LPPT encontra após 4,5 horas uma rotação de 3000 RPM para a comutação "ligado-desligado" com um RTR variando entre 30% e 40%. A variação de temperatura no teste é ligeiramente inferior ao estipulado pela fabricante.

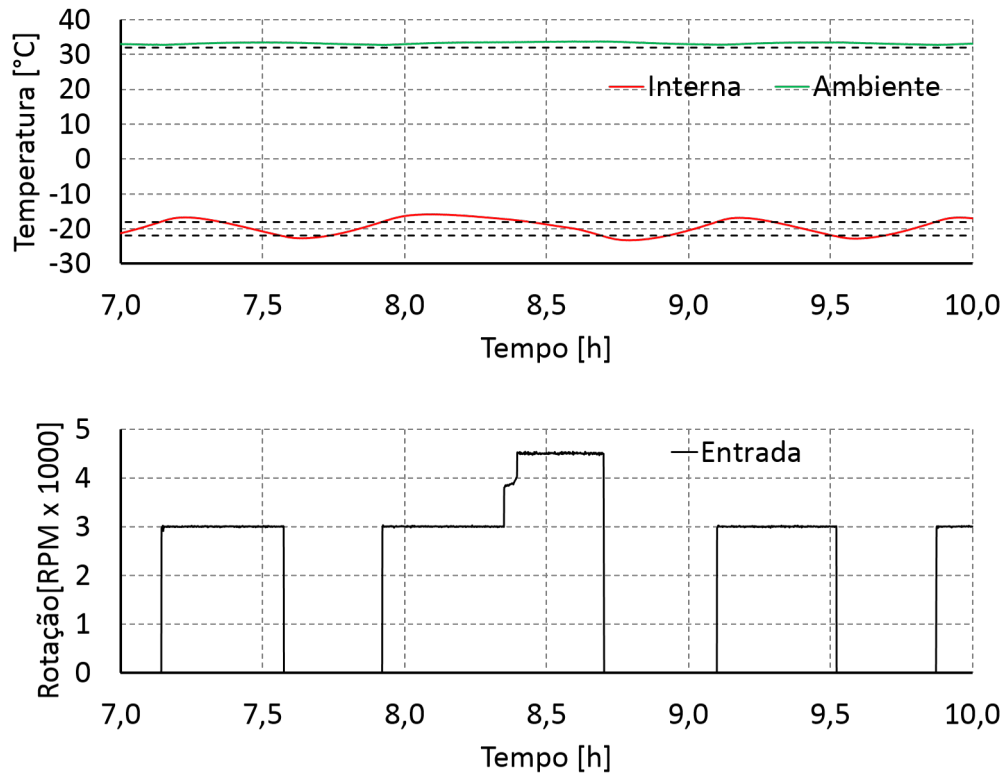


Figura 42 – Teste A rejeição de perturbação lógica *dual-speed* - 32 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

5.2.1.2 Rejeição de perturbação

A Figura 48 mostra o teste A de perturbação de duração 20 minutos. O sistema identifica a perturbação praticamente de forma instantânea devido à lógica de regulação de temperatura baseada no controle de *duty-cycle* do PWM que aciona o controlador *on-off*. Assim, o algoritmo automaticamente modifica o valor de *DC* fazendo com que o RTR passe da faixa de 30% e 40% para 60%, sendo o suficiente para rejeitar a perturbação ocasionada da forma mais rápida possível para a atual arquitetura de regulação. Quando a temperatura interna se aproxima da desejada ($-20\text{ }^{\circ}\text{C}$) o sistema diminui o valor de *DC* para novamente a faixa compreendida entre 30% e 40% levando a uma estabilização em regime cíclico da temperatura interna. Por sua vez, o algoritmo LPPT, de forma um pouco mais lenta, percebe que houve uma mudança no consumo devido ao acionamento da perturbação e aumenta o valor da rotação. O mesmo algoritmo LPPT percebe uma re-modificação no consumo devido ao regime cíclico subsequente à rejeição de perturbação e diminui a rotação do compressor, passando a atuar com valor de 2700 RPM e com estabilização em regime permanente estacionário do valor do RTR, que passa a possuir o valor constante de 40%.

A Figura 49 mostra o teste B de perturbação de duração 5 horas. Como anterior-

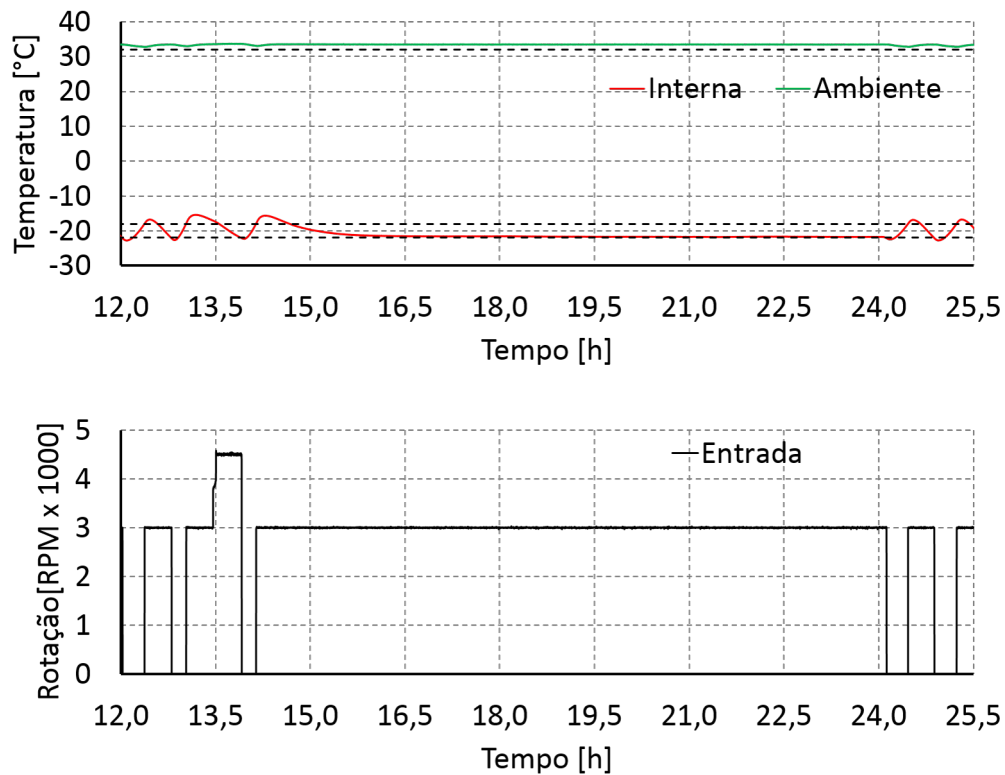


Figura 43 – Teste B rejeição de perturbação lógica *dual-speed* - 32 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

mente, o sistema identifica perturbação instantaneamente. O algoritmo de regulação de temperatura modifica o valor de *DC* de forma gradativa até que o valor de 70% seja suficiente para controlar a temperatura no valor desejado (-20 °C), permanecendo então em regime cíclico até que a perturbação seja desativada. Quando a perturbação é desativada o algoritmo modifica novamente o valor de *DC* até que o sistema passe a operar novamente em regime cíclico com RTR entre 30% e 40%. Por fim, o algoritmo LPPT age novamente para aumentar o valor da rotação enquanto a perturbação está ativada (passando para 3000 RPM), adequando-se à nova necessidade térmica imposta. Logo que a perturbação é desativada o algoritmo LPPT diminui o valor da rotação, passando a atuar em regime cíclico com valor de 2400 RPM.

5.2.2 Condição ambiente: 32 °C e 50% umidade relativa

5.2.2.1 Pull-down

A Figura 50 mostra o resultado do teste de *pull-down* para a condição ambiente mencionada. Evidencia-se que a o RTR estabiliza em 60% para o regime cíclico com a rotação em 2700 RPM. Essa situação é muito interessante pois tanto o regulador de temperatura quanto o regulador de consumo encontram valores estacionários para *DC* e

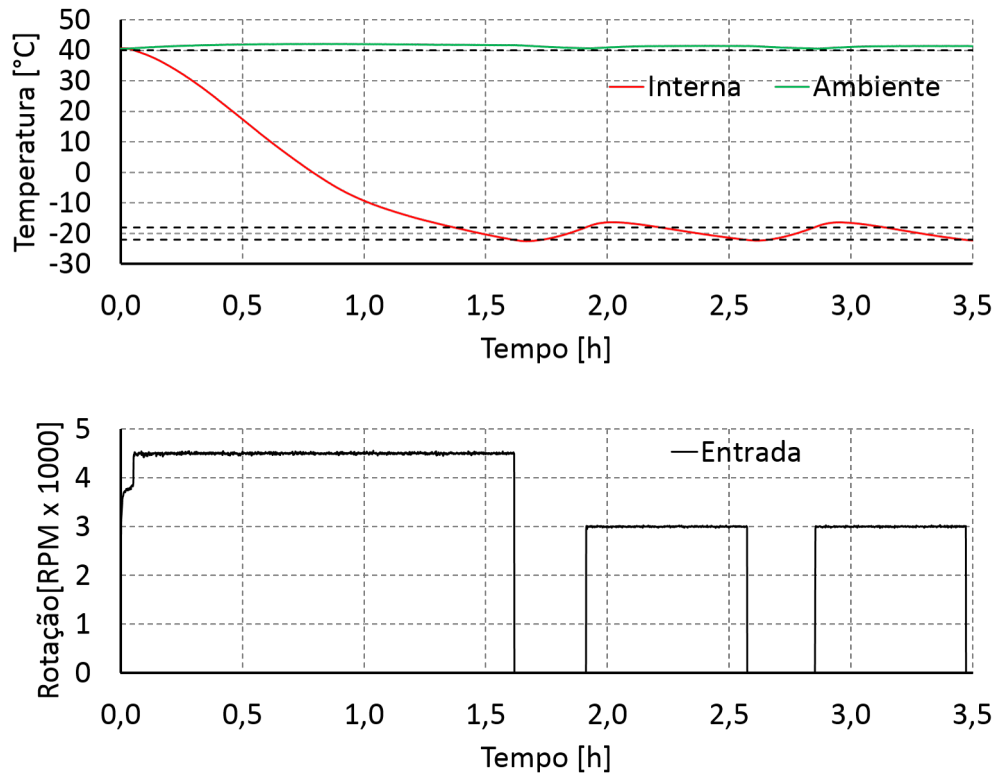


Figura 44 – Teste *pull-down* lógica *dual-speed* - 40 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

para $\bar{\omega}$.

5.2.2.2 Rejeição de perturbação

A Figura 51 mostra o teste A de perturbação de duração 20 minutos. O algoritmo detecta a perturbação e modifica prontamente o valor de *DC* para 100% fazendo com a temperatura interna volte a ser regulada próximo ao valor desejado (-20 °C). Por sua vez o algoritmo LPPT percebe a modificação do consumo ocasionado pelo aumento do valor de RTR e decide aumentar o valor da rotação para 3000 RPM. Logo que a perturbação é desativada o valor de *DC* volta para 60% enquanto o valor da rotação volta para 2700 RPM.

A Figura 52 mostra o teste A de perturbação de duração 25 horas. Pode-se ver o trabalho conjunto do regulador de temperatura que de forma instantânea modifica o valor de *DC* para 100% e do regulador de consumo que faz a variação da rotação adequando-se à necessidade térmica imposta pela perturbação. Quando a perturbação termina, tanto o valor do RTR quanto o valor da rotação voltam ao que eram antes da perturbação.

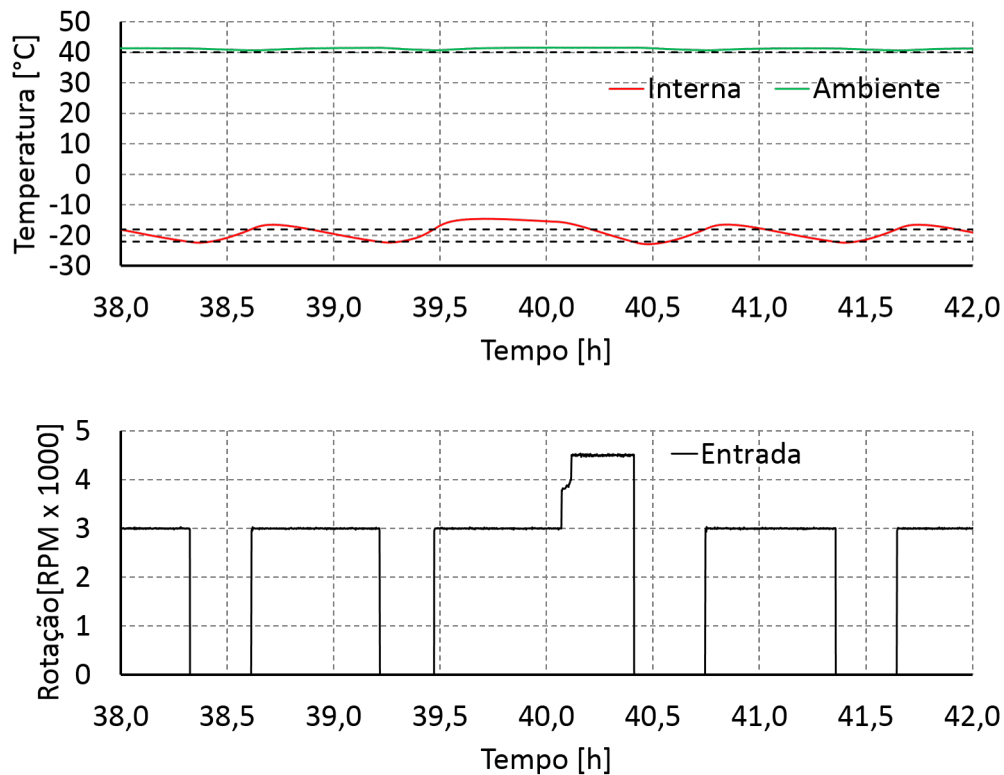


Figura 45 – Teste A rejeição de perturbação lógica *dual-speed* - 40 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

5.2.3 Condição ambiente: 40 °C e 50% umidade relativa

5.2.3.1 Pull-down

A Figura 53 mostra o resultado do teste de *pull-down* para a condição ambiente mencionada. Evidencia-se que a o RTR fica compreendido entre de 60% e 80% para o regime cíclico com a rotação variando entre 3000 RPM e 3300 RPM.

5.2.3.2 Rejeição de perturbação

A Figura 54 mostra o teste A de perturbação de duração 2 horas. O algoritmo de regulação de temperatura modifica o valor de *DC* de forma gradativa até que o valor de 100%, porém, não é o suficiente para controlar a temperatura no valor desejado (-20 °C) mesmo que o algoritmo LPPT modifique a rotação em consequência da decisão imposta por uma variação de consumo global. O algoritmo LPPT modifica a rotação até atingir o valor de 3600 RPM quando a perturbação é desativada, mostrando que a arquitetura de controle levaria um tempo muito longo para conseguir regular novamente a temperatura, aumentando ainda mais a rotação. Logo que a perturbação é desativada o algoritmo LPPT diminui o valor da rotação, passando a atuar em regime cíclico com valor de rotação entre 3000 RPM e 3300 RPM com RTR entre 60% e 80%.

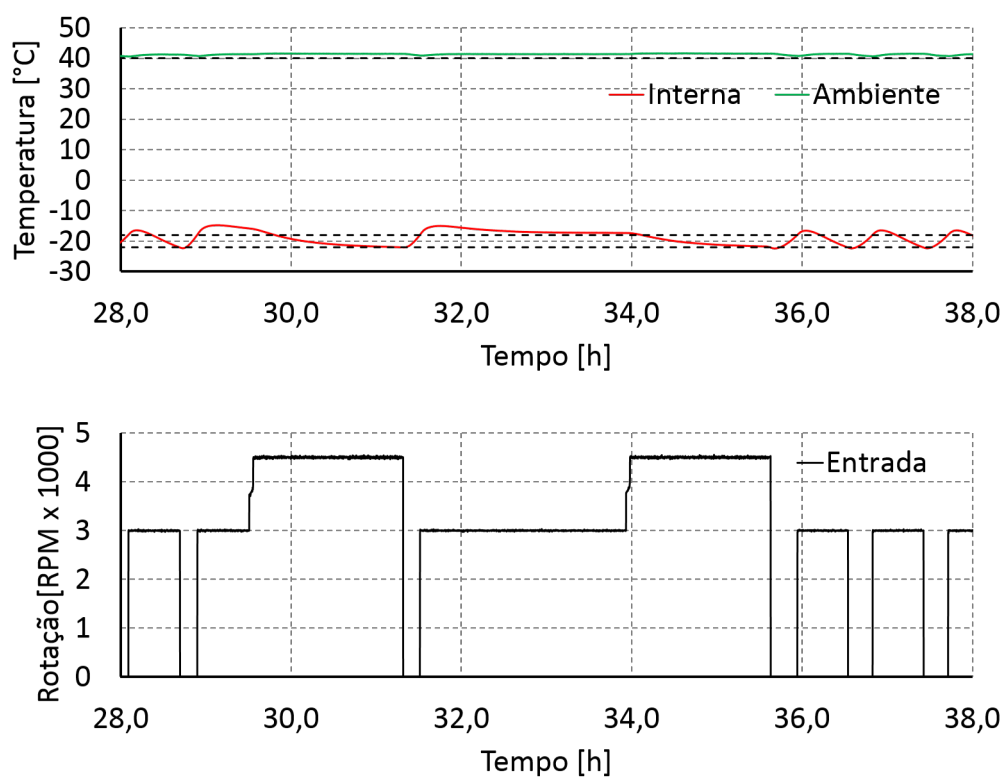
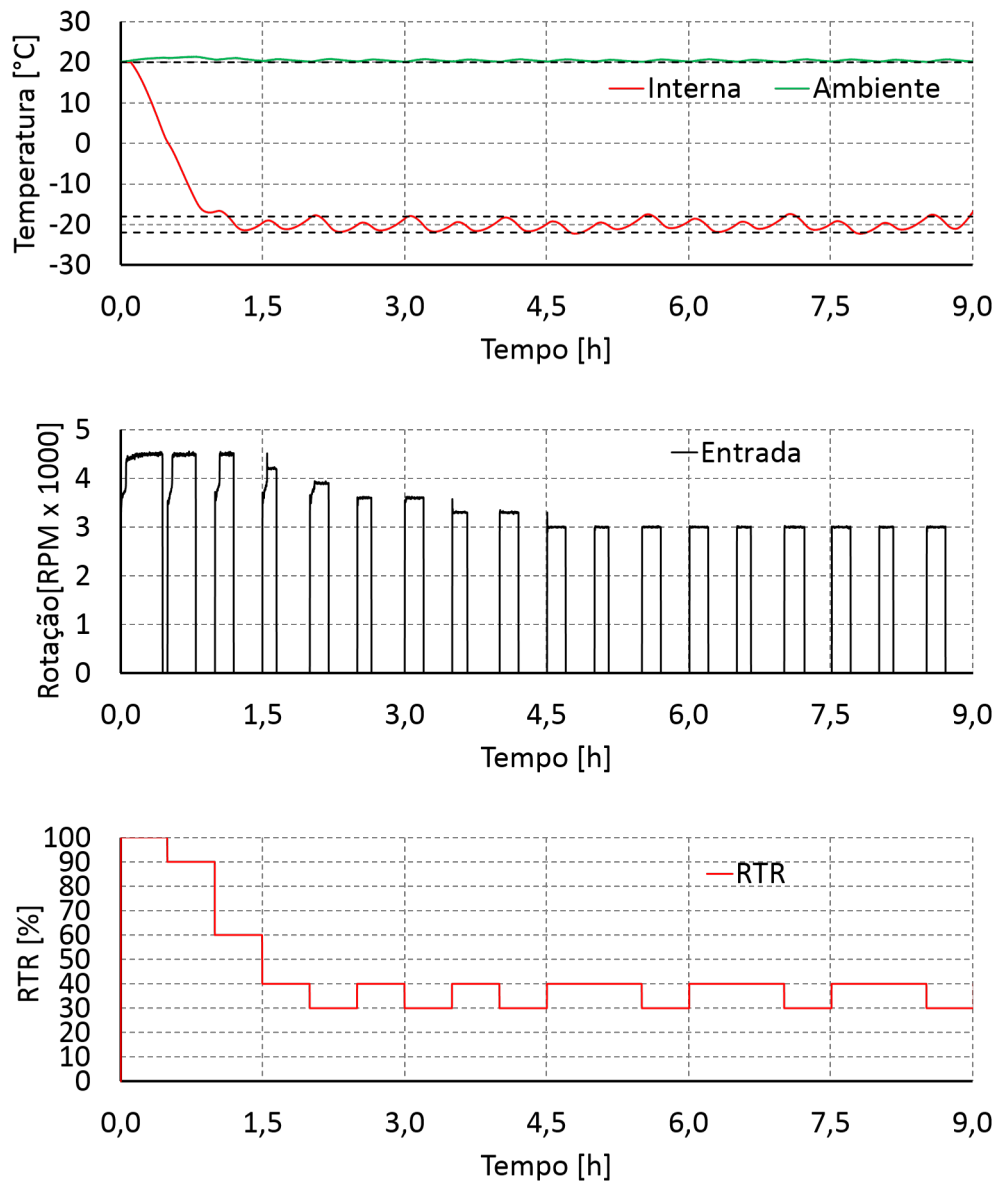


Figura 46 – Teste B rejeição de perturbação lógica *dual-speed* - 40 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

Figura 47 – Teste *pull-down* lógica PWM + LPPT - 20 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

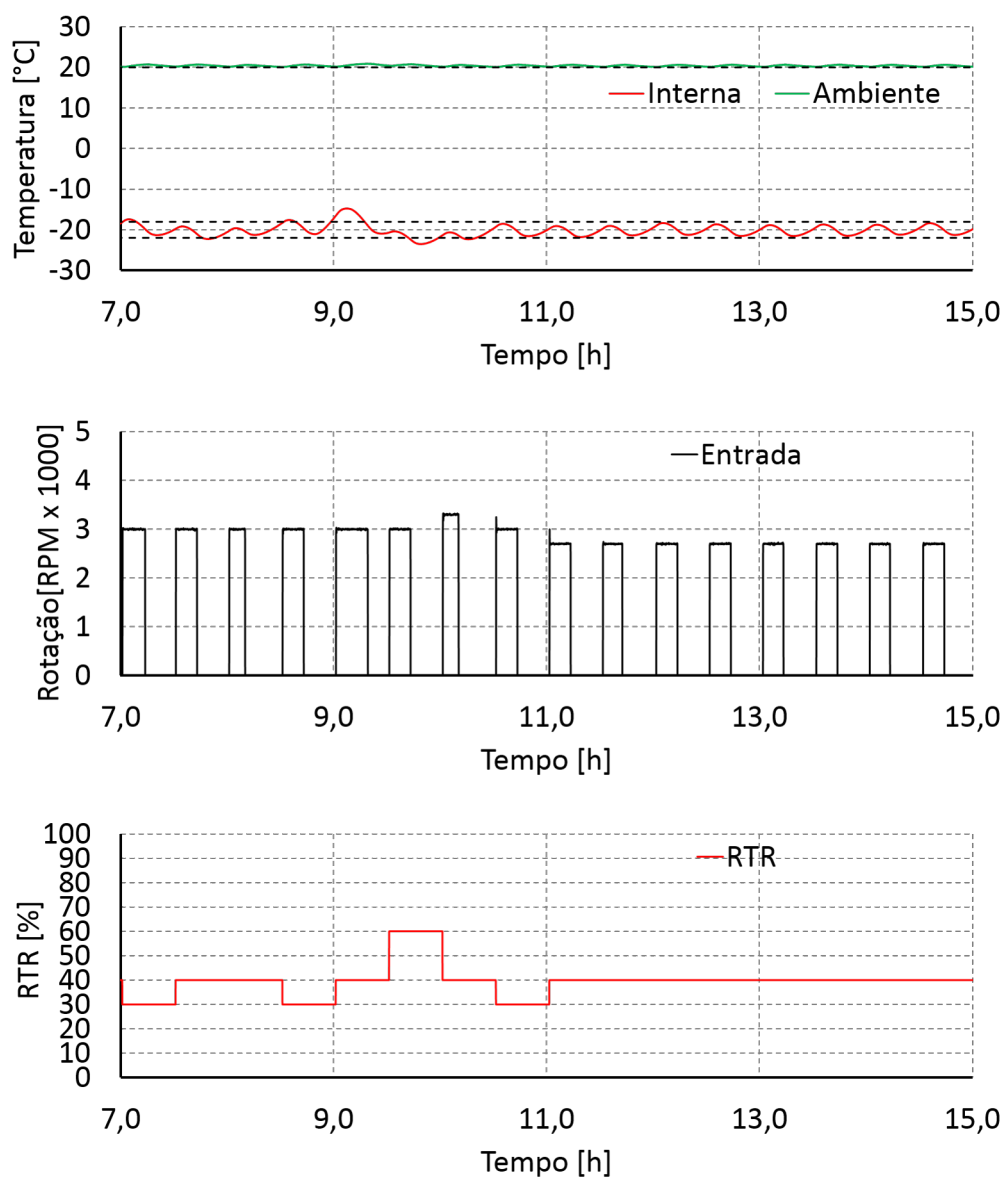


Figura 48 – Teste A rejeição de perturbação lógica PWM + LPPT - 20 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

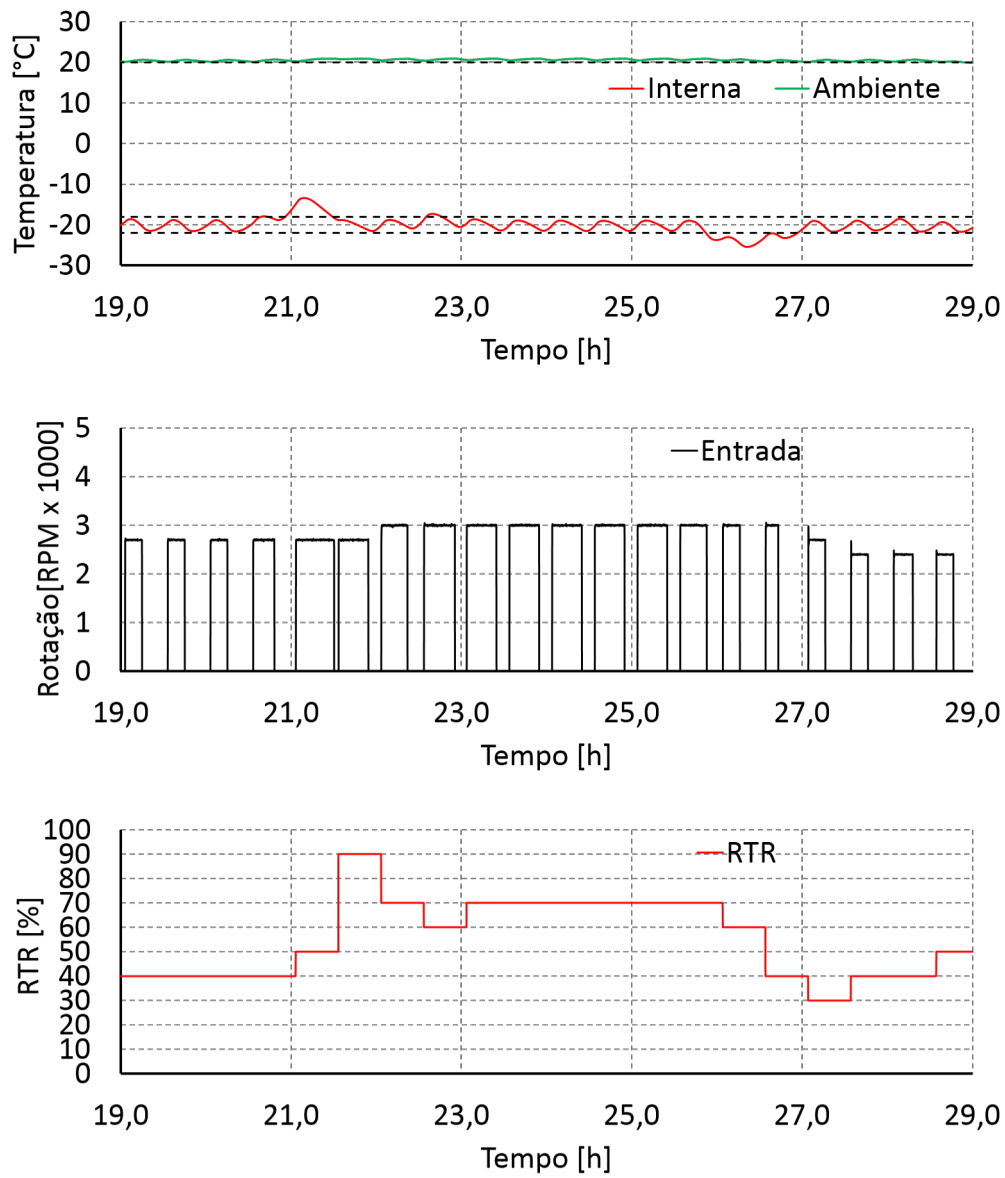
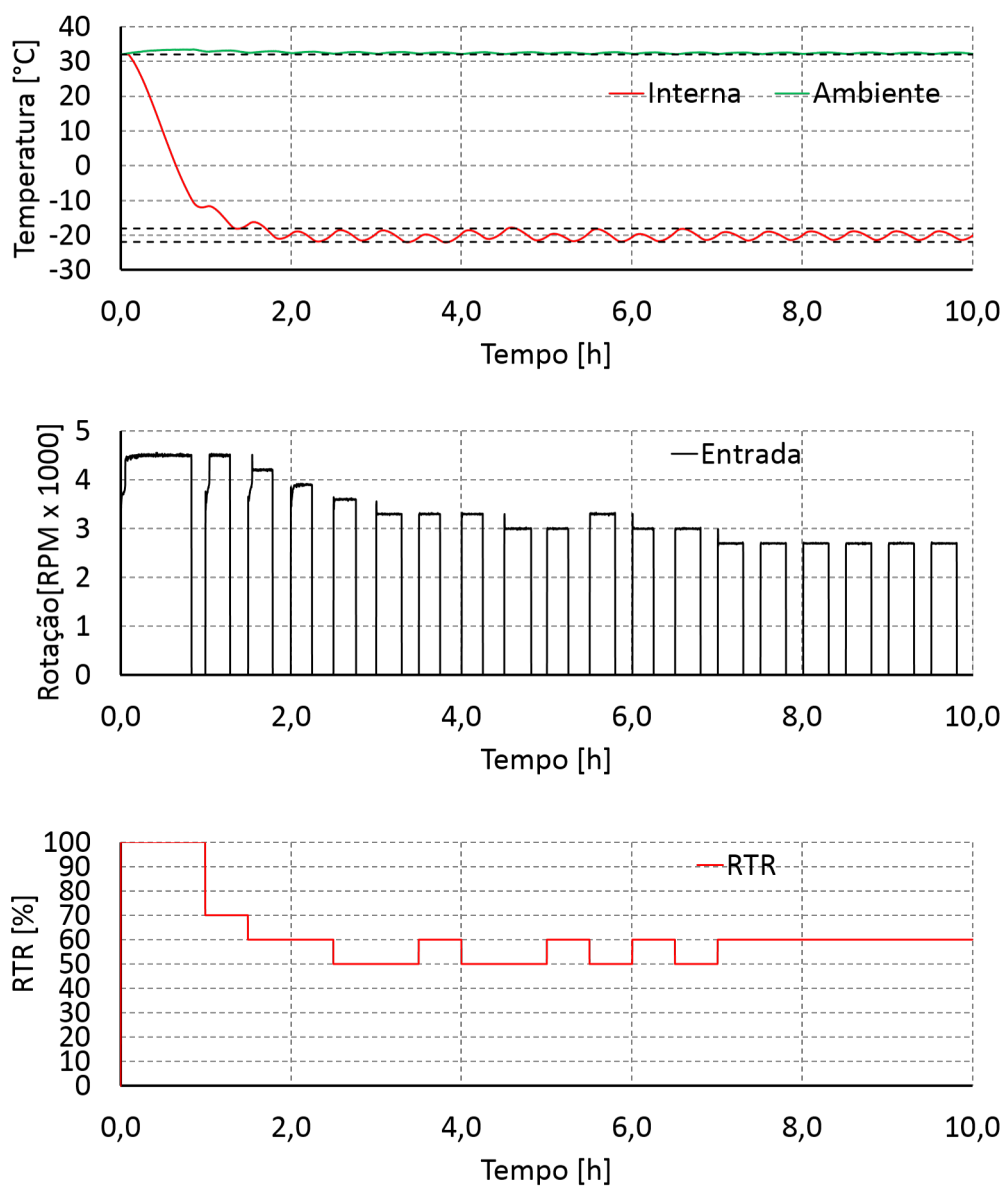


Figura 49 – Teste B rejeição de perturbação lógica PWM + LPPT - 20 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

Figura 50 – Teste *pull-down* lógica PWM + LPPT - 32 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

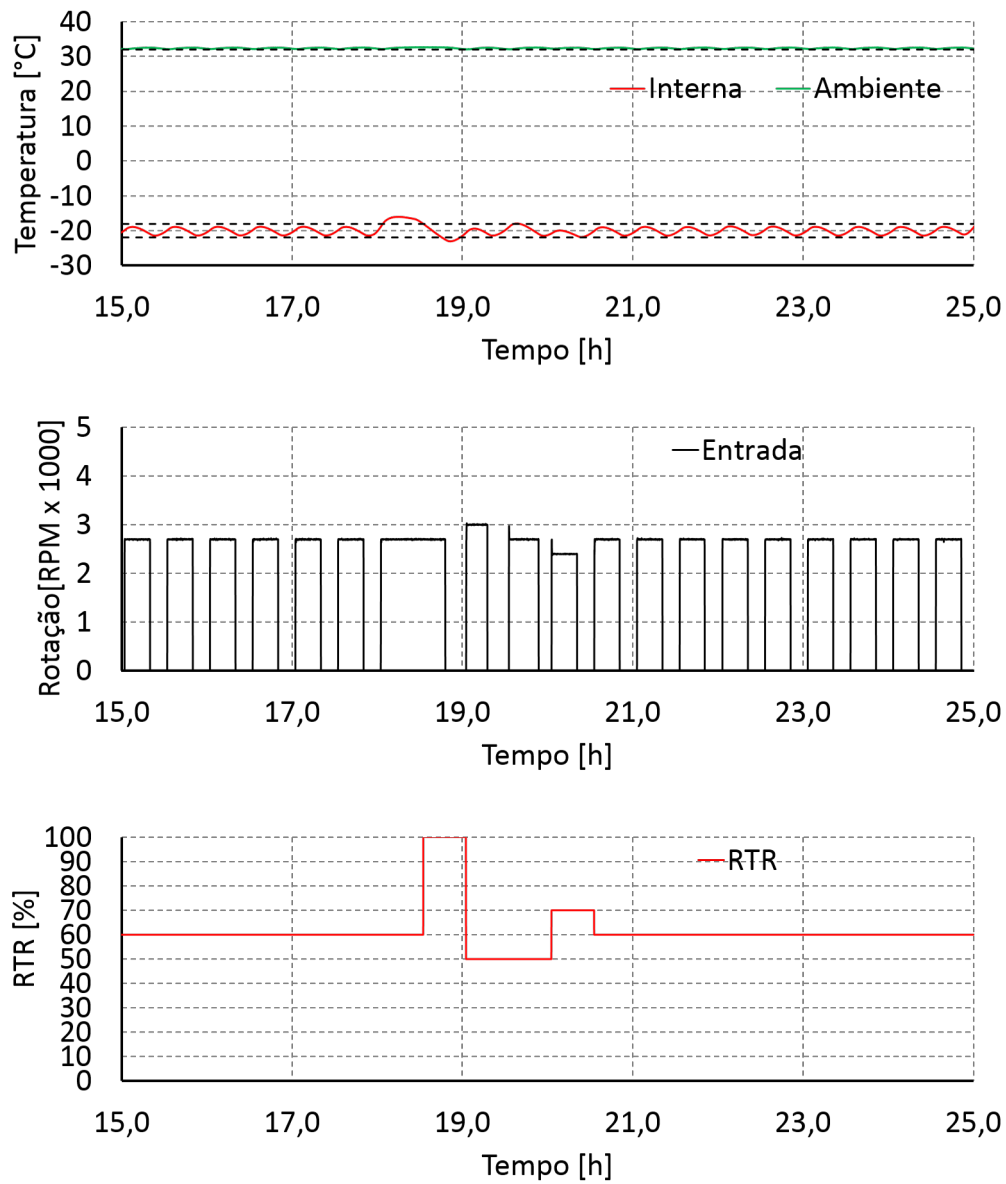


Figura 51 – Teste A rejeição de perturbação lógica PWM + LPPT - 32 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

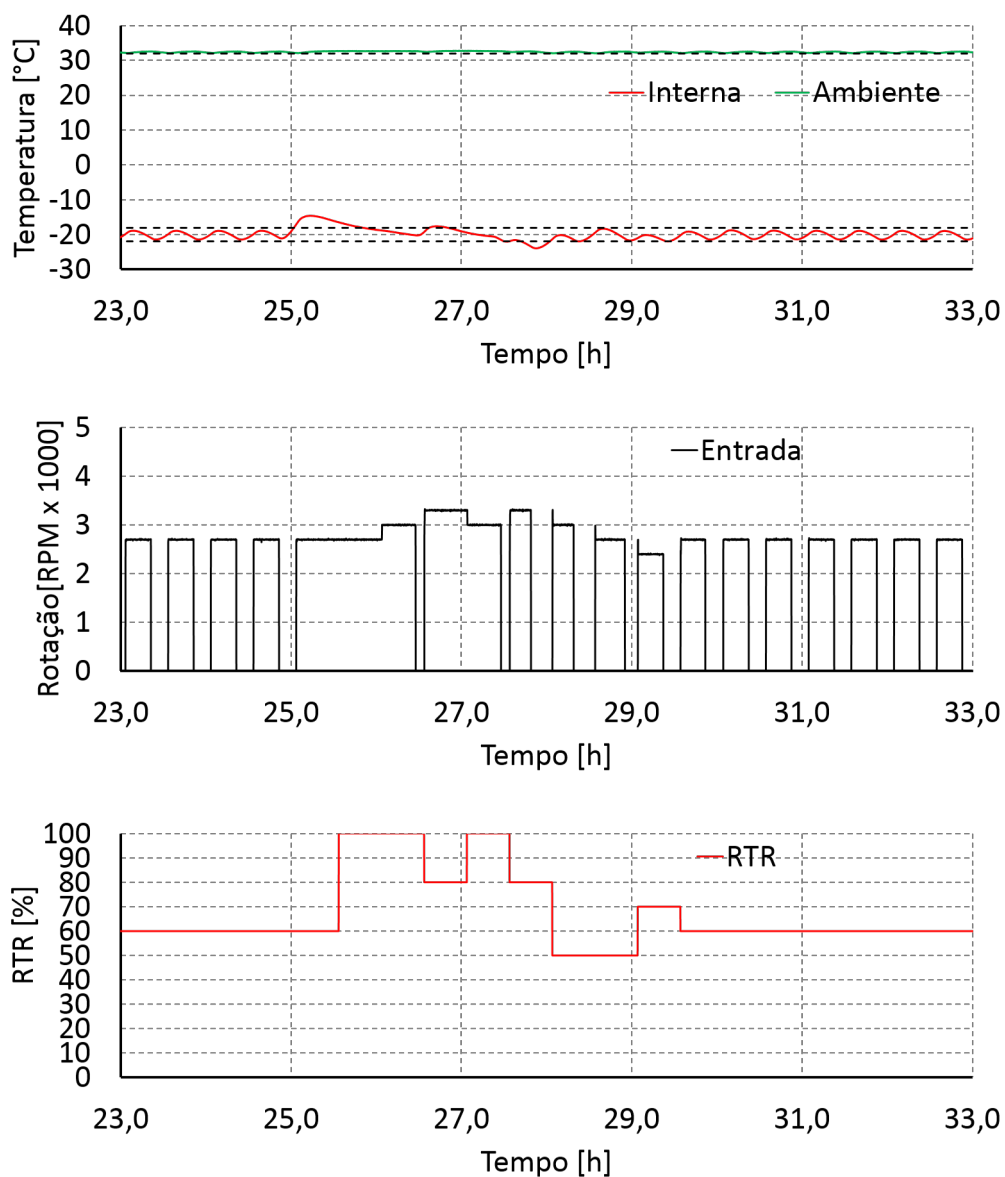
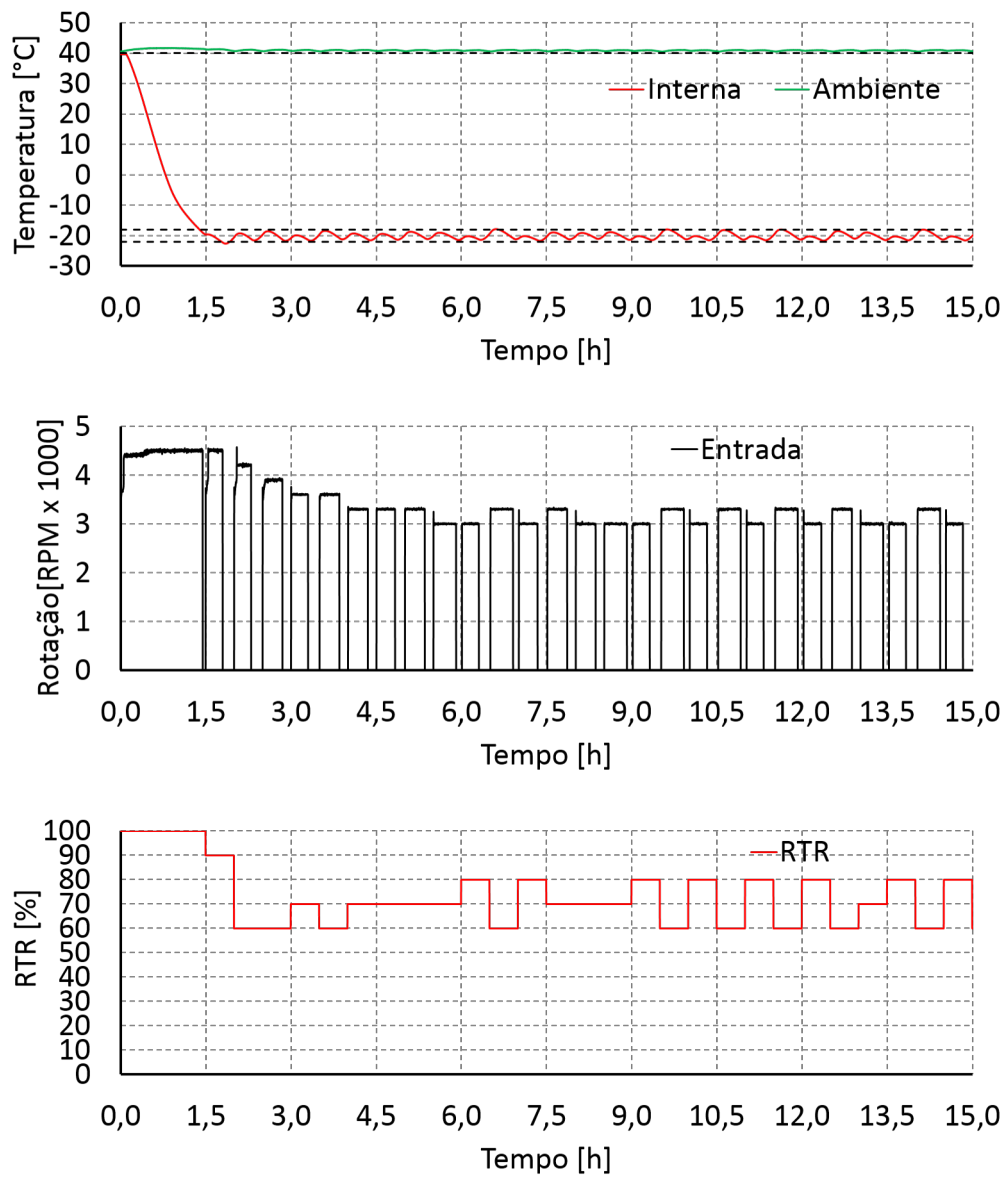


Figura 52 – Teste B rejeição de perturbação lógica PWM + LPPT - 32 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

Figura 53 – Teste *pull-down* lógica PWM + LPPT - 40 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

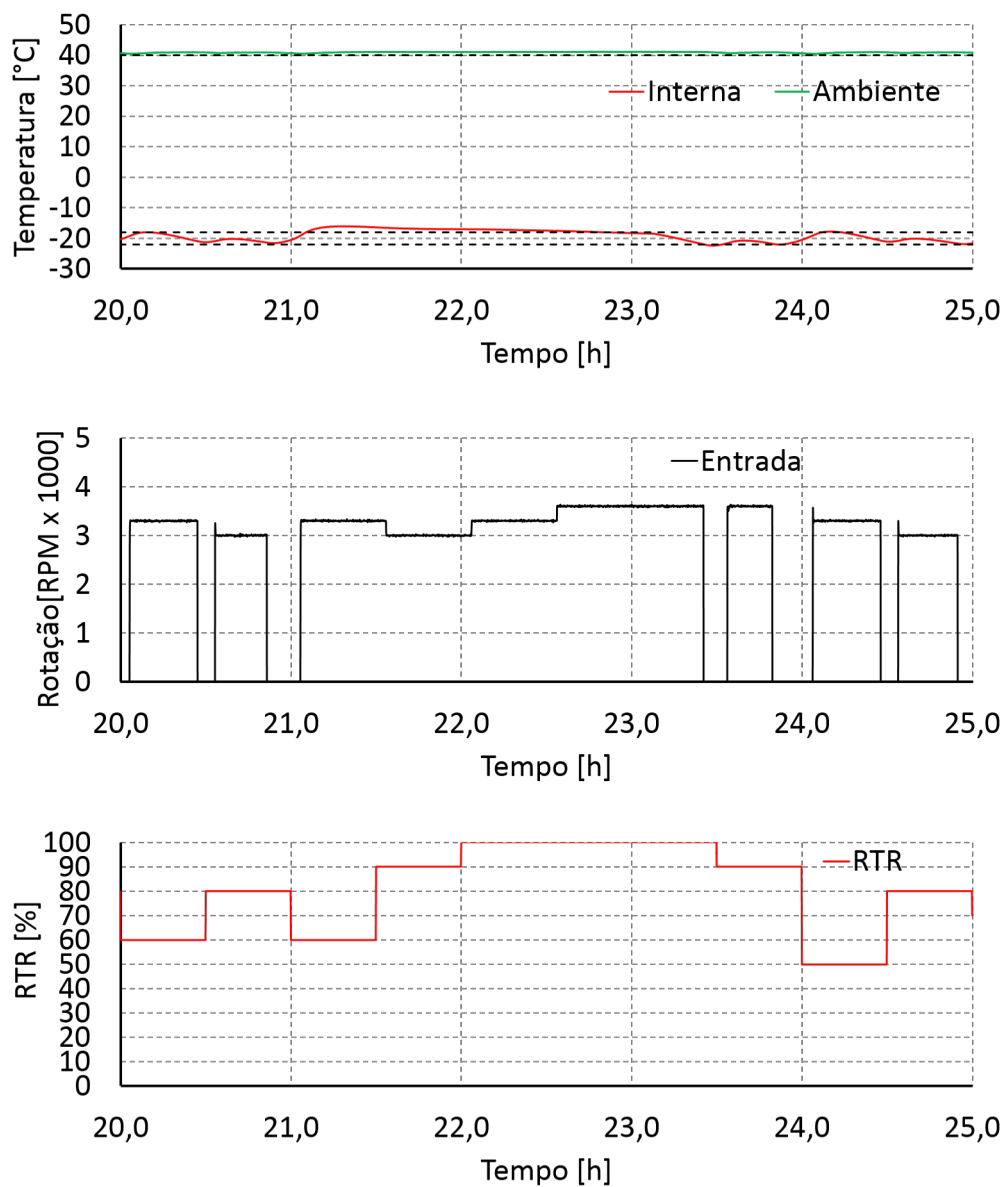


Figura 54 – Teste A rejeição de perturbação lógica PWM + LPPT - 40 °C e 50% umidade relativa

Fonte: Autor

6 Conclusões e Perspectivas

6.1 Conclusão do trabalho

O objetivo do trabalho é realizar uma comparação entre duas estratégias de controle com foco em minimização de consumo energético global e investigar a possibilidade de obter ganhos de desempenho frente aos trabalhos já desenvolvidos na área. As características desejadas para uma arquitetura de controle mais eficiente são: a rejeição de perturbação de forma mais rápida e uma lógica que aproveite as características do compressor VCC para o obter ganhos de desempenho energético em regime cíclico.

Analisando os dados dos testes de *pull-down* é possível notar que o desempenho de ambas arquiteturas é próximo, sendo a lógica PWM + LPPT mais suave frente à comutação brusca da lógica *dual-speed*. A lógica *dual-speed* mostra-se, então, aparentemente bem mais rápida em todas as condições ambiente utilizadas, porém, devido à inércia térmica do sistema e às temperaturas definidas para a banda de comutação, ela é na realidade ligeiramente mais rápida. A lógica aplicada pelo controle *dual-speed* faz a aplicação da rotação máxima até atingir a temperatura limite inferior, já a lógica aplicada pelo controle PWM + LPPT diminui de forma gradativa e suave o tempo em que o compressor fica ligado (RTR), bem como a referência para a sua rotação

Em relação aos testes em regime cíclico, tomou-se como valor de indicador de desempenho de referência o consumo energético global calculado, conforme o procedimento descrito na Seção 3.8.1, para a lógica *dual-speed*, sabendo-se que a mesma foi ajustada para possuir o menor consumo para cada condição ambiente com o uso do controlador clássico *on-off*, que está embutido na lógica citada. Percebe-se que a lógica PWM + LPPT possui em média uma redução de consumo global relativo de 12% se comparado à lógica *dual-speed*, essa redução pode ser vista na Figura 55.

Analisando a capacidade do sistema em rejeitar perturbações do tipo resistência interna de 50 W, ligada e desligada em intervalos de tempo diferentes, foi observado que a lógica *dual-speed* possui um tempo de detecção da perturbação e comutação para a rotação máxima atrelado ao histórico dos tempos em que o compressor ficou ligado, ou seja, por exemplo se o RTR é de 60% e o período do ciclo (T_{per}) é de 40 minutos, então, o sistema detectará a perturbação quando o tempo de compressor ligado atual for superior ou igual a 26,4 minutos, caso a temperatura interna ainda seja superior a $T_{sup} = -18$ °C. Alguns problemas relacionados ao processo de rejeição/recuperação de perturbações para a lógica *dual-speed* foram apresentados na Seção 5.1. Já a lógica PWM + LPPT percebe de forma instantânea uma modificação na temperatura interna e portanto varia o

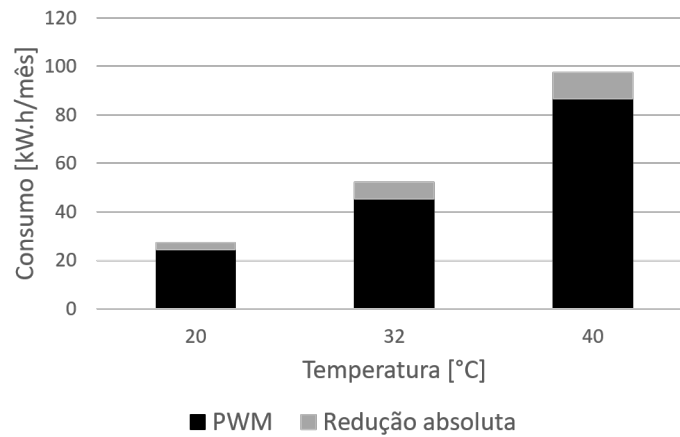


Figura 55 – Comparação da redução absoluta no consumo energético global da lógica PWM + LPPT para cada condição ambiente

Fonte: Autor

valor do *duty-cycle* do PWM que aciona o controlador *on-off*, fazendo com que o sistema permaneça mais tempo com o compressor ligado. Caso a rotação atual aliada ao valor de RTR atual gere um consumo maior, então o algoritmo LPPT irá decidir se aumenta ou diminui a rotação atual com passos de 300 RPM. Porém, caso a temperatura interna fosse superior a $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ então o algoritmo comutaria diretamente para a máxima rotação pois isso demonstraria um caso de perturbação severa. Como o algoritmo LPPT só age a cada 30 minutos, então a detecção/rejeição de perturbação torna-se bastante lenta em algumas situações, conforme visto na Seção 5.2.

Analisando todos os testes descritos no Capítulo 5, é possível identificar que realmente o consumo energético global é dependente da potência consumida pelo ventilador do condensador e que se o consumo global levasse em conta apenas o que é consumido pelo compressor, então a melhor lógica de controle seria a regulação de temperatura com a utilização de um controlador PI, conforme descrito em [9], pois a arquitetura de controle minimiza o consumo do compressor com o controle contínuo da rotação além de possuir melhor COP (ver Subseção 3.8.2), explorando todo o potencial dos compressores VCC. Como o presente trabalho buscou desenvolver uma lógica independente da potência dos ventiladores embutidos em refrigeradores comerciais, então a estratégia foi considerar que sempre haverá uma perda fixa, que pode ser elevada ou não, dependendo da potência dos dispositivos usados pelo fabricante do refrigerador. Ao considerar uma perda fixa elevada, caso controlador PI tentasse manter o compressor sempre ligado com uma rotação fixa e ótima (devido às necessidades térmicas), então o consumo ao longo do tempo seria elevado em decorrência da perda fixa. A alternativa levantada foi manter a regulação de temperatura com o uso de controlador *on-off* com histerese e com duas rotações, uma para *pull-down* e rejeição de perturbação e outra para manter o sistema em regime cíclico. Como a potência do ventilador utilizado no aparato é baixa, então a rotação ótima para

manter o regime cíclico é pouco dependente dessa perda fixa, sendo definida como 2500 RPM para temperatura ambiente de 20 °C e 3000 RPM para 32 °C e 40 °C, ambos sem carregamento de sorvete (ver Subseção 3.8.1.1). A proposta do controlador PWM + LPPT foi diminuir o tempo necessário para se encontrar as rotações ótimas e que um algoritmo pudesse automaticamente adequar o sistema às variações das condições ambiente para a minimização do consumo energético global em regime cíclico.

Resumindo, a lógica de regulação de temperatura baseada em um controlador PI puro possui desempenho superior para a rejeição de perturbação e recuperação da temperatura controlada, pois é possível variar mais rapidamente e de forma mais suave a rotação do que se comparado à lógica *dual-speed* e à lógica PWM + LPPT, porém em situações que o controlador necessite manter o compressor sempre ligado (regime permanente estacionário não-cíclico), então o consumo seria alto em decorrência de possíveis perdas fixas elevadas.

Por fim, é possível notar que a aplicação de compressores VCC na refrigeração comercial possui um grande potencial ainda a ser estudado e a automação e controle desses sistemas possibilita uma inclusão de inteligência para a tomada de decisões em diferentes modos de operação desses sistemas, ou seja, é possível aplicar diferentes arquiteturas de controle baseado por exemplo no consumo elevado ou não das perdas fixas.

6.2 Sugestões e perspectivas para trabalhos futuros

O presente trabalho identificou a possibilidade de obter ganhos de desempenho energético em regime cíclico aplicando leis de controle baseadas na comutação de um controlador *on-off* com histerese. Percebeu-se que ambas estratégias propostas possuem bom desempenho energético em regime, porém a rejeição de perturbação não é satisfatoriamente rápida se comparada à lógica de um controlador PI puro que regula a temperatura interna pela variação contínua da rotação.

Sugere-se modificar a lógica PWM + LPPT para que se tenha um mecanismo mais veloz de detecção de perturbação, ou seja, rever o ajuste do algoritmo de tal forma que os valores do incremento δ , da sensibilidade ζ e do tempo para cada análise (fixado inicialmente em 30 minutos) sejam adaptativos ao modo de operação do sistema, ou seja, lento para situações de regime permanente sem abertura de porta e rápido para situações com aberturas de porta.

Sugere-se realizar um estudo de refrigeração que aumente a isolamento térmica do refrigerador, pois o mesmo apresenta um coeficiente de UA elevado, principalmente se comparado com os refrigeradores domésticos mais modernos.

Sugere-se, também, utilizar a lógica *dual-speed* assim que um estudo do dimensio-

namento do compressor seja feito, pois como foi identificado neste trabalho, um sistema baseado na comutação de duas rotações pode possuir bons resultados energéticos em regime cíclico com compressores dimensionalmente adequados, não sendo necessário utilizar compressores VCC, que são mais caros.

Além disso, como percebeu-se, o trabalho feito de otimização energética nos ventiladores para a refrigeração comercial mostrou-se de extrema importância e assim sugere-se a aplicação de um controlador PI puro conforme o trabalho em [9] para o presente refrigerador estudado (com potência do ventilador baixa), pois os resultados energéticos do compressor não seriam penalizados pelo consumo elevado de perdas fixas. Sugere-se, em contra-partida, a implementação da lógica PWM + LPPT em refrigeradores comerciais que possuam ventiladores com consumo elevado e que seja muito custoso implementar a lógica *dual-speed* por ser necessário realizar ensaios em câmara controlada para determinação da rotação ótima em regime permanente, que depende da temperatura externa que varia com o tempo. Então, para a utilização da lógica *dual-speed* é necessário realizar a confecção de tabelas de ajuste, porém, o uso de tabelas não é robusto face às mudanças nas características do refrigerador que ocorrem com o tempo.

Referências

- 1 DOSSAT, R. *Principles of refrigeration*. [S.l.]: Pearson, 2001. ISBN 9780471035503. Citado na página 27.
- 2 SEABURG, C.; PATERSON, S.; SEABURG, A. *The Ice King: Frederic Tudor and His Circle*. [S.l.]: Massachusetts Historical Society, 2003. (Maritime Series). ISBN 9780939510801. Citado na página 27.
- 3 VITOR, M. F. *Desenvolvimento de uma lógica de degelo adaptativa para um refrigerador comercial leve*. 2016. TCC (Graduação), Curso de Engenharia de Controle e Automação, CTC, UFSC. Citado 4 vezes nas páginas 28, 30, 31 e 34.
- 4 MACHADO, E. *Estudo de Estratégias de Controle para Refrigeradores Domésticos com Compressores Lineares*. 2015. TCC (Graduação), Curso de Engenharia de Controle e Automação, CTC, UFSC. Citado na página 28.
- 5 SILVA, J. da. *Introdução à tecnologia da refrigeração e da climatização*. 2. ed. São Paulo: Artliber, 2003. Citado na página 29.
- 6 STOECKER, W. *Refrigeration and Air Conditioning*. [S.l.]: McGraw-Hill Companies, 1958. (Mac Graw Hill series in mechanical engineering). ISBN 9780070616158. Citado 2 vezes nas páginas 29 e 31.
- 7 POSSAMAI, F.; TODESCAT, M. A review of household compressor energy performance. *International Compressor Engineering Conference, Purdue, EUA*, 2004. Citado na página 30.
- 8 SENGER, G. *Estudo e desenvolvimento de estratégias de controle para um sistema de refrigeração de duplo-evaporador*. 2014. Dissertação (Mestrado), Universidade Federal de Santa Catarina. Citado na página 32.
- 9 SEERIG, D. *Estudo e Implementação de Estratégias de Controle para uma Cervejeira Comercial*. 2017. TCC (Graduação), Curso de Engenharia de Controle e Automação, CTC, UFSC. Citado 6 vezes nas páginas 38, 53, 54, 55, 86 e 88.
- 10 RESENDE, F.; HERMES, C.; MELO, C. Um método alternativo para determinar o consumo de energia de refrigeradores domésticos. *VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA*, 2010. Citado na página 45.
- 11 LIU, C.; WU, B.; CHEUNG, R. Advanced algorithm for mppt control of photovoltaic systems. 08 2006. Citado 2 vezes nas páginas 57 e 62.
- 12 HAUGEN, F. A. The good gain method for simple experimental tuning of pi controllers. v. 33, p. 141–151, 10 2012. Citado na página 59.
- 13 AGUIRRE, L. A. *Introdução à identificação de sistemas—Técnicas lineares e não-lineares aplicadas a sistemas reais*. [S.l.]: Editora UFMG, 2004. Citado na página 60.

- 14 YAHFDHOU, A.; MAHMOUD, A.; YOUM, I. Modeling and optimization of a photovoltaic generator with matlab/simulink. v. 3, p. 108–111, 09 2013. Citado na página [63](#).
- 15 JEON, Y. T. et al. Least power point tracking method for photovoltaic differential power processing systems. *IEEE Transactions on Power Electronics*, v. 32, n. 3, p. 1941–1951, March 2017. ISSN 0885-8993. Citado na página [63](#).