

**Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica
UFMG – Universidade Federal de Minas Gerais**

Álvaro Flávio Santos de Ávila

**Monitoramento e Controle de Câmaras de
Refrigeração via Velocidade Variável do
Compressor**

Belo Horizonte
2011

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica
UFMG – Universidade Federal de Minas Gerais

Monitoramento e Controle de Câmaras de Refrigeração via Velocidade Variável do Compressor

Álvaro Flávio Santos de Ávila

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Elétrica.

Orientador: Fábio Gonçalves Jota, Ph.D.- DELT/UFMG

Belo Horizonte
2011

Folha de Aprovação a Ser Anexada.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela oportunidade de fazer um curso de pós-graduação, por me fornecer forças para superar os obstáculos da vida e por me abençoar incondicionalmente.

Agradeço de forma especial ao meu orientador, Professor Dr. Fábio Gonçalves Jota, pelos ensinamentos, pela dedicação, pela atenção e por me incentivar a desenvolver um trabalho com dedicação e esforços.

Agradeço à Professora Dra. Patrícia Jota do Centro de Pesquisas em Energia Inteligente (CPEI) do CEFET-MG pela disponibilização da câmara de refrigeração e outros recursos para realização dos ensaios experimentais.

Com grande carinho, agradeço a minha mãe, Iraídes de Ávila, que sempre apoiou minhas decisões e me deu forças para atingir os meus objetivos.

Agradeço também aos meus irmãos, Alan, Arísio, Alessandro, Ariadna e Alysson pela força, apoio e incentivos. Agradeço também a minha namorada, Dayane Alves, pela compreensão de minhas limitações, pela paciência e pelo encorajamento.

Gostaria de agradecer também à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo meu suporte financeiro, a FINEP (CT-ENERG) e a CEMIG pelo suporte financeiro ao projeto CMUF-R.

Agradeço a todos os colegas do LCPI, em especial à Ana Paula, Rodrigo Abreu, Hudson e Guilherme, pela ajuda, pelo companheirismo e pelo compartilhamento de experiências.

Agradeço aos colegas do PPGEE, aos colegas do CPEI, aos colegas de república, aos amigos, resumindo, agradeço a todos aqueles que, de alguma forma, contribuíram para que este trabalho fosse realizado.

“Uma vez que você prove o voo,
nunca mais caminhará sobre a terra
sem olhar para os céus, pois você já
esteve lá, e para lá sua alma deseja
voltar.”

Leonardo da Vinci

RESUMO

O sistema de controle liga-desliga convencional comumente empregado em câmaras de refrigeração, apresenta baixo desempenho e elevado consumo energético. Este trabalho apresenta um esquema de controle de temperatura para câmaras de refrigeração baseado na velocidade variável do compressor. Para tanto, foi desenvolvida uma plataforma de experimentos constituída basicamente por três partes: um sistema de monitoramento e controle contínuos (CMUF®), uma câmara de refrigeração e um inversor de frequências capaz de alterar precisamente a velocidade do compressor. No trabalho, são descritas as funcionalidades de cada parte integrante dessa plataforma de ensaios.

O controle elaborado incorpora informações sobre a dinâmica do sistema e variáveis mais influentes no processo e opera o compressor a uma velocidade que resulta em maior eficiência e melhor estabilização da temperatura no valor de referência desejada. Para isso o controlador pode operar de três modos distintos: Contínuo, Híbrido e Liga-Desliga Eficiente.

Para caracterizar a dinâmica do sistema com modelos matemáticos foram realizados ensaios de resposta ao degrau para duas diferentes condições de carregamento térmico, sendo devidamente validado cada modelo obtido.

A capacidade e o potencial da estratégia elaborada são demonstrados e avaliados aplicando-se um controlador PI, devidamente projetado, para duas sintonias distintas que foram obtidas com o conhecido método da Síntese Direta.

Para finalizar, são apresentados os resultados experimentais com o controle convencional e com o controle elaborado. São apresentadas comparações e análises entre controladores e entre as sintonias realizadas. Resultados obtidos indicam vantagens como a melhor estabilização da temperatura e aumento da eficiência operacional da câmara.

ABSTRACT

The conventional on-off control system, commonly used in refrigeration chambers, presents a low performance and a high energy consumption. This work presents a control scheme of temperature for refrigeration chambers based on the variable speed of the compressor. For this purpose an experimental platform has been developed. It consists basically of three parts: a continuous monitoring and control system (CMUF®), a refrigeration chamber and a variable-frequency drive capable of accurately changing the speed of the compressor. This work describes the features of each part of this experiment platform.

The control developed incorporates information about the dynamics of the system and most influential variables in the process and operates the compressor at a speed that results in greater efficiency and better temperature stabilization in the desired reference value. To accomplish this, the controller can operate on three modes: Continuous, Hybrid and Efficient On-Off.

In order to characterize the dynamics of the system with mathematical models, step response tests were performed for two different loading thermal conditions, and each obtained model was properly validated.

The capacity and potential of the developed strategy are demonstrated and evaluated by applying a PI controller, suitably designed for two different tunings that have been obtained with the known method of direct synthesis.

Finally, the experimental results with both the conventional and the elaborate control are presented. Also presented are the analysis and comparisons between controllers and tunings. The results indicate advantages such as better temperature stabilization and operational efficiency improvement of the chamber.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	15
1.1 Motivação e Objetivos.....	16
1.2 Visão Geral do Trabalho.....	17
1.3 Controle de Temperatura de Sistemas de Refrigeração	19
1.4 Considerações Sobre Sistemas Distribuídos.....	22
1.5 A Rede CAN (Control Area Network).....	24
1.6 Organização do Trabalho.....	24
2. DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL E DO PROCESSO	26
2.1 Considerações Iniciais	26
2.2 A Plataforma CMUF®	27
2.3 A Unidade de Atuação.....	29
2.3.1 Variação de velocidade de motores de indução	30
2.3.2 O projeto da unidade de atuação	31
2.3.3 Simulação do funcionamento do inversor monofásico.....	38
2.3.4 Resultados experimentais com a unidade de atuação	42
2.4 A Aquisição dos Dados e as Variáveis do Processo	43
2.4.1 A aquisição dos dados	43
2.4.2 As variáveis de processo e a instrumentação	44
2.5 Particularidades do Protótipo de Ensaios	46
3. MODELAGEM DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	49
3.1 Considerações Iniciais	49
3.2 Modelagem e Validação para Projeto de Controladores	49
3.2.1 Modelo para resfriamento com carga elevada	52
3.2.2 Validação da resposta ao degrau para o modelo de carga elevada.....	56
3.2.3 Modelo para resfriamento com carga térmica baixa	57
3.2.4 Validação da resposta ao degrau para o modelo com carga térmica baixa.....	58
3.2.5 Modelo para aquecimento com baixa carga térmica	60
3.2.6 Validação da resposta ao degrau para o modelo de aquecimento com baixa carga	62
3.3 Considerações Sobre Ensaios e Modelos Obtidos	63
3.3.1 Aproximação por modelos de primeira ordem.....	64
3.5 Comentários Finais.....	66

4. PROJETO DE CONTROLADORES.....	67
4.1 Considerações Iniciais	67
4.2 O Controle Proposto.....	67
4.2.1 Estratégia para operação com maior rendimento do motor	71
4.3 Definição do Controlador	74
4.4 Projeto e Sintonia do Controlador.....	75
4.4.1 Considerações e requisitos de sintonia	75
4.4.2 Sintonia A	77
4.4.3 Sintonia B.....	80
4.5 Implementação do Controlador Digital	83
4.6 Comentários Finais.....	85
5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS	86
5.1 Considerações Iniciais	86
5.2 O Controlador Liga-Desliga Convencional	86
5.2.1 Operação com referência em -31°C (Máximo frio)	87
5.2.2 Operação com referência em -21°C (Mínimo frio)	89
5.2.3 Operação com referência em -26,5°C (Valor intermediário).....	90
5.3 Operação do Sistema em Malha Aberta	92
5.4 O Controle Híbrido.....	93
5.4.1 Resultados experimentais para sintonia A	93
5.4.2 Resultados experimentais para sintonia B	101
5.5 Avaliações dos Controladores.....	109
5.5.1 Estabilização da temperatura interna	109
5.5.2 Consumo de energia	111
5.5.3 Análise de desempenho	112
5.5.4 Considerações sobre os resultados obtidos	116
5.6 Comentários Finais.....	117
6. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	118
6.1 Conclusões	118
6.2 Trabalhos Futuros.....	120
Referências Bibliográficas	122
Apêndice A - Fotos da Plataforma de Testes	126
Apêndice B - Estimativa do Tempo de Retorno do Investimento	128

Apêndice C - Circuitos Elétricos Desenvolvidos	129
Apêndice D - Câmaras de Refrigeração	131

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 - Consumo percentual de energia por setor no Brasil.	16
Figura 1.2 - Percentual de consumo de energia no setor residencial.	17
Figura 1.3 - Arquitetura de um sistema distribuído.	23
Figura 2.1- Plataforma de medições.	26
Figura 2.2 - Arquitetura da plataforma CMUF®.	27
Figura 2.3 - Compressor alternativo hermético	29
Figura 2.4 - Topologia do conversor projetado.	32
Figura 2.5 - Fluxograma de geração dos sinais PWM com padrão memorizado.	37
Figura 2.6 - Fluxograma de rotinas da unidade de atuação.	38
Figura 2.7 - Diagrama de blocos de simulação do inversor monofásico, no Simulink®.	39
Figura 2.8 - Alteração da frequência de alimentação e velocidade do motor.	41
Figura 2.9 - Simulação de funcionamento do inversor em 45 Hz.	41
Figura 2.10 - Forma de onda da tensão aplicada ao conjunto de cargas resistivas.	42
Figura 2.11 - Forma de onda da tensão aplicada ao motor-compressor.	42
Figura 2.12 - Interface de comunicação serial.	44
Figura 2.13 - Diagrama elétrico de um freezer.	48
Figura 3.1 - Resposta ao degrau do sistema de refrigeração.	53
Figura 3.2 - Forma usada para obter a constante τ_1	54
Figura 3.3 - Forma usada para obter a constante τ_2	55
Figura 3.4 - Resposta do modelo com elevado carregamento e resposta do sistema real.	56
Figura 3.5 - Validação do modelo com carga elevada.	57
Figura 3.6 - Resposta do sistema real e do modelo para condição de baixo carregamento térmico.	58
Figura 3.7 - Validação do modelo para condição de baixo carregamento térmico.	59
Figura 3.8 - Identificação do modelo de aquecimento.	61
Figura 3.9 - Forma usada para obter a constante τ	61
Figura 3.10 - Resposta do sistema real e do modelo de aquecimento.	62
Figura 3.11 - Validação do modelo de aquecimento com elevado carregamento térmico.	63
Figura 3.12 - Aproximação do modelo de 2ª para 1ª ordem (baixo carregamento térmico).	65
Figura 3.13 - Aproximação do modelo de 2ª para 1ª ordem (elevado carregamento térmico).	65
Figura 4.1 - Diagrama de blocos do sistema de controle realimentado.	68

Figura 4.2 - Hardwares integrantes do sistema de controle.	68
Figura 4.3 - Diagrama de blocos da estratégia utilizada para controle contínuo.....	69
Figura 4.4 - Fluxograma de estimação de um ponto de maior rendimento do motor.....	73
Figura 4.5 - Diagrama de blocos do sistema de controle realimentado.	75
Figura 4.6 - Simulação do controlador PI com sintonias obtidas (A).....	80
Figura 4.7- Simulação do controlador PI com sintonias obtidas (B).	82
Figura 5.1 - Controle liga-desliga convencional com termostato na posição máximo frio.	88
Figura 5.2 - Controle liga-desliga convencional com termostato na posição mínimo frio.	89
Figura 5.3 - Influência da temperatura externa no controle liga-desliga com termostato em mínimo frio.	90
Figura 5.4 - Controle liga-desliga convencional com termostato na posição intermediária (centro da faixa).	91
Figura 5.5 - Resposta do sistema para diferentes frequências de alimentação do motor.....	93
Figura 5.6 - Operação com Controle Híbrido e sintonia A para referência fixa em -31°C.	94
Figura 5.7 - Variáveis do processo com controle PI para sintonia A e referência em -31°C...	95
Figura 5.8 - Ensaio de rejeição a perturbação com sintonia A.	96
Figura 5.9 - Variáveis do processo com controle PI e sintonia A para ensaio de rejeição à perturbação.....	97
Figura 5.10 - Operação com Controle Híbrido e sintonia A para referência fixa em -21°C....	98
Figura 5.11 - Variáveis do processo com controle PI para sintonia A e referência em -21°C.	98
Figura 5.12 - Operação com Controle Híbrido e sintonia A para referência fixa em -26,5°C.	99
Figura 5.13 - Variáveis do processo com controle PI para sintonia A e referência em -26,5°C.	100
Figura 5.14 - Operação com referência variável para sintonia A.	101
Figura 5.15 - Operação com Controle Híbrido e sintonia B para referência fixa em -31°C..	102
Figura 5.16 - Variáveis do processo com controle PI para sintonia B e referência em -31°C.	103
Figura 5.17 - Ensaio de rejeição a perturbação com sintonia B.	104
Figura 5.18 - Variáveis do processo com controle PI para sintonia B e referência em -21°C.	104
Figura 5.19 - Operação com Controle Híbrido e sintonia B para referência fixa em -21°C..	105
Figura 5.20 - Variáveis do processo com controle PI para sintonia B e referência em -21°C.	106

Figura 5.21 - Operação com Controle Híbrido e sintonia B para referência fixa em -26,5°C.	107
Figura 5.22 - Variáveis do processo com controle PI para sintonia B e referência em -26,5°C.	108
Figura 5.23 - Operação com referência variável para sintonia B.	108
Figura 5.24 - Comparação de estabilização da temperatura entre controladores para referência -31°C.	109
Figura 5.25 - Comparação de estabilização da temperatura entre controladores para referência -26,5°C.....	110
Figura 5.26 - Comparação de estabilização da temperatura entre controladores para referência -21°C.	111
Figura 5.27 - Potência média consumida pelos controladores.	112
Figura 5.28 - Avaliação do desempenho do controle convencional.	114
Figura 5.29 - Avaliação do desempenho do controle Híbrido com sintonia A.	114
Figura 5.30 - Avaliação do desempenho do Controle Híbrido com sintonia B.	115

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Parâmetros adotados no cálculo do barramento DC.....	33
Tabela 2.2 - Lógica de chaveamento dos IGBT'S do conversor.....	34
Tabela 4.1 - Influência da variação da tensão no comportamento do motor (Operação do motor com tensão abaixo da nominal).	71
Tabela 4.2 - Sintonias do controlador PI (A).	80
Tabela 4.3 - Sintonias do controlador PI (B).....	83
Tabela 4.4 - Algoritmo do controlador PI digital.	84
Tabela 4.5 - Resumo das sintonias do PI.	85
Tabela 5.1 - Organização dos resultados experimentais.	87
Tabela 5.2 - Avaliação de desempenho dos controladores para $SP=-26,5^{\circ}C$	115

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

C(kT)	Temperatura Medida no K-ésimo Instante de Amostragem
CAN	Controller Area Network
CAN-PIC	Estação Microcontrolada da Plataforma CMUF®
CEFET-MG	Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais
CEMIG	Companhia Energética de Minas Gerais
CMUF®	Centro de Monitoramento de Usos Finais
CPEI	Centro de Pesquisas em Energia Inteligente
E(kT)	Erro no K-ésimo Instante de Amostragem
G(s)	Função de Transferência do Modelo da Planta
G _c (s)	Função de Transferência do Controlador
G _{mf} (s)	Função de Transferência Desejada em Malha Fechada
IGBT	Isolated Gate Bipolar Transistor
K	Ganho Proporcional do Modelo da Planta
K _c	Ganho Proporcional do Controlador Proporcional e Integral
LCPI	Laboratório de Controle de Processos Industriais
M(kT)	Sinal de Controle no k-ésimo Instante de Amostragem
MARS	Módulo de Aquisição e Retificação de Sinais
NCS	Network Control Systems
PI	Proporcional e Integral
R(kT)	Referência no k-ésimo Instante de Amostragem
RC	Resposta Complementar
RMS	Root Mean Square
SPWM	Sinusoidal Pulse Width Modulation
T	Período de Amostragem
T _i	Tempo Integral do Controlador Proporcional e Integral
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais
τ	Constante de Tempo do Modelo da Planta
τ_{mf}	Constante de Tempo Desejada em Malha Fechada
θ	Tempo Morto

CAPÍTULO 1

1. INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração são amplamente utilizados nos setores residencial, comercial e industrial onde assumem o importante papel de condicionar compartimentos para conservação de produtos (câmaras frias, freezers, geladeiras) ou para conforto térmico (sistemas de ar condicionado).

Atualmente, a grande maioria dos sistemas de refrigeração opera com um sistema de controle liga-desliga comandado por termostato (PROCEL, 2007) que, apesar de ser amplamente empregado e ter um custo relativamente baixo, não é muito eficiente, já que produz variações relativamente grandes na temperatura controlada (temperatura interna) e apresenta elevado consumo energético. Além de não permitir a escolha efetiva da temperatura interna desejada em alguns casos (por exemplo, em geladeiras), no controle liga-desliga convencional, o compressor do sistema de refrigeração funciona à velocidade fixa independente da condição externa ou de carregamento térmico, que é exatamente o que conduz a um elevado consumo de energia.

Em média, no Brasil, existe um refrigerador por residência, sendo que 97,3% são de uso permanente (PROCEL, 2007). Estes dados indicam que existe uma grande quantidade de equipamentos de refrigeração em uso operando com o sistema de controle convencional. Desta forma, sob a ótica da eficiência energética, torna-se imprescindível a adoção de um sistema de controle para câmaras de refrigeração que proporcione redução de desperdícios e melhor controle da temperatura.

A aplicação de técnicas de controle de processos industriais é uma alternativa potencial para redução ou até mesmo eliminação de deficiências presentes no atual sistema de controle convencional. Estas técnicas conduzem ao aumento da eficiência operacional e da qualidade do condicionamento dos produtos. Vale ressaltar que o aperfeiçoamento e a redução de custos de equipamentos e componentes eletrônicos de forma geral viabilizam a aplicação de técnicas de controle aos sistemas de refrigeração de pequeno porte.

Portanto, o sistema de controle liga-desliga convencional mostra-se ineficiente, e isto representa uma abertura para o emprego de outras técnicas ou estratégias viáveis que poderiam melhorar o desempenho dos sistemas de refrigeração de pequeno porte.

1.1 Motivação e Objetivos

A motivação para o desenvolvimento de um sistema de controle de temperatura de câmaras de refrigeração nasceu da constatação de que, com o emprego de técnicas elementares de controle associadas a uma instrumentação eletrônica simples seria possível atender à necessidade de manter produtos dentro de limites de temperatura confiáveis para o não comprometimento da qualidade dos mesmos (em particular, na armazenagem de sangue e seus derivados em hemocentros (Jota et al., 2011)) e com redução do consumo de energia. Além disso, tem-se a possibilidade de aprimorar o processo de refrigeração de câmaras de pequeno porte por meio do aumento de sua eficiência com melhorias na estabilização na temperatura interna, quando comparados às técnicas atualmente empregadas.

Os sistemas de refrigeração de pequeno porte assumem uma parcela significativa do consumo de energia nos diversos setores. Segundo o Balanço de Energia Nacional (EPE, 2010) o consumo final no setor residencial representa 23,9% do total, enquanto o setor industrial é responsável por 43,7% do total. A Figura 1.1 apresenta a participação percentual dos setores no total de energia consumido no Brasil.

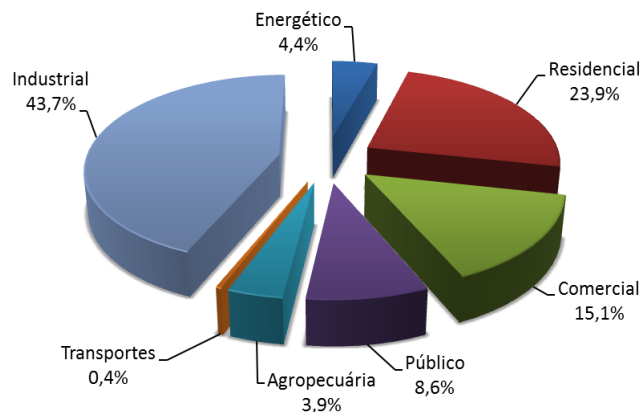


Figura 1.1 - Consumo percentual de energia por setor no Brasil.
Fonte: (EPE, 2010).

Os sistemas de refrigeração representam uma grande parcela no consumo de energia do Brasil, conforme mostra Figura 1.2, que apresenta a participação percentual dos eletrodomésticos no total do consumo de energia para o setor residencial. Em particular, no setor residencial, os condicionadores de ar representam 20% do consumo médio enquanto as geladeiras e freezers domésticos consomem o equivalente a 27% do consumo médio de energia (PROCEL, 2007). Observa-se na Figura 1.2 que as câmaras de refrigeração

juntamente o chuveiro elétrico são os equipamentos domésticos que mais consomem energia no setor residencial.

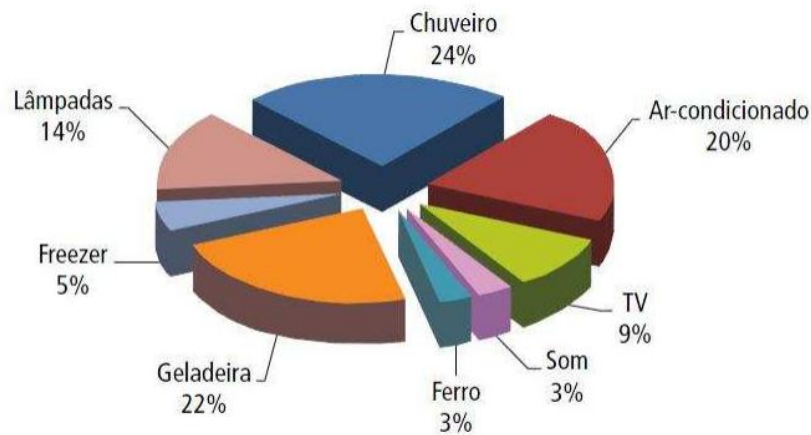


Figura 1.2 - Percentual de consumo de energia no setor residencial.

Fonte: (PROCEL, 2007).

É fundamental ressaltar a importância do condicionamento adequado e da estabilização da temperatura interna em câmaras de refrigeração, pois determinados produtos necessitam de condições adequadas para não perderem sua qualidade, como, por exemplo, no setor residencial, podem ser citados os produtos alimentícios. No setor comercial, a exigência do condicionamento é ainda maior, pois produtos danificados podem levar a prejuízos irreparáveis, como, por exemplo, alguns tipos de remédios, vacinas, sangue e seus derivados (nos hemocentros), entre outros.

Sendo assim, sistemas para monitoramento contínuo podem assegurar a qualidade do condicionamento para estes tipos de produtos e consequentemente evitar a prejuízos ou situações de riscos geradas por produtos comprometidos.

Diante da importância dos sistemas de refrigeração de pequeno porte e da ineficiência do sistema de controle convencional, objetivou-se com este trabalho o desenvolvimento de um sistema de controle de temperatura de câmaras de refrigeração visando melhorias na estabilização da temperatura interna e o aumento da eficiência operacional em relação ao atual sistema de controle convencional utilizado.

1.2 Visão Geral do Trabalho

A presente dissertação faz parte de um projeto denominado CMUF® (Centro de Monitoramento de Usos Finais, marca registrada da UFMG), que nasceu de uma parceria

entre a Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), a Companhia Energética de Minas Gerais (CEMIG) e o Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (CEFET-MG). O projeto CMUF® surgiu da necessidade da Companhia Energética do Estado de Minas Gerais (CEMIG) de um sistema de baixo custo para monitoramento e controle de cargas elétricas (Batista, 2006). O sistema de monitoramento proposto, projetado e desenvolvido especialmente para atender aos requisitos do projeto CMUF®, consiste de um conjunto do que se poderia chamar de “nano-computadores”, de baixíssimo custo e baixíssimo consumo de energia, com capacidade de realização de funções de conversão analógico-digital e comunicação por meio de uma rede de própria (Jota et al., 2006).

O CMUF® é uma ferramenta de baixo custo, para suporte ao gerenciamento de energia, que visa suprir as dificuldades de um acompanhamento contínuo e setorizado do desempenho energético e termo-luminoso das edificações (Batista, 2006).

Ao longo do desenvolvimento e implantação da plataforma CMUF® diversos trabalhos, desde trabalhos de fim de curso à tese de doutorado, foram realizados (Batista, 2006; Jota et al., 2011; Jota et al., 2006; Ávila e Jota, 2011, Martins, 2009; Martins e Jota, 2009) demonstrando resultados benéficos para a tecnologia desenvolvida.

De forma resumida, o CMUF® possibilita o monitoramento de grandezas elétricas como Tensão, Corrente, Fator de Potência e variáveis ambientais (Temperatura, umidade, claridade) e possibilita também o controle de sistemas. Os dados do monitoramento podem ser acessados em tempo real, já que todas as medidas ficam disponíveis em um Banco de Dados, acessível de qualquer parte do mundo, via Internet. Maiores detalhes sobre a plataforma CMUF® são apresentados no Capítulo 2, onde são descritas as características técnicas deste sistema.

Atualmente, o projeto CMUF® encontra-se instalado e totalmente operacional no edifício do DER em Belo Horizonte - MG, no Hemoninas em Belo Horizonte – MG (Hemocentro-BH), no edifício-sede da CEMIG em Belo Horizonte - MG, no estádio de futebol Joaquim Henrique Nogueira (Arena do Jacaré) em Sete Lagoas - MG, na UFMG (no Instituto de Ciências Biológicas - ICB e no LCPI), no CEFET-MG (CPEI), entre outros locais.

Em continuidade ao projeto CMUF®, em 2010, foi iniciado pela equipe da UFMG e do CEFET-MG o projeto de pesquisa e desenvolvimento intitulado “Desenvolvimento de Sistema de Monitoramento e Controle Contínuos a Baixo Custo de Unidades de Refrigeração Industriais” financiado pelo CEMIG/ANEEL, P&D-263.

Dentro do projeto P&D-263, este trabalho refere-se, especificamente, ao controle e monitoramento contínuo de temperatura de câmaras de refrigeração, sendo um tema bastante

abrangente que reúne assuntos relacionados à engenharia de controle, sistemas de refrigeração, eletrônica de potência, acionamentos elétricos, eficiência energética, instrumentação, redes e sistemas distribuídos. Todos estes assuntos são abordados ao longo desta dissertação e cada assunto tem sua contribuição para que o trabalho se torne mais completo, fundamentado e organizado.

O trabalho desenvolvido caracteriza-se como uma pesquisa experimental cujos resultados foram obtidos em uma plataforma projetada e desenvolvida para os ensaios. No trabalho são apresentadas as ferramentas utilizadas e aquelas que foram desenvolvidas para atingir os objetivos propostos.

1.3 Controle de Temperatura de Sistemas de Refrigeração

O controle de temperatura de sistemas de refrigeração a velocidades variáveis do compressor não é recente, sendo a importância do tema destacada tanto do ponto de vista da eficiência operacional quanto do controle da temperatura interna (Tassou e Quereshi, 1994; Aprea et al., 2004; Batista, 2006; Moreno, 2006; Silva, 2009; Kizilkan, 2011; Ávila e Jota, 2011). A operação de um sistema de refrigeração de grande porte com velocidade variável do compressor pode levar a um melhor e mais estável controle de temperatura associado à respostas mais rápidas frente às mudanças bruscas de carga (Tassou e Quereshi, 1994).

Apesar da significativa parcela de energia consumida pelos sistemas de refrigeração de pequeno porte, conforme demonstrado com a Figura 1.2, poucos trabalhos são encontrados na literatura sobre controle de temperatura de câmaras de refrigeração de pequeno porte via variação da velocidade do compressor. Entretanto, no contexto de controle de temperatura de sistemas de refrigeração via variação da velocidade do compressor são encontrados diversos trabalhos sobre sistemas de refrigeração de grande porte, como por exemplo, os sistemas de condicionamento de ar (Tassou e Quereshi, 1994; Batista, 2006; Moreno, 2006; Garcia e Bandarra Filho, 2006).

Em (Tassou e Quereshi, 1994) foram investigados os ganhos com alteração da velocidade do motor-compressor empregando inversor de frequências e, também foi investigada a influência destes inversores na rede. Para aquela época não era muito interessante, do ponto de vista de eficiência energética, fazer controle de temperatura com velocidades variáveis, isso por que o aumento global nas perdas na unidade de refrigeração com velocidade reduzida compensavam eventuais ganhos de eficiência do compressor. Entretanto, trabalhos mais

recentes mostram que é possível obter eficiência a velocidade variáveis do compressor com sistemas de grande porte (Batista, 2006; Moreno, 2006; Garcia e Bandarra Filho, 2006). Conforme comprovado em (Tassou e Quereshi, 1994), o sistema de refrigeração melhora segundo requisitos de controle de temperatura com a operação do compressor à velocidades variáveis, indicando assim, aspectos positivos para este modo de operação.

Alguns trabalhos relevantes sobre controle de temperatura de sistemas de refrigeração via velocidade variável do compressor são apresentados a seguir. Observa-se que, nos trabalhos voltados para sistemas de condicionamento de ar, foram empregados inversores de frequências comerciais para o controle da velocidade do motor de indução do sistema de refrigeração. Apenas um dos trabalhos encontrados focou-se no controle da temperatura de sistemas de refrigeração de pequeno porte baseado na variação da velocidade do compressor por meio da redução da tensão de alimentação. A seguir são apresentados alguns aspectos importantes destes trabalhos.

Em (Aprea et al., 2004) o controle da capacidade de refrigeração de um sistema de grande porte é feito com um algoritmo de controle baseado na Lógica Fuzzy, justificado pela capacidade do algoritmo de solucionar problemas de controle sem o conhecimento exato do modelo matemático. O algoritmo Fuzzy usado é capaz de selecionar a velocidade mais adequada à operação em função do carregamento térmico. Para isso foi utilizado um inversor trifásico e a frequência de alimentação do motor foi variada na faixa de 30 Hz a 50 Hz, não sendo possível considerar valores abaixo de 30 Hz devido a problemas de lubrificação do compressor. Resultados apresentados indicam economia de até 13% associada a melhor estabilização da temperatura interna.

Em (Moreno, 2006) foi realizado um estudo de caráter experimental de um sistema de condicionamento de ar com utilização de equipamentos e hardwares existentes no mercado. As variáveis manipuladas foram a velocidade do compressor e a abertura da válvula de expansão. Para variar a velocidade do compressor é utilizado um inversor de frequências comercial. Foram utilizadas diferentes técnicas de controle, inclusive técnicas de controle adaptativo. Os resultados indicam que, para a faixa de frequência utilizada (de 40 Hz a 55 Hz), obteve-se boa capacidade de refrigeração e baixo consumo de energia. O controle convencional liga-desliga com velocidade fixa é a principal causa da perda de eficiência energética (Moreno, 2006). As vantagens do uso dos sistemas de refrigeração com velocidade variável sob o ponto de vista de redução de consumo de energia representam um melhoramento energético e econômico, que beneficia os usuários em distintas aplicações.

Já em (Garcia e Bandarra Filho, 2006), foi elaborado um controlador para o sistema de refrigeração baseado em um algoritmo Fuzzy que faz o controle da temperatura por meio da alteração da velocidade do compressor. Os resultados obtidos indicam economia de 35,3% de energia para um compressor da Hitachi e 21,3% de economia para compressor da Bitzer, em relação ao sistema convencional (controle liga-desliga). A simulação da carga térmica no sistema de refrigeração é realizada de forma controlada através da energia térmica dissipada por um resistor.

A variação da velocidade do compressor é a forma mais eficiente para controlar a capacidade de refrigeração de sistema, isso porque a capacidade de refrigeração se adapta à carga (Tassou e Quereshi, 1994). Sendo assim, para uma condição de baixo carregamento, o equipamento de refrigeração pode reduzir a velocidade do compressor, fazendo com que as perdas sejam reduzidas e menor potência seja absorvida da rede.

Uma vantagem dos sistemas de refrigeração de velocidade variável do compressor é a possibilidade de alterar, continuamente, a capacidade de refrigeração do equipamento (Kizilkan, 2011). Em (Kizilkan, 2011) foi concluído que o desempenho do sistema de refrigeração pode ser melhorado para a operação na frequência ideal do compressor, alterando-se a velocidade do equipamento para certa condição de carregamento térmico.

Outro trabalho de grande relevância nesse contexto de controle de temperatura de sistemas de refrigeração é encontrado em (Batista, 2006). Assim como em (Moreno, 2006), o trabalho foi realizado sobre sistemas de condicionamento de ar (HVAC), onde o controle de temperatura é realizado através da alteração da velocidade de rotação do compressor. Em (Batista, 2006) não é manipulada a válvula de expansão, de maneira que não há alteração física do equipamento, mantendo-se as características do fabricante do equipamento. O algoritmo de controle que foi utilizado em (Batista, 2006) é o PI (Proporcional e Integral) e a atuação sobre o sistema é realizada através de um inversor comercial trifásico, aproveitando-se da vantagem do compressor ser trifásico. Uma grande diferença entre os trabalhos citados é que aquele observado em (Batista, 2006) utiliza um ambiente real para fazer os estudos conduzindo assim às condições físicas e ambientais são mais realísticas. Os resultados apresentados em (Batista, 2006) indicaram uma economia de 20,16% de energia após uma análise criteriosa dos resultados obtidos utilizando o controlador PI em comparação ao sistema de controle liga-desliga original do equipamento.

Em (Silva, 2009) é feito o controle de temperatura de um sistema de refrigeração de pequeno porte (freezer vertical) usando um atuador desenvolvido para alterar a tensão

aplicada ao motor do compressor. Devido às limitações do próprio atuador, o sistema altera muito pouco a velocidade do ciclo de refrigeração do equipamento forçando uma operação liga-desliga (mas com tensão inferior à nominal). Apesar das limitações do atuador, o controle elaborado obteve uma redução de 34% no consumo de energia do equipamento utilizando-se um controlador do tipo PID (Proporcional, Integral e Derivativo), entretanto, o sistema de controle de velocidade pelo método de redução da tensão deixa a desejar no controle da temperatura interna.

Um método de controle de temperatura para refrigeradores residenciais baseado em um algoritmo *Fuzzy* foi apresentado em (Choi et al., 1998). Neste trabalho não foram investigados ganhos com variações de velocidade do compressor, e sim devido à melhor operação do controle liga-desliga empregando um algoritmo Fuzzy. O controlador é usado para manter constante a temperatura no interior do refrigerador mesmo com mudanças ambientais (temperatura externa) e volume de produtos armazenados. Os resultados obtidos, por simulação, indicam melhorias na estabilização da temperatura interna, já os ganhos com eficiência não foram quantificados.

Em suma, todos os trabalhos pesquisados conseguiram redução de gastos energéticos por meio da alteração da velocidade do compressor, além de significativa melhoria na estabilização da temperatura controlada comparado ao sistema liga-desliga convencional, evidenciando as falhas do sistema de controle convencional.

Os itens 1.4 e 1.5 apresentam conceitos importantes para melhor compreensão da plataforma CMUF®.

1.4 Considerações Sobre Sistemas Distribuídos

Em função do constante crescimento dos sistemas, o número de equipamentos para controle e monitoramento cresce significativamente, aumentando a complexidade dos sistemas. Nos sistemas centralizados, o aumento do número de equipamentos implica em menor flexibilidade e maiores possibilidades de falhas.

Para garantir confiabilidade e rápidas respostas dos sistemas de controle, houve a necessidade de descentralizar a comunicação entre os dispositivos distribuindo o sistema em vários subsistemas inteligentes com comunicação em rede de modo a obter um controle final mais amplo, confiável e rápido (Sá et al., 2005). Soluções em rede (arquitetura distribuída) apresentam diversas vantagens em relação a arquitetura centralizada, como menor quantidade

de cabos, maior flexibilidade, facilidade de alteração e manutenção, facilidade de detecção de falhas, redução de perdas elétricas, maior imunidade à ruídos entre outras vantagens.

Existem diversos protocolos e tipos de rede que são utilizados em sistemas distribuídos. O protocolo (e rede) CAN (Control Area Network) tem grande aceitação no mercado devido principalmente a sua robustez, eficiência, simplicidade e custo. Esse protocolo foi desenvolvido pela Bosch na década de 80 com objetivo de simplificar os sistemas elétricos de veículos. Por ser uma rede de baixo custo e com atuação eficiente em ambientes ruidosos, ela oferece requisitos para controlar e monitorar sistemas distribuídos em tempo real (Sá et al., 2005).

Basicamente, um sistema distribuído é composto de estações (também chamadas de nós), dotados de hardware e software que realizam funções específicas (monitoramento, controle, atuação) e se comunicam através de uma rede com um protocolo padrão. A Figura 1.3 mostra a configuração básica de um sistema distribuído em rede CAN.

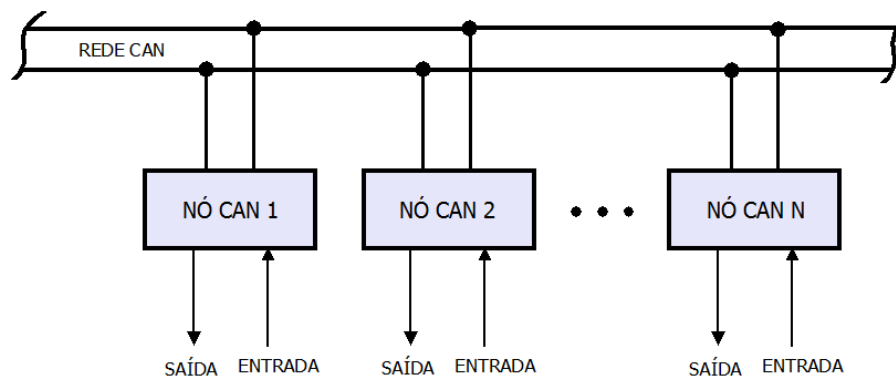


Figura 1.3 - Arquitetura de um sistema distribuído.

Em sistemas distribuídos, o processamento das informações é distribuído ao longo da rede, ao contrário do que acontece em sistemas centralizados, nas quais todas as informações são tratadas em um único processador. O processamento dos sinais acontece localmente em sistemas distribuídos, assim a fiação do sistema se reduz quando comparado ao sistema centralizado, e, desta forma não há necessidade de transmitir sinais de sensores a longas distâncias, reduzindo a influência de ruídos nos sinais. A desvantagem é que os módulos eletrônicos tem que ser distribuídos pela plataforma (Hedman et al., 2003).

No sistema descentralizado, as tarefas ficam distribuídas ao longo da plataforma de maneira que o processamento torna-se mais rápido. Outra vantagem que deve ser citada é a facilidade de adicionar ou remover módulos na rede, ou seja, facilidade de ampliar o sistema.

1.5 A Rede CAN (Control Area Network)

A rede CAN foi projetada pela empresa BOSCH®, com o objetivo de satisfazer os requisitos dos sistemas eletrônicos de controles automotivos. Algumas características da rede CAN são o acesso ao barramento priorizado, flexibilidade na reconfiguração e alta confiabilidade em ambientes ruidosos (Stemmer e Santos, 2002).

O protocolo CAN atualmente é encontrado em muitos campos de aplicação como nos setores automobilístico e industrial. O protocolo refere-se às padronizações das informações, ou seja, a codificação das informações, a sequência, a prioridade e o significado de cada mensagem. O protocolo CAN possui comunicação serial do tipo multi-mestre, onde vários módulos podem acessar ao meio de transmissão (barramento) simultaneamente, cada ponto de acesso à rede é definido como um nó ou estação. As mensagens na rede são direcionadas a um receptor identificado por meio de endereços físicos, além da possibilidade de mensagens do tipo broadcast (para todos os nós simultaneamente).

1.6 Organização do Trabalho

Esta dissertação está organizada em seis capítulos e quatro apêndices.

No segundo capítulo é apresentada a plataforma experimental que foi desenvolvida para realização dos testes práticos deste trabalho. As três principais partes integrantes da plataforma experimental são: a plataforma CMUF®, a unidade de atuação e a câmara de refrigeração. As partes integrantes da plataforma montada são descritas neste segundo capítulo, sendo apresentadas as funções e as principais características de cada uma. Neste mesmo capítulo são apresentadas as variáveis de interesse envolvidas no processo e as características dos sensores que foram empregados para aquisição dos dados.

No terceiro capítulo focou-se na modelagem do processo de refrigeração. Neste capítulo são apresentados os objetivos da modelagem empregada, os modelos obtidos, as considerações realizadas sobre o sistema durante a modelagem, as limitações dos modelos e o método empregado para a modelagem. Apresenta-se também a validação dos modelos obtidos, algumas observações sobre o comportamento dinâmico da planta e algumas aproximações realizadas para os modelos obtidos.

O quarto capítulo é dedicado ao controle do sistema e sua operação. Neste capítulo é descrito o controlador elaborado, seus modos de operação, as particularidades e as estratégias

adotadas para sua operação. São apresentadas as sintonias do controlador elaborado e o algoritmo prático implementado.

No quinto capítulo são descritos os resultados experimentais obtidos com ensaios realizados na plataforma desenvolvida. Primeiramente são apresentados os resultados com o controle convencional e a seguir apresentam-se os resultados com o controlador elaborado para os diferentes modos de operação, para duas sintonias distintas obtidas no quarto capítulo. São apresentadas no mesmo capítulo, comparações entre controladores e análises dos resultados enfatizando as melhorias obtidas com controle elaborado comparado ao sistema de controle convencional.

No sexto capítulo, são apresentadas as conclusões obtidas. São apresentadas algumas contribuições sobre o controle de temperatura sistemas de refrigeração de pequeno porte via velocidades variáveis do compressor e sugestões de trabalhos futuros dentro deste contexto.

No Apêndice A são apresentadas três fotografias: a primeira mostra a plataforma de ensaios, a segunda mostra a simulação de baixo carregamento térmico e a terceira mostra a simulação de elevado carregamento térmico no sistema de refrigeração. No Apêndice B é apresentado o cálculo do tempo de retorno do investimento no sistema de controle elaborado. No Apêndice C são apresentados os circuitos elétricos desenvolvidos para a unidade de atuação projetada (inversor de frequências monofásico) e no Apêndice D são apresentados fundamentos do funcionamento e algumas características importantes dos sistemas de refrigeração de pequeno porte.

CAPÍTULO 2

2. DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL E DO PROCESSO

2.1 Considerações Iniciais

Neste capítulo são descritas as características da plataforma de ensaios e do processo. A plataforma de ensaios que foi montada para realização dos experimentos é constituída por três partes principais: a plataforma CMUF®, a unidade de atuação e a câmara de refrigeração. A plataforma CMUF® foi empregada no monitoramento e controle do processo, a unidade de atuação foi projetada e desenvolvida com objetivo de controlar precisamente a velocidade do compressor e a câmara de refrigeração é um equipamento comercial (freezer vertical, modelo F-250 da Electrolux® (Electrolux, 2000)). A Figura 2.1 mostra o diagrama simplificado da plataforma experimental.

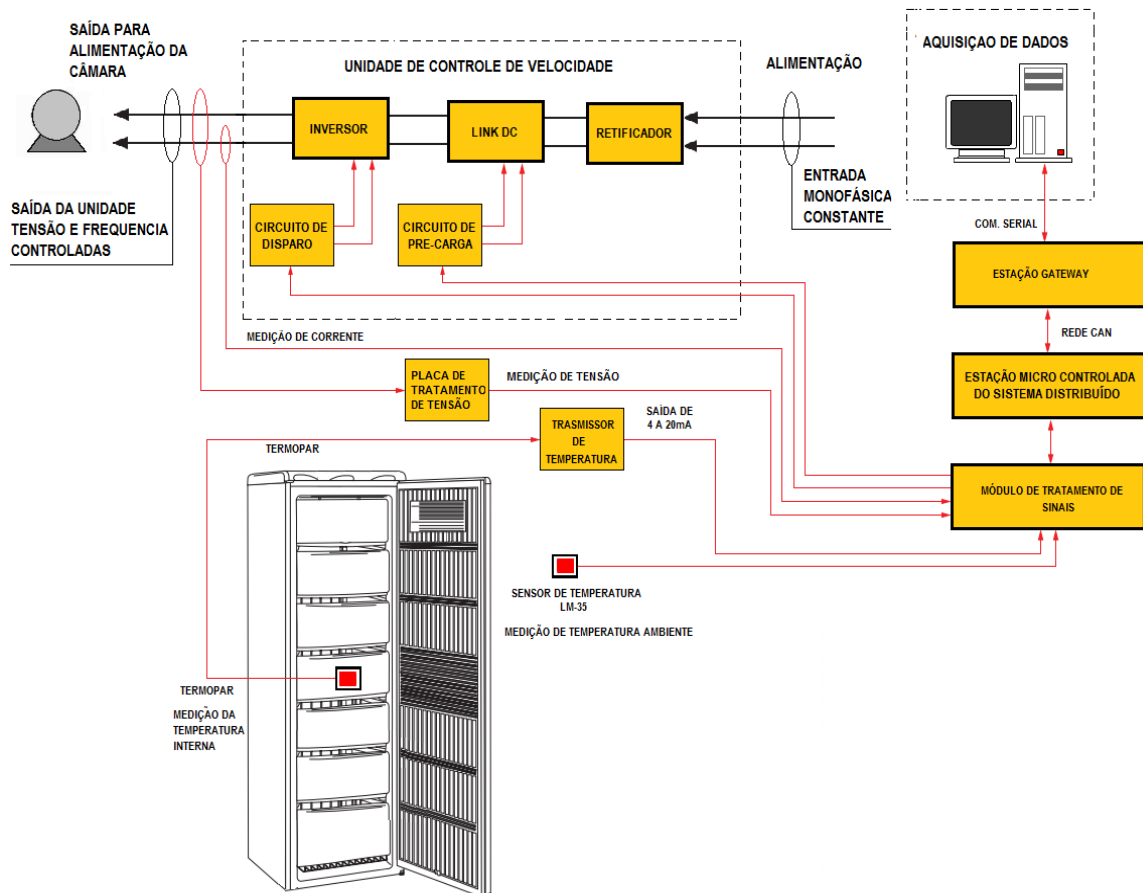


Figura 2.1- Plataforma de medições.

2.2 A Plataforma CMUF®

A plataforma CMUF® (marca registrada da UFMG) é um sistema que se destaca pela possibilidade de monitoramento e controle de sistemas (em tempo real) via internet desenvolvida em projetos anteriores (Jota et al., 2002; Jota et al., 2005; Jota et al., 2006; Batista, 2006). É composta por unidades remotas de aquisição e atuação, denominadas estações “CAN-PIC”, interligadas entre si por meio de uma rede CAN. Através de um módulo dedicado (denominado “gateway”), que funciona como um roteador, a conexão entre a rede CAN e a internet é realizada. Desta forma, comandos podem ser enviados a rede local ou dados serem enviados à internet e armazenados em banco de dados.

Os dados enviados pelas estações podem ser visualizados por meio de uma página (<http://150.164.32.155/cmuf10>) da internet que foi desenvolvida especialmente para a plataforma CMUF®. Nessa página podem ser gerados relatórios de diversos tipos, como textos e gráficos, que facilitam as análises dos gerentes de energia, além da comodidade do acesso, que pode ser realizado em qualquer local do mundo bastando apenas estar conectado à internet, ter um usuário cadastrado e senha de acesso ao sistema. A Figura 2.2 mostra a arquitetura da plataforma CMUF®.

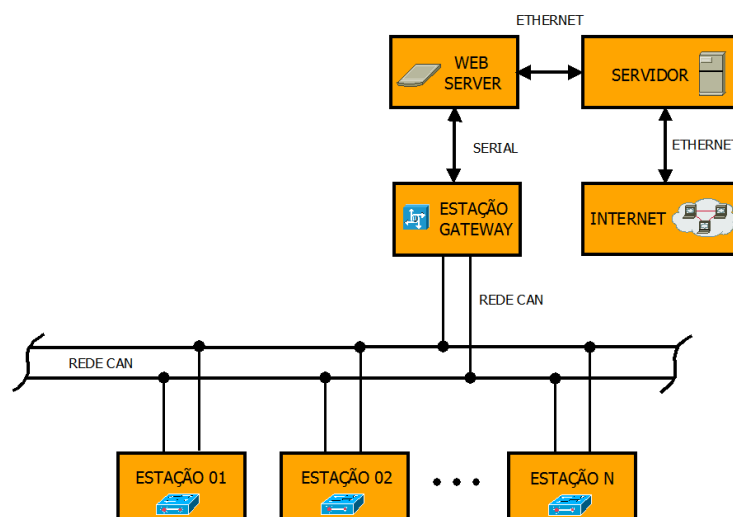


Figura 2.2 - Arquitetura da plataforma CMUF®.

Conforme a arquitetura da plataforma CMUF® apresentada na Figura 2.2, observa-se que ela é composta por estações interligadas entre si por meio de uma rede CAN. Essas estações

são unidades microcontroladas de aquisição e atuação que possuem autonomia para tratamento e comunicação em rede, caracterizando o CMUF® como um sistema distribuído.

Ainda analisando a Figura 2.2, verifica-se que a rede CAN comunica-se à internet por meio de um Web Server dedicado que possui acesso ao servidor. Assim os dados de medições enviados pelas estações remotas podem ser armazenados em bancos de dados e então visualizados por meio da página do CMUF®. Por questões de segurança, os dados são replicados para um segundo banco de dados garantindo uma cópia dos dados originais.

O protocolo utilizado na plataforma foi desenvolvido pela equipe do CMUF® especialmente para a plataforma sendo denominado NCS (Network Control System) (Martins e Jota, 2010), e, já sofreu diversas alterações para atender à requisitos de monitoramento e controle.

As estações (ou nós) que compõem a plataforma são:

Estação de Medição – Esta estação da rede possui a função de fazer medidas de campo (tensão, corrente, temperatura, potência, etc.), as medidas são realizadas em intervalos regulares programados. Cada estação possui sete canais de medição com entrada em tensão para a faixa de 0 a 5 V e resolução de 10 bits. Sendo a leitura da estação em tensão, para que o sinal de um determinado sensor seja medido corretamente, primeiro ele deve passar por um tratamento para adequá-lo para a faixa de tensão de leitura da estação. Geralmente, esse tratamento é realizado por uma placa dedicada denominada MARS (Módulo de Aquisição e Retificação de Sinais) que integra o conjunto de medição, como pode ser verificado na Figura 2.1.

Estação Gateway – Esta estação funciona como um roteador na rede, interligando a rede CAN a um Web Server por meio de uma comunicação serial, conforme verifica-se na Figura 2.2. Todas as informações da rede CAN que são enviadas à internet passam pela estação Gateway e então são encaminhadas ao Web Server. O gateway também possui outras funções como o ajuste do sincronismo dos nós e encaminhamento de mensagens na rede. Sendo assim, o fluxo de mensagens nesta estação pode ser elevado, tornando-se um elemento limitador do tamanho e da velocidade da rede.

Estação de Atuação – Esta estação é encarregada de fazer a atuação nos sistemas controlados. Geralmente, para atuação nos sistemas, são utilizadas saídas PWM disponibilizadas no microcontrolador da estação e saídas digitais (conforme configuração). O

microcontrolador utilizado possui 2 saídas PWM configuráveis e sete canais que podem ser configurados como saídas digitais ou analógicas.

Estação de Atuação e Medição – Esta estação funciona tanto como medição quanto atuação. Neste tipo de estação alguns canais são utilizados para entrada e outros para saída, por exemplo, uma estação pode fazer a leitura de um sensor com um canal e atuar sobre o sistema com outro. Essa configuração possui a vantagem de reduzir a quantidade de nós na rede e o número de mensagens entre estações.

2.3 A Unidade de Atuação

O compressor alternativo hermético é geralmente empregado em sistemas de refrigeração de pequeno porte como freezers e geladeiras. Este tipo de compressor tem o motor e a unidade compressora montados em um mesmo eixo, os quais são instalados dentro de um corpo de aço, cuja tampa é soldada hermeticamente após a montagem do conjunto. Os motores utilizados nestes compressores são motores de indução, monofásicos e de dois pólos (Henklein, 2006). O compressor representa o principal elemento do sistema de refrigeração sendo responsável por forçar a circulação do fluido no sistema de refrigeração.

A Figura 2.3 apresenta um compressor alternativo hermético com a indicação de algumas das partes integrantes do conjunto.

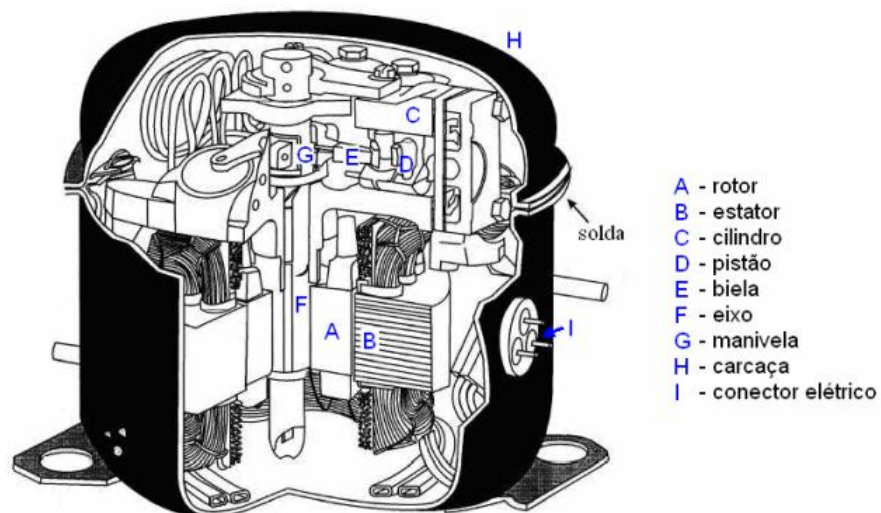


Figura 2.3 - Compressor alternativo hermético
Fonte: (Henklein, 2006).

Teoricamente, o método mais eficiente de controle de temperatura de câmaras de refrigeração é por meio da velocidade do compressor que, continuamente, altera a capacidade de refrigeração do equipamento (Kizilkan, 2011). Sendo assim, buscou-se desenvolver uma unidade de atuação que alterasse precisamente a velocidade do compressor para um efetivo controle da temperatura.

2.3.1 Variação de velocidade de motores de indução

A utilização de inversores de frequência, atualmente, compreende o método mais eficiente para controlar a velocidade dos motores de indução. Os inversores além de possibilitar a variação de velocidade ainda são uma alternativa interessante para reduzir o consumo de energia, melhorar o fator de potência e reduzir custos de manutenção (Latt e Win, 2009).

Os inversores transformam a tensão da rede, de amplitude e frequência constantes, em uma tensão modulada de amplitude e frequência variáveis. Variando-se a frequência da tensão de alimentação de motores de indução, varia-se também a velocidade do campo girante e consequentemente a velocidade mecânica de rotação da máquina.

Para se manter o conjugado da máquina constante, independente da velocidade de operação, é preciso manter o fluxo magnético no entreferro do motor constante (Andrade, 2009).

O fluxo magnetizante ou magnético, desprezando-se a queda de tensão ocasionada pela resistência e pela reatância dos enrolamentos do estator, é calculado conforme equação 2.6 (Fitzgerald, 1975).

$$\Phi_m = km \left(\frac{V}{F} \right) \quad (2.6)$$

onde:

V – Tensão no estator

F - Frequência de alimentação

Km – Constante (depende do material e do projeto da máquina)

Analisando a equação 2.6 pode ser concluído que, para manter o fluxo no entreferro constante e para que a máquina não perca conjugado em sua operação, se for alterada a

frequência da alimentação da máquina, será necessário alterar proporcionalmente sua tensão de alimentação, já que K_m é uma constante que depende do material e do projeto da máquina.

Um modo de controle de velocidade de motores de indução conhecido como escalar baseia-se no conceito de impor ao motor uma determinada relação de tensão/frequência (V/F) constante para que o motor opere com fluxo e torque constantes (Andrade, 2009).

Geralmente, no controle escalar, a variação da relação V/F é feita linearmente até a frequência nominal do motor. Para frequências acima da frequência de alimentação nominal, seriam necessários níveis de tensão acima do valor da tensão nominal do motor para manter a relação V/F constante, entretanto, aplicar tensão maior que a nominal poderia danificar o motor. Sendo assim é comum, a partir da frequência nominal do motor, aumentar a frequência da alimentação enquanto se mantém constante a tensão de alimentação do motor no valor nominal do equipamento. Desta forma, o motor de indução opera acima da sua velocidade base com relação V/F reduzida, e conseqüentemente com redução na capacidade de produção de conjugado. É a região de operação conhecida como “região de enfraquecimento de campo (fluxo)” (Andrade, 2009).

A operação com V/F constante ao longo de toda a faixa de variação de velocidade do motor não oferece sempre o melhor rendimento. A operação com V/F ótima pode minimizar perdas do motor em cada frequência de operação e aumentar seu rendimento (Munoz et al., 1998).

Para alteração da velocidade do compressor do sistema de refrigeração foi projetada e desenvolvida uma unidade de controle de velocidade de motor de indução monofásico baseado na técnica de controle escalar apresentada. A seguir, é descrito o projeto da unidade de atuação.

2.3.2 O projeto da unidade de atuação

Para a atuação no sistema de refrigeração optou-se pelo desenvolvimento de um conversor estático (inversor de frequência) visando maior flexibilidade na operação deste equipamento, por exemplo, a escolha dos limites de operação, alteração da relação V/F, operação em região de enfraquecimento de campo, alteração apenas da tensão ou apenas da frequência, já que esta flexibilidade não seria obtida com a aquisição de um equipamento comercial.

A Figura 2.4 mostra a topologia do conversor (inversor de frequências monofásico) que foi projetado e desenvolvido para atuar no sistema de refrigeração.

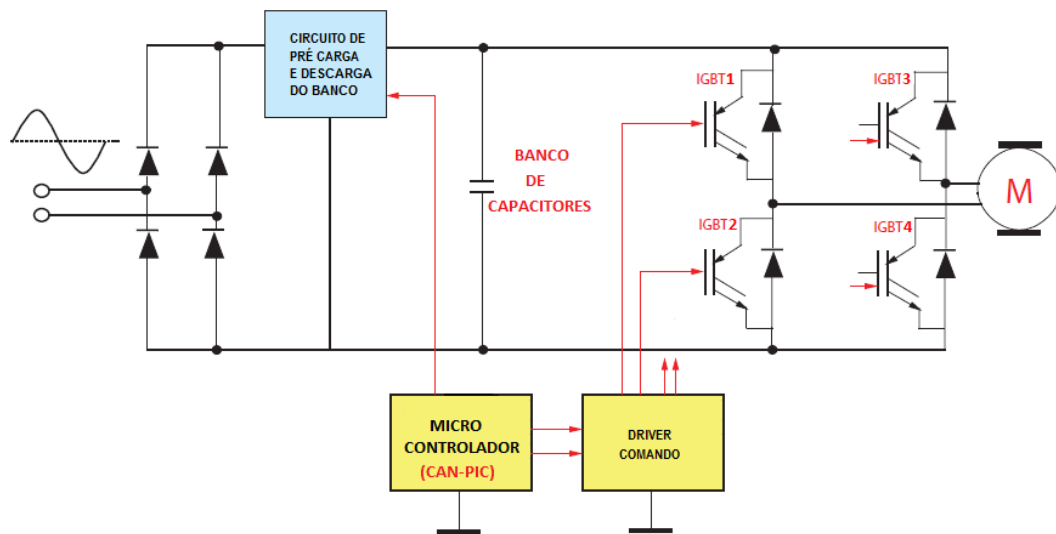


Figura 2.4 - Topologia do conversor projetado.

Como pode ser observado na Figura 2.4, o circuito elétrico do conversor é composto basicamente por quatro partes: a ponte de diodos, o circuito de pré-carga e descarga do banco de capacitores, o banco de capacitores (ou link DC) e a ponte inversora (H-bridge).

Na entrada da alimentação (rede) tem-se a primeira parte do conversor, ela é composta por um circuito de retificação com quatro diodos dispostos em ponte, sendo a corrente nominal de cada diodo 35 A. Em seguida, tem-se a segunda parte, que é composta por um circuito de pré-carga e descarga do banco de capacitores.

A terceira parte do conversor é composta por um banco de capacitores que possui a função de armazenamento de energia para a regulação da tensão retificada. O dimensionamento adequado do banco de capacitores é importante para evitar grandes oscilações da tensão no barramento DC, pois, estas oscilações podem reduzir a tensão média aplicada na carga e, ao mesmo tempo, não sobrecarregar os diodos da seção de retificação. Sendo assim, a capacitância do barramento é calculada de forma que a ondulação na tensão esteja dentro do limite imposto. Para o cálculo da capacitância do barramento DC foram utilizados os valores relacionados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Parâmetros adotados no cálculo do barramento DC.

Potência Nominal do Motor	$P_{motor} = 1/4 \text{ HP}$
Frequência da Rede	$F_{rede} = 60 \text{ Hz}$
Tensão de Alimentação (Entrada)	$V_{in} = 127 \text{ V RMS}$
Tensão Máxima de Saída	$V_o = 127 \text{ V RMS}$
Ondulação de Tensão Máxima	$\Delta V_o = 7\% \cdot V_o$
Corrente Nominal do Motor	$I_{motor} = 1,46 \text{ A}$

O cálculo da capacitância mínima para o barramento DC é realizado conforme equação 2.7.

$$C_{bar} = \frac{I_{motor}}{2 \cdot F_{rede} \cdot \Delta V_o} \quad (2.7)$$

Substituindo os dados apresentados na Tabela 2.1 na equação 2.7, foi obtido o valor de $C_{bar} = 965 \mu\text{F}$ para a capacitância do barramento. Entretanto, na prática foram utilizados três capacitores de $330 \mu\text{F}$ em paralelo resultando em $990 \mu\text{F}$.

Como o valor da capacitância é elevado para o nível de tensão do barramento DC que é aproximadamente 179 V , fez-se necessário o circuito de pré-carga do banco para evitar correntes elevadas durante a carga inicial do banco de capacitores, conforme dimensionamento dos diodos retificadores. No circuito de pré-carga e descarga do banco de capacitores foi utilizado um relé de dois contatos (normal fechado e normal aberto), que é comandado pela estação CAN-PIC por meio de uma saída digital. Este relé retira ou insere um resistor de 250Ω que é ligado em série com os capacitores do banco através do contato normal aberto. Durante a carga inicial do banco, o resistor de 250Ω é inserido e, assim que os capacitores são carregados, o resistor de 250Ω é retirado do circuito do conversor. Este mesmo relé citado é também utilizado para descarga do banco dos capacitores quando o circuito de pré-carga é desativado, para isto, foi utilizado o contato normalmente fechado do relé. Quando o relé é desativado (desligado), um segundo resistor de $57 \text{ K}\Omega$ é inserido em paralelo com o banco para descarga dos capacitores. No Apêndice C, é apresentado o circuito

de pré-carga e descarga do banco de capacitores que foi explicado juntamente com os demais circuitos do inversor.

A última parte do conversor é composta por IGBT's dispostos em ponte (ponte H). Nesta parte a tensão retificada proveniente do banco de capacitores é convertida em alternada modulada, com tensão e frequência variáveis.

Os IGBT's utilizados são de alta frequência de chaveamento do tipo IRG4PC50UD e possuem corrente nominal de 27 A. O comando do inversor mantém, em cada braço vertical, um só IGBT ligado, impedindo um curto-circuito no barramento DC.

O chaveamento dos dispositivos (IGBTs) da ponte H é realizado com pulsos de largura senoidalmente variáveis, obtidos com a programação do microcontrolador PIC (16F876A) da estação de atuação (CAN-PIC). Para compreensão do funcionamento da conversão da tensão DC proveniente do banco de capacitores em AC na saída da ponte H, são apresentados os quatro diferentes estados de chaveamento dos IGBT's da ponte na Tabela 2.1.

Tabela 2.2 - Lógica de chaveamento dos IGBT'S do conversor.

ESTADOS	IGBT1	IGBT2	IGBT3	IGBT4	TENSÃO APLICADA
1	LIGADO	DESLIGADO	DESLIGADO	LIGADO	+V
2	DESLIGADO	LIGADO	DESLIGADO	LIGADO	0V
3	DESLIGADO	LIGADO	LIGADO	DESLIGADO	-V
4	DESLIGADO	LIGADO	DESLIGADO	LIGADO	0V

Apesar de a tensão de saída ser modulada, quando ela é aplicada a um motor (carga fortemente indutiva), o próprio motor irá funcionar como um filtro fazendo com que a corrente seja aproximadamente senoidal nos enrolamentos do motor.

O conversor desenvolvido é um inversor de frequências monofásico e possibilita tanto partidas como paradas controladas do motor mantendo-se a relação tensão sobre frequência (V/F) constante aplicando o controle escalar. Este inversor possibilita em sua operação a alteração tanto da frequência quanto da tensão independentes ou através da relação V/F constante, mesmo um valor diferente do nominal. Esta flexibilidade de alteração dos parâmetros de operação do motor (tensão e frequência) de forma independente ou não, é uma das grandes vantagens do desenvolvimento do equipamento.

Com a flexibilidade citada, a alteração da frequência foi utilizada para mudar a velocidade do compressor para controle da temperatura da câmara, enquanto a alteração da tensão foi utilizada para operar a câmara de forma mais eficiente, conforme será demonstrado no Capítulo 4.

Além das proteções realizadas com disjuntor e fusível foi programada uma proteção contra sobrecarga e curto-circuito no conversor, garantindo mais segurança tanto para o motor quanto para o inversor. O circuito completo (comando e potência) que foi montado para a unidade de atuação é apresentado no Apêndice C.

Em aplicações de motores elétricos com cargas de elevadas inércias, durante a frenagem, em inversores tradicionais é comum a utilização do método da frenagem reostática (com resistor). Neste método, o excesso de energia regenerada pelo motor ao banco de capacitores do inversor é dissipado sob a forma de calor em um resistor.

No projeto do inversor monofásico apresentado julgou-se desnecessário adicionar um resistor de dissipação da energia regenerada durante a frenagem devido à baixa potência do motor, a baixa inércia da carga acoplada ao eixo do motor e ao pequeno tempo de parada do compressor. Além destes fatores existe a possibilidade de paradas controladas (por meio da redução da velocidade).

2.3.2.1 – Controle do inversor (conversor)

Os métodos conhecidos como “*Modulação por Largura de Pulso (PWM)*” são muito diversificados. Há duas classes importantes desta técnica de modulação: Modulação sub-harmônica e Padrão memorizado (Palma, 1999).

Na modulação sub-harmônica, a cada instante, a configuração do conversor é decidida pela intercessão de sinais (*modulantes*) com amplitude e frequência desejada com outros de frequência mais elevada e, geralmente, com forma triangular (*portadoras*). Há essencialmente duas formas: modulação senoidal (clássica) e modulação vetorial.

No padrão memorizado, uma sequência de estados do conversor fica armazenada em uma memória que é lida ciclicamente, desencadeando ações e atuações dos dispositivos. A frequência obtida depende da frequência da leitura da memória.

O padrão (ou forma) das grandezas é previamente calculado de modo a proporcionar a amplitude ou satisfazer algum objetivo.

Neste trabalho, a classe adotada para controle do conversor foi o padrão memorizado com algumas adaptações. Essa classe mostrou-se menos complexa para implementação prática, mais rápida e mais adequada para o microcontrolador empregado.

A unidade de controle é uma estação CAN-PIC que controla o tempo que cada IGBT permanece ligado, este tempo também é conhecido como *ciclo de trabalho (Duty cycle)*. A alteração do ciclo de trabalho dos IGBT's altera o valor da tensão média de saída; já a alteração do *período* altera a frequência da tensão de saída.

Como no padrão memorizado (padrão que foi adotado) uma sequencia de estados é previamente calculada, foram obtidos 20 pontos para metade do período de uma senóide (o segundo semi-ciclo é igual ao primeiro com sinal invertido) e organizados em uma tabela, denominada *Tabela Senoidal*. Como a *Tabela Senoidal* possui um número de elementos fixo, para variar a frequência de alimentação do motor, alterou-se o período de leitura desta tabela e não o número de elementos dessa, isto faz com que a frequência do sinal PWM seja alterada. Desta forma, a frequência do sinal de modulação por largura de pulso não foi constante. Na medida do possível deve-se deixar a frequência do PWM mais próxima do limite inferior, pois assim são reduzidas as interferências eletromagnéticas geradas pelo inversor (Palma, 1999). A faixa de frequência de chaveamento foi selecionada levando-se em consideração a redução de interferências eletromagnéticas do inversor em outros sistemas eletrônicos. Para seleção da frequência de operação do PWM foram avaliados os limites dos registradores do período de ciclo, os valores possíveis de pré-escala e o período do cristal do microcontrolador. Nessas condições, a faixa de frequência do sinal PWM selecionada foi de 1.4 KHz a 2.6 KHz.

Os limites adotados para variações de frequências de alimentação do motor foram de 65 Hz a 35 Hz. O limite inferior foi obtido por limitações físicas do motor, já que abaixo de 35 Hz, a vibração do compressor era muito significativa e havia a possibilidade de danificá-lo devido a problemas de lubrificação, já o limite superior foi imposto por limitações do microcontrolador empregado.

O fluxograma apresentado na Figura 2.5 apresenta a lógica empregada para gerar a modulação por largura de pulso (PWM) utilizando o padrão memorizado.

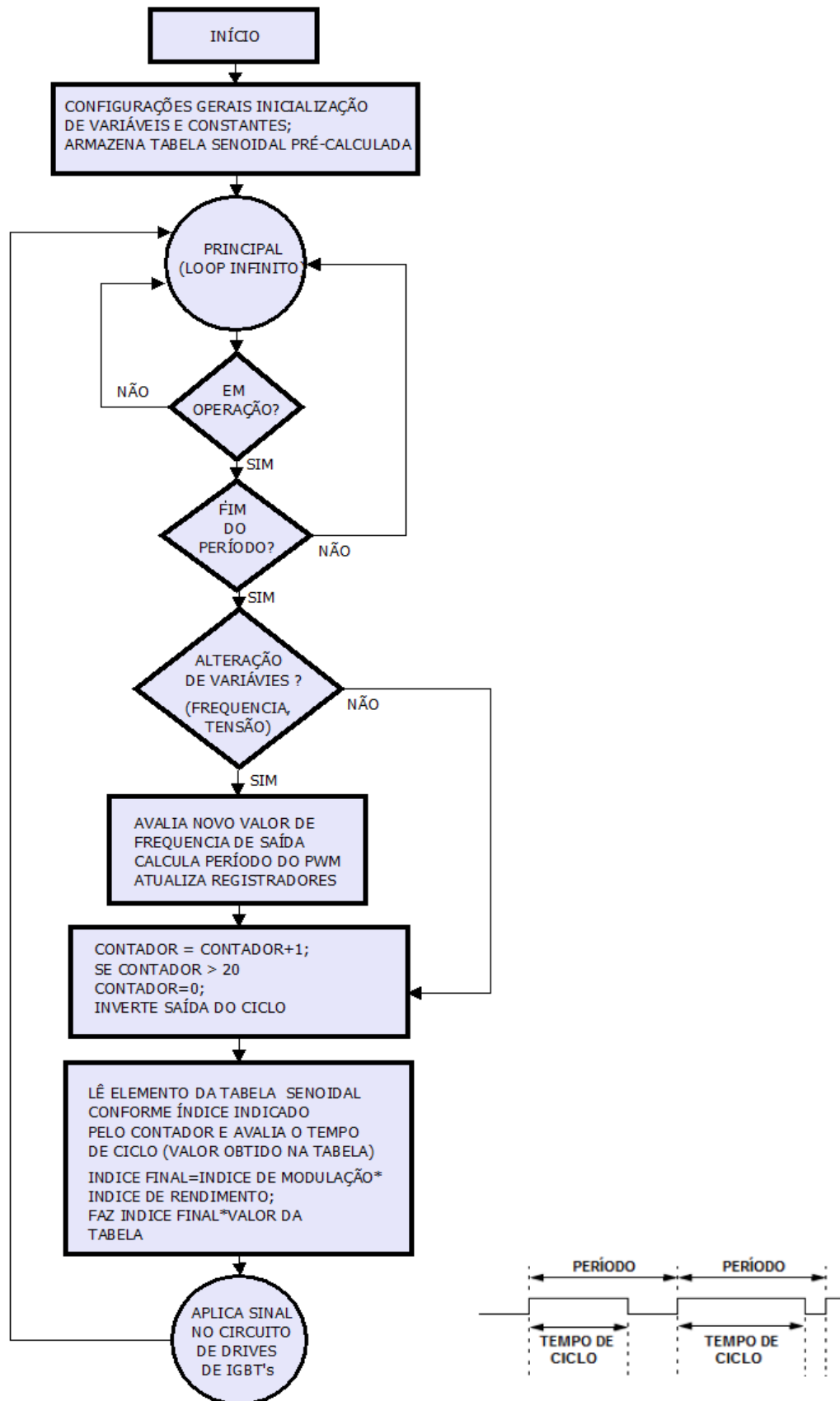


Figura 2.5 - Fluxograma de geração dos sinais PWM com padrão memorizado.

A Figura 2.6 apresenta os fluxogramas de algumas rotinas programadas no microcontrolador da estação CAN-PIC para o controle da unidade de atuação.

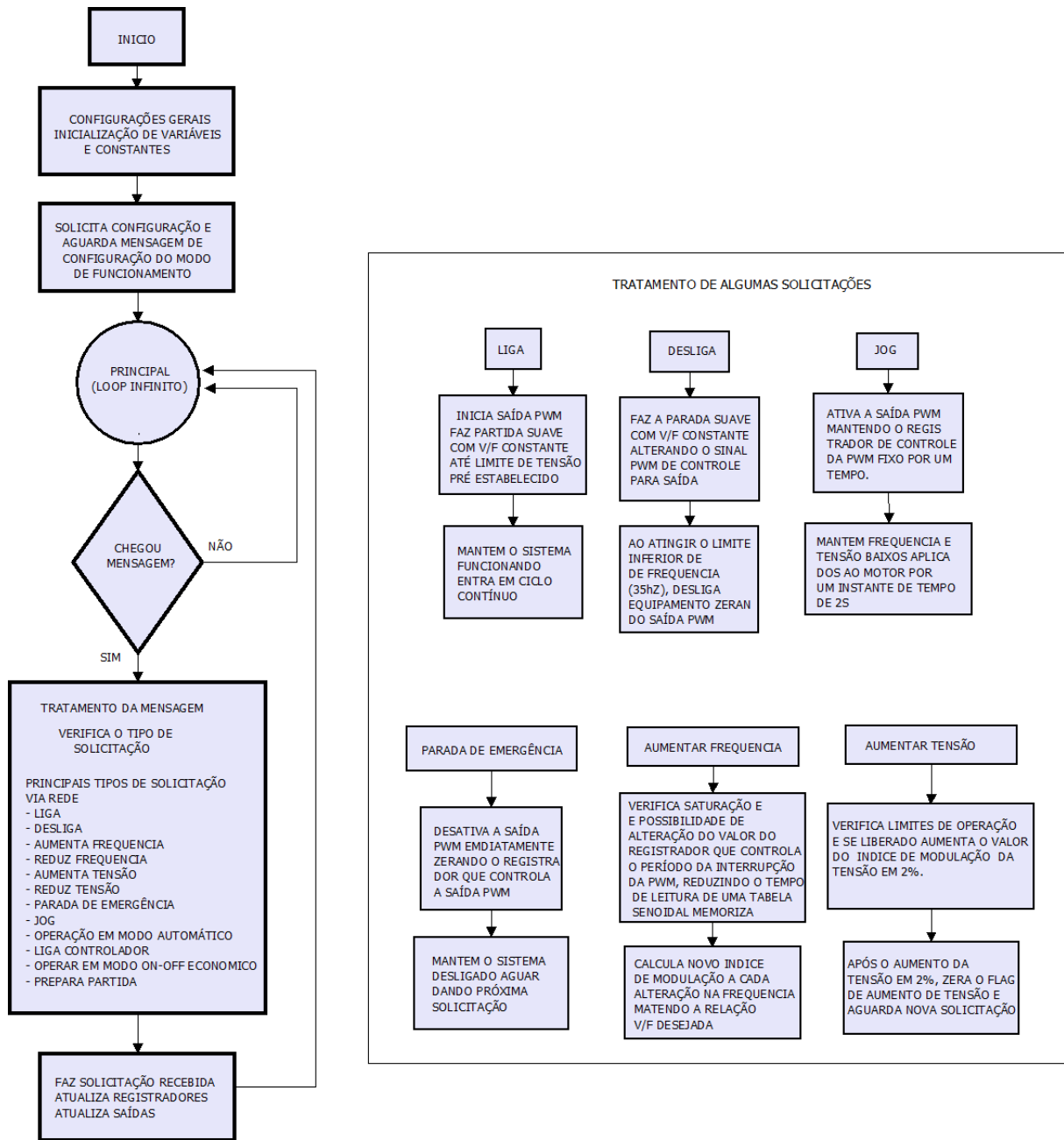


Figura 2.6 - Fluxograma de rotinas da unidade de atuação.

2.3.3 Simulação do funcionamento do inversor monofásico

As simulações do inversor monofásico propiciam um entendimento mais detalhado do funcionamento deste equipamento e também permite análises mais amplas para operação em diferentes condições e modos de operação.

Para a simulação do funcionamento do conversor foi utilizado o software Simulink®. Na simulação foi elaborado um inversor monofásico com controle realizado através da modulação por largura de pulso senoidal (SPWM) empregando a técnica de modulação sub-harmônica. Na simulação foi utilizada uma portadora triangular de frequência 2 KHz para comparação com uma onda senoidal de amplitude e frequência desejada. O resultado da comparação entre a portadora e modulante resulta nos sinais PWM de controle da ponte inversora (ponte de IGBTs).

Para avaliar o inversor elaborado na simulação utilizou-se um motor monofásico de potência de 1/4 HP, tensão nominal de 127 V, frequência nominal de 60 Hz e partida com capacitor. A Figura 2.8 mostra o digrama de blocos utilizado para simulação do inversor monofásico.

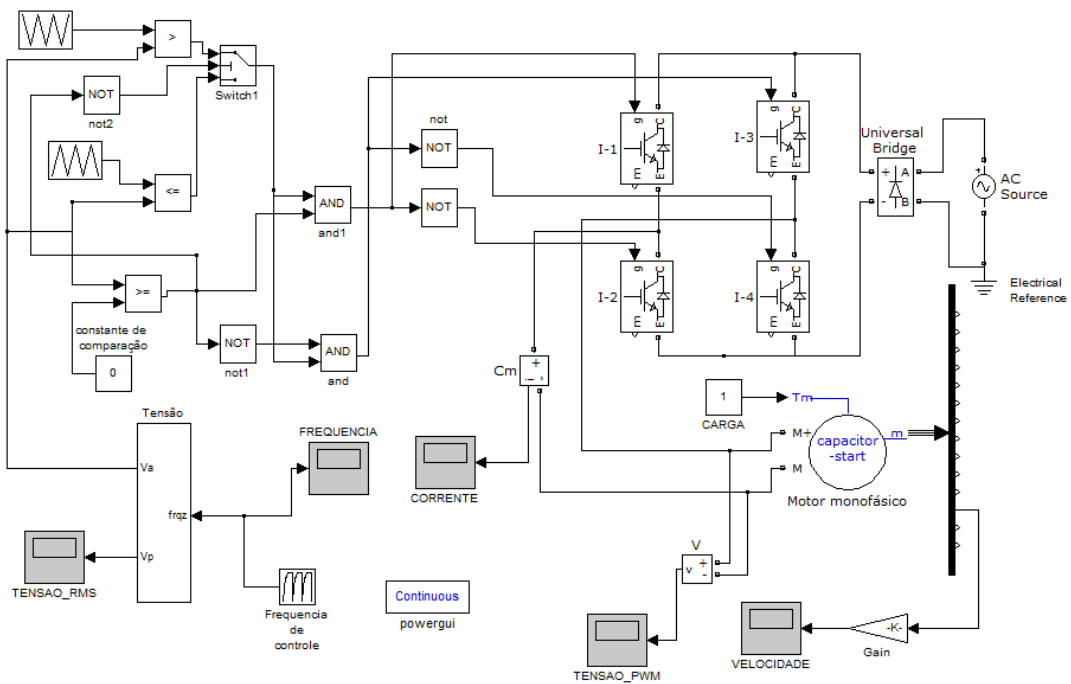


Figura 2.7 - Diagrama de blocos de simulação do inversor monofásico, no Simulink®.

A Figura 2.8 apresenta os perfis da corrente, tensão RMS, velocidade (RPM) e frequência de alimentação que foram medidos na simulação de 15 segundos. Como pode ser verificado, o motor gastou aproximadamente 3s para partir completamente, e, após a partida da máquina a corrente solicitada se reduz.

O motor utilizado nesta simulação é do tipo monofásico com partida a capacitor e chave centrífuga; desta forma, pode-se observar uma alteração no comportamento da corrente do

motor nas proximidades de 3,5 segundos que é o momento em que o capacitor de partida do motor é retirado do circuito, fazendo com que a corrente solicitada da rede seja reduzida.

Nesta simulação apresentada, o motor parte com frequência de 35 Hz sendo aumentada até 60 Hz com uma taxa de 5 Hz/s. Como pode ser verificado na Figura 2.8, a relação V/F é mantida constante até 60 Hz, isso garante o fluxo no entreferro do motor seja praticamente constante e tenha torque elevado para frequências abaixo da frequência nominal (Palma, 1999). Para frequências maiores que a nominal não é possível manter a relação V/F constante, pois, como a frequência é maior que a nominal para manter a relação V/F constante seria necessário colocar tensão maior que a nominal no motor, e isto poderia danificá-lo. Sendo assim, para frequências maiores que a nominal, o motor passa a operar em uma região denominada *região de enfraquecimento de campo* e à medida que a frequência de alimentação é aumentada o motor perde conjugado. Nos resultados da simulação, observa-se que a partir do instante 11s a frequência é aumentada, mas, a tensão aplicada é mantida constante no valor nominal do motor.

A Figura 2.9 mostra com detalhes o comportamento das variáveis de interesse na simulação (corrente, tensão real, frequência e velocidade do motor) para o funcionamento do inversor com frequência 60 Hz para o intervalo de tempo de 7 a 7.1 segundos na simulação. Como pode ser observada, a forma de onda da tensão que é aplicada à carga são pulsos retangulares senoidalmente espaçados, entretanto, a corrente tem formato de uma onda senoidal.

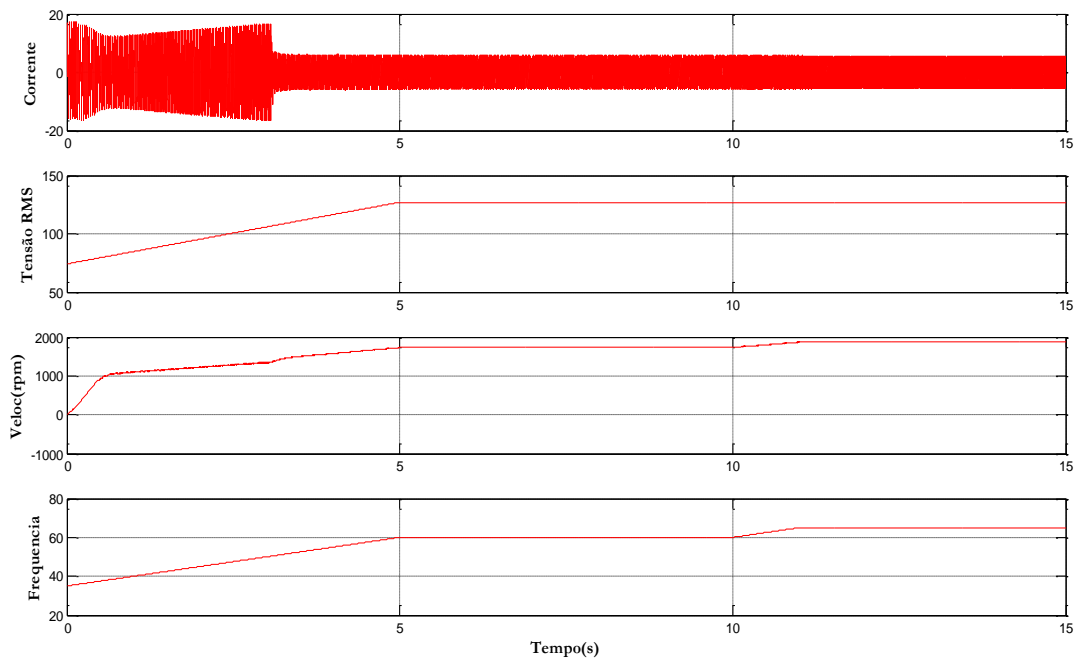


Figura 2.8 - Alteração da frequência de alimentação e velocidade do motor.

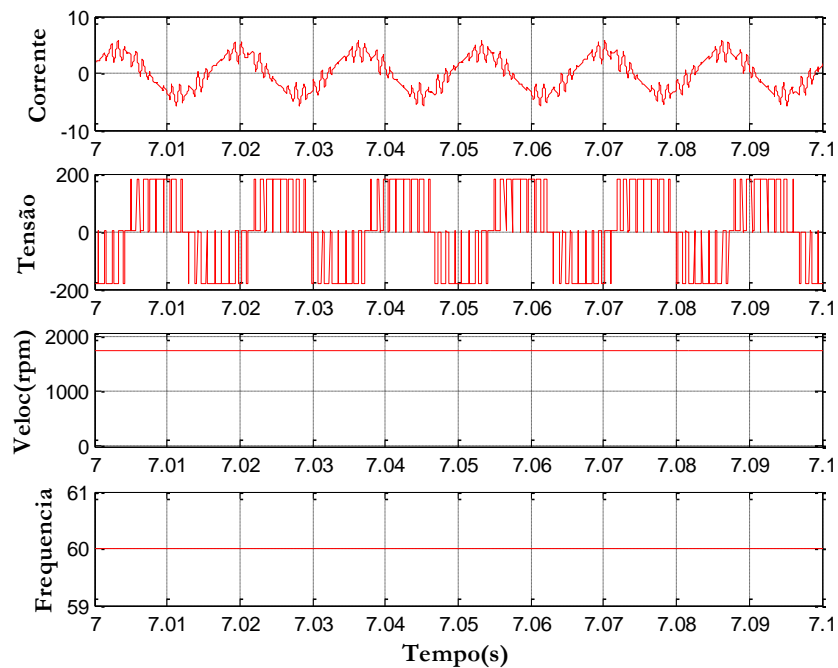


Figura 2.9 - Simulação de funcionamento do inversor em 45 Hz.

2.3.4 Resultados experimentais com a unidade de atuação

Para demonstrar a capacidade do inversor monofásico desenvolvido, foram utilizadas duas cargas com características diferentes para teste do equipamento, sendo a primeira resistiva e a segunda indutiva (um motor-compressor).

A Figura 2.10 mostra a forma de onda da tensão aplicada pelo conversor a um conjunto de cargas resistivas de resistência total 69Ω aproximadamente. A tensão em RMS aplicada foi de 127 V e a frequência fundamental foi de 60 Hz.

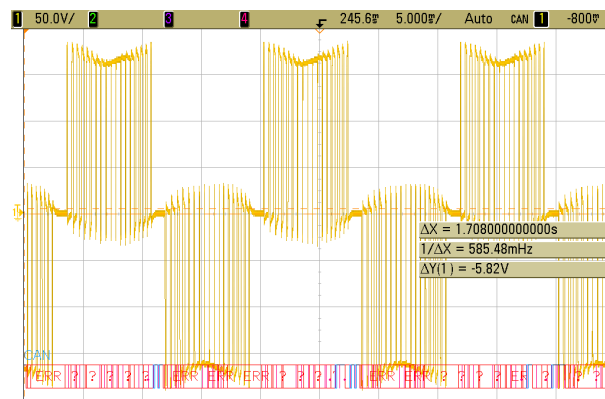


Figura 2.10 - Forma de onda da tensão aplicada ao conjunto de cargas resistivas.

A segunda carga em que foi avaliado o comportamento do conversor foi um motor-compressor de uma câmara de refrigeração. Para a realização desse experimento foi retirado de uma câmara de refrigeração um motor-compressor com características semelhantes ao que seria utilizado no protótipo de ensaios da plataforma. Este motor-compressor é hermético, possui potência nominal de 1/4 HP e tensão nominal de 115 V. A Figura 2.11 mostra a forma de onda da tensão aplicada cuja frequência fundamental foi de 45 Hz.

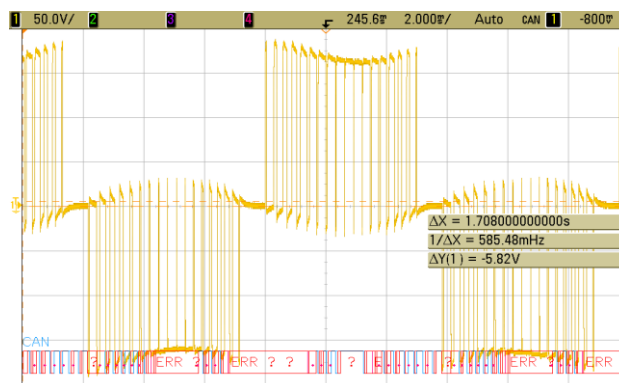


Figura 2.11 - Forma de onda da tensão aplicada ao motor-compressor.

É interessante salientar que neste experimento o motor não estava completamente sem carga em seu eixo, pois, mesmo depois do motor-compressor ter sido retirado da câmara de refrigeração, o compressor ainda está acoplado ao eixo do motor. Para esta condição apresentada, a corrente solicitada pelo motor foi de 1,33 A.

2.4 A Aquisição dos Dados e as Variáveis do Processo

Para o monitoramento das variáveis de interesse e controle da temperatura foi utilizada uma estação da plataforma CMUF®. Para isto, a estação CAN-PIC da plataforma foi configurada para medição e atuação simultaneamente. Os dados de medições desta estação são recebidos por meio de uma interface serial que é detalhada a seguir.

2.4.1 A aquisição dos dados

Para aquisição dos dados foi desenvolvido um programa em C# (CSharp) que comunica-se com a estação Gateway da plataforma CMUF® usando comunicação serial e protocolo de comunicação NCS (Network Control Systems). Através deste programa desenvolvido, que se caracteriza como uma forma de interação com o processo, as informações do processo são recebidas e aquelas mais relevantes são apresentadas em tempo real na tela da interface em gráficos e/ou caixas de texto para melhor compreensão e caracterização do comportamento do sistema de refrigeração ou do controlador. Com o programa desenvolvido também é possível alterar parâmetros de operação do controlador, o período de amostragem dos sensores e do controlador, o modo de operação (automático/manual) e enviar comandos diretos ao inversor desenvolvido como, por exemplo, os comandos de liga/desliga, aumenta/reduz frequência, aumenta/reduz tensão e etc.

Todos os dados de medições recebidos são armazenados em arquivos de registros para posteriores análises. A Figura 2.12 mostra a tela principal da interface elaborada.

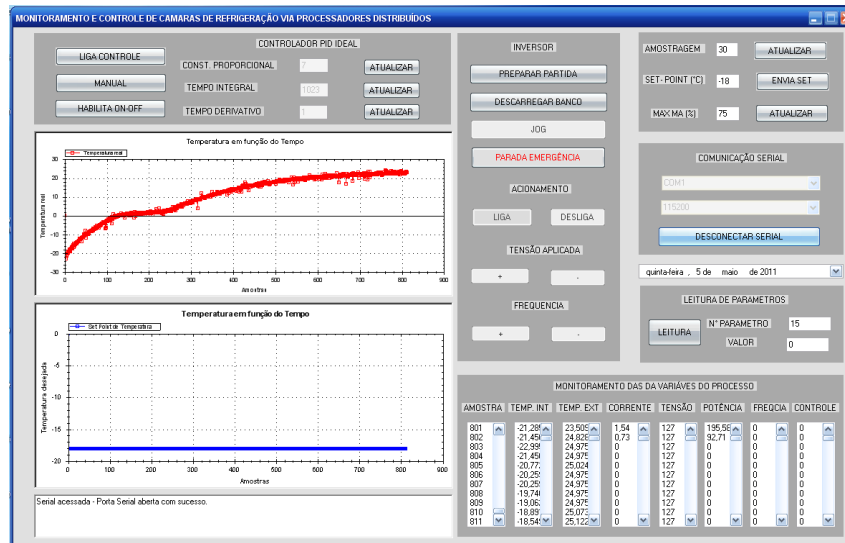


Figura 2.12 - Interface de comunicação serial.

2.4.2 As variáveis de processo e a instrumentação

Neste trabalho, a temperatura no interior da câmara foi definida como variável controlada, já que um dos objetivos é o controle da temperatura da câmara de refrigeração. A temperatura no interior da câmara não é uniformemente distribuída (Silva, 2009). Por este motivo julgou-se que era melhor fixar o sensor para monitoramento da temperatura interna no ponto central da câmara por se tratar de um ponto em que a temperatura é um valor intermediário.

O sensor empregado para monitoramento da temperatura interna é do tipo termopar. Em conjunto com este sensor foi utilizado um transmissor que converte o sinal do termopar em um sinal linear de 4 mA a 20 mA, que neste caso, corresponde a faixa do sensor de -100°C a 40°C. Conforme explicado, a estação CAN-PIC da plataforma faz a medição em tensão (0 V a 5 V) e para adequar a medição foi utilizado um resistor de 250 Ω para a conversão do sinal de corrente do transmissor para a faixa de 1 a 5 V para leitura na estação da rede.

A variável manipulada é a frequência de alimentação do motor da câmara. A variação da frequência de alimentação causa alteração da velocidade do compressor e consequentemente do período do ciclo de refrigeração.

Outra variável de interesse é a temperatura externa, sendo monitorada por meio de um sensor do tipo LM-35D que foi devidamente fixado na parte superior da câmara (ver localização deste sensor no Apêndice A). A importância do monitoramento desta variável está relacionada à necessidade de análises das reais influências da temperatura externa no sistema de refrigeração, tanto no controle convencional quanto no controle elaborado.

Para o monitoramento da temperatura ambiente foi utilizado o sensor LM-35D, que possui saída em tensão linear de $10mV/^{\circ}C$ com precisão de $0.5^{\circ}C$. Este sensor possui a faixa de temperatura de $0^{\circ}C$ a $100^{\circ}C$, que atende perfeitamente à medição da temperatura ambiente. Como a tensão de saída possui amplitude relativamente baixa para ser monitorada diretamente na estação CAN-PIC fez-se necessário empregar um tratamento na tensão de saída do LM-35D para adequá-la à leitura na estação. Este tratamento é feito através de uma placa denominada MARS (Módulo de Amplificação e Retificação de Sinais), na qual a tensão medida pelo sensor é amplificada 10 vezes (aplica-se ganho 10 no sinal de entrada). Desta forma, o valor a ser medido na estação CAN-PIC adquire uma amplitude adequada para a medição (ordem de volt) para medida da temperatura ambiente.

A placa MARS faz parte da plataforma CMUF® e foi desenvolvida para o tratamento de sinais para adequá-los à medição na estação CAN-PIC. Esta placa foi desenvolvida especificamente para tratamento de sinais alternados oriundos de TC's na medição de corrente. Entretanto, ela também pode ser usada para tratamentos de outros tipos de sensores, bastando fazer adequações ao circuito do MARS para o tipo de sinal a ser tratado. Nesta placa, um determinado sinal de entrada pode ser amplificado conforme necessidade para a medição, isto é feito por meio da configuração de resistores da placa MARS que ajustam o ganho do canal de um amplificador operacional que também integra esta placa. Além de amplificados, alguns sinais também são retificados e filtrados nesta mesma placa, condicionando o sinal para a medição. A amplificação de determinados sinais, como o sinal de tensão do LM-35D, é importante porque possibilita que sinais com amplitude muito baixa possam ser medidos com precisão melhor, já que os sinais de saída ficam em uma faixa mais adequada para a leitura na estação.

A corrente e a tensão são variáveis necessárias para o cálculo do consumo de energia, desta forma, essas variáveis também foram devidamente monitoradas. Além do valor de tensão medida, foi monitorada também a tensão calculada (valor teórico da tensão aplicada) para análises e comparações posteriores.

A medição de corrente foi realizada por um transformador de corrente (toróide) e o condicionamento do sinal também foi realizado na placa MARS descrita.

Para o monitoramento da tensão aplicada ao motor foi elaborado um circuito capaz de fazer o tratamento da tensão e adequá-la à medição. Com objetivo de reduzir os níveis de tensão na medição e prover isolamento elétrica entre as partes de comando e potência foi utilizado um transformador de 120 V para 9 V. Tendo em mente que a tensão aplicada pelo

inversor no motor é modulada (SPWM), no primário do transformador foi inserido um filtro de primeira ordem constituído por um resistor e um capacitor de forma a eliminar as componentes de alta frequência na medição. No secundário do transformador empregou-se um circuito divisor de tensão constituído por resistores e uma retificação de meia-onda. Esse sinal retificado é tratado na citada placa MARS onde um ganho (ganho de 6.8) é inserido no sinal retificado. Após o tratamento completo conforme descrito, o sinal de saída do MARS é então medido na estação CAN-PIC. No Apêndice C apresenta-se o diagrama elétrico do circuito elaborado para medição da tensão com os valores dos componentes do projeto.

Todo o sistema de medição foi devidamente calibrado usando equipamentos adequados para evitar eventuais erros sistemáticos na medição.

2.5 Particularidades do Protótipo de Ensaios

O cuidado em identificar pontos críticos no processo é imprescindível para evitar eventuais problemas inesperados durante a operação do sistema, sendo assim, foram levantadas algumas particularidades do sistema de refrigeração.

A câmara de refrigeração utilizada para os ensaios possui uma proteção térmica contra sobrecarga do motor do compressor que limita o tempo entre o desligamento e o religamento do motor. Isso acontece porque enquanto o motor está ligado, a passagem da corrente elétrica pela proteção térmica faz com que ela se aqueça e dilate parcialmente, que não é o suficiente para o desligamento do motor. Porém, a corrente de partida é significativamente maior que a nominal e isso faz com que a proteção térmica se dilate mais na partida que durante a operação contínua. Conforme condição térmica inicial da proteção durante um religamento, a corrente elevada da partida poderá causar a atuação da proteção térmica desligando o motor. Desta forma, após o desligamento do motor é necessário um tempo para que a proteção térmica adquira a uma condição térmica adequada e não atue na partida seguinte.

Por meio de experimentos de religamentos (com tensão e frequência nominais), foi constatado que o tempo mínimo entre um desligamento e um religamento da câmara sem que a proteção térmica descrita atue é de aproximadamente cinco minutos. No controle elaborado, a tensão aplicada na partida é menor que a nominal (partida mais suave), isto faz com que a corrente de partida do motor seja menor que àquela da partida direta e conseqüentemente a dilatação térmica da proteção é menor no controle elaborado. Apesar desta vantagem, o tempo

mínimo considerado para o religamento com o controle elaborado foi de 5 minutos por questão de garantia do religamento.

O motor de indução da câmara de refrigeração utilizada nos ensaios é monofásico e o método de partida empregado é o de *Fase Auxiliar*. Este tipo de motor possui dois enrolamentos no estator, um principal e um auxiliar com seus eixos deslocados 90 graus elétricos no espaço (Fitzgerald, 1975). O enrolamento principal e o auxiliar possuem diferentes relações de reatância e resistência de forma que as correntes nesses enrolamentos estão fora de fase e as correntes nestes enrolamentos são equivalentes às correntes bifásicas não simétricas. O resultado é um campo de estator girante, que faz o motor partir (Fitzgerald, 1975). Como a função do enrolamento auxiliar é exatamente auxiliar na partida da máquina elétrica, ele somente é ligado na partida do motor. Para isso é usado um relé de partida no circuito da câmara, que é acionado (atracado) ou não conforme a corrente do enrolamento principal. A corrente elevada no enrolamento principal do motor faz com que o relé de partida seja acionado e isso faz com que o enrolamento auxiliar seja ligado em paralelo ao enrolamento principal. Assim que o motor parte, a corrente no enrolamento principal diminui e o relé é desativado, desligando o enrolamento auxiliar. Sendo assim, se a corrente no enrolamento principal estiver abaixo do limite para acionamento do relé de partida, o enrolamento auxiliar não será acionado e o motor não parte.

Desta forma, a tensão de partida do motor foi de aproximadamente 95 V com frequência de 45 Hz para os ensaios, sendo que estes valores foram obtidos via experimentos na câmara de refrigeração e eles garantem a partida do motor de forma satisfatória e segura. Para valores de tensões muito menores que o valor selecionado, o número de chaveamentos do relé de partida era muito grande e isso poderia danificar o motor da câmara ou mesmo o relé de partida. Após a partida do motor, a frequência de alimentação era alterada para o valor desejado (manual ou automático). A Figura 2.13 apresenta o diagrama elétrico da câmara de refrigeração.

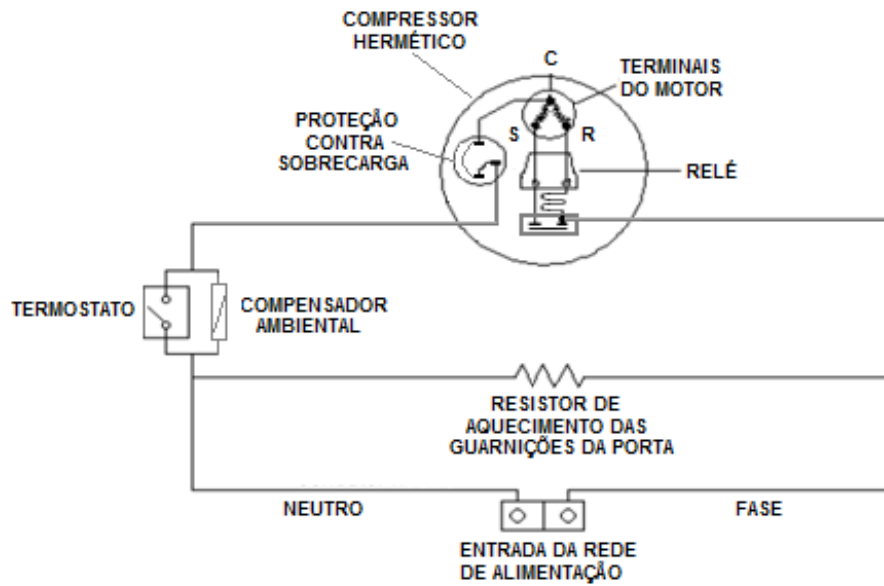


Figura 2.13 - Diagrama elétrico de um freezer.
Fonte: (Carneis, 2002).

As câmaras de refrigeração podem operar com tensão diferente da nominal para a frequência nominal (60 Hz), entretanto, existem limites (superior e inferior) para essa operação. Se a tensão estiver abaixo do limite inferior o motor não funciona, já que o conjugado fornecido pelo motor será menor que o conjugado resistente. Para tensão acima do limite superior o motor poderá sofrer danos e até queimar. Para o protótipo empregado nos ensaios o limite superior é 135 V e o inferior é 103 V (Electrolux, 2000).

No Apêndice D são apresentadas algumas considerações sobre os sistemas de refrigeração de pequeno porte que são importantes para melhor compreensão do funcionamento do sistema de refrigeração de pequeno porte.

CAPÍTULO 3

3. MODELAGEM DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

3.1 Considerações Iniciais

A modelagem de um processo dinâmico consiste na obtenção de um modelo matemático capaz de representar adequadamente as características de interesse de uma planta em estudo. O modelo derivado da modelagem possibilita a previsão de propriedades ou comportamento do sistema (Ljung, 1987).

A literatura apresenta diversas técnicas de modelagens para sistemas lineares, desde técnicas simples a técnicas complexas, sendo as mais populares aquelas baseadas no algoritmo dos Mínimos Quadrados (Aguirre, 2000).

As modelagens do sistema de refrigeração desenvolvidas neste capítulo têm como objetivo principal fundamentar o projeto e as sintonias do controlador para o processo de refrigeração em estudo.

Neste trabalho, para identificação do sistema foi utilizado um método prático de obtenção de parâmetros de sistemas de 1ª ou 2ª ordem, denominado *Método da Resposta Complementar* (RC), que é um método simples e rápido de obtenção dos parâmetros do sistema (Rodrigues et al., 1998). Este método será detalhado juntamente com sua aplicação no item seguinte.

3.2 Modelagem e Validação para Projeto de Controladores

A modelagem e a validação apresentadas neste capítulo foram voltadas para o projeto e as sintonias do controlador que serão apresentadas no capítulo seguinte. Desta forma, para o trabalho, considerou-se suficiente a modelagem baseada na resposta ao degrau do sistema utilizando-se dados experimentais, não sendo avaliadas equações termodinâmicas, leis físicas ou influências de temperatura externa e outras variáveis no comportamento do sistema de refrigeração.

Na modelagem realizada foram buscados modelos simples que representassem bem a relação entre a temperatura interna (variável de saída do modelo) e a frequência de

alimentação do motor (variável de entrada do modelo), porém, tendo em mente que os modelos apresentariam limitações para análise do sistema diante das alterações em seu comportamento dinâmico, devido a fatores como perturbações externas e mudanças de condições de carregamento térmico. Por exemplo, não é difícil perceber que, devido à influência da temperatura externa, o comportamento do sistema de refrigeração, em um dia quente, é bem diferente de um dia frio.

Será demonstrado que variações no carregamento térmico e na temperatura externa alteram de forma significativa a(s) constante(s) de tempo, o ganho e o atraso de tempo do sistema. Desta forma, diante da significativa influência na dinâmica do sistema de refrigeração causada pelas variações de carregamento térmico e visando um estudo mais criterioso e completo sobre o comportamento dinâmico do sistema de refrigeração de pequeno porte foram obtidos dois modelos de resfriamento para o processo. Estes dois modelos obtidos descrevem o comportamento dinâmico do sistema para duas diferentes condições de carregamento térmico, enquanto o primeiro modelo considera uma condição de elevado carregamento térmico, o segundo modelo considera uma condição de baixo carregamento térmico.

Em situações cotidianas, a carga térmica de câmaras de refrigeração não é constante, sendo comum ocorrerem variações no carregamento térmico. Estas variações ocorrem entre um valor de elevado carregamento, devido ao limite físico (volume), e um valor de baixo carregamento, já que não é prática comum manter uma câmara de refrigeração ligada sem produtos em seu interior. Desta forma, a obtenção destes dois modelos (elevado e baixo carregamentos térmicos) torna-se importante para a análise do comportamento dinâmico da câmara nos limites de operação de carregamento térmico, isto fornece embasamento para elaborar estratégias para o controle da temperatura do sistema de refrigeração diante de variações de carregamento térmico.

A obtenção destes dois modelos citados possibilita também analisar e demonstrar a influência de variações de carregamento na estabilização da temperatura interna, na velocidade da resposta, no tempo morto e no ganho do sistema.

As duas condições de carregamento consideradas para modelagem (elevado e baixo carregamento térmico) foram simuladas. Para simulação de carga térmica elevada, foi realizada uma abertura na porta da câmara definida por uma camada dupla de papelão ao longo de toda a porta da câmara do lado esquerdo e na parte inferior, conforme fotografia 3 apresentada no Apêndice A. Para a simulação de baixo carregamento térmico, foram

utilizadas folhas A4 dobradas e inseridas na parte esquerda inferior da porta da câmara, conforme fotografia 2 apresentada no Apêndice A. Para os dois casos de carregamento simulados, não foi adicionado nenhum produto no interior da câmara para simulação de carga, apenas partes integrantes da câmara (por ex. gavetas) foram mantidas. A simulação do carregamento térmico por meio da abertura da porta do equipamento de refrigeração é válida, pois, na prática, ocorrem constantes aberturas da câmara que representam perdas térmicas e provocam variações do carregamento térmico, já o aumento da quantidade de produtos no interior da câmara causa alterações no comportamento dinâmico do sistema, já que uma maior quantidade de produtos no interior da câmara representa uma maior massa térmica, fazendo com que a resposta se torne mais lenta (mas não necessariamente corresponde ao uso normal do equipamento).

Para aquisição dos dados de modelagem do processo foi utilizada uma taxa de amostragem de 60 segundos, baseado em ensaios preliminares com o sistema e em trabalhos anteriores realizados na mesma câmara de refrigeração (Silva, 2009). Esta mesma taxa de amostragem foi utilizada para aquisição dos dados de validação do modelo.

A câmara utilizada nos ensaios possui um botão de congelamento rápido (*fast freezing*) que permite manter o motor-compressor ligado continuamente, sem que o controle liga-desliga opere. Este botão de congelamento rápido possibilitou a aplicação de um degrau de frequência de 60 Hz e de tensão de 127 V (simultaneamente) no sistema para modelagem baseada na resposta ao degrau. Desta forma, neste capítulo, quando for citado o termo *resposta ao degrau do sistema de refrigeração*, trata-se de entrada de 60 Hz e de tensão 127 V aplicados continuamente, desde a temperatura interna aproximadamente igual a temperatura externa, até que a temperatura interna se estabilize (estado estacionário). Salienta-se que o modelo almejado é para entrada em frequência (Hz) e saída em temperatura (°C) e, conforme demonstrado no Capítulo 2, a velocidade do motor é proporcional à frequência de alimentação, ou seja, o modelo relaciona basicamente a velocidade de rotação do compressor e a temperatura interna, desta forma, para este estudo, é a frequência de alimentação que produz as variações da velocidade e não a tensão, mas para que o motor funcione esta variável também aparece, entretanto, ela não produz alterações potenciais na resposta dinâmica e não será avaliada na modelagem.

Os modelos que serão apresentados a seguir foram obtidos com a aplicação do *Método da Resposta Complementar*, e este método forneceu modelos de primeira ou segunda ordem. Um modelo de um sistema de primeira ordem com atraso de tempo puro é mostrado na

equação 3.1, onde τ é a constante de tempo do sistema, K é o ganho do modelo da planta e θ é o atraso de tempo.

$$G(s) = \frac{Ke^{-\theta s}}{1 + \tau s} \quad (3.1)$$

Na equação 3.2 apresenta-se um modelo de um sistema de segunda ordem com atraso de tempo puro (θ), onde τ_1 e τ_2 e são as constantes de tempo do sistema.

$$G(s) = \frac{Ke^{-\theta s}}{(1 + \tau_1 s)(1 + \tau_2 s)} \quad (3.2)$$

A seguir são apresentados os modelos obtidos para os sistemas de refrigeração.

3.2.1 Modelo para resfriamento com carga elevada

O primeiro modelo obtido para o sistema de refrigeração foi para a condição de elevado carregamento térmico. Como na modelagem realizada, a variável de entrada é a frequência (Hz) e a variável de saída é a temperatura interna da câmara ($^{\circ}\text{C}$), o ganho proporcional do modelo (K) da planta é dado por uma relação entre graus Celsius e frequência ($^{\circ}\text{C}/\text{Hz}$).

O ganho (K) do modelo da planta foi obtido com teste de resposta ao degrau após a estabilização do sistema (em regime permanente). A Figura 3.1 apresenta a resposta ao degrau do sistema de refrigeração. Nela pode ser observado que a temperatura interna no instante de tempo do início do ensaio era aproximadamente 21°C , que corresponde ao instante em que foi ligada a câmara de refrigeração com frequência de alimentação de 60 Hz. Pode ser observado também que a temperatura interna estabilizou-se em -12°C . A equação 3.3 mostra o cálculo do valor do ganho proporcional do modelo da planta, conforme dados obtidos no ensaio apresentado na Figura 3.1.

$$K = \frac{(-12 - 21)^{\circ}\text{C}}{60\text{Hz}} = -0.555^{\circ}\text{C} / \text{Hz} \quad (3.3)$$

Observa-se ainda na Figura 3.1, que a variação na entrada (no instante 0s) não produziu variações instantâneas na saída, entretanto, variações na saída são observadas após 250s do início do ensaio, conforme indicado na Figura 3.1. Essa situação caracteriza a existência de um atraso de tempo puro de $\theta=250s$, que foi inicialmente estimado por inspeção do gráfico apresentado na Figura 3.1. O atraso de tempo citado foi confirmado com a aplicação do *Método da Resposta Complementar* e validado por meio de comparação de simulações com novos dados reais obtidos para validação da resposta ao degrau (será apresentado a seguir).

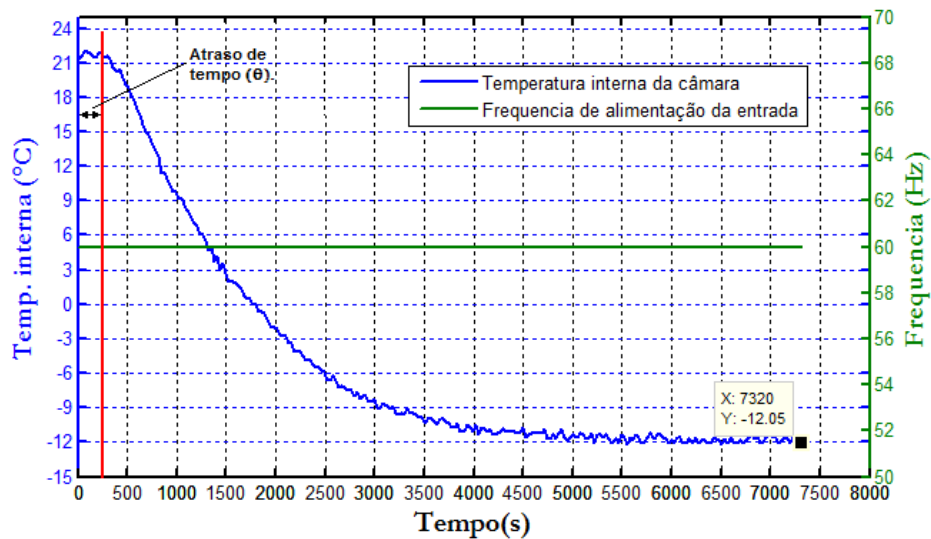


Figura 3.1 - Resposta ao degrau do sistema de refrigeração.

Para o cálculo de τ_1 foi traçada a curva do logaritmo da resposta complementar em função do tempo (após retirado o tempo morto), $\ln(1-q_0/(Kq_i))$, onde q_0 são os sinais de saída, q_i são os sinais de entrada e K é o ganho do modelo da planta (equação 3.3). Em seguida, foi encontrada a melhor função que correspondente à assíntota da curva logarítmica para valores elevados de tempo (Rodrigues et al., 1998) no regime transitório da resposta. Então, a constante de tempo τ_1 foi obtida com o cálculo do inverso da inclinação da assíntota, conforme apresenta a equação 3.4. A Figura 3.2 apresenta a o gráfico experimental referente ao cálculo de τ_1 .

$$\tau_1 = -\frac{1}{\left(\frac{-4.164 - (0.4136)}{4500 - 0}\right)} = 983s \quad (3.4)$$

Observa-se, na Figura 3.2, a contribuição de uma segunda constante de tempo na resposta dinâmica do sistema, pois, a equação da assíntota apresenta deslocamento na ordenada (a reta não passa por 0 no eixo das ordenadas, após descontado o tempo morto). Dessa forma, para a condição de carregamento térmico elevado na câmara de refrigeração, o sistema é de segunda ordem e a constante τ_2 deve ser calculada.

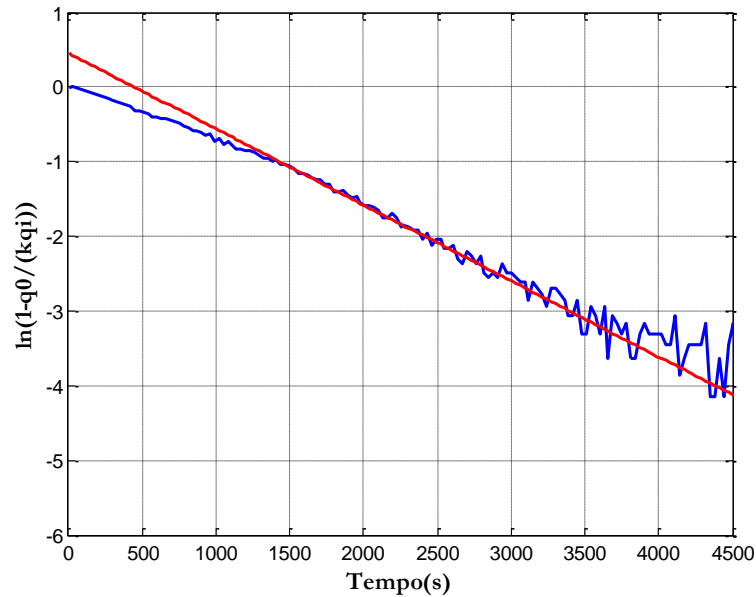


Figura 3.2 - Forma usada para obter a constante τ_1 .

Para o cálculo de τ_2 foi traçada a curva do logaritmo da resposta complementar retirando-se a contribuição do termo transitório da primeira constante de tempo (τ_1) (Rodrigues et al., 1998). Em seguida, aplicando um procedimento análogo ao realizado para τ_1 , foi ajustada a melhor função correspondente à assíntota da curva obtida, conforme apresenta a Figura 3.3.

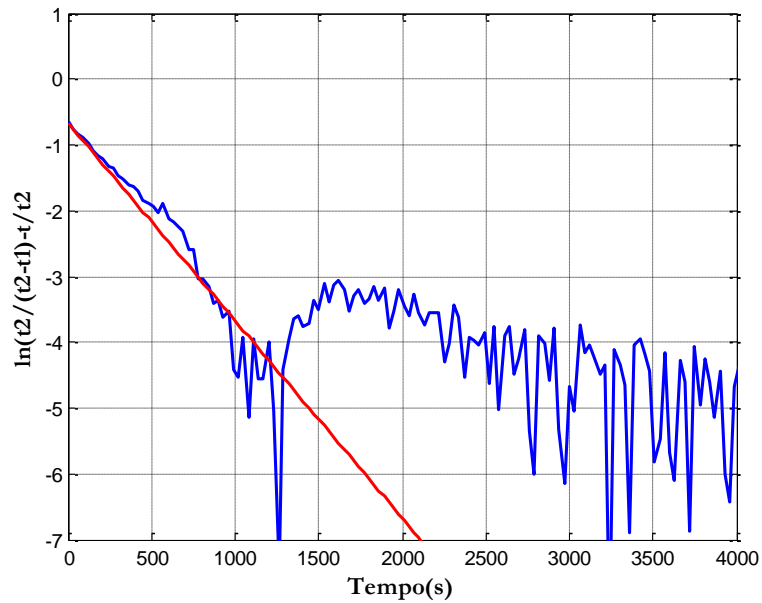


Figura 3.3 - Forma usada para obter a constante τ_2 .

A partir dos resultados apresentados na Figura 3.3, a constante τ_2 foi obtida por meio do cálculo do inverso da inclinação da equação correspondente à assíntota (reta). A equação 3.5 apresenta o cálculo de τ_2 .

$$\tau_2 = -\frac{1}{\left(\frac{-7 + 0.668}{2108 - 0}\right)} = 333s \quad (3.5)$$

A equação 3.6 apresenta o modelo obtido para o resfriamento da câmara para a condição de elevado carregamento, conforme parâmetros obtidos.

$$G(s) = \frac{-0.555e^{-250s}}{(1 + 333s)(1 + 983s)} \quad (3.6)$$

Para efeito de comparação entre a resposta do sistema real e a resposta do modelo obtido, foi realizada a simulação deste modelo. O modelo obtido leva em consideração as variações na entrada (Δu) e as variações produzidas na saída (Δy), em que a saída real é dada por $y=y_0+\Delta y$ e a entrada por $u=u_0+\Delta u$ onde y_0 e u_0 são os valores iniciais da saída e da entrada respectivamente. Desta forma, na simulação do modelo obtido, fez-se necessário somar o valor inicial da temperatura interna da resposta real na resposta simulada (aproximadamente 22°C), já para a frequência não houve necessidade de somar nenhum valor, pois a frequência

inicial é zero. A Figura 3.4 apresenta a comparação da resposta real com a resposta do modelo.

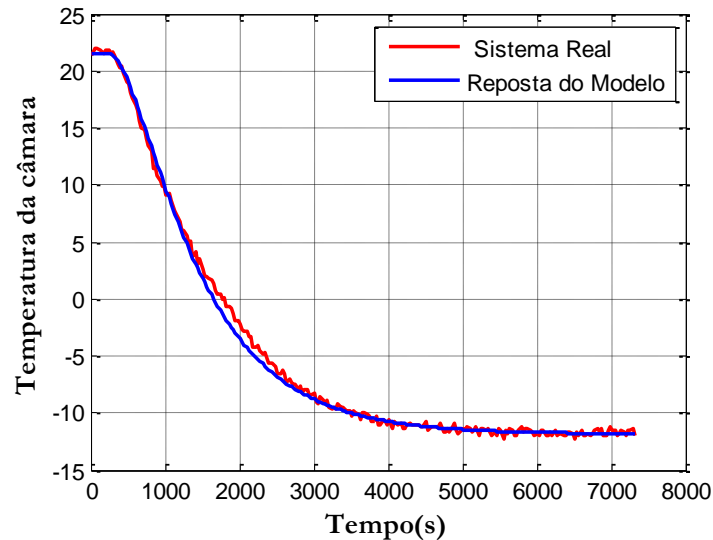


Figura 3.4 - Resposta do modelo com elevado carregamento e resposta do sistema real.

Como pode ser observado na Figura 3.4, o modelo consegue descrever satisfatoriamente o comportamento dos dados da planta real (se analisando por meio de seu aspecto visual), apesar da ocorrência de pequenos erros em algumas partes específicas. A seguir é apresentado o procedimento realizado para validar o modelo obtido para a resposta ao degrau.

3.2.2 Validação da resposta ao degrau para o modelo de carga elevada

A validação pode ser entendida como um processo complementar para assegurar que o modelo é útil não só para os dados usados na estimativa, mas também para outros conjuntos de dados de interesse (Ljung, 1987). Ampliando o conceito, em (Kleijnen, 1999) a validação é definida como forma de determinar se o modelo de simulação é uma representação aceitável do sistema real, dada a finalidade do modelo de simulação.

Sendo assim, para validação do modelo apresentado na equação 3.6, uma nova massa de dados foi obtida para fazer a validação cruzada com os dados obtidos do modelo de simulação. A Figura 3.5 mostra o resultado da simulação do modelo do sistema juntamente com os dados de validação.

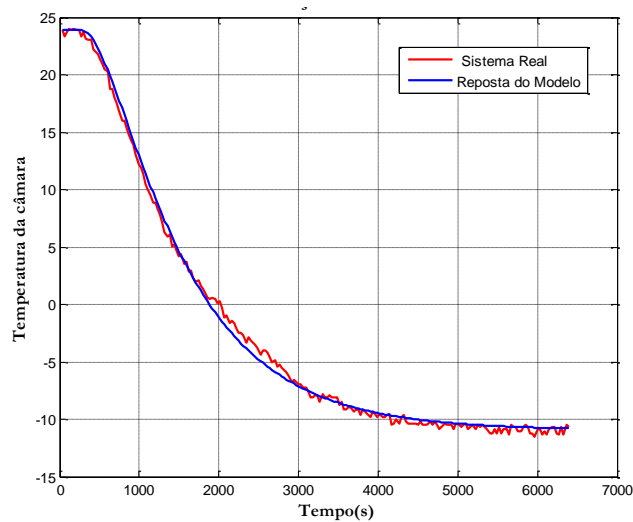


Figura 3.5 - Validação do modelo com carga elevada.

No processo de validação adotado, o erro entre a resposta real e resposta simulada é que define a validade do modelo. Como pode ser observado na Figura 3.5, a temperatura real e a temperatura do modelo estão muito próximas, isto indica um erro irrelevante (partindo de uma aspecto visual) entre as respostas do modelo e do sistema real, que valida o modelo obtido para a resposta ao degrau, conforme almejado.

3.2.3 Modelo para resfriamento com carga térmica baixa

O segundo modelo obtido para o sistema de refrigeração explica o comportamento dinâmico da câmara para uma condição de baixo carregamento térmico. O mesmo procedimento que foi realizado para a identificação do sistema com carga elevada também foi realizado para esta nova condição (baixo carregamento térmico). Os parâmetros do sistema obtidos com aplicação do *Método da Resposta Complementar* para esta nova condição de carga são os seguintes:

Constante de tempo $\tau_1 = 2910$ segundos;

Constante de tempo $\tau_2 = 230$ segundos;

Ganho (K) = -0,90963;

Tempo morto (θ) = 50s.

O modelo obtido para a condição de baixo carregamento térmico é mostrado na equação 3.7.

$$G(s) = \frac{-0.90963e^{-50s}}{(1 + 230s)(1 + 2910s)} \quad (3.7)$$

A Figura 3.6 apresenta o resultado da simulação do modelo obtido para condição de baixo carregamento térmico e a resposta do sistema real.

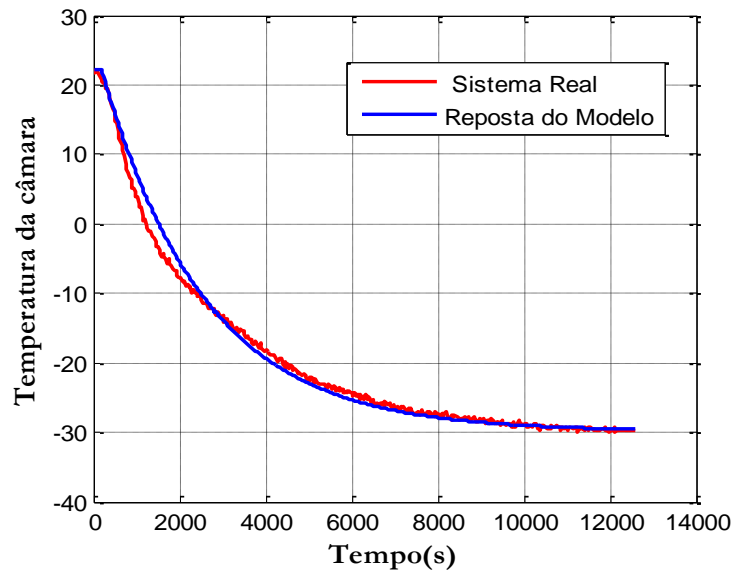


Figura 3.6 - Resposta do sistema real e do modelo para condição de baixo carregamento térmico.

Observa-se na Figura 3.6 que, assim como na condição de elevado carregamento térmico, o erro entre a resposta simulada e a resposta real da planta é pequeno. O processo de validação do segundo modelo obtido é apresentado no item seguinte.

3.2.4 Validação da resposta ao degrau para o modelo com carga térmica baixa

Para validação da resposta ao degrau do modelo obtido para condição de baixo carregamento térmico, foi realizado um procedimento análogo àquele realizado para a primeira condição de carregamento térmico. Desta forma, foi realizado um novo ensaio e novos dados foram obtidos para o processo de validação. A Figura 3.7 mostra a simulação do modelo juntamente com os dados de validação.

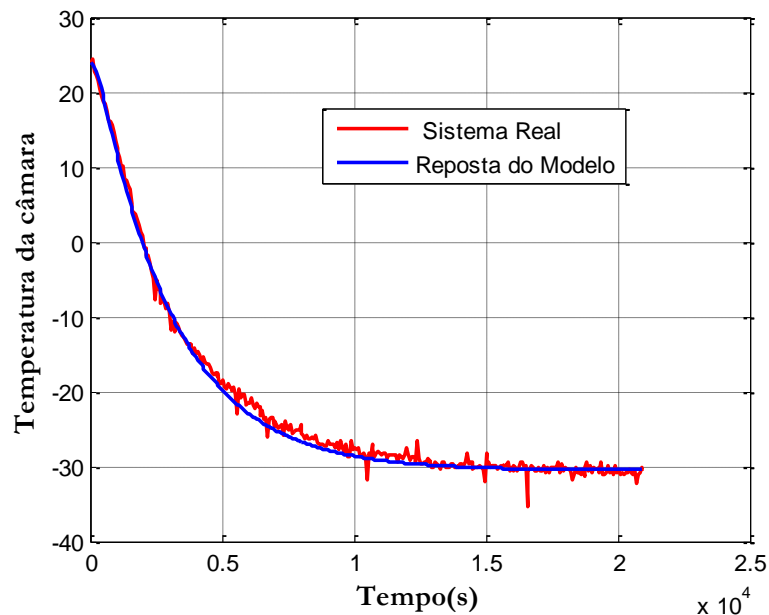


Figura 3.7 - Validação do modelo para condição de baixo carregamento térmico.

Observa-se na Figura 3.7 que o erro entre a resposta simulada e a resposta real da planta é insignificante. Conforme objetivos propostos para a modelagem desenvolvida, o modelo obtido foi considerado suficiente, pois, como foi observado na Figura 3.7, a resposta simulada representa com razoável precisão a resposta ao degrau do sistema real. Os modelos obtidos são bastante adequados para fins de controle.

Analisando os modelos obtidos para as duas condições de carga (equações 3.6 e 3.7), pode-se confirmar que a introdução de carga térmica no sistema de refrigeração produz significativa alteração em seu comportamento dinâmico. Verifica-se que a alteração de carregamento modifica as constantes de tempo, o tempo morto e o ganho do sistema, e, isso evidencia uma dificuldade a ser contornada pela estratégia de controle a ser adotada. Pode-se concluir ainda, com análises dos modelos obtidos, que a introdução de carga fez com que o ganho do modelo da planta (K) e a constante de tempo maior (τ_1) do sistema de refrigeração fossem reduzidos. De fato, se o ganho (K) é reduzido devido ao aumento do carregamento térmico, a temperatura interna tende a se estabilizar em um valor menor (em módulo) reduzindo o tempo de estabilização do sistema, portanto, o ganho (K) interfere na(s) constante(s) de tempo do sistema de refrigeração.

3.2.5 Modelo para aquecimento com baixa carga térmica

Com objetivo de melhor caracterizar a planta e seu comportamento, para análises mais abrangentes sobre o modo de operação do sistema de refrigeração, foi obtido também o modelo para o comportamento dinâmico do sistema de refrigeração em aquecimento. O método utilizado para identificação do modelo de aquecimento é o mesmo que foi utilizado para os modelos de resfriamento, que é o *Método da Resposta Complementar*. O modelo de aquecimento é importante realização de comparações do comportamento dinâmico do sistema em aquecimento e em resfriamento, pois, o sistema comporta-se de uma forma durante seu resfriamento e de outra no aquecimento.

Antes do início do ensaio, a câmara de refrigeração operava com baixo carregamento térmico, em estado estacionário e com temperatura interna estabilizada em -31°C , sendo alimentada com frequência com tensão e frequências nominais (127 V e 60 Hz). Para o início do ensaio a câmara foi então desligada, que corresponde ao instante inicial do ensaio (0s).

Os resultados da aplicação do *Método da Resposta Complementar* são apresentados na Figura 3.8 e na Figura 3.9. A Figura 3.8 apresenta a resposta ao degrau do sistema, já a Figura 3.9 apresenta o logaritmo da resposta complementar e a melhor função correspondente a assíntota da curva logarítmica.

Verifica-se na Figura 3.8 que o sistema de refrigeração apresenta uma brusca redução da derivada nas proximidades de 0°C , decorrente da mudança de fase da água presente no interior da câmara (degelo).

O cálculo do ganho (K) após a estabilização da temperatura interna (em 20°C aproximadamente) é apresentado na equação 3.8.

$$K = \frac{(20 - (-31))^{\circ}\text{C}}{-60\text{Hz}} = -0.85^{\circ}\text{C} / \text{Hz} \quad (3.8)$$

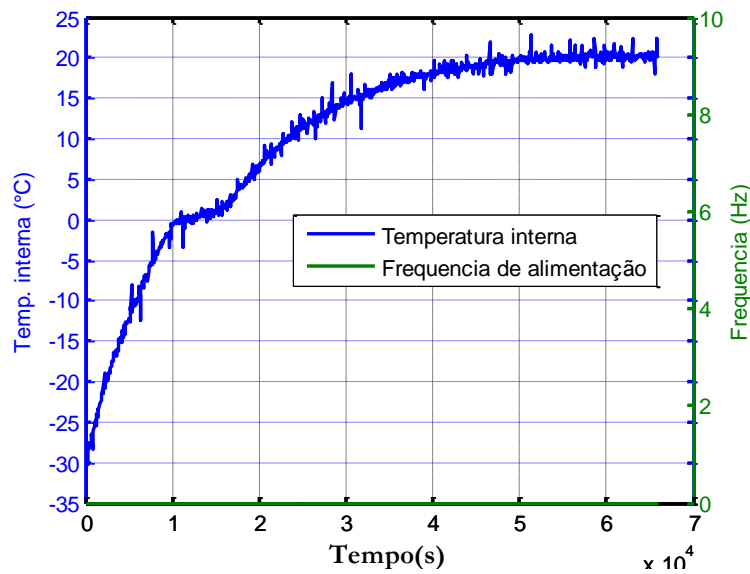


Figura 3.8 - Identificação do modelo de aquecimento.

Observa-se na Figura 3.9, que o fenômeno que ocorre nas proximidades de 0°C (degelo) altera o comportamento da resposta dinâmica inicial (0 a 10000 segundos) do sistema de refrigeração. Observa-se também que a reta correspondente à assíntota da curva logarítmica possui inclinação semelhante antes e depois do degelo (apenas a resposta assintótica para elevados valores de tempo é mostrada, já que ela é utilizada no método da Resposta Complementar). Isso demonstra que o degelo atrasa um pouco a resposta, mas o sistema mantém a tendência de primeira ordem apresentada no início do ensaio.

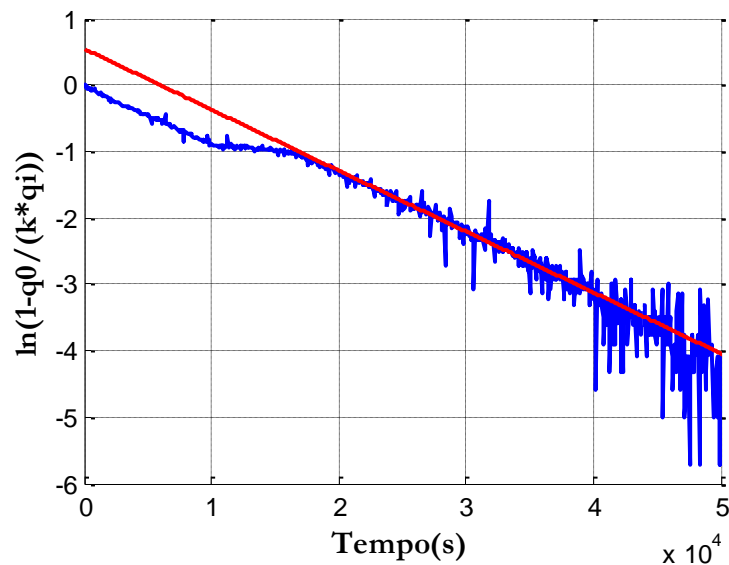


Figura 3.9 - Forma usada para obter a constante τ .

A equação 3.9 apresenta o cálculo da constante de tempo τ do modelo da planta.

$$\tau = -\frac{1}{\left(\frac{-4.02 - 0.5}{50000 - 0}\right)} = 11061s \quad (3.9)$$

O modelo de 1ª ordem obtido para aquecimento do sistema é mostrado na equação 3.10.

$$G(s) = \frac{-0.85}{11061s + 1} \quad (3.10)$$

A Figura 3.10 mostra a resposta do sistema real juntamente com a resposta do modelo obtido.

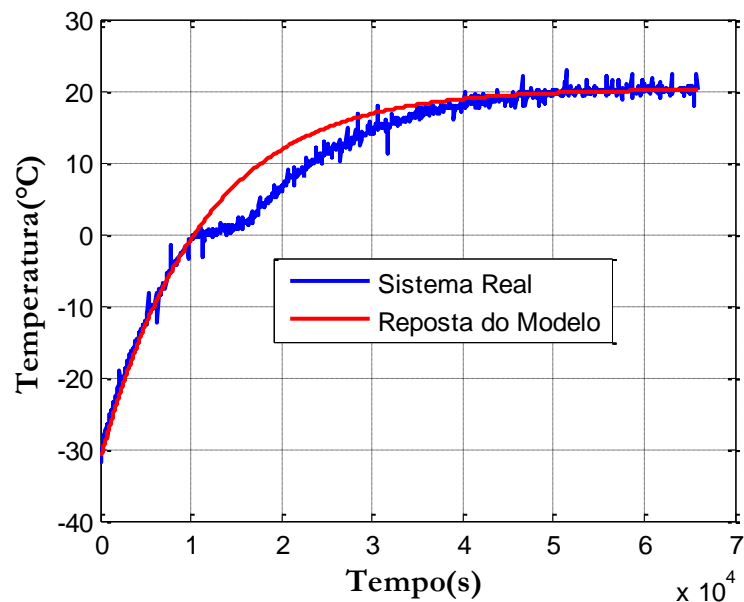


Figura 3.10 - Resposta do sistema real e do modelo de aquecimento.

Apesar de o modelo obtido não conseguir explicar completamente a resposta real, ele representa bem o sistema para determinados pontos de operação, principalmente entre 0°C e -31°C, que é a faixa de maior interesse para este trabalho.

3.2.6 Validação da resposta ao degrau para o modelo de aquecimento com baixa carga

Assim como realizada a validação dos modelos de resfriamento, também foi realizada a validação do modelo de aquecimento.

A Figura 3.11 apresenta o resultado da comparação entre a resposta simulada e a resposta real do sistema.

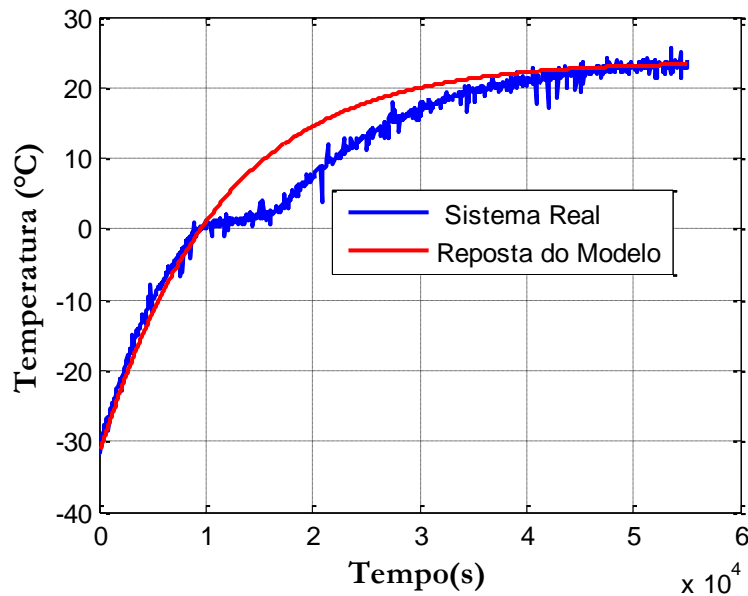


Figura 3.11 - Validação do modelo de aquecimento com elevado carregamento térmico.

Observa-se na Figura 3.11 que a resposta real e a simulada apresentam um erro relevante, principalmente nas proximidades do fenômeno (degelo) ocorrido nas proximidades de 0°C , entretanto, na faixa de maior interesse (-31°C a 0°C), o modelo obtido consegue explicar o comportamento dinâmico do sistema razoavelmente bem (tomando-se como base o seu aspecto visual), indicando que é uma representação aceitável dentro de certos limites.

Observando os modelos obtidos para aquecimento e resfriamento para a mesma condição de carga (baixo carregamento térmico), pode-se confirmar que as constantes de tempo de aquecimento e resfriamento são significativamente diferentes, como era de se esperar, pois, sistemas térmicos geralmente apresentam esta característica. Constatou-se que o tempo que a câmara necessita para o aquecimento é maior (3,6 vezes) que aquele gasto para seu resfriamento.

3.3 Considerações Sobre Ensaio e Modelos Obtidos

Para obtenção dos modelos apresentados foi considerado que algumas variáveis como a temperatura externa, umidade do ar, ventilação, insolação e iluminação não influenciaram no comportamento do sistema durante aquisição dos dados de modelagem, e desta forma, essas variáveis não foram analisadas na modelagem. Essas variáveis não foram consideradas devido, principalmente, a finalidade dos modelos, conforme já explicado. De fato, foram almejados modelos mais simples que não exigissem uma modelagem tão abrangente e

minuciosa, pois o foco do trabalho não está relacionado à modelagem de sistemas e desta forma, uma modelagem básica conforme realizado, atende perfeitamente aos objetivos do trabalho.

3.3.1 Aproximação por modelos de primeira ordem

O modelo escolhido para a prática é o mais simples possível que seja capaz de atender aos requisitos operacionais (Ljung, 1987). Assim, diante da forte característica de primeira ordem do sistema de refrigeração, foi possível aumentar a simplicidade de representação dos modelos de resfriamento obtidos, aproximando os modelos de segunda ordem por modelos de primeira ordem sem, no entanto, causar grandes perdas para a modelagem. Nas aproximações realizadas, os modelos de segunda ordem foram aproximados por modelos de primeira ordem mais um atraso de tempo. Para validar as aproximações realizadas, avaliou-se a capacidade da resposta do modelo aproximado em representar, sem grandes erros, a resposta do modelo do modelo original e a resposta do sistema real.

O modelo de 2ª ordem para a condição de baixo carregamento térmico (equação 3.7) foi aproximado pelo modelo de primeira ordem mostrado na equação 3.11.

$$G(s) = \frac{-0.90963.e^{-200s}}{3110s + 1} \quad (3.11)$$

A Figura 3.12 apresenta as respostas do sistema real e dos modelos de primeira e segunda ordem sobrepostas. Observa-se na Figura 3.12 que o modelo de primeira ordem explica o comportamento do sistema tão bem (aspecto visual) quanto o sistema de segunda ordem. Sendo assim, é mais vantajoso trabalhar com o modelo de primeira ordem, já que ele é mais simples que o modelo de segunda ordem.

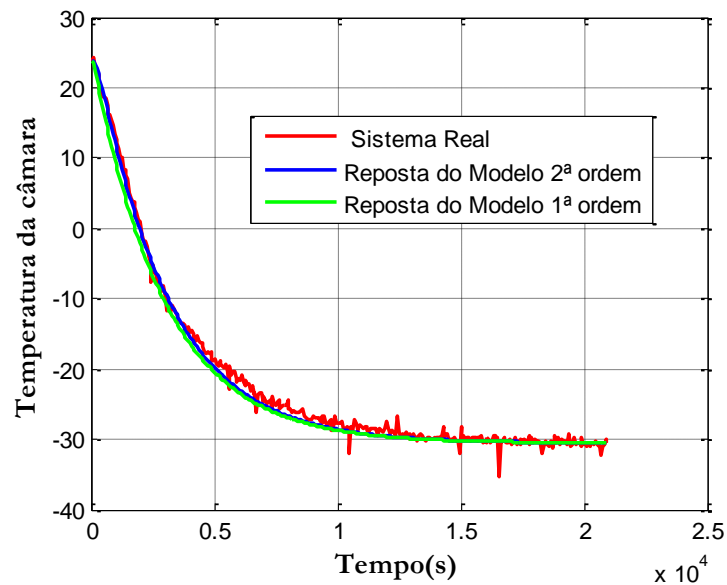


Figura 3.12 - Aproximação do modelo de 2ª para 1ª ordem (baixo carregamento térmico).

O modelo aproximado de primeira ordem obtido para o modelo de segunda ordem para a condição de carga elevada (equação 3.6) é apresentado na equação 3.12.

$$G(s) = \frac{-0.5557 \cdot e^{-400s}}{1180s + 1} \quad (3.12)$$

A Figura 3.13 apresenta a resposta do sistema real juntamente com as respostas dos modelos de primeira e segunda ordem para condição de elevado carregamento.

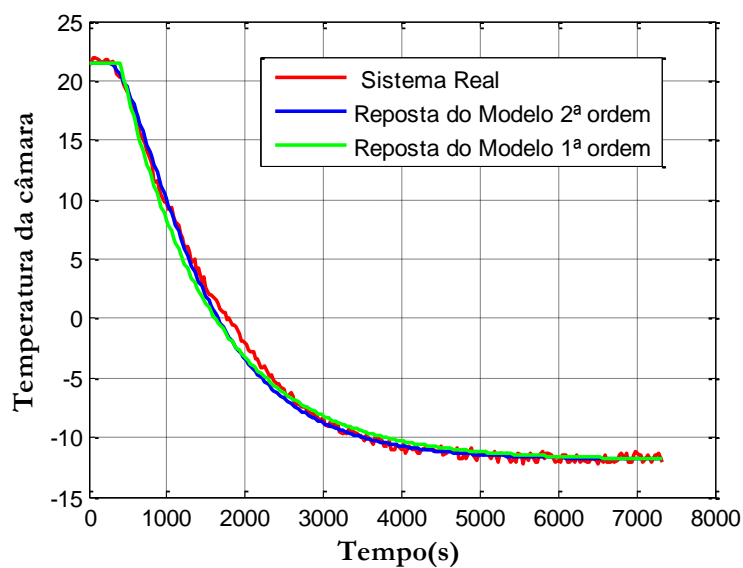


Figura 3.13 - Aproximação do modelo de 2ª para 1ª ordem (elevado carregamento térmico).

Observa-se na Figura 3.13 que esta segunda aproximação não foi tão boa quanto à primeira, entretanto, observa-se que o modelo de primeira ordem consegue também explicar razoavelmente bem o comportamento do sistema real.

Conforme comparações entre os modelos de primeira e segunda ordem para os dois casos de carregamento térmico, verificou-se que as aproximações foram boas e descrevem bem o sistema diante dos objetivos da modelagem, validando as aproximações que foram realizadas.

3.5 Comentários Finais

As modelagens do sistema de refrigeração que foram apresentadas possibilitaram, de maneira geral, avaliar características importantes do processo, por exemplo, foi constatado que mudanças no carregamento térmico produzem grandes variações na dinâmica do sistema, sendo alteradas as constantes de tempo, o ganho e o atraso de tempo. Com a obtenção de um modelo de aquecimento e de um modelo de resfriamento para mesma condição de carregamento térmico foi possível demonstrar que o comportamento do sistema no aquecimento é diferente do sistema no resfriamento. Todos os modelos obtidos foram derivados de dados experimentais, não sendo avaliadas equações termodinâmicas e leis físicas para a modelagem do sistema de refrigeração. Os modelos obtidos viabilizaram as sintonias do controlador que é apresentado no Capítulo 4.

CAPÍTULO 4

4. PROJETO DE CONTROLADORES

4.1 Considerações Iniciais

Neste capítulo são descritas as estratégias e técnicas empregadas no esquema de controle elaborado para o sistema de refrigeração. No esquema elaborado foi empregada a estratégia de controle realimentado e um controlador com ação proporcional e integral (PI). Para a sintonia do controlador selecionado foi utilizado o conhecido método da Síntese Direta, sendo realizadas duas sintonias para a avaliação prática. As sintonias levam em consideração a possibilidade da alteração do comportamento dinâmico da câmara, tendo em vista as variações de carregamento térmico, conforme apresentado no Capítulo 3. No capítulo são apresentadas particularidades e considerações importantes sobre o controle, apresenta-se também, detalhes do controlador elaborado e seus diferentes modos de operação.

4.2 O Controle Proposto

Frente aos requisitos de melhor controle da temperatura (velocidade da resposta, erro em estado estacionário, estabilização da temperatura interna, rejeição a perturbação) associado à redução do consumo energético do sistema de refrigeração, um Controlador Híbrido foi elaborado. Este Controlador Híbrido incorpora informações do comportamento dinâmico da câmara de refrigeração e sua atual condição (temperatura interna, frequência, saturação da atuação, tensão) e da referência (SP) a ser seguida, e, a partir destas informações calcula a ação de controle que melhor atenda aos requisitos de controle da temperatura e redução do consumo energético. Maiores detalhes do controlador serão apresentados a seguir.

O diagrama de blocos do sistema de controle realimentado que foi adotado neste trabalho é apresentado na Figura 4.1.

A Figura 4.2 mostra a configuração dos hardwares integrantes do sistema de controle e o fluxo de sinais ou comunicação entre os mesmos.

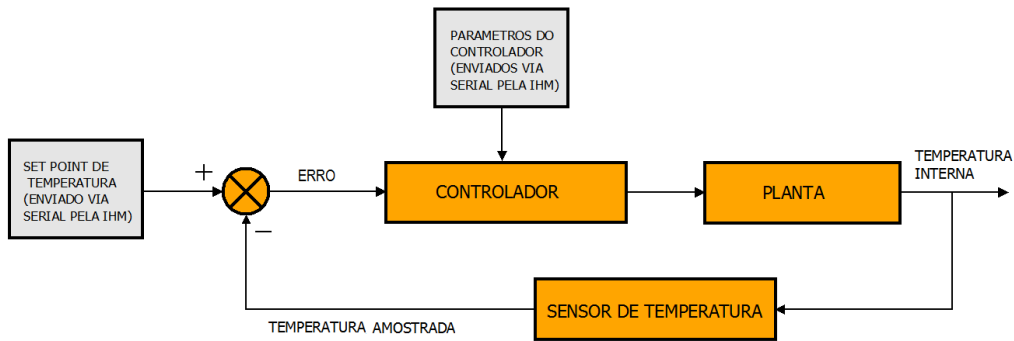


Figura 4.1 - Diagrama de blocos do sistema de controle realimentado.

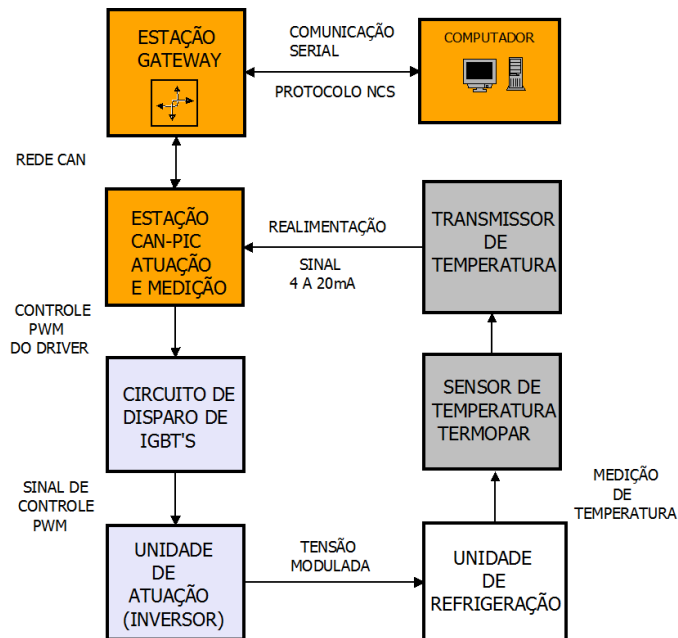


Figura 4.2 - Hardwares integrantes do sistema de controle.

O controle da temperatura é realizado por uma estação microcontrolada da plataforma CMUF® (CAN-PIC) que pode ser verificada na Figura 4.2. A interface (IHM) que foi detalhada no Capítulo 2 não é representada na Figura 4.2, entretanto, ela funciona juntamente com o computador que foi apresentado. Como a interface é útil para visualizar as variáveis do processo, armazenar os dados e alterar parâmetros do processo ou do controlador local, se a interface for eliminada (ou o computador for retirado), o controle do sistema de refrigeração não será alterado, pois, o controle é realizado pela estação da rede.

O Controle Híbrido elaborado pode operar de três modos distintos, sendo que o modo de operação será fortemente influenciado pela condição de carregamento térmico, referência de

temperatura a ser seguida e temperatura ambiente. A seguir são descritos os três modos de operação do controlador elaborado.

I – Modo Contínuo

Neste modo de operação o compressor não é desligado, sendo o controle da temperatura realizado somente por meio da alteração da velocidade do compressor. O Modo Contínuo apresenta a grande vantagem de acabar com as oscilações na temperatura interna causadas por ciclos liga-desliga como acontece no controle convencional. Os níveis de tensão e corrente podem ser menores que o nominal do motor para determinados pontos de operação e assim é possível reduzir o consumo energético do sistema controlado.

Para evitar alterações bruscas na frequência de alimentação do motor e conseqüentemente na velocidade do motor da câmara de refrigeração foi adotada uma estratégia de controle em cascata. Na estratégia adotada, o valor de frequência calculada pelo controlador (sinal de controle) é enviado para o inversor, então, a partir deste valor de frequência a ser aplicada ao motor-compressor, o inversor altera a frequência de saída (frequência aplicada ao motor) em rampa (subida ou descida) até que seja atingido o valor enviado no sinal de controle com uma taxa de variação de frequência de 2 Hz/s . Esse valor foi obtido tendo-se como base valores práticos empregados em equipamentos comerciais e a ponderação da necessidade de variações mais suaves que são bem vistas sob aspecto de redução de trancos mecânicos, redução de desgastes e do ponto de vista energético. Em equipamentos comerciais, geralmente, essas variações são configuráveis e estão dentro da faixa de 0,5 a 128 Hz/s (Tholz, 2009).

Esta mesma limitação na taxa de variação de frequência foi imposta para operação em modo manual. A Figura 4.3 mostra o diagrama de blocos da estratégia adotada.

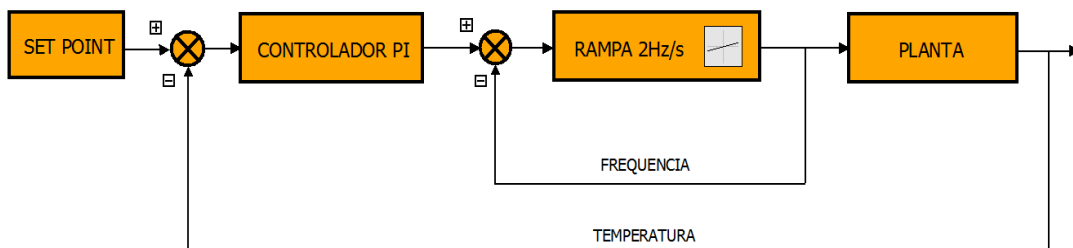


Figura 4.3 - Diagrama de blocos da estratégia utilizada para controle contínuo.

Tendo em vista que a maior variação de frequência é 30 Hz (variação de 35 Hz à 65 Hz adotada para o controle), o tempo máximo consumido para completar a maior variação (30 Hz) da saída seria 15 segundos, considerando a rampa de 2 Hz/s adotada. Sendo assim, essa rampa de frequência não prejudica a ação de controle se o período de amostragem do controlador for maior que 15 segundos. Sendo o período de amostragem maior que o tempo máximo (15 segundos) é garantido que o inversor já tenha aplicado a última ação de controle completa à câmara antes de receber um novo sinal de controle.

II – Modo Liga-Desliga Eficiente

Este modo de operação vem suprir a dificuldade do controlador em seguir determinadas referências quando a unidade de atuação satura em seu menor valor de frequência. O Controlador Híbrido somente opera neste modo se o sistema não estiver devidamente controlado e se velocidade requerida pelo sistema for menor que o limite inferior da unidade de atuação. No controle elaborado, o controlador sempre avalia a possibilidade de operar continuamente (sem desligamentos), entretanto, se isso não for possível, então ele passa a operar no Modo Liga-Desliga Eficiente.

O Modo Liga-Desliga Eficiente caracteriza-se por operar o motor-compressor da câmara em ciclos liga-desliga com níveis de tensões e frequências menores que o nominal. Nesse modo, os ciclos liga-desliga ocorrem com baixa velocidade de operação do motor tornando-se mais econômico energeticamente que o controle liga-desliga convencional, o que justifica seu nome. Este modo possui a flexibilidade de escolha dos limites toleráveis das oscilações gerados pelos ciclos liga-desliga em torno da referência, entretanto, deve ser considerada a limitação do protetor térmico da câmara, que exige um tempo mínimo de 5 minutos para o religamento, conforme explicado no Capítulo 2.

III – Modo Híbrido

Este modo de operação é uma combinação entre o Modo Contínuo e o Modo Liga-Desliga Eficiente. No Modo Híbrido, o sistema opera ora em Modo Contínuo e ora em Modo Liga-Desliga Eficiente sem alteração da referência de temperatura a ser seguida (SP) e da condição de carregamento térmico. A operação em Modo Híbrido evidencia a influência da temperatura externa sobre a operação do sistema de refrigeração.

4.2.1 Estratégia para operação com maior rendimento do motor

Em uma câmara de refrigeração, o motor-compressor é o equipamento elétrico que mais consome energia. Apesar de existirem outros equipamentos elétricos que integram as câmaras de refrigeração, por exemplo, lâmpadas, ventiladores, aquecedores das guarnições, dentre outros, o consumo destes equipamentos é muito menor quando comparados ao consumo do conjunto motor-compressor. Isto indica que o conjunto motor-compressor merece atenção especial na análise da eficiência do equipamento de refrigeração e caracteriza-se como um elemento de potencial possibilidade de eficiência no sistema.

Nos últimos anos, vários trabalhos têm sido acrescentados à literatura no contexto de aumento de rendimento de motores elétricos, entretanto grande parte destes trabalhos exige conhecimento aprofundado dos parâmetros do motor que devem ser obtidos por meio de experimentos. Uma falha destes métodos é que os parâmetros do motor podem sofrer alterações devido a fatores externos (como por exemplo, a influência da temperatura) e tempo de uso ou ponto de operação. Estas influências teriam que ser de alguma forma compensadas, que exigiria grande dificuldade.

Tabela 4.1 - Influência da variação da tensão no comportamento do motor (Operação do motor com tensão abaixo da nominal).

Fonte: (Cogo et al., 1993).

Condição de Carga	Parâmetros Analisados	0,90*(tensão nominal)	Variação % (do parâmetro)	Frequência* %
A vazio	Perdas	Diminuem	12,20 a 34,00	100
	Corrente	Diminui	11,83 a 28,05	100
	F. Potência	Aumenta	0,72 a 19,17	90
Abaixo da nominal	Rendimento	Aumenta	0,29 a 10,52	83
	Corrente	Diminui	0,5 a 15,54	70
	F. Potência	Aumenta	4,81 a 25,38	93
Nominal	Rendimento	Diminui	0,13 a 9,20	93
	Corrente	Aumenta	3,25 a 16,46	100
	F. Potência	Aumenta	0,58 a 7,99	100

**Percentual de motores que sofreram variação dos parâmetros quando foi alterada a tensão de alimentação para valores inferiores a nominal.*

Conclusões importantes sobre o rendimento de motores elétricos foram apresentadas por Cogo e colaboradores (1993). Os resultados apresentados em (Cogo et al., 1993) mostram que, quando o motor opera com tensão abaixo da nominal, se carga estiver abaixo da nominal,

o rendimento melhora. A Tabela 4.1 sintetiza os resultados apresentados em (Cogo et al., 1993).

Verifica-se na Tabela 4.1 que, para condição de carga nominal acoplada ao eixo do motor, a redução apenas da tensão pode causar perda de rendimento do motor, nesta situação verifica-se também, o aumento da corrente do motor e o aumento do fator de potência. Entretanto, se um motor qualquer estiver operando com carga constante acoplada ao eixo e se a condição de carga estiver abaixo da nominal, a redução da tensão de sua alimentação pode fazer seu rendimento aumentar, e, nos resultados apresentados na Tabela 4.1 foi obtido um aumento no rendimento de até 10,52%.

Sendo assim, os resultados relatados em (Cogo et al., 1993) deixam claro que, se o motor estiver operando com condição de carga abaixo da nominal, a redução da tensão até determinado ponto implica em maior rendimento do motor. A Tabela 4.1 mostra ainda que, se a redução da tensão causar redução da corrente o rendimento do motor aumenta e se a redução da tensão provocar aumento da corrente, o rendimento diminui. Sendo assim, neste trabalho foi empregado um método que busca o ponto de maior rendimento do motor da câmara de refrigeração alterando a tensão de alimentação. O método utilizado busca minimizar a corrente solicitada para um ponto de operação específico, sem a necessidade de experimentos ou levantamentos de parâmetros da máquina, que, aliás, seriam impossíveis de serem levantados sem alterar o equipamento para o caso de câmaras de refrigeração, pois o tipo de compressor utilizado é hermético, não sendo possível ter acesso ao rotor ou aos enrolamentos do motor.

É interessante comentar que, a redução da tensão pode causar a redução do rendimento do motor, sem, no entanto, causar perda de eficiência ao sistema de refrigeração como um todo, pois, a redução da tensão faz com que o equipamento solicite uma parcela menor de energia da rede (o produto entre tensão e corrente se reduz), apesar da corrente aumentar. O que se propõe com o método empregado é que o sistema de refrigeração opere com maior eficiência, tanto do ponto de vista do conjunto completo quanto apenas do motor, com consequente aumento da eficiência global do sistema de refrigeração.

O método utilizado fornece um índice de melhor rendimento do motor para um ponto de operação, que indica o quanto a tensão nominal deve ser reduzida para a operação com maior rendimento. A Figura 4.4 mostra o fluxograma de estimação do índice de melhor rendimento que foi programada no microcontrolador da estação de controle.

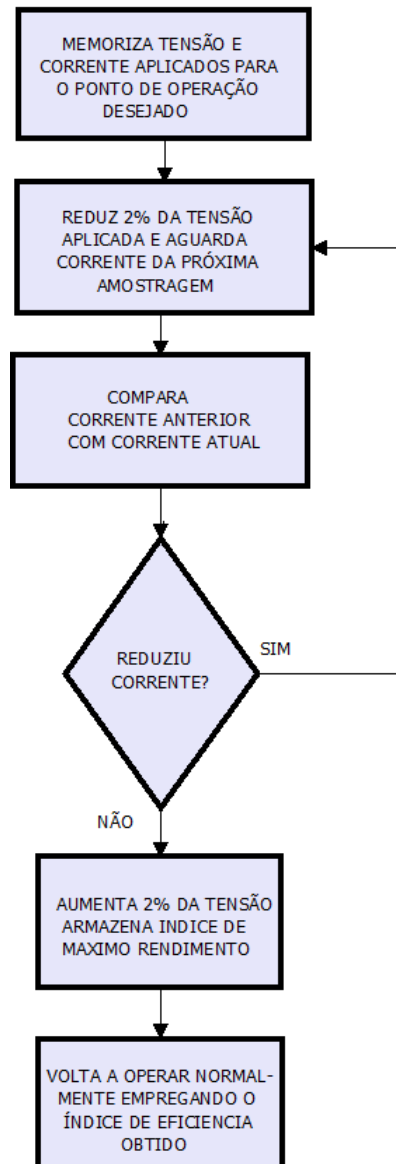


Figura 4.4 - Fluxograma de estimação de um ponto de maior rendimento do motor.

Como este método solicita um determinado tempo para obtenção do índice de melhor rendimento para um ponto de operação, não é interessante que o mesmo seja aplicado constantemente (em tempo real junto com o controle). Devido a esta restrição, optou-se por obter este índice de rendimento apenas para um ponto de operação e utilizá-lo para os demais. Desta forma, o índice de rendimento foi avaliado para um ponto de provável operação do sistema, que é 40 Hz, pois, é um ponto de operação próximo ao limite inferior da unidade de atuação, sendo utilizado para os demais pontos de operação do sistema.

Outra estratégia que foi adotada para a operação mais eficiente do sistema de refrigeração foi a operação na *região de enfraquecimento de campo* do motor. Trata-se da operação com

conjugado reduzido do motor devido à aplicação de uma relação V/F reduzida. Na estratégia elaborada, a operação na *região de enfraquecimento de campo* foi iniciada em um valor de tensão menor que o nominal do motor. Esta segunda estratégia de redução de consumo de energia pode ser justificada pela menor solicitação de potência da alimentação pelo motor, por meio da redução da sua tensão de alimentação fazendo com que o produto entre tensão e corrente do motor seja reduzido. Em (Silva, 2009) o controle da temperatura da câmara de refrigeração foi realizado por meio da redução da tensão de alimentação (que, de certa forma, é a operação na *região de enfraquecimento de campo*) e, ganhos energéticos significativos (34%) foram obtidos. A faixa de variação de tensão empregada foi de 90 V a 127 V. Foi constatado em (Silva, 2009) que, para tensão abaixo do limite inferior (90 V) o motor da câmara não funciona. Sendo assim, neste trabalho, o limite superior de tensão aplicado ao motor foi 99 V, pois, foi adicionada uma margem de segurança de 9 V em relação ao limite obtido.

4.3 Definição do Controlador

Neste trabalho foi selecionado um controlador Proporcional e Integral (PI) para implementação prática. A seleção deste tipo de controlador foi fundamentada por três fatores: o primeiro, porque o algoritmo PI se adequa bem ao controle de sistema de aquecimento, ventilação e condicionamento de ar (Nesler, 1986). O segundo, porque esse mesmo tipo de controlador já foi empregado em trabalhos de controle de temperatura de sistemas de refrigeração de grande porte e mostrou-se satisfatório (Batista, 2006). E o terceiro, devido à vantagem da facilidade de implementação prática do algoritmo. Na seleção do controlador considerou-se também a forte característica de primeira ordem do sistema de refrigeração, conforme demonstrado no final do capítulo 3 (equações 3.11 e 3.12), e que a aplicação do *Método da Síntese Direta* adotado para a sintonia do controlador fornece os parâmetros para um PI quando o modelo da planta é de primeira ordem (Seborg et al., 2004). O controlador PI apresenta vantagens de aumentar a velocidade da resposta do sistema por meio da ação proporcional e de eliminar o erro em estado estacionário por meio da ação integral, sendo um algoritmo capaz de resolver muitos problemas de controle.

O sinal de controle $m(t)$ em tempo contínuo para o controlador PI clássico é apresentado pela equação 4.1, onde $e(t)$ é o erro entre referência e temperatura interna, T_i o tempo integral e K_c o valor da constante proporcional do PI.

$$m(t) = k_c e(t) + \frac{k_c}{T_i} \int_0^t e(t) dt \quad (4.1)$$

O emprego da transformada de Laplace facilita análises das propriedades de sistemas de controle e cálculos envolvidos, desta forma, tornam-se práticas as representações de sistemas de controle no domínio da frequência (domínio de Laplace). O resultado da transformada de Laplace da equação 4.1 é apresentado na equação 4.2.

$$M(s) = k_c \left(1 + \frac{1}{T_i s} \right) E(s) \quad (4.2)$$

As constantes K_c e T_i são os parâmetros de sintonia do controlador PI e serão analisados no item seguinte.

Os sinais $M(s)$ e $E(s)$ podem ser visualizados na Figura 4.5 que apresenta o diagrama de blocos do sistema de controle realimentado adotado neste trabalho.

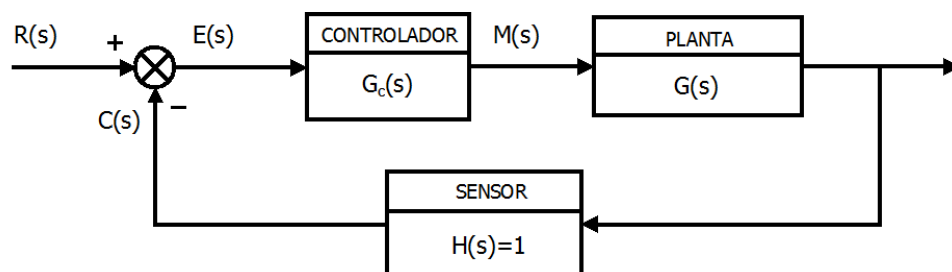


Figura 4.5 - Diagrama de blocos do sistema de controle realimentado.

4.4 Projeto e Sintonia do Controlador

4.4.1 Considerações e requisitos de sintonia

Em sistemas de controle sintonizar um controlador pode ser entendido, basicamente, como seleção dos parâmetros do controlador adotado com a intenção de se obter um melhor desempenho do sistema controlado diante dos objetivos propostos para o sistema de controle. Neste trabalho, o controlador adotado (PI) possui dois parâmetros de sintonia, que são o tempo integral (T_i) e o ganho proporcional (K_c) apresentados na equação 4.2.

Para a sintonia do controlador PI (Proporcional e Integral) foi utilizado o *Método da Síntese Direta* (DS) (Seborg et al., 2004). Neste método, o projeto do controlador é baseado no modelo do processo ($G(s)$) e na função de transferência da malha fechada desejada ($G_{mf}(s)$).

O *Método da Síntese Direta* fornece uma valiosa compreensão da relação que existe entre o modelo do processo e o controlador resultante, sendo o projeto do controlador fortemente dependente da função de transferência desejada em malha fechada. Além da simplicidade, este método apresenta a vantagem de estabelecer relação direta entre o modelo do processo e do controlador resultante (Seborg et al., 2004).

Tendo em vista a mudança na dinâmica do sistema frente a diferentes condições de carregamento que ocorrem em situações práticas, foram buscadas sintonias mais abrangentes para o controlador, já que a robustez é sempre desejável em sistemas de controle.

Para isso, foi adotada uma estratégia para sintonia que leva em consideração os modelos de baixo e elevado carregamento, sendo realizadas duas sintonias, uma para o modelo de baixo carregamento térmico e outra para a condição de elevado carregamento. De posse destas duas sintonias, verificou-se por meio de simulação computacional qual foi a melhor para os dois casos de carregamento (sintonias cruzadas), ou seja, cada modelo foi avaliado com as duas sintonias e aquela sintonia que apresentou melhor resposta para os dois modelos foi selecionada.

Para a sintonia do controlador, os requisitos de rejeição a perturbação e ausência de erros em estado estacionário foram considerados como mais relevantes, baseando-se na finalidade do equipamento de refrigeração e suas características dinâmicas. Para sistemas de refrigeração torna-se mais importante a solução do problema de regulação (manutenção do estado estacionário sem erros) que problemas de servomecanismos (seguir referências), pois, na prática observa-se que é comum manter uma referência constante por muitos dias (até mesmo anos).

Foram obtidas duas sintonias (doravante denominadas A e B) para o controlador PI. Na primeira sintonia (A) a constante de tempo e o tempo morto da função de transferência desejada em malha fechada ($G_{mf}(s)$) foram escolhidos iguais aos valores dos correspondentes parâmetros da função de transferência da malha aberta ($G(s)$), tanto para sintonia do PI, com elevado carregamento térmico quanto para baixo carregamento térmico. Isso faz com que a resposta em malha fechada tenha uma resposta dinâmica semelhante àquela da malha aberta, seguindo a referência sem erros em estado estacionário. Para a segunda sintonia (B), a

constante de tempo desejada para o sistema em malha fechada selecionada foi igual à metade da constante de tempo do modelo da planta. A seguir são descritos detalhadamente os procedimentos de sintonia do controlador.

4.4.2 Sintonia A

A função de transferência do sistema em malha fechada conforme Figura 4.5 é mostrada na equação 4.3.

$$G_{mf}(s) = \frac{G_c(s)G(s)}{1 + G_c(s)G(s)} \quad (4.3)$$

O resultado da reorganização da equação 4.3 é mostrado na equação 4.4.

$$G_c(s) = \frac{1}{G(s)} \cdot \left[\frac{G_{mf}(s)}{1 - G_{mf}(s)} \right] \quad (4.4)$$

A função de transferência desejada em malha fechada ($G_{mf}(s)$) para condição de elevado carregamento térmico é apresentada na equação 4.5. Pode-se confirmar que a constante de tempo desejada em malha fechada (τ_c) é igual à constante de tempo do modelo em malha aberta (τ), conforme explicado na seção anterior.

$$G_{mf}(s) = \frac{e^{-400s}}{1180s + 1} \quad (4.5)$$

O resultado da substituição da equação 4.5 na equação 4.4 é mostrado na equação 4.6:

$$G_c(s) = \frac{1}{G(s)} \cdot \frac{\frac{e^{-400s}}{1180s + 1}}{\left(1 - \frac{e^{-400s}}{1180s + 1}\right)} \quad (4.6)$$

Resolvendo a equação 4.6 tem-se:

$$G_c(s) = \frac{1}{G(s)} \cdot \frac{e^{-400s}}{1180s + 1 - e^{-400s}} \quad (4.7)$$

A equação 4.8 mostra a aproximação realizada para o termo exponencial presente na equação 4.7 empregando-se a expansão da série de Taylor trucada na primeira ordem.

$$e^{-400s} = 1 - 400s \quad (4.8)$$

A equação 4.9 apresenta o resultado da substituição da equação 3.12 ($G(s)$) e 4.8 na equação 4.7.

$$G_c(s) = \left(\frac{1180s + 1}{-0.555e^{-400s}} \right) \left(\frac{e^{-400s}}{1180s + 1 - 1 + 400s} \right) \quad (4.9)$$

A reorganização da equação 4.9 fornece:

$$G_c(s) = \left(\frac{1}{-0.555(1180 + 400)s} \cdot (1180s + 1) \right) * \left(\frac{1180s}{1180s} \right) \quad (4.10)$$

A equação 4.11 mostra a solução da equação 4.10:

$$G_c(s) = \left(\frac{1180}{-0.555(1180 + 400)} \right) \left(1 + \frac{1}{1180s} \right) \quad (4.11)$$

É interessante observar que a função transferência obtida na equação 4.11 possui estrutura de um controlador Proporcional e Integral (PI) com os valores de sua sintonia, conforme função de transferência desejada para a malha fechada ($G_{mf}(s)$). Dessa forma a sintonia para o modelo considerado resulta nos seguintes parâmetros:

- Kc (Constante Proporcional do PI) = - 1.343;
- Ti (Tempo Integral) = 1180 segundos.

Para a sintonia do controlador PI considerando a condição de baixo carregamento térmico, a função de transferência em malha aberta utilizada é mostrada na equação 3.11, e a função de transferência desejada em malha fechada desejada (novamente foi feito $\tau = \tau_c$) é mostrada na equação 4.12:

$$G_{mf}(s) = \frac{e^{-200s}}{3110s + 1} \quad (4.12)$$

De forma análoga ao desenvolvimento realizado para a sintonia do PI para condição de elevado carregamento térmico, obteve-se a função de transferência do controlador PI para a condição de baixo carregamento térmico, que é mostrada na equação 4.13.

$$G_c(s) = \frac{3110}{-0.9096(3110 + 200)} \left(1 + \frac{1}{3110s} \right) \quad (4.13)$$

A partir da função de transferência do controlador apresentada na equação 4.13, foram calculados os parâmetros de sintonia do PI para a condição de baixo carregamento térmico, que são apresentados abaixo.

- Kc (Constante Proporcional do PI) = - 1.036717;
- Ti (Tempo Integral) = 3110.

A Figura 4.6 apresenta os resultados das simulações dos modelos com as sintonias obtidas para o controlador PI, sendo a sintonia para elevado carregamento denominada sintonia 2 e sintonia baixo carregamento denominada sintonia 1.

Observa-se na Figura 4.6 que a sintonia que possui menor tempo integral (Kc=1.34 e Ti=1180) mostrou-se melhor para atender os dois modelos simultaneamente, apresentando respostas mais rápidas e erro nulo em estado estacionário.

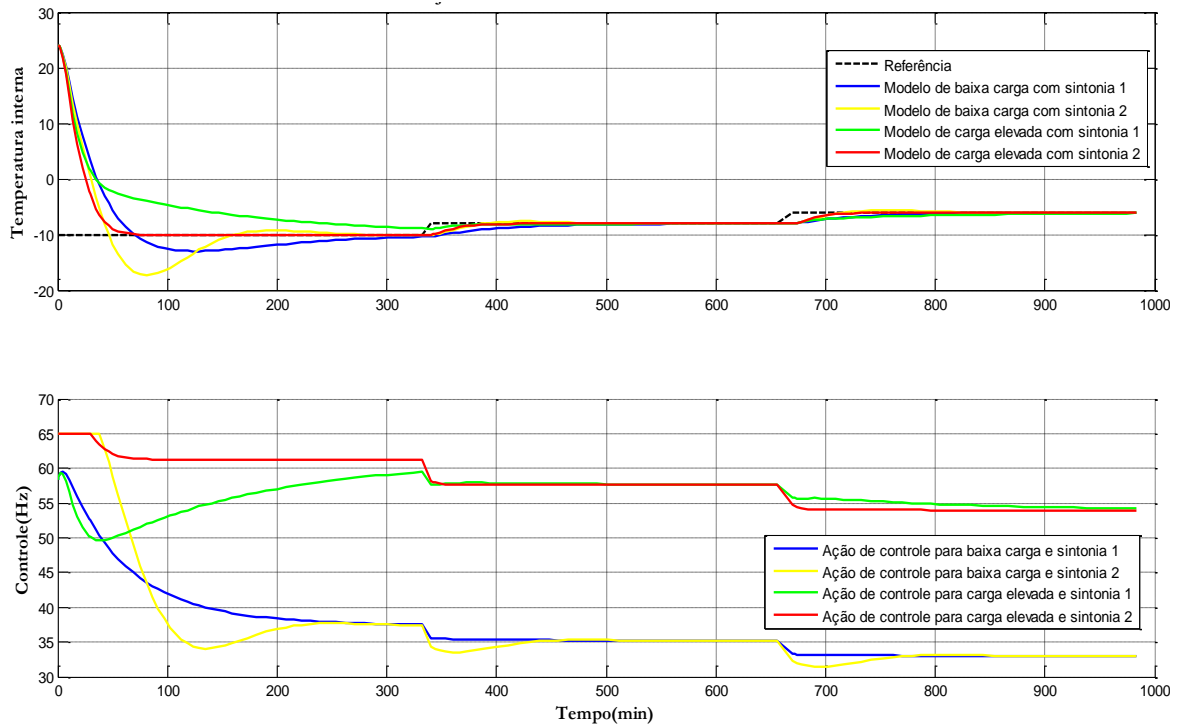


Figura 4.6 - Simulação do controlador PI com sintonias obtidas (A).

A Tabela 4.2 apresenta as sintonias obtidas para os modelos de elevado e baixo carregamento térmico e qual sintonia foi selecionada para o ensaio prático.

Tabela 4.2 - Sintonias do controlador PI (A).

Sintonias	Kc (Constante proporcional)	Ti (Tempo integral)	τ (Adotado para malha fechada)
Sintonia 1 (baixo carregamento)	-1.03	3110	3110
Sintonia 2 (elevado carregamento)	-1.34	1180	1180
Sintonia Selecionada (A)	-1.34	1180	1180

4.4.3 Sintonia B

Para obtenção da segunda sintonia (B), a constante de tempo desejada em malha fechada ($G_{mf}(s)$) adotada foi igual a metade da constante de tempo do modelo da planta ($\tau_c = \tau/2$) e o atraso de tempo foi igual ao valor do atraso tempo da função de transferência em malha

aberta (θ). A nova função de transferência desejada em malha fechada ($G_{mf}(s)$) para condição de elevado carregamento térmico é apresentado na equação 4.14.

$$G_{mf}(s) = \frac{e^{-400s}}{590s + 1} \quad (4.14)$$

Realizando um procedimento análogo ao descrito para o modelo de elevado carregamento térmico da sintonia A (conforme apresenta as equações de 4.3 à 4.11), o Método da Síntese Direta fornece a função de transferência para o controlador apresentada na equação 4.15.

$$G_c(s) = \left(\frac{1180}{-0.555(590 + 400)} \right) \left(1 + \frac{1}{1180s} \right) \quad (4.15)$$

Da equação 4.15 são calculados os parâmetros de sintonia do PI para a condição de elevado carregamento. Para deixar o controlador mais agressivo, o T_i integral desta sintonia dividida por 2, isso faz com que o controlador tenha uma tendência ser mais rápido que a primeira sintonia. Os valores dos parâmetros desta sintonia são apresentados abaixo.

- K_c (Constante Proporcional do PI) = - 2.14;
- T_i adotado (Tempo Integral) = 590.

Para a condição de baixo carregamento térmico, a nova função de transferência deseje em malha fechada ($G_{mf}(s)$) é apresentada na equação 4.16.

$$G_{mf}(s) = \frac{e^{-200s}}{1555s + 1} \quad (4.16)$$

De forma análoga ao desenvolvimento apresentado para a primeira sintonia, a aplicação do Método da Síntese Direta fornece a função de transferência para o controlador PI apresentada na equação 4.17.

$$G_c(s) = \frac{3110}{-0.9096(1555 + 200)} \left(1 + \frac{1}{3110s} \right) \quad (4.17)$$

Com o mesmo propósito da sintonia anterior, o T_i obtido foi dividido por 2. A sintonia do controlador PI é apresentada abaixo.

- K_c (Constante Proporcional do PI) = - 1.94;
- T_i adotado (Tempo Integral) = 1555.

A Figura 4.7 apresenta os resultados das simulações cruzadas dos modelos da planta (elevado e baixo carregamento) com controlador PI empregando-se as sintonias obtidas. Observa-se na Figura 4.7 que, a sintonia obtida com o modelo de elevado carregamento (sintonia 2) mostrou-se melhor que a sintonia obtida com modelo de baixo carregamento (sintonia 1) considerando os dois modelos. Com a sintonia de menor T_i , o sistema controlado apresentou respostas mais rápidas nos dois casos (elevado e baixo carregamento) e os erros foram nulos em estado estacionário, entretanto pode ser constatado que a sintonia para elevado carregamento térmico (sintonia 2) apresentou um elevado valor de ultrapassagem percentual com o modelo de baixa carga.

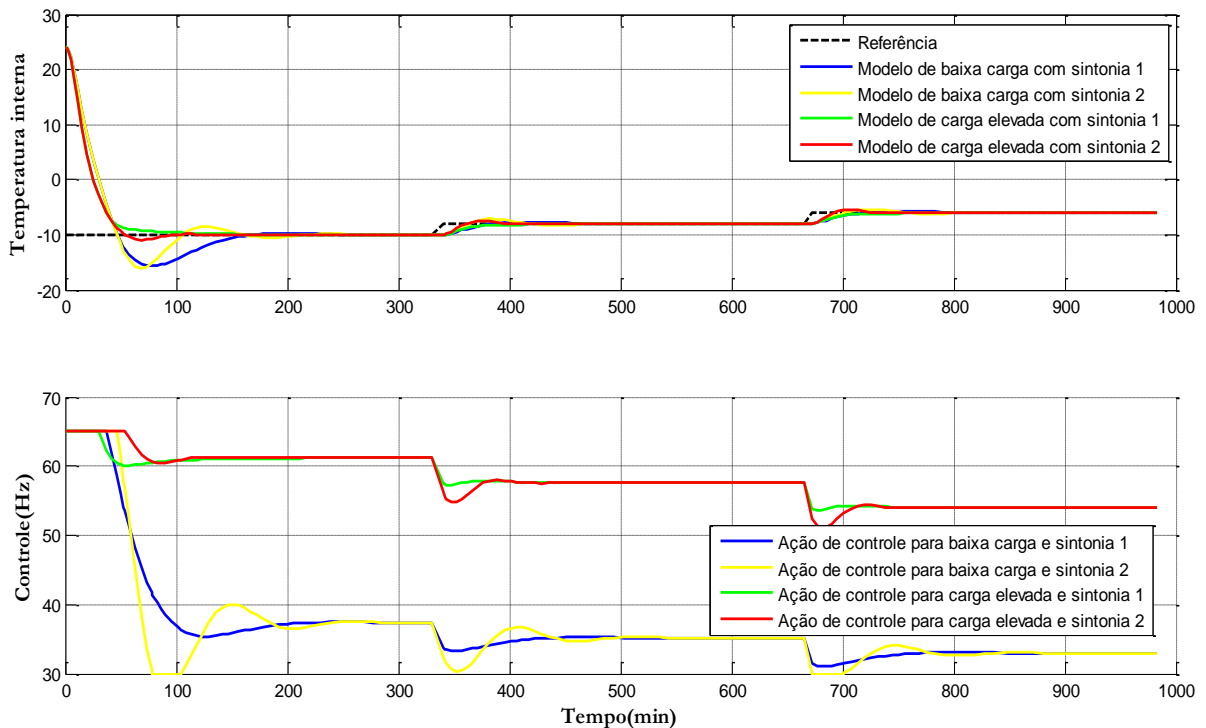


Figura 4.7- Simulação do controlador PI com sintonias obtidas (B).

A Tabela 4.3 apresenta os resultados das sintonias obtidas e a sintonia selecionada (B) para avaliação nos ensaios práticos.

Tabela 4.3 - Sintonias do controlador PI (B).

Sintonias	Kc (Constante proporcional)	Ti (Tempo integral)	$\tau/2$ (Adotado para malha fechada)
Sintonia 1 (baixo carregamento)	-1.94	1555	1555
Sintonia 2 (elevado carregamento)	-2.14	590	590
Sintonia Seleccionada (B)	-2.14	590	590

4.5 Implementação do Controlador Digital

Na prática o controlador implementado é discreto, pois o processamento das informações é realizado por sistemas digitais. Sendo assim, para discretização do controlador PI apresentado na equação 4.2 e obtenção de sua equação de diferenças foi empregada a transformação bilinear conforme apresenta a equação 4.18, onde T é o período de amostragem do controlador (Jota e Pena, 1994).

$$s = \frac{2(1 - z^{-1})}{T(1 + z^{-1})} \quad (4.18)$$

Conforme foi constatado na modelagem do sistema de refrigeração apresentada no Capítulo 3, a mudança de carga térmica altera o modelo da planta. Sendo assim, para o cálculo do período de amostragem do controlador foi considerado o modelo de elevado carregamento térmico apresentado na equação 3.9, pois, ele representa a menor constante de tempo τ_1 diante de variações de carregamento térmico. Na prática, é comum a escolha do período de amostragem do controlador um valor na faixa de 1/15 a 1/5 da constante de tempo do sistema (τ). Como o modelo apresentado na equação 3.6 possui duas constantes de tempo (333s e 983s), o ideal seria selecionar uma taxa amostragem para o controlador que atendesse a faixa de valores práticos para as duas constantes de tempo do modelo e assim tanto a dinâmica lenta quanto a rápida seriam consideradas. Desta forma, o período de amostragem selecionado para controlador foi igual a 1 minuto, que atende a faixa de valores

práticos para a menor constante de tempo ($1/5.5$ de τ) e está muito próxima ($1/16.3$ de τ) do limite inferior ($1/15$ de τ) da maior constante de tempo.

A Tabela 4.4 apresenta os passos do algoritmo do controlador implementado, onde $E(kT)$ representa o erro, $R(kT)$ a referência, $M(kT)$ o sinal de controle, $C(kT)$ a realimentação, I o termo integral, β e k' são constantes, *Máximo* o limite superior de saturação do sinal de controle, *Mínimo* o limite inferior de saturação do sinal de controle. No controlador empregado, os efeitos da amostragem são considerados com a aplicação de um extrapolador de ordem zero (ZOH), já incluído no algoritmo (Jota e Pena, 1994).

Tabela 4.4 - Algoritmo do controlador PI digital.

Adaptado de (Jota e Pena, 1994).

CONTROLADOR IMPLEMENTADO	
PASSOS	CONTROLADOR
1	<i>Se modo manual vá para (6)</i>
2	<i>Medição e condicionamento de temperatura – $C(kT)$</i>
3	<i>Aquisição do valor de referência $R(kT)$</i>
4	$E(kT) = R(kT) - C(kT)$ <i>Se (Desligado & Automático & $E(KT) < -(\delta)$ & $Tempo_Motor_Desligado \geq 5$ minutos) = Liga</i>
5	$M(kT) = K'.E(kT) + I^*$
6	<i>Se $M(kT) > Valor\ Máximo = Tomar\ Valor\ Máximo$</i>
7	<i>Se $M(kT) < Valor\ Mínimo = Tomar\ Valor\ Mínimo$ Se ($M(KT) = Mínimo$ & Automático & $E(KT) > \delta$) = Desliga</i>
8	$I = \beta I + (1 - \beta)M(kT)$
9	<i>Enviar sinal de controle para planta</i>
10	<i>Memorize I para o próximo ciclo de amostragem</i>

* A variável I é iniciada com um valor nulo ($I=0$).

A constante δ é o valor de erro máximo entre a referência e a temperatura interna aceitável para oscilações geradas por ciclos liga-desliga. É interessante comentar que, quanto menor for esta constante, mais ciclos liga-desliga serão gerados na operação no Modo Híbrido Eficiente do controlador elaborado, devido à redução dos limites do erro.

As constantes β e K' dependem dos parâmetros de sintonia do controlador e do período de amostragem (T), sendo o cálculo das constantes β e K' realizados conforme equações 4.19 e 4.20.

$$\beta = \frac{2T_i - T}{2T_i + T} \quad (4.19)$$

$$K' = kc \cdot \left(1 + \frac{T}{2T_i} \right) \quad (4.20)$$

4.6 Comentários Finais

Neste capítulo foram descritas as estratégias elaboradas para o controle do sistema de refrigeração. Essas estratégias são importantes para o controle mais estável da temperatura interna e para operação eficiente do sistema de refrigeração. A aplicação do *Método da Síntese Direta* (DS) possibilitou avaliar a sintonia do controlador para cada condição de carregamento térmico considerado. As realizações de simulações computacionais possibilitaram selecionar duas sintonias (A e B) para avaliação prática do sistema de controle elaborado, conforme apresenta a Tabela 4.5. A seguir, no Capítulo 5, são apresentados os resultados experimentais empregando o controlador convencional (liga-desliga) e o Controlador Híbrido elaborado com as sintonias A e B obtidas neste capítulo.

Tabela 4.5 - Resumo das sintonias do PI.

Sintonias	Kc (Constante proporcional)	Ti (Tempo integral)
Sintonia A	-1.34	1180
Sintonia B	-1.07	590

CAPÍTULO 5

5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1 Considerações Iniciais

Para avaliar o controlador elaborado e o controlador liga-desliga convencional, foram realizados experimentos na plataforma desenvolvida. Estes experimentos foram realizados basicamente em três etapas:

- Ensaios com controle convencional;
- Ensaios com Controle Híbrido para Sintonia A;
- Ensaios com Controle Híbrido para Sintonia B.

Nos experimentos realizados, buscou-se manter a condição de carregamento térmico constante para todos os ensaios e iniciar cada experimento com a temperatura interna próxima à temperatura ambiente (com algumas exceções que estão devidamente indicadas no texto). É importante salientar que, nem sempre, a temperatura interna da câmara é igual à temperatura externa no início dos ensaios. A seguir, são apresentados os resultados experimentais obtidos com o controlador convencional e com o controlador elaborado. Os resultados são apresentados basicamente na mesma ordem em que foram realizados os ensaios.

5.2 O Controlador Liga-Desliga Convencional

O controle de temperatura convencional é realizado por um termostato que opera o motor-compressor da câmara em ciclos liga-desliga para manter a temperatura interna controlada conforme referência de temperatura (SP). Na câmara utilizada nos ensaios o ajuste desta referência é realizado alterando-se a posição do termostato sobre uma faixa contínua cujos limites são devidamente indicados como pontos de *máximo e mínimo frio*, entretanto não existe nenhuma indicação de valores de temperatura na referida faixa.

Para análise do funcionamento do controlador convencional foram selecionadas três posições distintas do ajuste do termostato: a posição de *máximo*, a posição de *mínimo* e uma posição *intermediária* às duas primeiras, que corresponde, aproximadamente, ao centro da faixa citada. Na operação “normal” do controlador convencional são comuns oscilações na

temperatura interna devido aos ciclos liga-desliga do controle, sendo assim, convencionou-se que o perfil de referência (SP) do controle seria o valor médio da faixa da oscilação da temperatura interna da câmara após a estabilização do sistema controlado. Entretanto, o primeiro ponto de operação (termostato na posição de *máximo frio*) do controlador apresentou um comportamento irregular e o sistema não se estabilizou nos ciclos liga-desliga. Este comportamento foi atribuído à combinação de três fatores básicos na operação do sistema de refrigeração: o carregamento térmico, a temperatura externa e a referência (SP). Diante dessa situação foi considerado como perfil de referência a ser seguido o valor em que a temperatura interna se estabilizou inicialmente, que foi -31°C . Já para os demais casos, o controlador convencional operou sem irregularidades, sendo obtida a referência $-26,5^{\circ}\text{C}$ para a posição do termostato no centro da faixa de ajuste, e -21°C para a posição do termostato na posição de *mínimo frio*. É interessante notar que as referências a serem avaliadas pelo Controlador Híbrido elaborado foram impostas pelo controle convencional e não o contrário. A seguir são apresentados os resultados dos experimentos com os controladores conforme apresenta a Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Organização dos resultados experimentais.

Controlador	Ensaio				
	<i>Máximo Frio</i> (-31°C)		<i>Mínimo Frio</i> (-21°C)	<i>Centro da faixa</i> ($-26,5^{\circ}\text{C}$)	
Convencional					
Híbrido (Sintonia A)	$SP=-31^{\circ}\text{C}$	<i>Rejeição à perturbação</i>	$SP=-21^{\circ}\text{C}$	$SP=-26,5^{\circ}\text{C}$	SP variável
Híbrido (Sintonia B)	$SP=-31^{\circ}\text{C}$	<i>Rejeição à perturbação</i>	$SP=-21^{\circ}\text{C}$	$SP=-26,5^{\circ}\text{C}$	SP variável

5.2.1 Operação com referência em -31°C (Máximo frio)

A Figura 5.1 apresenta os resultados das medições realizadas na câmara de refrigeração que foram iniciadas no dia 03/05/2011 para o termostato na posição de *máximo frio*. Observe na Figura 5.1 que o equipamento de refrigeração não operou nos ciclos liga-desliga característicos do controle convencional, sendo uma situação que o fabricante da câmara coloca como possível de acontecer (Electrolux, 2000). Este comportamento irregular

evidencia a influência da temperatura externa e da condição de carregamento da câmara no controle convencional.

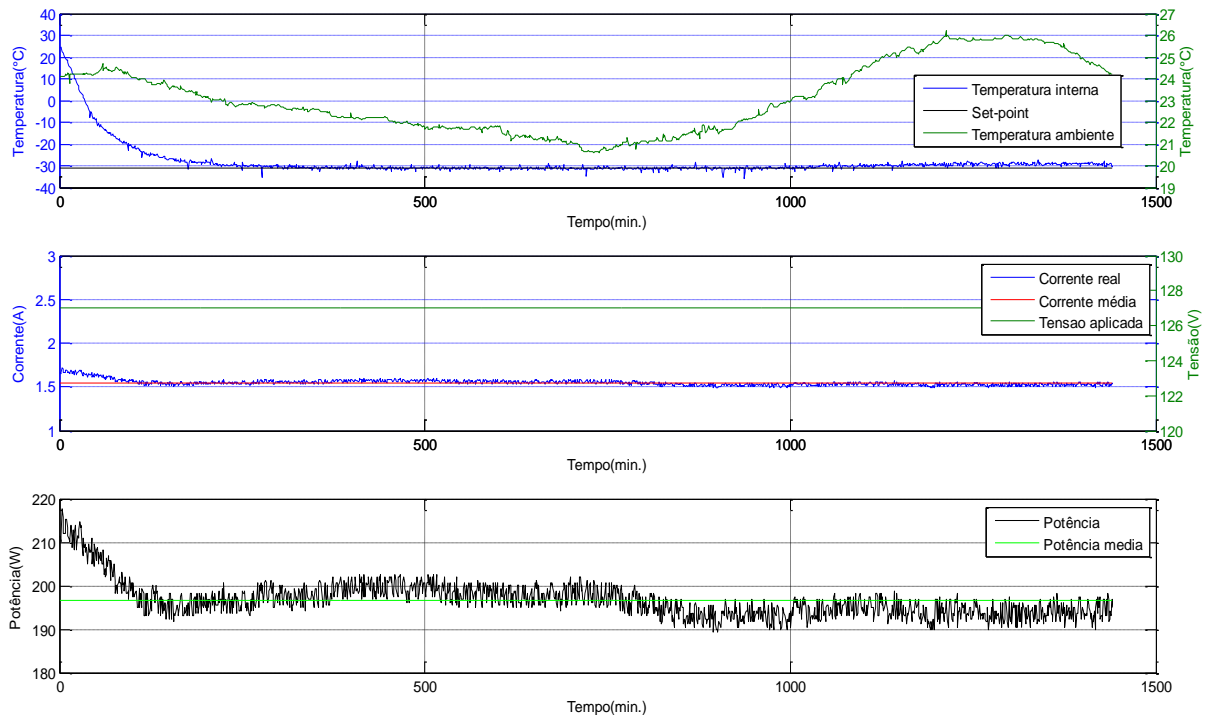


Figura 5.1 - Controle liga-desliga convencional com termostato na posição máximo frio.

Como pode ser verificado no gráfico de temperaturas (gráfico superior) na Figura 5.1, quando a temperatura externa aumenta (tempo acima de 1100 minutos) a temperatura interna também aumenta, confirmando a pressuposição de influência da temperatura externa no sistema de refrigeração. Como este sistema estava sendo controlado com referência em -31°C (que é o valor de temperatura interna que a câmara se estabilizou no início), o controle liga-desliga não consegue corrigir o erro proporcionado pela temperatura externa (perturbação).

Conforme mostra o gráfico de tensão e corrente (gráfico intermediário) na Figura 5.1, a câmara permanece ligada todo o tempo do experimento, isso faz com que o equipamento de refrigeração solicite potência elevada da rede e tenha um consumo médio elevado. Mesmo se o controlador operasse nos ciclos liga-desliga, o tempo que a câmara ficaria ligada seria significativamente maior que o tempo que a câmara ficaria desligada, que, também conduziria a um elevado consumo de energia, entretanto, menor que o apresentado. As medições apresentadas no gráfico de potências (gráfico inferior) na Figura 5.1 indicam que a potência consumida inicialmente foi 215 W, porém em seguida o consumo se reduz um pouco. Esta redução no consumo pode ser explicada pela presença do relé PTC (Positive Temperature Coefficient), que é utilizado na partida do motor monofásico, conforme explicado no Capítulo

2. Esse relé PTC aumenta sua resistência com aumento da temperatura e leva à redução da corrente do motor. Verifica-se no gráfico de potências na Figura 5.1, que o consumo médio durante todo o intervalo do ensaio foi de 198 W.

5.2.2 Operação com referência em -21°C (Mínimo frio)

A Figura 5.2 apresenta o resultado do ensaio que foi iniciado no dia 05/05/2011 com controle liga-desliga convencional para o termostato na posição de *mínimo frio*. Observa-se no gráfico de temperaturas na Figura 5.2, que o sistema operou nos ciclos liga-desliga característicos do controlador convencional, e, são verificadas oscilações na temperatura interna de aproximadamente 2°C em torno de -21°C (considerada referência). Analisando este mesmo gráfico, verifica-se que o primeiro desligamento foi inapropriado, pois, a temperatura interna ainda não havia ultrapassado a referência, como ocorre no padrão dos desligamentos seguintes. No gráfico de tensão e correntes (gráfico intermediário) da Figura 5.2, pode ser constatado o elevado número de desligamentos e religamentos do motor da câmara que, causam as oscilações na temperatura interna.

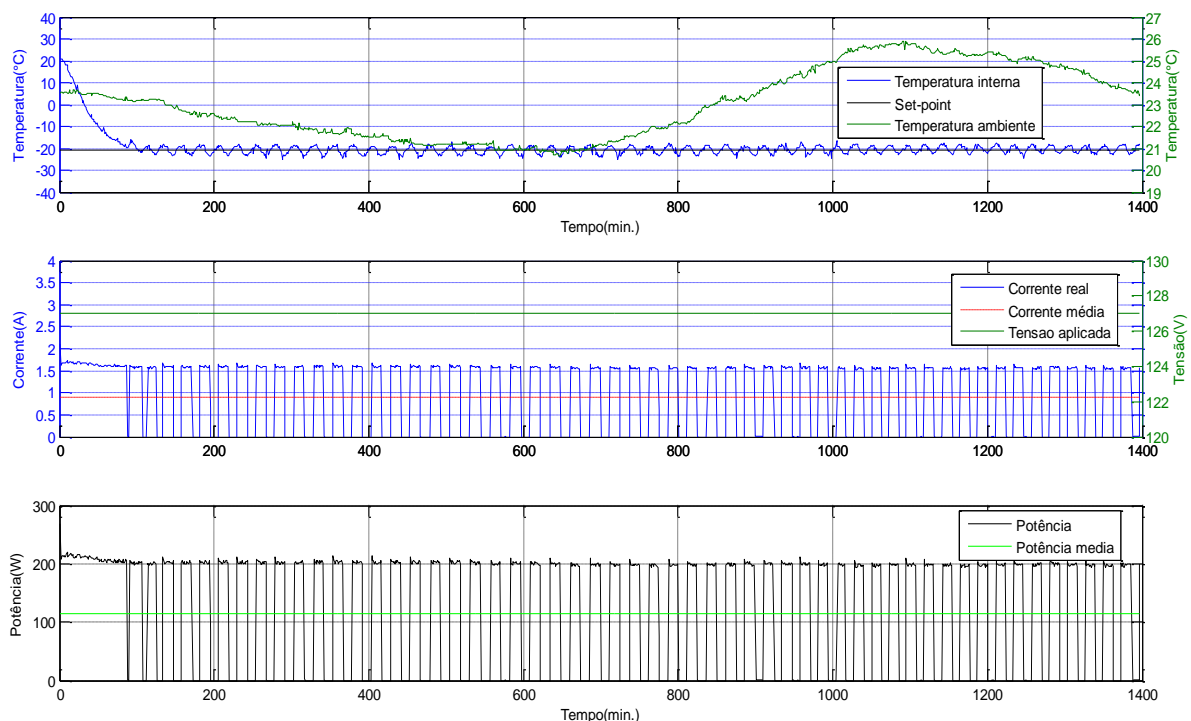


Figura 5.2 - Controle liga-desliga convencional com termostato na posição mínimo frio.

Conforme gráfico de potências na Figura 5.2, o consumo de energia foi reduzido significativamente em relação ao primeiro ensaio (posição do termostato em *máximo frio*), devido, principalmente, aos desligamentos do compressor e ao baixo tempo de ciclo (intervalo ligado), indicando uma potência média consumida de 116 W.

No primeiro ensaio foi relativamente fácil perceber a influência da temperatura externa sobre o sistema controlado porque não havia oscilações na temperatura interna. Neste segundo experimento, para demonstrar a influência da temperatura externa, foi calculada a média móvel da temperatura interna com uma janela de 150 dados (que é um valor razoável para reduzir as oscilações na temperatura interna a uma faixa perceptível visualmente). O resultado desta média móvel, para a faixa em que houve maior variação da temperatura externa, é mostrado na Figura 5.3. Observa-se que o aumento da temperatura externa faz com que a média móvel da temperatura interna também tenha uma tendência a aumentar, entretanto a variação não é muito grande, já que a variação da temperatura externa não foi muito significativa.

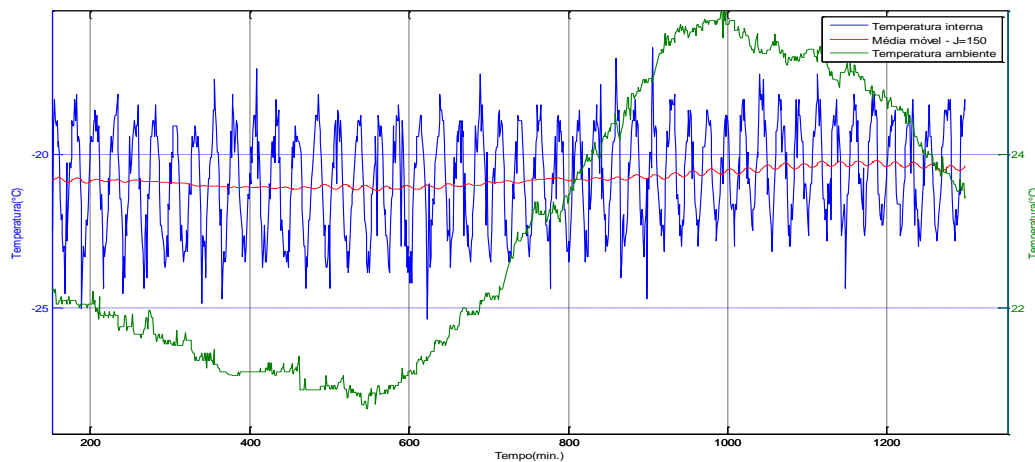


Figura 5.3 - Influência da temperatura externa no controle liga-desliga com termostato em mínimo frio.

5.2.3 Operação com referência em $-26,5^{\circ}\text{C}$ (Valor intermediário)

O último ponto de operação considerado para análise do controlador convencional foi com posição do termostato no *centro da faixa*, entre os pontos de *máximo e mínimo frio*. A Figura 5.4 apresenta os resultados do experimento que foi iniciado no dia 23/06/2011.

Observa-se que as oscilações da temperatura interna ocorreram em torno do valor $-26,5^{\circ}\text{C}$, com amplitudes de aproximadamente 2°C . Neste ensaio foi empregada uma duração maior (aproximadamente sete dias de medições) para análise de possíveis influências de outros

fatores cujas características são de longo prazo e avaliação da existência de conclusões incoerentes obtidas com testes de curta duração. Analisando o gráfico das potências (gráfico inferior) na Figura 5.4 verifica-se que a potência média consumida foi de 152 W, que é um valor razoável se comparado os valores obtidos nos ensaios com referências superior (198 W) e inferior (115 W). O aumento da potência média consumida indica que houve aumento do tempo de ciclo do compressor, mantendo-se ligado um intervalo maior se comparado ao segundo experimento (referência em -21°C).

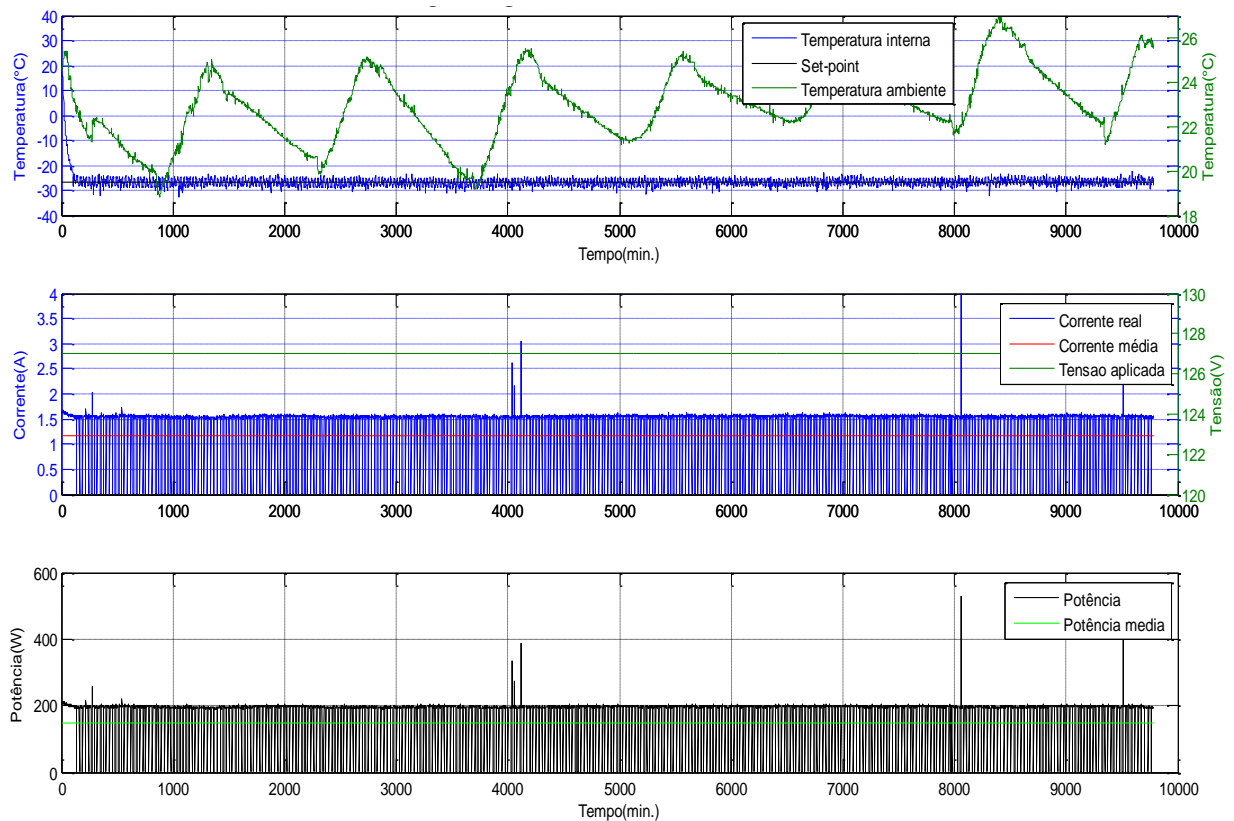


Figura 5.4 - Controle liga-desliga convencional com termostato na posição intermediária (centro da faixa).

Conforme os gráficos de temperaturas apresentados para os três ensaios realizados com o controle convencional, observa-se que as oscilações da temperatura externa (causadas por variações de temperatura do dia para a noite) tiveram amplitudes de aproximadamente $2,5^{\circ}\text{C}$ e média próxima de $23,5^{\circ}\text{C}$. Sendo assim, as variações de temperatura externa não foram significativamente diferentes nos ensaios apresentados, desta forma, a temperatura externa não foi uma variável de grande relevância para comparações entre os pontos de operação apresentados.

5.3 Operação do Sistema em Malha Aberta

Para avaliação do comportamento dinâmico do sistema, foram obtidas curvas de respostas do sistema em malha aberta para diferentes frequências de operação. O valor inicial da temperatura interna para cada ensaio foi aproximadamente igual à temperatura externa.

A Figura 5.5 apresenta os resultados dos ensaios em malha aberta. Como pode ser observado, quanto maior a amplitude da frequência aplicada (maior velocidade do compressor) menor será a temperatura interna obtida para a mesma condição de carga e pequena influência da temperatura externa. Verifica-se também que o sistema atinge temperaturas menores mais rapidamente aplicando frequências maiores, ou seja, a velocidade da resposta aumenta com o aumento da frequência de operação.

Como a resposta do sistema de refrigeração é fortemente influenciada pela condição de carregamento da câmara e pela temperatura externa, para os ensaios foi mantida a condição de carregamento e buscou-se realizar os experimentos no mesmo horário do dia, visando redução da influência da temperatura ambiente, entretanto não é eliminada a hipótese na qual, nos resultados não existam influências das variáveis citadas.

Os ensaios em malha aberta levam a concluir que para determinada condição de carregamento, o Controlador Híbrido não conseguirá seguir uma determinada referência de temperatura (SP) devido aos limites de operação da unidade atuação, por exemplo, $SP = -35^{\circ}\text{C}$, que exigiria uma frequência de operação maior que o limite superior, já que para a maior frequência de operação considerada (65 Hz) a menor temperatura atingida foi -33°C , conforme se observa na Figura 5.5.

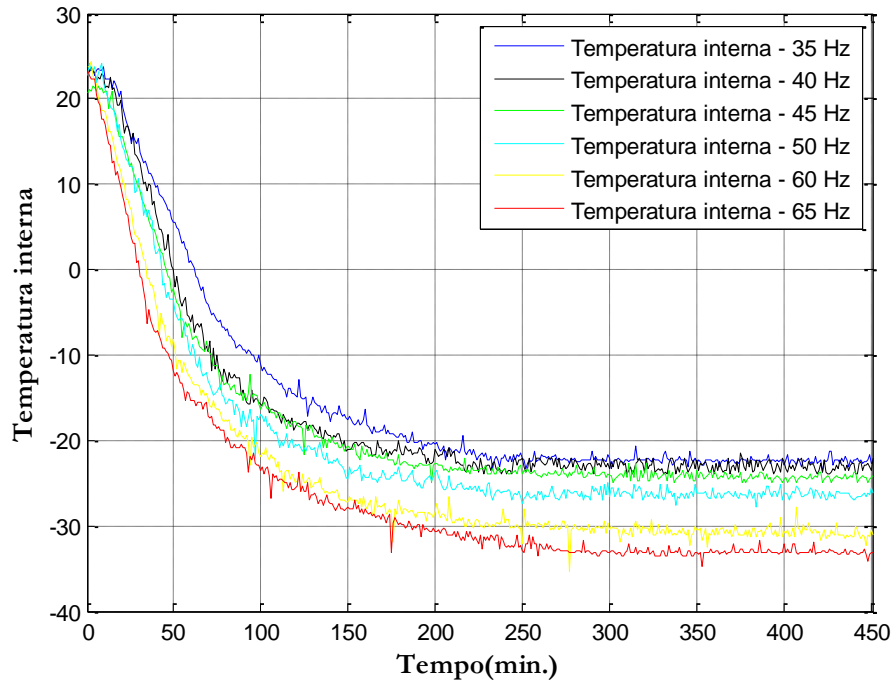


Figura 5.5 - Resposta do sistema para diferentes frequências de alimentação do motor.

5.4 O Controle Híbrido

O Controlador Híbrido e suas estratégias de operação foram descritos detalhadamente no Capítulo 4. Para efeito de comparação entre os controladores (Híbrido x convencional) foram utilizados os mesmos valores de referências obtidos com o controle convencional.

As duas sintonias obtidas no Capítulo 4 (A e B) foram avaliadas com ensaios práticos, cujos resultados são apresentados a seguir.

5.4.1 Resultados experimentais para sintonia A

A primeira sintonia (A) obtida para o controlador forneceu os seguintes parâmetros:

- K_c (Constante Proporcional) = - 1.343;
- T_i (Tempo Integral) = 1180 segundos.

A seguir são apresentados os resultados práticos com esta sintonia.

5.4.1.1 Operação em Modo Contínuo

A Figura 5.6 e a Figura 5.7 apresentam os resultados do experimento com o Controlador Híbrido para referência fixa em -31°C , que foi iniciado no dia 13/06/2011. Observa-se nos

resultados que, para esta referência o sistema operou no Modo Contínuo, já que o compressor não foi desligado em nenhum instante do ensaio. A Figura 5.6 apresenta a temperatura interna e a temperatura externa, nela, pode ser constatado que a variação máxima na temperatura externa foi de aproximadamente 5°C , com média em aproximadamente 20°C . Observa-se que a temperatura externa apresentou uma média de aproximadamente 3°C mais baixa que nos primeiros ensaios, que foi considerada muito pequena para causar efeitos potenciais sobre a comparação dos controladores.

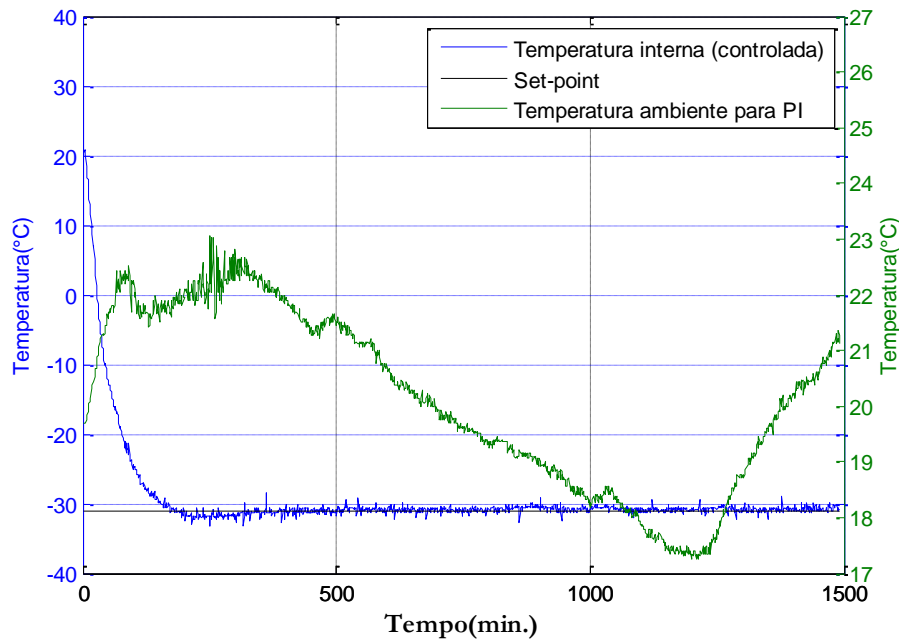


Figura 5.6 - Operação com Controle Híbrido e sintonia A para referência fixa em -31°C .

Verifica-se na Figura 5.6 que uma das características do Controle Híbrido no Modo Contínuo é a redução da influência da temperatura externa na temperatura interna da câmara, indicando uma vantagem em relação ao controle convencional que não consegue seguir a referência diante de mudanças na temperatura externa, conforme demonstrado nos ensaios com o controle convencional. Na Figura 5.6 observa-se que, apesar de um pequeno *overshoot* na resposta do sistema controlado de aproximadamente 4%, não foram observadas oscilações significativas na resposta. O controlador conseguiu seguir bem o perfil da referência de temperatura, sendo assim, o controle da temperatura foi satisfatório.

A Figura 5.7 apresenta as demais variáveis de interesse envolvidas nesse primeiro ensaio com o Controlador Híbrido elaborado. No gráfico de tensão e correntes (gráfico superior) apresentado na Figura 5.7, verifica-se que, apesar de variações significativas na tensão, a corrente varia pouco. A variação da tensão é consequência da variação no sinal de controle

(frequência a ser aplicada no motor) que é mostrado na Figura 5.7. Observando a Figura 5.6 e a Figura 5.7 nota-se que, nos intervalos de tempo em que a temperatura externa é menor (durante a noite), o sistema conseguiu manter a temperatura interna seguindo a referência desejada (SP) aplicando frequências mais baixas que nos intervalos de tempo de temperaturas externas mais altas (durante o dia). A redução da velocidade do compressor faz com que o sistema de refrigeração consuma potência menor, que é uma grande vantagem. No gráfico de potências na Figura 5.7, observa-se que o consumo médio da câmara com o controle Híbrido para este caso (referência fixa em -31°C) foi de aproximadamente 127 W. Observa-se também na Figura 5.7, que o sinal de controle não é agitado devido ao grande tempo integral (T_i) obtido com a primeira sintonia (A). Sinais de controle menos agressivos são bem vistos em sistemas controlados, pois, eles estão relacionados aos esforços impostos aos atuadores e consequentemente aos custos de manutenção.

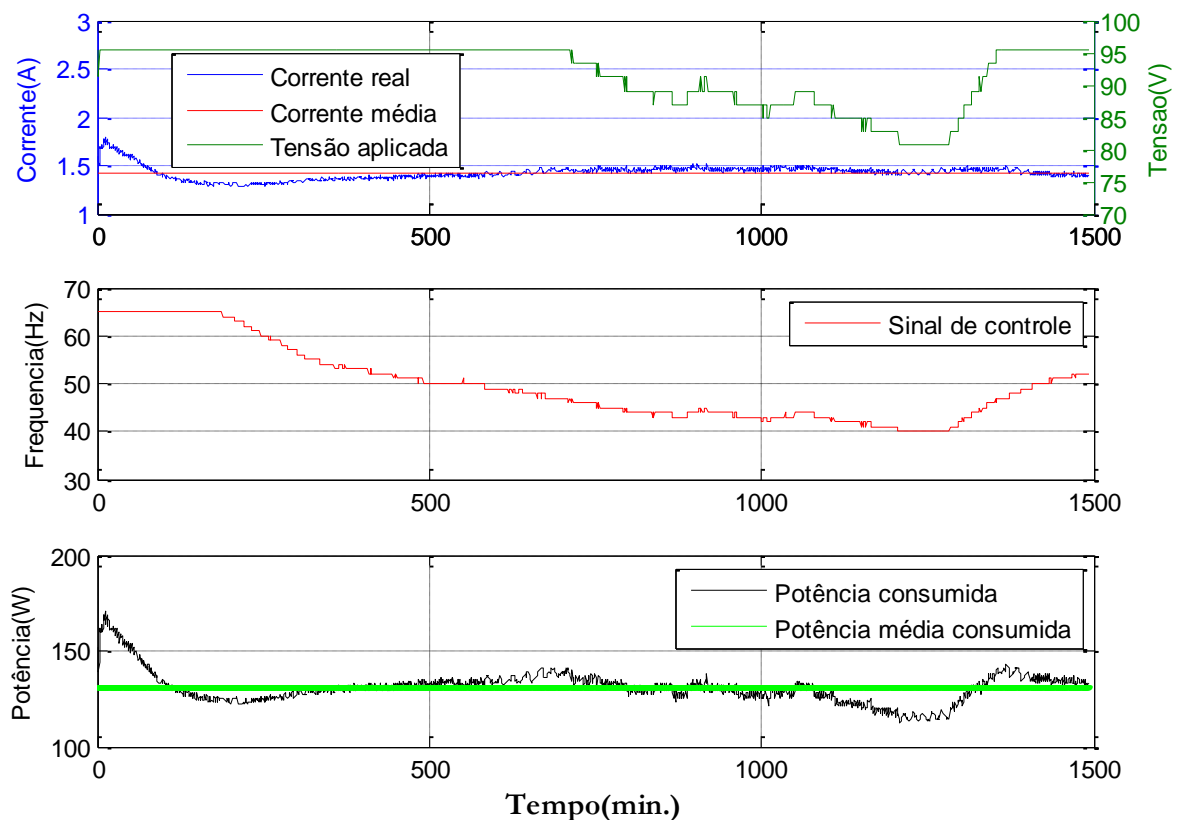


Figura 5.7 - Variáveis do processo com controle PI para sintonia A e referência em -31°C .

Em sistemas de controle é desejável que perturbações no sistema sejam eliminadas rapidamente de forma que a saída seja igual ao sinal de referência. Para avaliar a capacidade de rejeição à perturbação do controlador com a primeira sintonia (A), foi realizado um ensaio

provocando uma perturbação grande no sistema. No ensaio, após estabilizada a temperatura interna em -27°C , foi realizada uma abertura na porta da câmara com um ângulo de 90 graus por um intervalo de 1 minuto, em seguida a porta foi fechada novamente preservando a condição de carga anterior (carga simulada).

A Figura 5.8 e a Figura 5.9 apresentam os resultados deste ensaio, que foi realizado no dia 04/07/2011. Verifica-se na Figura 5.8 que a abertura na porta causou uma alteração brusca na temperatura interna, fazendo com que a temperatura interna aumentasse aproximadamente $12,5^{\circ}\text{C}$, atingindo $-14,5^{\circ}\text{C}$. Observa-se na Figura 5.8 que o controlador gastou aproximadamente 140 minutos para eliminar o erro ocasionado pela perturbação. Analisando o modelo de baixo carregamento térmico (equação 3.7) verifica-se que a constante de tempo dominante do sistema é $\tau_2 = 48,5$ minutos, assim, o tempo necessário para estabilização da temperatura interna é aproximadamente 242 minutos ($5\tau_2$). Desta forma, verifica-se que o valor de tempo apresentado para rejeição à perturbação é um valor satisfatório (relativamente baixo), uma vez que o próprio sistema de refrigeração possui características de respostas dinâmicas lentas. Pode ser observado também, que o erro é praticamente nulo após a estabilização da temperatura (estado estacionário) e a ausência de oscilações na resposta.

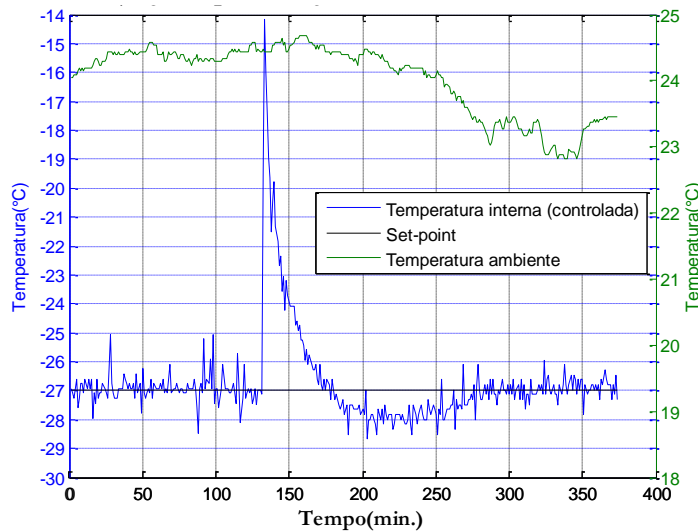


Figura 5.8 - Ensaio de rejeição a perturbação com sintonia A.

A Figura 5.9 apresenta as demais variáveis de interesse para análise do comportamento do sistema controlado. Observa-se no gráfico do sinal de controle (gráfico inferior) da Figura 5.9 a mesma característica observada no primeiro ensaio com a sintonia A, que é a baixa agitação deste sinal, diminuindo esforços da atuação. No gráfico de tensão e correntes (gráfico

superior) da Figura 5.9, verifica-se que a corrente real não sofre alterações significativas, mesmo com as variações na tensão aplicada.

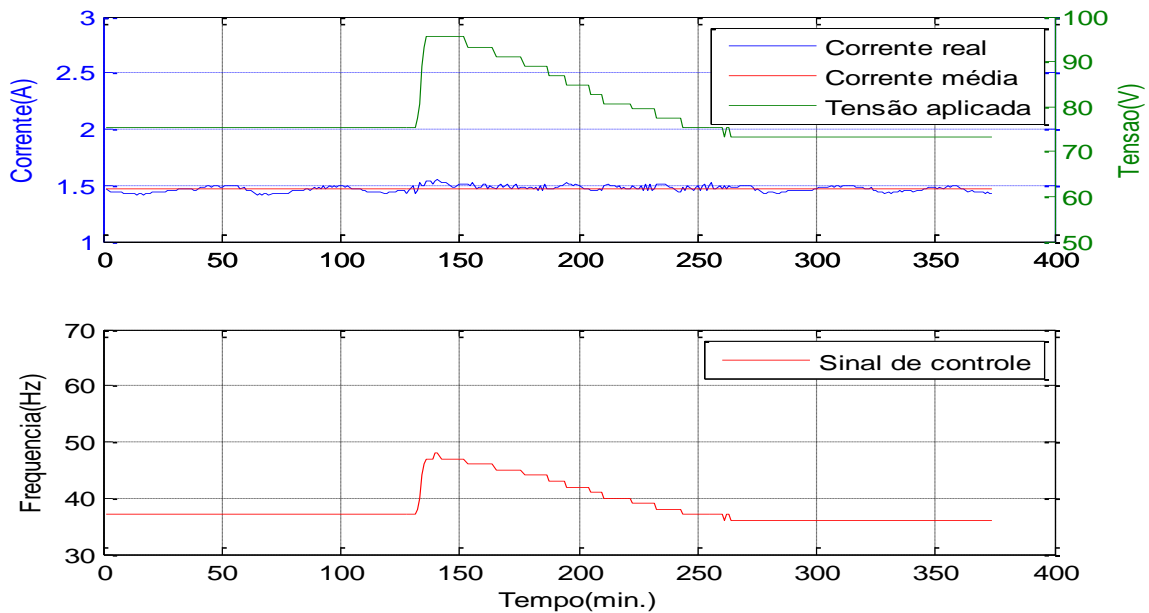


Figura 5.9 - Variáveis do processo com controle PI e sintonia A para ensaio de rejeição à perturbação.

5.4.1.2 Operação em Modo Liga-Desliga Eficiente

O terceiro ensaio realizado com o Controlador Híbrido com a primeira sintonia foi para referência fixa em -21°C , que coincide com a referência para operação com termostato na posição de *mínimo frio*. A Figura 5.10 e a Figura 5.11 apresentam os resultados deste experimento que foi iniciado no dia 15/06/2011. Pode ser confirmado na Figura 5.10 que, para a referência adotada no ensaio, a operação ocorreu no Modo Liga-Desliga Eficiente. No ensaio, o limite inferior para a frequência de operação foi de 40 Hz, que pode ser confirmado no gráfico do sinal de controle apresentado na Figura 5.11.

Para este ensaio, o limite da amplitude de oscilação da temperatura interna em torno da referência foi de 2°C , (assim como no sistema convencional) conforme pode ser verificado na Figura 5.10.

Observa-se, na Figura 5.10, que no Modo de Operação Liga-Desliga Eficiente o controle da temperatura é significativamente pior que no Modo Contínuo, já que o primeiro Modo causa oscilações na temperatura interna. Entretanto, a operação em baixas frequências leva a redução no consumo energético quando comparado ao controle liga-desliga convencional, como será demonstrado nas análises a seguir.

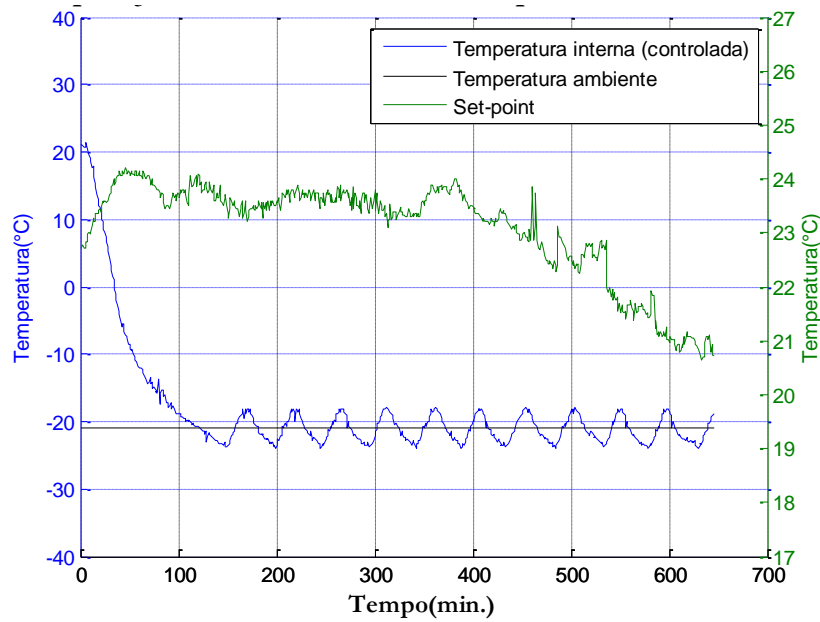


Figura 5.10 - Operação com Controle Híbrido e sintonia A para referência fixa em -21°C .

A Figura 5.11 apresenta as demais variáveis de interesse envolvidas no ensaio para maiores análises do sistema controlado. No gráfico de potências da Figura 5.11 verifica-se que a potência média consumida no Modo Híbrido Eficiente foi aproximadamente 85 W, indicando uma expressiva economia de energia em relação ao sistema convencional.

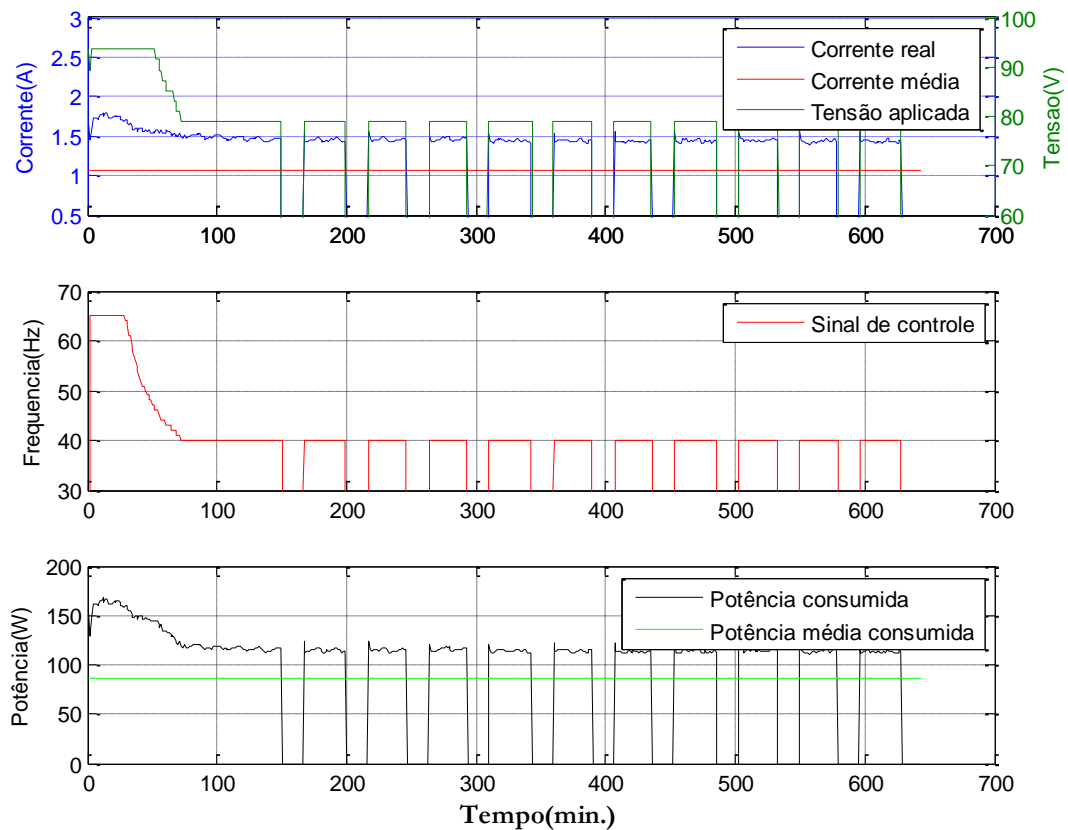


Figura 5.11 - Variáveis do processo com controle PI para sintonia A e referência em -21°C .

5.4.1.3 Operação em Modo Híbrido

No ensaio seguinte foi adotado como referência a temperatura de $-26,5^{\circ}\text{C}$. Para esta referência foi realizado um ensaio de longa duração (aproximadamente sete dias de duração), assim como realizado no ensaio com o controlador liga-desliga convencional. A Figura 5.12 e a Figura 5.13 apresentam os resultados deste ensaio que teve início no dia 16/06/2011.

Pode ser constatado, nos resultados apresentados na Figura 5.13, que para a referência adotada, o controlador elaborado operou no Modo Híbrido. Conforme descrito no Capítulo 4, este modo de operação caracteriza-se por operar ora em Modo Contínuo e ora em Modo Liga-Desliga Eficiente para a mesma referência de temperatura. Como pode ser observado na Figura 5.12, em que a temperatura externa é mais alta (durante o dia), o controlador opera no Modo Contínuo, já para temperaturas externas mais baixas (durante as noites), o sistema é operado no Modo Liga-Desliga Eficiente. Quando operando no Modo Liga-Desliga, a estabilização da temperatura interna é piorada e o desempenho do controle se reduz.

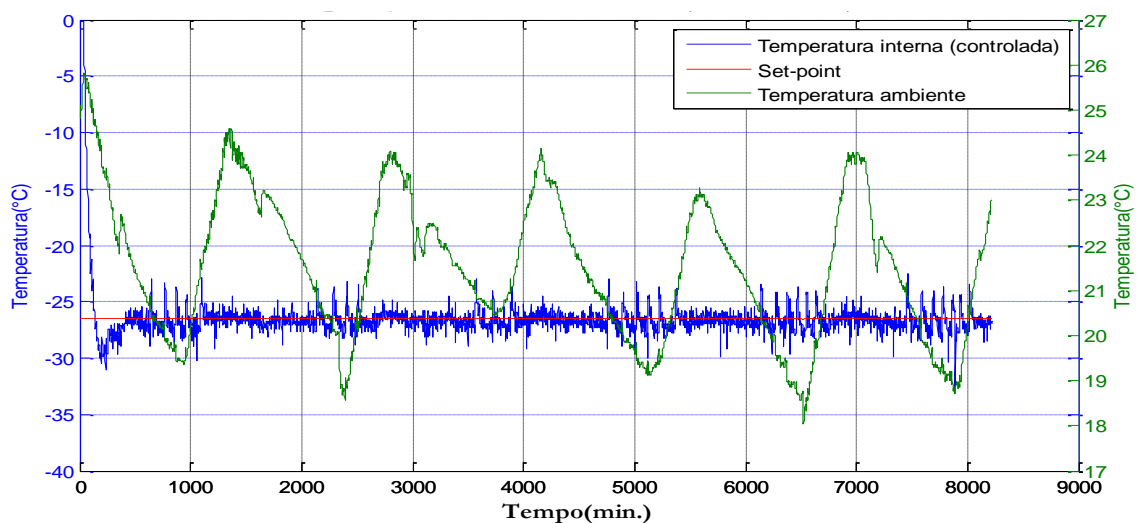


Figura 5.12 - Operação com Controle Híbrido e sintonia A para referência fixa em $-26,5^{\circ}\text{C}$.

A Figura 5.13 apresenta as demais variáveis de interesse para análises do sistema controlado. No gráfico das potências (gráfico inferior) da Figura 5.13, observa-se que, para a referência adotada no ensaio, o consumo médio foi de aproximadamente 110 W. Verifica-se no gráfico de tensão e correntes (gráfico superior) que o número de desligamentos durante as noites não são constantes, sendo dependentes da temperatura externa. Como pode ser observado na Figura 5.12, o intervalo entre 3000 e 4000 minutos corresponde à noite mais

quente dos dias do ensaio e o número de desligamentos foi apenas três. Já para o intervalo entre 6000 e 7000 minutos que corresponde à noite mais fria dos dias do ensaio, o número de desligamentos foi seis (dobrou em relação ao primeiro caso), evidenciando novamente a forte influência da temperatura externa sobre o sistema de refrigeração e no modo de operação do controlador elaborado.

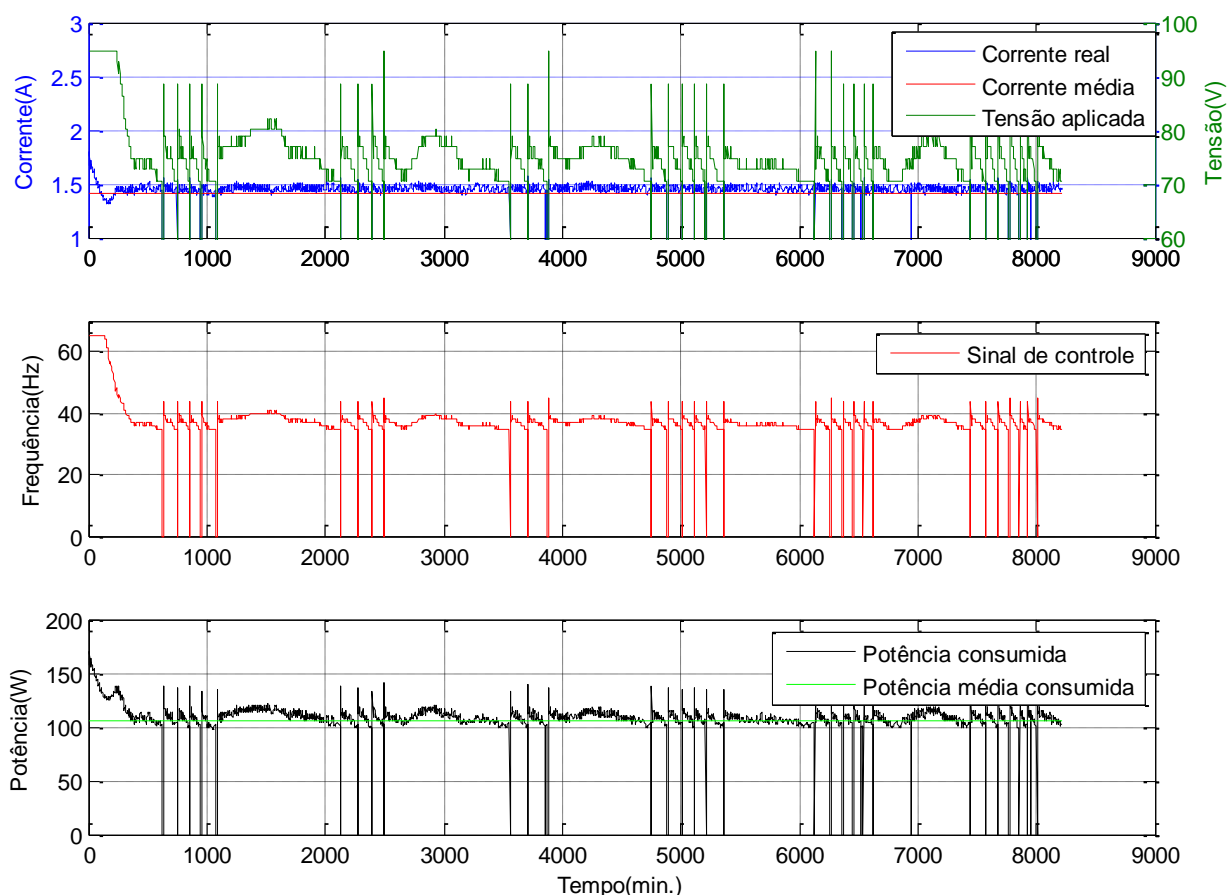


Figura 5.13 - Variáveis do processo com controle PI para sintonia A e referência em $-26,5^{\circ}\text{C}$.

Para avaliar a capacidade de seguir um determinado perfil de referência de temperatura foi realizado um ensaio com referência variável. A Figura 5.14 apresenta o resultado deste ensaio, que foi realizado no dia 11/07/2011. Observa-se que o controlador com a sintonia A consegue seguir as variações do perfil da referência relativamente bem e não apresenta oscilações, porém, a resposta é bastante lenta (que é uma das características de sistemas de refrigeração). Tendo em vista a aplicação dos sistemas de refrigeração e que neste tipo de sistema o problema de controle é principalmente de regulação, a sintonia A apresentou resultados satisfatórios.

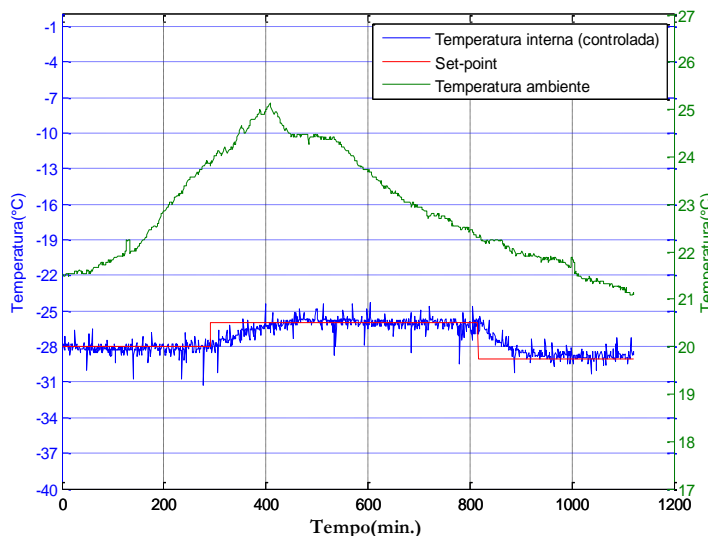


Figura 5.14 - Operação com referência variável para sintonia A.

5.4.2 Resultados experimentais para sintonia B

A segunda sintonia obtida para o controlador PI foi avaliada considerando-se as mesmas referências de temperatura utilizadas nos ensaios com a primeira sintonia para posteriores comparações e análises de desempenho entre as sintonias. Para a nova sintonia, a duração dos ensaios realizados com referência fixa foi de aproximadamente dois dias.

Os parâmetros obtidos para a segunda sintonia são os seguintes:

- K_c (Constante Proporcional) = - 2.14;
- T_i (Tempo Integral) = 590.

A seguir são apresentados os resultados dos experimentos com suas análises.

5.4.2.1 Operação em Modo Contínuo

O primeiro ensaio realizado para a segunda sintonia foi com referência fixa em -31°C , sendo iniciado o experimento no dia 16/08/2011. Os resultados deste ensaio são mostrados na Figura 5.15 e na Figura 5.16, eles demonstram que a operação do controlador ocorreu em Modo Contínuo. A Figura 5.15 mostra que para os dias do ensaio a variação máxima da temperatura externa foi de aproximadamente 5°C com média em $24,5^{\circ}\text{C}$. Estas variações externas da temperatura exigem que o controlador fique continuamente aplicando correções para compensar o erro entre referência e temperatura interna, como pode ser verificado pelo sinal de controle apresentado na Figura 5.16. Para essa segunda sintonia também é observada

uma ultrapassagem percentual de aproximadamente 4% que não é acentuada, entretanto, o controlador apresenta uma dificuldade maior em seguir precisamente a referência diante das variações da temperatura externa (comparado à primeira sintonia).

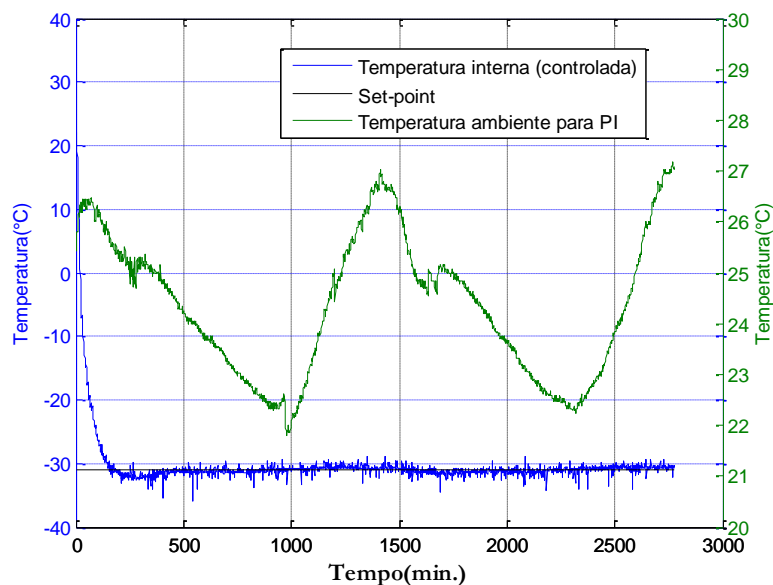


Figura 5.15 - Operação com Controle Híbrido e sintonia B para referência fixa em -31°C .

A Figura 5.16 apresenta as demais variáveis de interesse para análise do controlador e do processo controlado. Constata-se que na segunda sintonia (B) o sinal de controle é um pouco mais agitado que na primeira sintonia, que é consequência do menor tempo integral, sendo o controle da temperatura realizado por uma faixa de frequências mais alta (atribuído à média de temperatura mais elevada deste ensaio).

Observa-se, no gráfico de potências na Figura 5.16, que a potência média consumida para este caso foi de 129 W, sendo assim, a sintonia B não apresentou diferença significativa de consumo em relação à primeira sintonia.

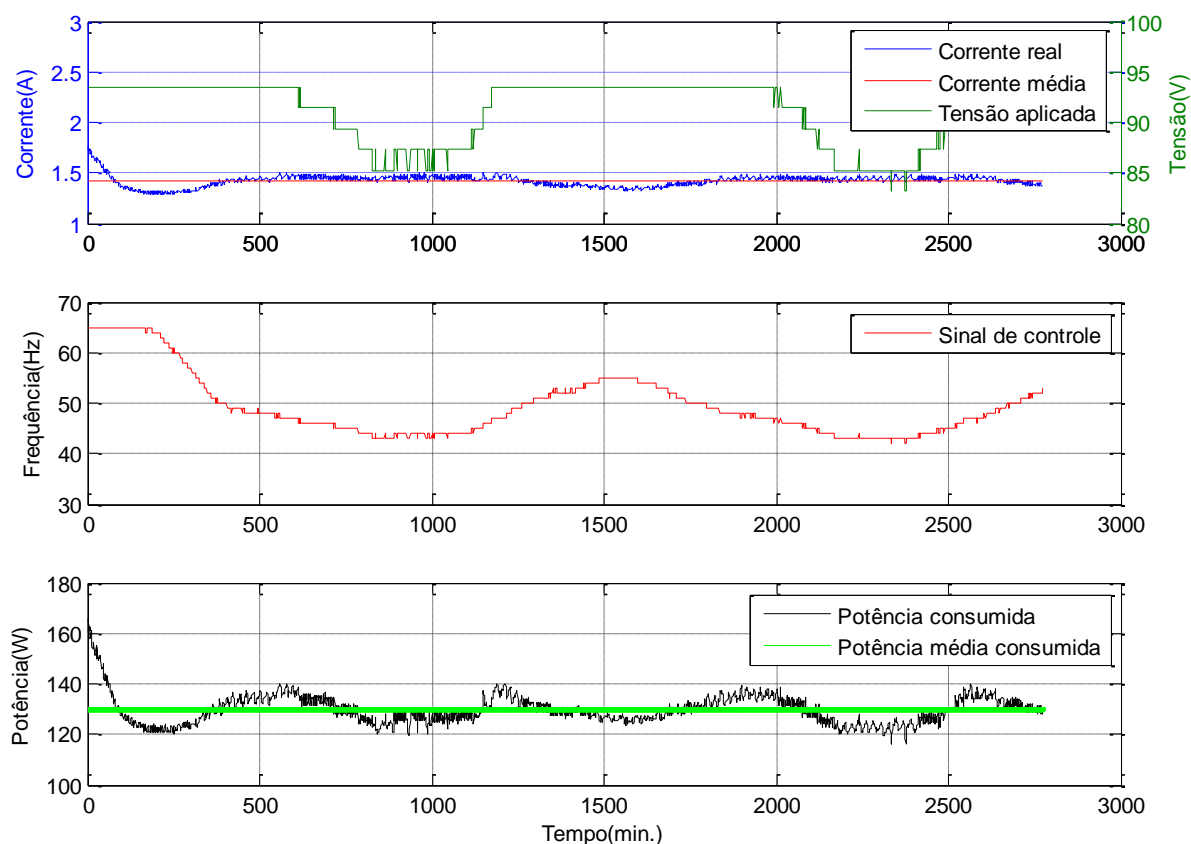


Figura 5.16 - Variáveis do processo com controle PI para sintonia B e referência em -31°C .

Para comparar a capacidade de rejeição à perturbação entre as sintonias A e B no Modo Contínuo, o ensaio de abertura de porta também foi realizado para esta segunda sintonia (B), sendo empregado o mesmo procedimento descrito para primeira sintonia (A). Os resultados do experimento que foi realizado no dia 25/08/2011 são mostrados na Figura 5.17 e na Figura 5.18.

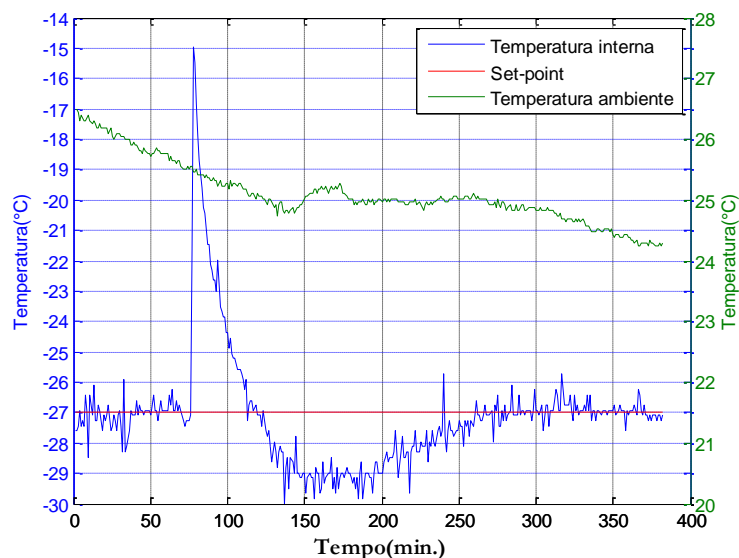


Figura 5.17 - Ensaio de rejeição a perturbação com sintonia B.

Conforme Figura 5.17, a abertura da porta causou um aumento na temperatura interna de aproximadamente 12°C levando esta temperatura à -15°C . Pode ser verificado também que o tempo necessário para corrigir o erro causado pela perturbação foi de 188 minutos.

A Figura 5.18 apresenta, no gráfico superior, a corrente média, a corrente real e a tensão aplicada na câmara para o ensaio realizado, já no gráfico inferior é apresentado o sinal de controle. Comparando as respostas obtidas com as sintonias A e B para o ensaio de abertura de porta, verifica-se que a sintonia A foi mais rápida (48 minutos).

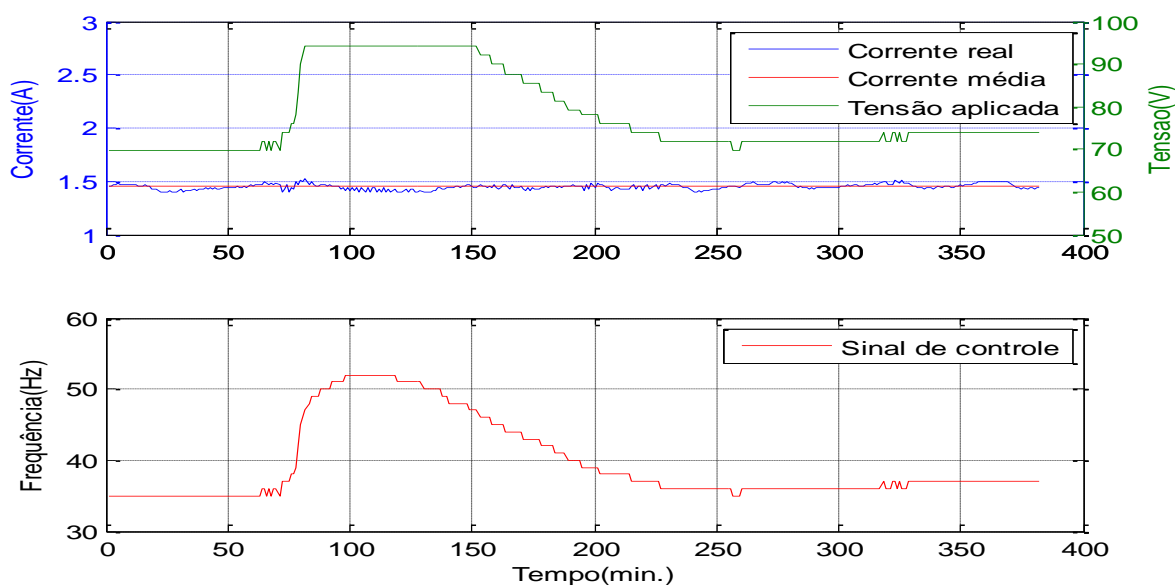


Figura 5.18 - Variáveis do processo com controle PI para sintonia B e referência em -21°C .

5.4.2.2 Operação em Modo Liga-Desliga Eficiente

No ensaio seguinte, que também foi realizado para avaliar a segunda sintonia (B), empregou-se referência fixa em -21°C . Neste caso, o controlador operou no Modo Liga-Desliga Eficiente, conforme resultados do experimento iniciado no dia 23/08/2011 que são apresentados pela Figura 5.19 e pela Figura 5.20.

Verifica-se na Figura 5.19 que a oscilação de temperatura externa máxima nos dias do ensaio foi de 5°C com média em $23,5^{\circ}\text{C}$, aproximadamente. Pode ser verificado também, que a temperatura interna oscila de aproximadamente $1,5^{\circ}\text{C}$ em torno da referência depois de estabilizados os ciclos liga-desliga.

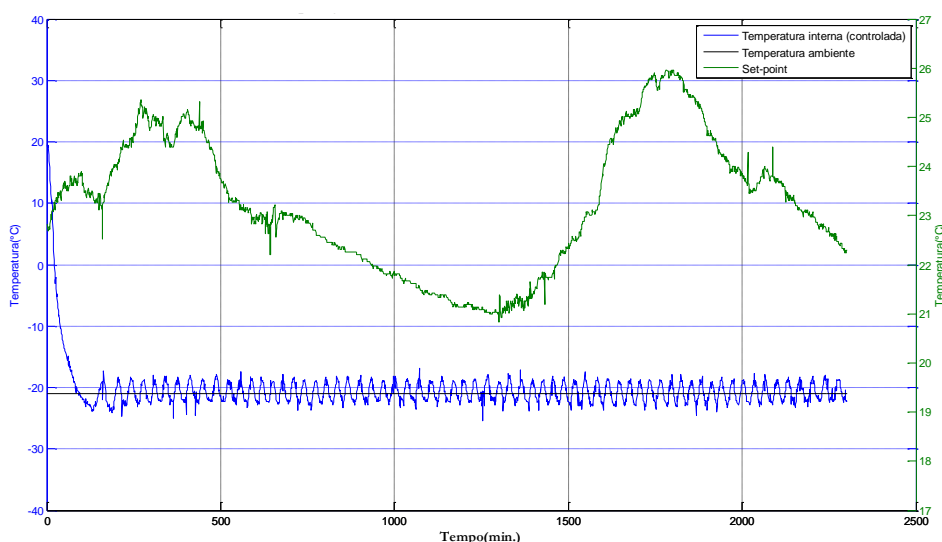


Figura 5.19 - Operação com Controle Híbrido e sintonia B para referência fixa em -21°C .

No sinal de controle apresentado na Figura 5.20 pode ser constatada uma característica importante do controlador Híbrido, que é a avaliação da possibilidade da operação em Modo Contínuo. Percebe-se que o controlador se esforça para manter a câmara ligada, entretanto, após a saturação da unidade de atuação no seu menor valor (35 Hz), se for requerida uma velocidade menor, a alternativa é desligar o motor para atingir a referência de temperatura. Verifica-se ainda, que a partida do motor ocorre com frequência em 45 Hz e com tensão menor que a nominal (aproximadamente 95 V) reduzindo a corrente de partida. Após a partida do motor da câmara com 45 Hz, a frequência aplicada é alterada para o valor enviado pelo sinal de controle, conforme explicado no Capítulo 4.

O gráfico de potências apresentado na Figura 5.20 indica que a potência média consumida no ensaio foi de 85,6 W.

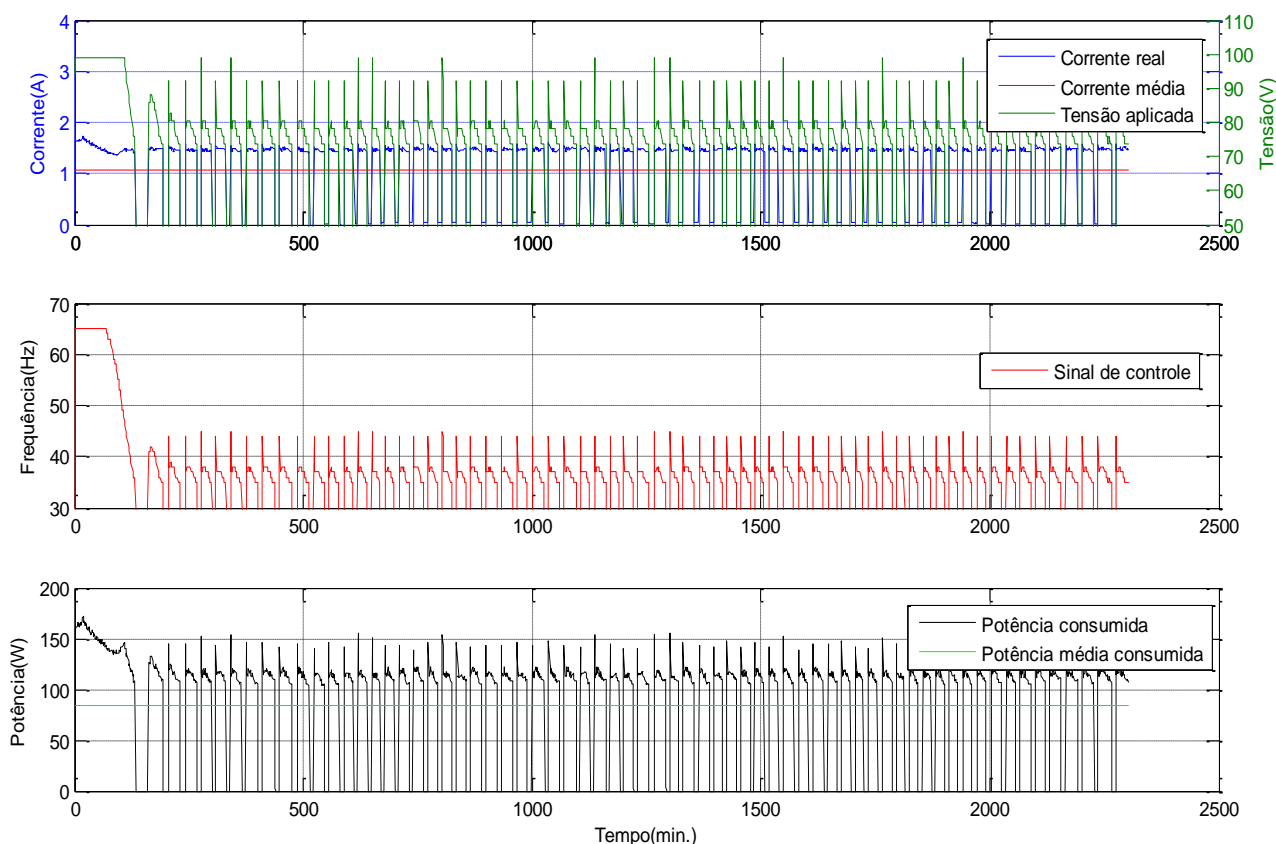


Figura 5.20 - Variáveis do processo com controle PI para sintonia B e referência em -21°C .

5.4.2.3 Operação em Modo Híbrido

Ainda empregando a segunda sintonia para o controlador PI, no ensaio seguinte, que foi iniciado no dia 19/08/2011, utilizou-se referência fixa em $-26,5^{\circ}\text{C}$. A Figura 5.21 e a Figura 5.22 mostram os resultados obtidos com o PI para essa nova situação. Estes resultados indicam que o controlador operou no Modo Híbrido, já que em alguns momentos o compressor foi desligado.

A Figura 5.21 mostra que a resposta do sistema controlado apresentou ultrapassagem percentual de aproximadamente 5% e teve um comportamento pouco oscilatório no início. Ainda na Figura 5.21, pode ser constatado que a oscilação máxima da temperatura externa foi aproximadamente de 5°C com média em $25,3^{\circ}\text{C}$. Observa-se que, para temperaturas externas mais baixas o controle operou com ciclos liga-desliga, enquanto para as temperaturas mais altas o controle operou no modo Contínuo.

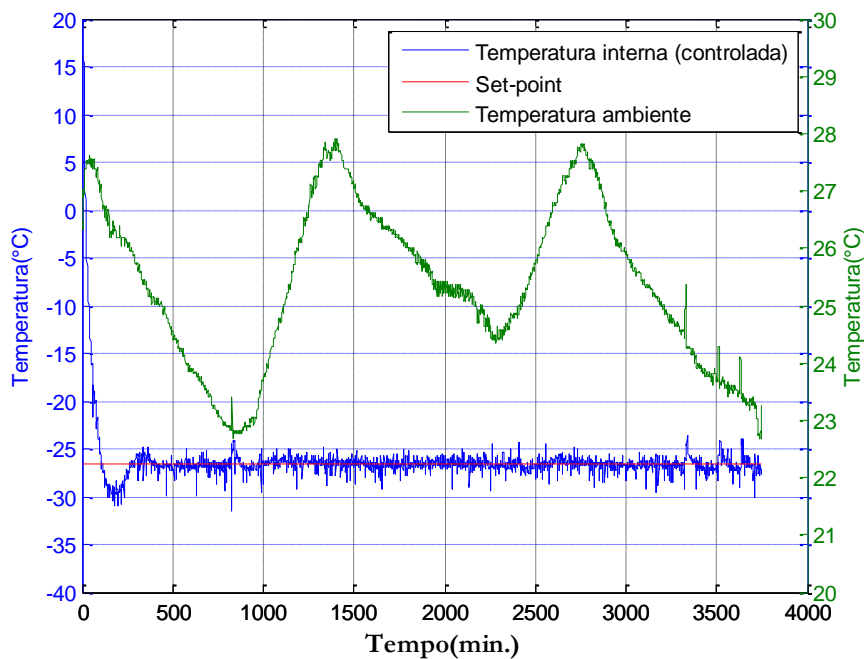


Figura 5.21 - Operação com Controle Híbrido e sintonia B para referência fixa em $-26,5^{\circ}\text{C}$.

Apesar das oscilações causadas pelos ciclos liga-desliga em alguns instantes do ensaio, o controle foi satisfatório, pois grande parte do tempo o controle operou no Modo Contínuo e seguiu a referência sem grandes dificuldades, apresentando sinal de controle pouco variável, como pode ser constatado no gráfico do sinal de controle apresentado na Figura 5.22.

Analisando o gráfico de potências na Figura 5.22 constata-se que para este ensaio a potência média consumida foi de 113 W, que também representa uma diferença pouco significativa de consumo em relação à sintonia A.

Em relação à primeira sintonia (A), o número de desligamentos foi menor nesta sintonia (B), que pode ser explicado pela média de temperatura externa mais elevada.

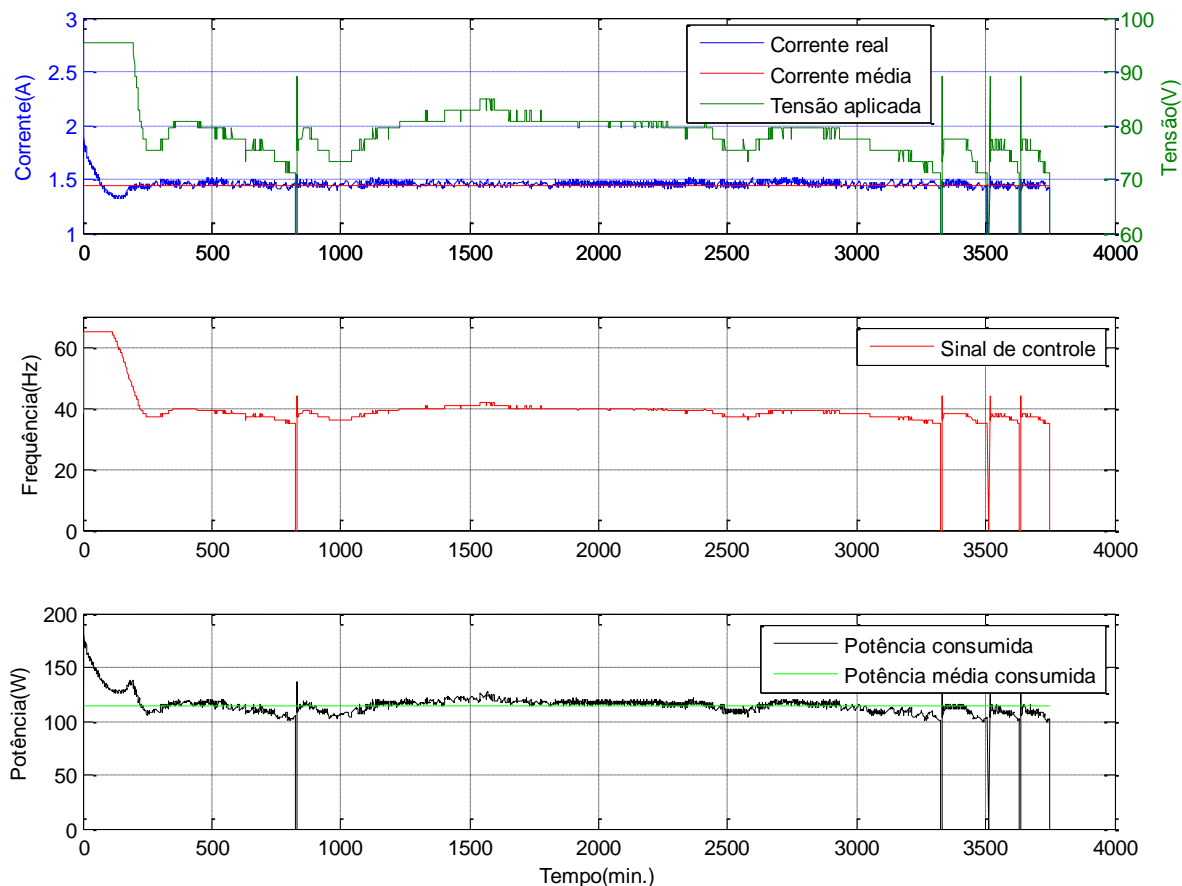


Figura 5.22 - Variáveis do processo com controle PI para sintonia B e referência em $-26,5^{\circ}\text{C}$.

Para avaliar a capacidade de seguir determinadas referências do controlador Híbrido com a sintonia B, também foi realizado um experimento com perfil de referência variável. A Figura 5.23 apresenta o resultado deste ensaio que foi realizado no dia 26/08/2011. Observa-se que o controlador consegue seguir bem as variações da referência mostrando-se satisfatório para o controle do sistema.

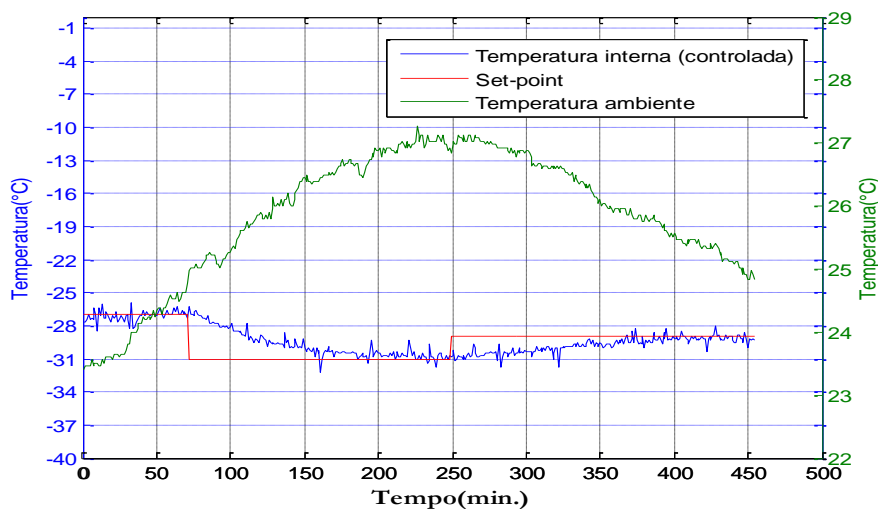


Figura 5.23 - Operação com referência variável para sintonia B.

5.5 Avaliações dos Controladores

Para avaliar os controladores é justo que sejam realizadas comparações entre os resultados obtidos para chegar a conclusões bem fundamentadas. Para isso foram feitas comparações e análises da estabilização da temperatura interna, do consumo de energia e do desempenho dos controladores. A seguir são apresentadas estas comparações e análises.

5.5.1 Estabilização da temperatura interna

Na Figura 5.24 é apresentada a resposta do sistema de refrigeração com o controlador liga-desliga convencional juntamente com as repostas do sistema com o Controlador Híbrido com as sintonias A e B para a referência fixa -31°C . Observa-se que as repostas com o Controle Híbrido são ligeiramente mais rápidas, tendo em vista que o tempo de subida e o tempo de acomodação são menores. Analisando as respostas sobrepostas percebe-se que a grande vantagem do Controle Híbrido para as duas sintonias é a sua capacidade de rejeição à perturbações, pois os erros ocasionados por perturbações (por exemplo, temperatura ambiente) são corrigidos, o que não ocorre com o controle convencional. Estes resultados mostram que a estabilização da temperatura interna melhora com o controle elaborado se comparado ao controle convencional.

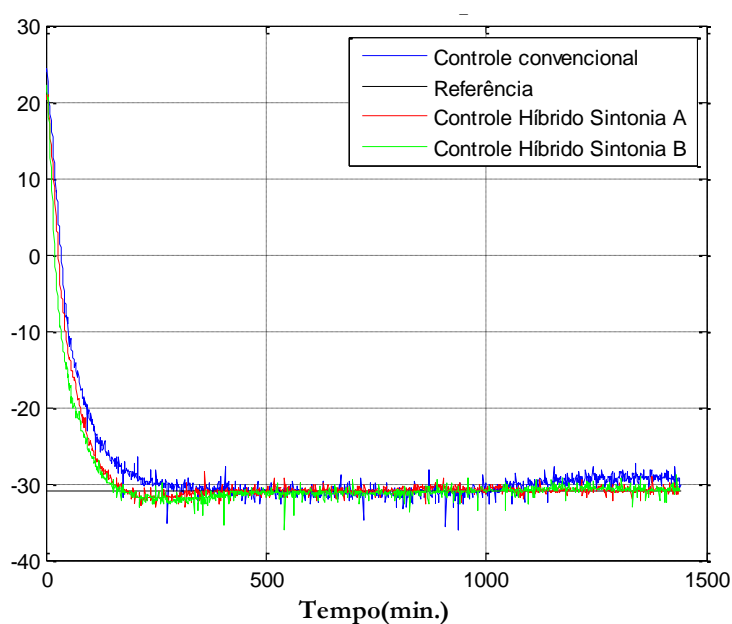


Figura 5.24 - Comparação de estabilização da temperatura entre controladores para referência -31°C .

A Figura 5.25 apresenta as respostas do sistema com os controladores em análise para a referência fixa em $-26,5^{\circ}\text{C}$. Verifica-se que a resposta do sistema com o Híbrido para a sintonia B apresenta comportamento pouco oscilatório, não observado para sintonia A, isso pode ser explicado pela sintonia com menor tempo integral (T_i) na segunda sintonia (B). Apesar dessa característica, a resposta da sintonia B foi ligeiramente mais rápida que a sintonia A, devido ao menor tempo de subida.

Observa-se, também, que a melhor estabilidade da temperatura interna foi obtida com o Híbrido para sintonia B, pois este apresenta menores oscilações na temperatura interna. A pior estabilização da temperatura interna foi apresentada pelo controle convencional, que impõe oscilações na temperatura interna continuamente. Pode ser observado também que a sintonia B apresentou menor número de desligamentos no ensaio, que ajuda a melhorar a estabilização da temperatura em relação à sintonia A.

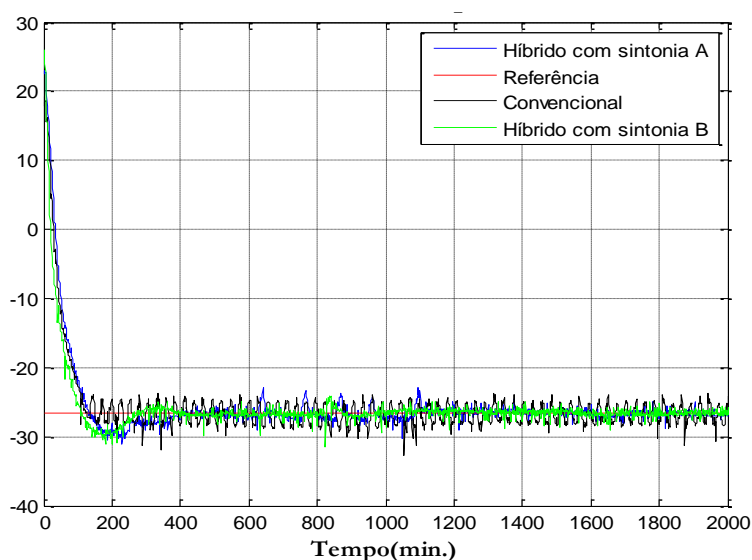


Figura 5.25 - Comparação de estabilização da temperatura entre controladores para referência $-26,5^{\circ}\text{C}$.

Para a referência em -21°C a estabilização da temperatura interna reduz significativamente a qualidade com Controle Híbrido para as duas sintonias, pois opera com ciclos liga-desliga conforme apresenta a Figura 5.26. As oscilações na temperatura com o controle convencional e com o Híbrido com sintonia A chegam a atingir 2°C em torno da referência, já para a sintonia B essa amplitude é reduzida para $1,5^{\circ}\text{C}$. Isso indica que o Controlador Híbrido elaborado não perde qualidade se comparado ao convencional e ainda, possui a vantagem da possibilidade de redução (ou aumento) dos limites da oscilação. Observa-se que, novamente, a resposta do sistema com o controle Híbrido com a sintonia B foi ligeiramente mais rápida que as demais respostas.

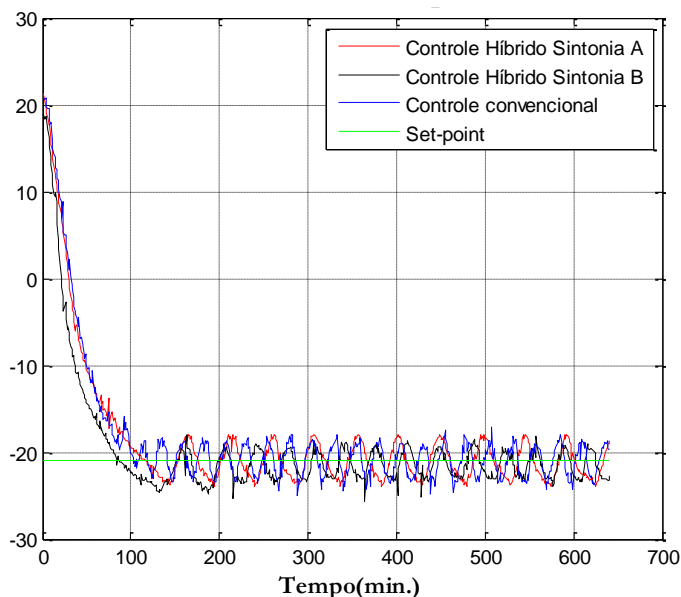


Figura 5.26 - Comparação de estabilização da temperatura entre controladores para referência -21°C .

As análises do controle da temperatura indicam que, neste caso, a sintonia B apresentou melhor desempenho que a sintonia A, pois, as oscilações na temperatura interna têm menores amplitudes e a resposta do sistema é ligeiramente mais rápida com a sintonia B.

A seguir será analisado o consumo de energia do sistema com diferentes controladores, sendo o aumento da eficiência um dos objetivos propostos neste trabalho.

5.5.2 Consumo de energia

A Figura 5.27 apresenta os valores de consumo médio que foram obtidos com os ensaios realizados empregando os controladores Híbrido e convencional para as três diferentes referências (-21°C , $-26,5^{\circ}\text{C}$, -31°C) em que foram realizados os ensaios. Os valores resumidos na Figura 5.27 foram apresentados juntamente com os ensaios realizados para cada controlador. Observa-se que tanto para a sintonia A quanto para B, o Controlador Híbrido apresentou redução significativa no consumo de energia em relação ao controlador convencional. Pode ser constatado na Figura 5.27 que o controle Híbrido com sintonia B consome uma potência média maior que a sintonia A para as três referências analisadas, entretanto a diferença é pouco significativa.

Considerando a sintonia A (que foi mais eficiente energeticamente), em termos percentuais, o controlador Híbrido apresentou economia de 35,8%, 26,7% e 27,6% para os valores de referência de -31°C , -21°C e $-26,5^{\circ}\text{C}$ respectivamente.

Estes resultados demonstram um expressivo valor de economia de energia obtido com o sistema de controle proposto.

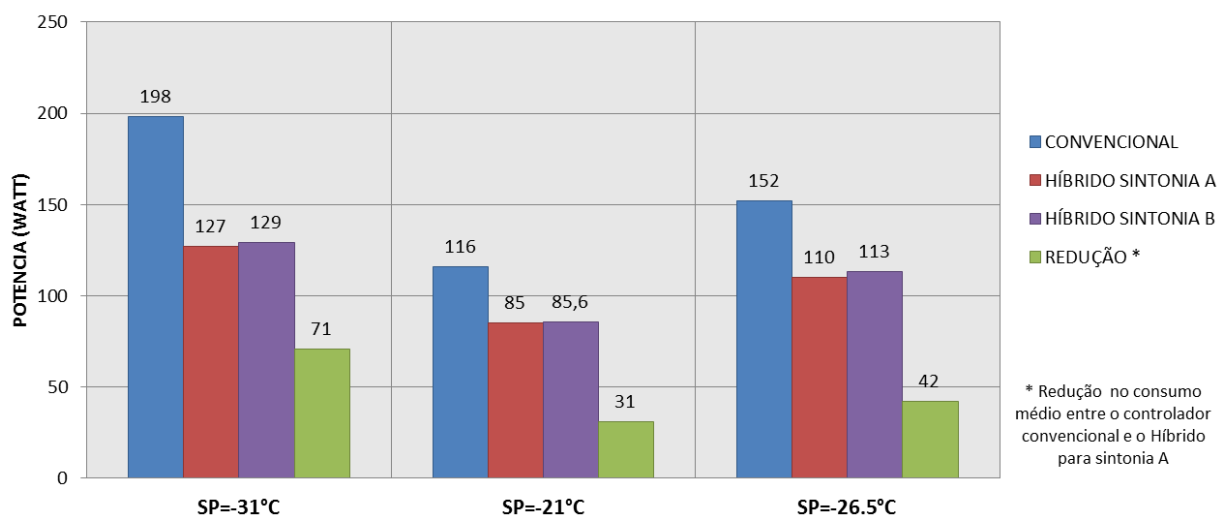


Figura 5.27 - Potência média consumida pelos controladores.

Tendo em vista que as três referências utilizadas nos ensaios são estratégicas (máximo, intermediário e mínimo), pode-se afirmar que para qualquer outro ponto de operação o controle Híbrido consumirá uma potência média menor que o controle convencional.

Conforme o Balanço Energético Nacional (BEN), o setor residencial consumiu o equivalente a 23,9% (101,83 MWh) do total da energia elétrica no ano de 2009 (EPE/MME, 2010). O consumo das câmaras de refrigeração correspondem aproximadamente a 27% deste o que equivale a 27,49 MWh (PROCEL, 2007). Considerando o menor valor de eficiência obtida com o sistema de controle proposto (26,7%), seria possível obter uma economia anual de aproximadamente 7,34 MWh.

5.5.3 Análise de desempenho

A avaliação do desempenho de sistemas de controle fundamentada por aspectos visuais torna-se uma tarefa extremamente complicada e pode ser injusta se não forem definidos critérios e suas ponderações, pois, existem pontos de interesse distintos no controle (Braga e Jota, 1994). Sendo assim, para a avaliação do desempenho dos controladores foi utilizado o ADMC®, que é uma ferramenta cuja avaliação é imparcial (Braga e Jota, 1994). O método leva em consideração três pontos de vistas: do gerente, do engenheiro de controle e do usuário, sendo que cada ponto de vista tem um foco diferente no sistema de controle, que conduz a diferentes opiniões sobre o desempenho do controlador.

O ponto de vista do gerente concentra-se, geralmente, no custo inicial do sistema, no consumo de energia e na confiabilidade do sistema como um todo (Braga, 1994). Os custos de manutenção, relativos aos desgastes e falhas são relacionados à amplitude das variações e à frequência do sinal de controle, baseado nos esforços impostos aos atuadores. No ponto de vista do engenheiro de controle, prevalecem critérios mais objetivos, fundamentados pela capacidade do controlador em rejeitar, rapidamente, perturbações e seguir o perfil da referência, estabilidade, robustez, enfim, características ótimas de regulação e servomecanismo. Já na visão do usuário, são considerados pontos mais subjetivos, uma vez que eles não são especialistas em sistemas de controle. Para os usuários, as considerações sobre custos de operação e manutenção não são relevantes. São avaliados itens como número de falhas, interrupções e rapidez na resposta do sistema.

O ADMC® além de fornecer notas para os três pontos de vistas explicados, calcula também um *índice global* da qualidade do controle, resultado da ponderação dos pontos de vistas distintos (média ponderada da avaliação dos três pontos de vistas explicados). Este índice pode ser usado na escolha da melhor estratégia de controle ou até mesmo na melhor sintonia para um controlador (Braga, 1994).

Basicamente, o método se baseia em índices de desempenho clássicos modificados pela aplicação de fatores de esquecimento ($0 < \beta < 1$). Os interesses de cada grupo (gerente, engenheiro e usuário) são empregados como pesos nos índices clássicos baseados no erro (Integral do Erro Absoluto, Integral do Erro Quadrático, Integral do Erro absoluto vezes o tempo etc.). As ponderações dos interesses de cada grupo utilizadas neste trabalho são as mesmas propostas por em (Braga, 1994).

5.5.2.1 – Avaliação do desempenho para referência em SP = -26,5.

Para avaliação do desempenho com ADMC®, foi escolhido o ponto de operação com referência em $SP = -26,5^{\circ}C$, por se tratar de um ponto em que o controle liga-desliga convencional opera em sua condição normal e o controle Híbrido opera em seus dois diferentes modos de operação (Contínuo e Liga-desliga eficiente), além disso, trata-se de um ponto de operação intermediário para o sistema de controle liga-desliga convencional.

As Figuras 5.28, 5.29 e 5.30 apresentam os resultados da avaliação do desempenho do controle convencional, do Controle Híbrido com sintonia A e do Controle Híbrido com sintonia B, respectivamente. Nos resultados abaixo, as notas variam entre 0 (mínima) e 100

(máxima) onde: MPA é a nota do gerente, EPA é a nota do engenheiro de controle, UPA é a nota do usuário e GPI e a nota final do controlador.

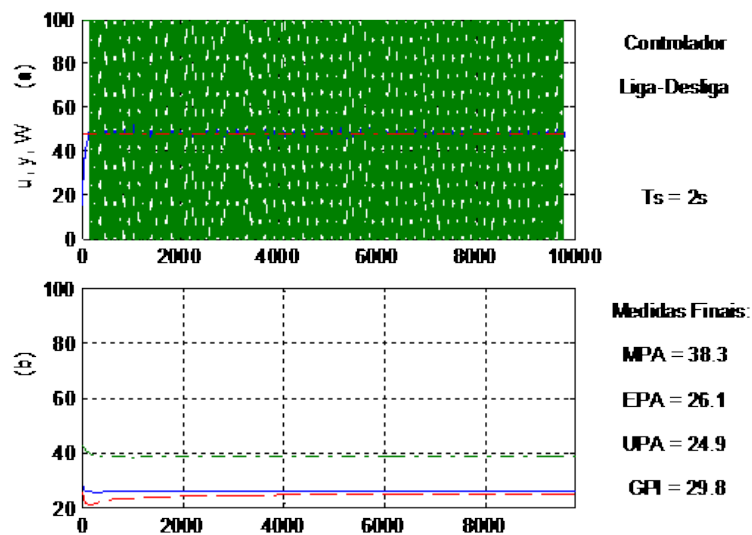


Figura 5.28 - Avaliação do desempenho do controle convencional.

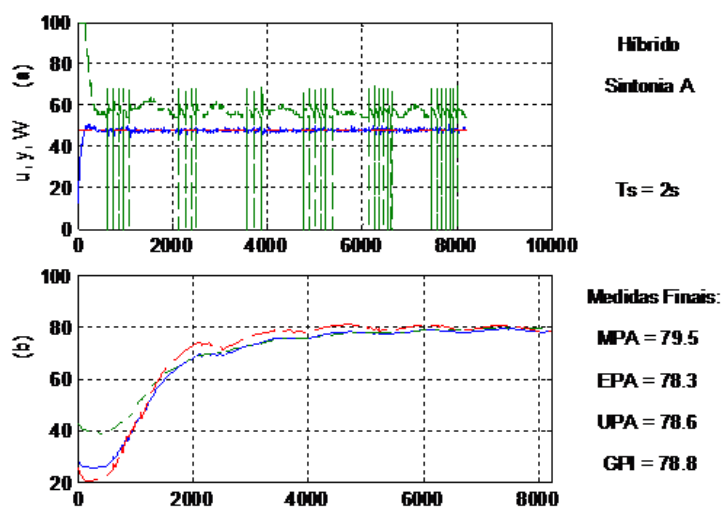


Figura 5.29 - Avaliação do desempenho do controle Híbrido com sintonia A.

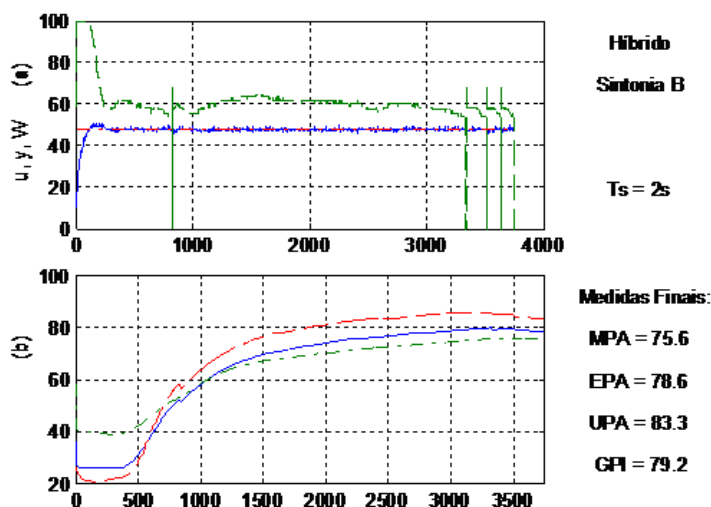


Figura 5.30 - Avaliação do desempenho do Controle Híbrido com sintonia B.

A Tabela 5.2 resume os resultados da avaliação do desempenho para operação com referência fixa em $-26,5^{\circ}\text{C}$, fornecidos pelo ADMC®.

Tabela 5.2 - Avaliação de desempenho dos controladores para $SP=-26,5^{\circ}\text{C}$.

<i>Controlador</i>	<i>MPA (Gerente)</i>	<i>EPA (Engenheiro)</i>	<i>UPA (Usuário)</i>	<i>GPI (Índice Final)</i>
Híbrido (Sintonia A)	79.5	78.3	78.6	78.8
Híbrido (Sintonia B)	75.6	78.6	83.3	79.2
Convencional	38.3	26.1	24.9	29.8

Analisando a Tabela 5.2, verifica-se que o controle liga-desliga convencional apresentou o pior índice de desempenho ($GPI=29.8$), além disso, este controlador apresentou notas baixas em todos os pontos de vistas, e, para piorar, estas notas foram significativamente inferiores às do Controle Híbrido para as duas sintonias (A e B).

Uma das consequências da nota baixa apresentada pelo gerente para o controle convencional está relacionada ao controlador operar no máximo (60 Hz) ou no mínimo (0 Hz), ou seja, as variações elevadas do sinal de controle podem levar a maiores gastos com manutenção e isso é ponderado na nota do Gerente (MPA). As oscilações na temperatura interna também contribuem para a baixa nota apresentada pelo gerente.

Como o sistema de controle convencional não consegue seguir a referência de temperatura sem apresentar erros em estado estacionário, as notas do usuário e do engenheiro de controle são reduzidas. As oscilações da temperatura interna com o controle convencional não são bem vistas por nenhum dos grupos avaliadores, desta forma, a avaliação do controlador apresentou notas baixas, indicando uma qualidade ruim do sistema de controle convencional.

Verifica-se também na Tabela 5.2 que o Controle Híbrido apresentou melhor índice de desempenho para a sintonia B, evidenciando que essa foi a melhor sintonia para o sistema de controle, apesar de que os ganhos energéticos foram ligeiramente maiores com a sintonia A, conforme Figura 5.27.

Observando as notas atribuídas pelos três grupos para o Controlador Híbrido para cada sintonia, verifica-se que as notas não foram significativamente diferentes. A sintonia B apresentou melhores notas do ponto de vista do usuário (UPA) e do engenheiro (EPA), principalmente devido ao menor número de ciclos liga-desliga, conforme observado nos resultados dos experimentos, dessa forma, sintonia B conseguiu seguir o perfil de referência melhor. Entretanto a nota do gerente (MPA) foi melhor para a sintonia A comparado à sintonia B, pois, o sinal de controle da primeira sintonia é mais calmo, conforme foi observado nos resultados dos ensaios apresentados neste Capítulo. Um sinal de controle mais nervoso ou agressivo pode representar mais custos para a manutenção dos equipamentos integrantes do sistema de controle.

Sendo assim, constata-se que os ciclos liga-desliga não são bem vistos, já que geram oscilações na temperatura interna e isso influencia significativamente nas notas dos três grupos.

5.5.4 Considerações sobre os resultados obtidos

Foi demonstrado no trabalho que o sistema de refrigeração é fortemente influenciado pela temperatura externa e pela condição de carregamento. Para os resultados apresentados neste Capítulo foi imposta uma condição de carregamento constante (baixo carregamento térmico) e as variações de temperatura externa foram relativamente pequenas, além da tentativa de fazer testes em mesmos horários do dia para reduzir a influência da temperatura externa. É importante comentar que esses resultados, principalmente, relativos à economia de energia podem sofrer variações significativas conforme condição de operação (que depende da condição de carregamento térmico e da referência de temperatura).

Conforme resultados apresentados, o sistema proposto apresenta uma significativa redução no consumo energético quando comparado ao sistema de controle convencional. Foi realizada uma análise do tempo de retorno do investimento no sistema de controle elaborado, na qual, foi empregado o valor de economia obtida com a sintonia A para referência em $-26,5^{\circ}\text{C}$ (27,6%). Esta análise indica que o tempo do retorno do investimento seria de aproximadamente 20,7 meses, conforme cálculos apresentados no Apêndice B.

5.6 Comentários Finais

Os resultados experimentais apresentados neste Capítulo demonstram que a estratégia de controle elaborada apresentou desempenho superior ao sistema de controle convencional, principalmente, quando a operação do Controle Híbrido ocorre no Modo Contínuo. Os resultados mostram um expressivo valor de economia de energia para o controle elaborado quando comparado ao sistema de controle convencional, além da melhor estabilização da temperatura interna da câmara. O Controlador Híbrido apresentou desempenho satisfatório para as duas sintonias que foram analisadas, apesar das limitações do sistema de controle elaborado que foram descritas neste capítulo.

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

6.1 Conclusões

A utilização de um sistema flexível e robusto de monitoramento e controle contínuos viabilizou o desenvolvimento de uma plataforma de experimentos de baixo custo. A montagem desta plataforma possibilitou avaliar características importantes do sistema de controle convencional e a aplicação de técnicas de controle de processos em um sistema de refrigeração. Para integrar a plataforma foi desenvolvido um inversor de frequência monofásico, que possibilitou a implementação de um esquema de controle da temperatura de câmaras de refrigeração via velocidade variável do compressor. Uma das grandes vantagens do desenvolvimento deste inversor foi a flexibilidade obtida, por exemplo, na alteração da relação V/F aplicada no motor, que tornou possível operar a câmara em pontos de maior rendimento. Resultados experimentais obtidos evidenciam que não há bom condicionamento do compartimento do sistema de refrigeração com o controle liga-desliga convencional, além do elevado consumo de energia. Tais evidências indicam a necessidade de maiores investigações do controlador convencional e a busca por alternativas viáveis.

Por meio de investigações experimentais foi demonstrado que o esquema de controle elaborado foi melhor e mais abrangente que o controle convencional, apesar de suas limitações (por exemplo, saturação da unidade de atuação). As análises dos resultados práticos demonstraram avanços tanto para a estabilização da temperatura quanto para a eficiência energética do sistema com a aplicação do esquema de controle elaborado, quando, comparado ao sistema de controle original do equipamento.

Os modelos obtidos com a aplicação de uma técnica clássica demonstraram com razoável precisão o comportamento do equipamento de refrigeração para a resposta ao degrau em certas condições de carregamento, conforme demonstrado. Os modelos foram importantes para caracterizar o comportamento do sistema com a resposta ao degrau e assim fundamentar o projeto e as sintonias do controlador PI que foi selecionado. A estratégia adotada para a sintonia do controlador leva em consideração os modelos de elevado e baixo carregamento térmico, já existe na prática a possibilidade de alteração do carregamento térmico da câmara.

As simulações do sistema controlado possibilitaram avaliar e selecionar, a melhor e mais abrangente sintonia para atender simultaneamente aos modelos de elevado e baixo carregamento térmico.

O emprego da ferramenta ADMC® na avaliação de desempenho possibilitou análises com diferentes pontos de vistas, que conduziram a comparações mais justas e coerentes entre os controladores e também entre sintonias para o caso do Controlador Híbrido. Os resultados dos experimentos mostraram que as duas sintonias (A e B) realizadas foram satisfatórias, sendo que a segunda (B) apresentou um desempenho global melhor que a primeira.

De maneira geral, as análises demonstram que o Controlador Híbrido elaborado apresenta desempenho superior ao controle convencional, quer seja pelo consumo energético quer seja pela estabilização da temperatura controlada, principalmente quando o controlador Híbrido opera no Modo Contínuo.

Conforme resultados experimentais, as oscilações na temperatura oriundas dos ciclos liga-desliga do sistema de controle convencional são eliminadas ou reduzidas no Controle Híbrido, garantindo melhor condicionamento para os produtos armazenados. Outra vantagem do Controlador Híbrido é a partida do motor da câmara com tensão menor que a nominal, ou seja, com partida mais suave, reduzindo picos de corrente na rede durante a partida do motor.

Com o controle elaborado é possível obter temperaturas abaixo daquelas obtidas com controle convencional com a vantagem se escolher este ponto de referência exato, sendo que isso não é possível por meio do termostato no controle convencional.

O Controlador Híbrido apresenta desempenho superior quando opera no Modo Contínuo que no Modo Liga-desliga Eficiente, já que no primeiro modo não ocorrem desligamentos e as oscilações na temperatura controlada são eliminadas.

O modo de operação em que o Controlador Híbrido opera é consequência de três fatores: a referência de temperatura a ser seguida, a condição de carregamento e a temperatura ambiente. Desta forma, a melhora de desempenho e a eficiência não são constantes.

Destaca-se, ainda, a dependência do sistema com as condições externas (temperatura ambiente, ventilação e etc.) e momentâneas (carregamento, abertura de porta e etc.) e a necessidade de um esquema de controle mais abrangente. A operação em Modo Híbrido evidencia a influência da temperatura ambiente no sistema, conforme demonstrado nos resultados obtidos.

A aplicação prática do esquema de controle elaborado demonstrou o potencial da estratégia, a viabilidade e a melhora de desempenho do sistema de refrigeração para diferentes

condições e modos de operação. Desta forma, os resultados obtidos deixam claro que os objetivos propostos foram atingidos de forma satisfatória.

6.2 Trabalhos Futuros

Torna-se necessário aperfeiçoar este trabalho de pesquisa para que contribuições maiores possam ser alcançadas. Trabalhos futuros são necessários para avaliar qual a melhor estratégia para o controle de sistemas de refrigeração de pequeno porte.

Em relação a novas estratégias de controle para o sistema é sugerida a aplicação de uma estratégia de controle avançada, como exemplo, o Controlador Preditivo Generalizado (GPC). Tendo em vista as características deste controlador e que o comportamento dinâmico do sistema é bastante previsível, as ações de controle antecipatórias poderiam reduzir as influências do tempo morto além de, também, evitar desligamentos desnecessários do motor da câmara.

Em trabalhos futuros é sugerida a ampliação da faixa de frequências de operação do sistema. Com isto será possível obter respostas mais rápidas no controle e atingir uma maior faixa de temperatura interna sem necessidade de operação no Modo Liga-Desliga Eficiente, ou seja, maior faixa para operação em Modo Contínuo que conduz a melhores índices de desempenho para o controlador (lembrando que os ciclos liga-desliga não são bem vistos por nenhum dos grupos de avaliação no ADMC®).

O hardware do inversor monofásico deve ser melhorado para futuras aplicações necessitando uma revisão de seu projeto, como exemplo, a eliminação do circuito de pré-carga do banco de capacitores e a montagem de única placa com circuitos de comando e potência. Esta revisão é necessária para garantir maior estabilidade e confiabilidade no funcionamento da unidade de atuação.

São necessários também ensaios de falta de energia e reinício automático do sistema de controle para o caso de queda da alimentação.

Uma estratégia bastante atrativa é o desenvolvimento de controladores remotos (via Internet) e sua operação em paralelo aos controladores locais. Essa aplicação exige o desenvolvimento de uma estrutura adequada para o chaveamento entre o controlador local e o remoto. Quando ao sistema CMUF® é sugerido o desenvolvimento de uma página web dedicada para envio de parâmetros tanto para o controlador local quanto para inversor de

frequências, com recebimento das variáveis de interesse para acompanhamento em tempo real do processo via internet (funcionalidades semelhantes às da interface desenvolvida).

Para finalizar é sugerida a obtenção de modelos mais abrangentes e complexos do sistema de refrigeração de pequeno porte, que levem em consideração as reais influências das demais variáveis envolvidas no processo.

Referências Bibliográficas

- Aguirre, L. A. (2000) *Introdução à Identificação de Sistemas*. Editora UFMG.
- Andrade, D. A. (2009). *Notas de Aulas de Acionamentos de Máquinas Elétricas*. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Uberlândia.
- Apréa, C., Mastrullo, R., e Renno, C. (2004). *Fuzzy Control of the Compressor Speed in a Refrigeration Plant*. International Journal of Refrigeration, No. 27, p. 639–648.
- Ávila, A. F. S. e Jota, F. G. (2011). *Operação Eficiente de Câmaras de Refrigeração com Controle Híbrido a Velocidades Variáveis*. Anais do IV Congresso Brasileiro de Eficiência Energética, Juiz de Fora, MG.
- Batista, A. P. (2006). *Monitoração e Controle de Processos Térmicos em Edificações por Meio de um Sistema Distribuído*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais.
- Braga, A. R. e Jota, F. G. (1994). *Crítérios Múltiplos para a Avaliação “On Line” de Desempenho de Controladores Industriais*. 10º Congresso Brasileiro de Automática, 6º Congresso Latino Americano de Controle Automático, p. 112-114.
- Carneis, D. W. (2002). *Os Efeitos da Diversidade de Tensões de Distribuição no Setor Elétrico Brasileiro: Estudo do Caso do Refrigerador Doméstico*. Dissertação de Mestrado, UNICAMP.
- Choi, B. J., Han, S. W., e Hong, S. K. (1998). *Refrigerator Temperature Control Using Fuzzy Logic and Neural Network*. Industrial Electronics. Proceedings. IEEE International Symposium on, p. 186–191.
- Cogo, J. R., Sá, J. S., Simões, N. W. B. e Burgoa, J. A. (1993). *Análise do Desempenho dos Motores Trifásicos Nacionais*. Revista Eletricidade Moderna, No. 227, fevereiro de 1993, p. 26-39.
- Electrolux do Brasil S. A. (2000). *Manual de Instruções – Freezer F-210 e F-250*. Curitiba, janeiro de 2000.
- EPE/MME (2010). *BEN 2010 - Balanço Energético Nacional 2010: Ano Base 2009*. Empresa de Pesquisa Energética, Ministério das Minas e Energia, Rio de Janeiro, https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2010.pdf, acessado em 28/06/2011.
- Fitzgerald, A. E., Kingsley, C. J. e Kusco, A. (1975). *Máquinas Elétricas*. Editora McGraw-Hill Ltda. São Paulo.
- Garcia, F. E. M. e Bandarra Filho, E. P. (2006). *Desempenho Energético de um Sistema de Refrigeração Aplicando o Controle Adaptativo Fuzzy*. 16º simpósio de pós-graduação em engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia.

Hedman, R., Siljander, A. e Tikka, J. (2003). *Embedded Microcontroller Based Networked Measurement and Analysis System With Strain Gages Tailored to Fatigue Crack Detection*. 4th International Workshop on Structural Health Monitoring, Stanford, Setembro 2003.

Henklein, P. (2006). *Análise de Ensaios de Desempenho de Compressores Herméticos Durante o Transitório*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina.

Jota, F. G. e Pena, R. T (1994). *Implementação de Controladores PID em Computadores Digitais*. Curso de extensão em automação industrial – Petrobrás/REGAP – Universidade Federal de Minas Gerais, p. 111-141.

Jota, F. G., Jota, P. R. S., Batista, A. P., Martins, E. C., Freitas, M. E. A. e Rocha, D. A. (2011). *Monitoramento e Controle Contínuos e Setorizados para Gestão Energética de Hemocentros*, Anais do IV Congresso Brasileiro de Eficiência Energética, Juiz de Fora, MG.

Jota, F. G., Jota, P. R. S., e Nobre, E. C. (2006). *Gerenciamento Efetivo de Energia por Uso Final: Um sistema de Monitoramento de Baixo Custo Via Internet*. Seminário Nacional de Energia Elétrica. Belo Horizonte-MG, 21 a 25 de agosto de 2006.

Jota, F. G., Jota, P. R. S., e Nobre, E. C. (2002). *Centro de Monitoramento de Usos Finais*. Projeto FNDCT/CT-ENERG e CEMIG.

Jota, F. G., Jota, P. R. S., e Nobre, E. C. (2009). *Method and Device for Measuring and Monitoring*. World Intellectual Property Organization, (Pub. No.: WO/2009/033246). International Patent.

Jota, F. G., Jota, P. R. S., Nobre, E. C., e Costa, H. F. F. (2005). *Centro de Monitoramento de Usos Finais*. Congresso Brasileiro de Eficiência Energética, p. 125-130.

Kizilkan, O. (2011). *Thermodynamic Analysis of Variable Speed Refrigeration System Using Artificial Neural Networks*. Expert Systems with Applications. Doi:10.1016/j.eswa.2011.03.052.

Kleijnen, J. P. C. (1999). *Validation of models: statistical techniques and data availability*. Simulation Conference Proceedings, 1999 Winter, p. 647-654.

Latt, A. Z. e Win, N. N. (2009). *Variable Speed Drive of Single Phase Induction Motor Using Frequency Control Method*. International Conference on Education Technology and Computer, Singapura, p. 30-34.

Ljung, L. (1987). *System Identification: Theory for the User*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ.

Ljung, L. (2008). *Perspectives on System Identification*. Proceedings of 17th IFAC World Congress, p. 7172-7184.

Martins, E. C. (2009). *Projeto e Implementação de Sistemas de Controle Distribuído em Redes de Computadores*. Tese de doutorado, Universidade Federal de Minas Gerais.

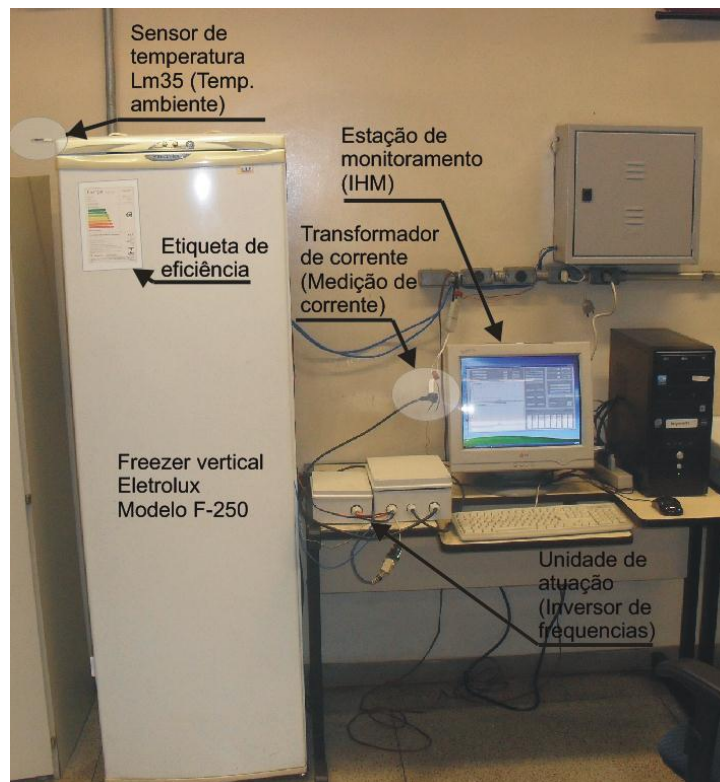
- Martins, E. C. e Jota, F.G. (2010). *Design of Networked Control Systems with Explicit Compensation for Time-Delay Variations*. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Part C: Applications and Reviews, Vol. 40, No. 3, p. 308-318.
- Moreno, F. E. (2006). *Estudo Experimental de Controle Adaptativo para um Sistema de Refrigeração*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia.
- Munoz, A. G., Lipo, T. A. e Novotny, D.W. (1998). *A New Induction Motor V/f Control Method Capable of High-Performance Regulation at Low Speeds*. Industry Applications, IEEE Transactions on, p. 813–821.
- Nesler, C. G. (1986). *Adaptive Control of the Thermal Processes in Buildings*. American Control Conference. p. 9-13.
- Palma, J. C. P. (1999). *Acionamentos Electromecânicos de Velocidade Variável*. Editora Fundação Calouste Gulbenkian.
- PROCEL (2007). *Programa Nacional de Conservação da Energia Elétrica*. Pesquisa de Posse e Hábitos de Uso - Classe Residencial. Rio de Janeiro, julho de 2007.
- Rocha, R. (1995). *Contribuição ao Estudo de um Sistema de Refrigeração com Compressor Operando a Velocidade Variável*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais.
- Rodrigues, D. D., Behrinf, H. S., Oliveira, J. C., e Jota, F. G. (1998). *Uma Metodologia Prática e Simples para Análise e Projeto de Controladores PID*. Anais do Congresso Mineiro de Automação, V Simpósio Regional de Instrumentação, p. 251-259.
- Sá, J. S., Barros, P. R. e Rocha Neto, J. S. (2005). *Implementação e Análise de uma Rede CAN para Controle de um Sistema Distribuído*. Universidade Federal de Campina Grande. 5º Congresso Internacional de Automação, Sistemas e Instrumentação, 2005, São Paulo.
- Santos, J. E. S. (2007). *Controle Preditivo Não-Linear para Sistemas de Hammerstein*. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina.
- Santos, M. M. D. e Stemmer, M. R. (2002). *Uma Rede CAN Aplicada ao Controle de uma Aeronave não Tripulada – o Helicóptero Helix*. XIV Congresso Brasileiro de Automática, Natal- RN, p. 2766-2773.
- Seborg, D. E., Edgar, T. F. e Mellichamp, D. A. (2004). *Process Dynamics and Control*. John Wiley & Sons. 2ª edição.
- Silva, V. L. (2009). *Projeto e Implementação do Controle Automático de um Sistema de Refrigeração, em Ambiente Distribuído*. Monografia de Projeto Final de Curso, Engenharia de Controle e Automação, Universidade Federal de Minas Gerais.
- Tassou, S. A. e Quereshi, T. Q. (1994). *Performance of a Variable-Speed Inverter/Motor Drive for Refrigeration Applications*. IEE Computing Control Engineering Journal, Vol. 5, No. 4, p. 193-199.

Tassou, S. A. e Quereshi, T. Q. (1998). *Comparative Performance Evaluation of Positive Displacement Compressors in Variable-Speed Refrigeration Applications*. International Journal of Refrigeration, Vol. 21, No. 1, p. 29-41.

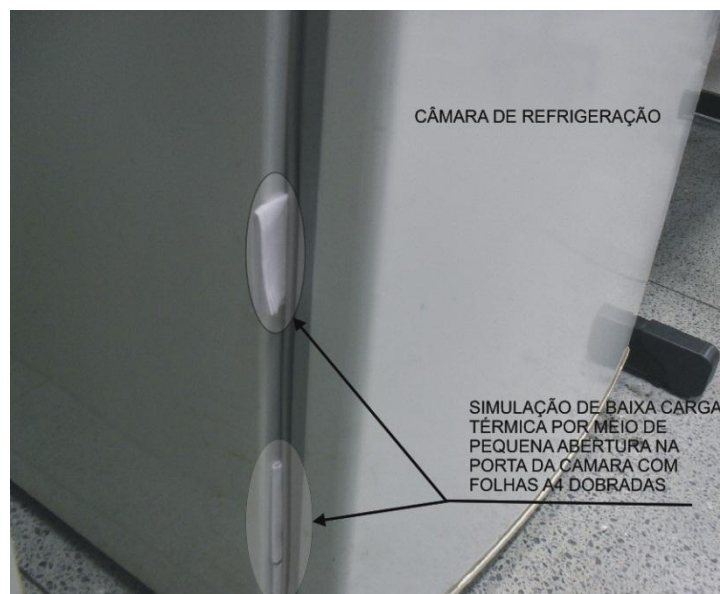
Tholz (2009). Manual de instruções do inversor VDH509N. http://www.tholz.com.br/Manuais/Inversor/Analogico/VDH509N_500N_510N_492N%20-%20220VCA%20-%20P406_P397_P407_P392.pdf, acessado em 10/12/2011.

Yildirim, D. e Bilgic, M. (2008). *PWM AC Chopper Control of Single-Phase Induction Motor for Variable-Speed Fan Application*. IECON - Industrial Electronics, 34th Annual Conference of IEEE, p.1337-1342.

Apêndice A - Fotos da Plataforma de Testes



Fotografia 1 – Plataforma de medições.



Fotografia 2 – Simulação de baixa carga através de abertura da porta.



Fotografia 3 – Simulação de carga térmica elevada através de abertura da porta.

Apêndice B - Estimativa do Tempo de Retorno do Investimento

Conforme resultados experimentais relativos ao consumo energético, que estão resumidos na Figura 5.27, o sistema proposto apresenta uma expressiva redução no consumo quando comparado ao sistema de controle convencional. Neste sentido torna-se importante a análise básica da viabilidade econômica do investimento em um sistema de controle como o desenvolvido. Desta forma foi avaliado o tempo de retorno do investimento fundamentado pela economia obtida empregando a sintonia A no controlador PI para o ponto de operação - 26,5°C (27,6%), que é um ponto intermediário. O tempo de ciclo (intervalo ligado em relação ao desligado) considerado para os cálculos do consumo do controle convencional foi de 70%. O preço do KWh considerado foi R\$ 0,6118, que é o valor atualmente cobrado pela CEMIG aos consumidores residenciais (Zona Urbana, Classe média). A Tabela B.1 apresenta os resultados dos cálculos. A análise realizada indica que o tempo do retorno do investimento seria aproximadamente 20,7 meses.

Tabela B.1 – Estimativa do tempo de retorno do investimento.

Características do equipamento			
Tensão (V)	Corrente Média (A)	Potência(W)	Tempo de Ciclo (médio)
127	1,6	203,2	0,7
Gastos			
Gasto Mensal (KWh)	Custo KWh (R\$)		Gasto Mensal (R\$)
105,82656	0,6118		R\$ 64,74
Redução estimada			
Redução Média	Gasto Estimado		Economia Mensal(R\$)
27,6%	R\$ 46,88		R\$ 17,87
Investimento (R\$)			
Hardware	Instrumentação		Total (R\$)
R\$ 300,00	R\$ 70,00		R\$ 370,00
Retorno do investimento (meses)			
Investimento	Economia Mensal(R\$)		Tempo Estimado(meses)
R\$ 370,00	R\$ 17,87		20,7

Apêndice C - Circuitos Elétricos Desenvolvidos

As Figuras C.1, C.2, C.3 e C.4 apresentam os circuitos elétricos mais relevantes que foram desenvolvidos no trabalho, viabilizando a realização dos ensaios experimentais.

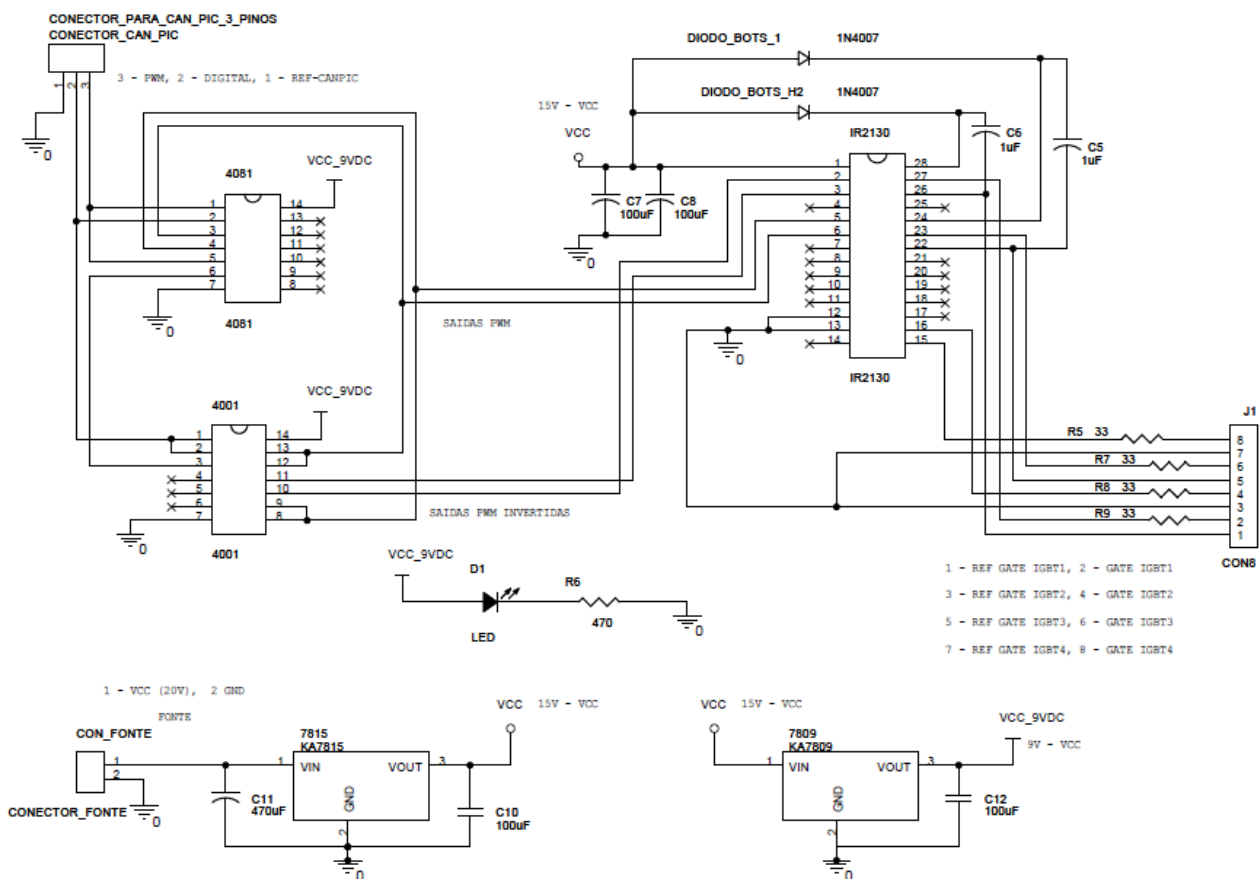


Figura C.1 - Circuitos de controle do conversor.

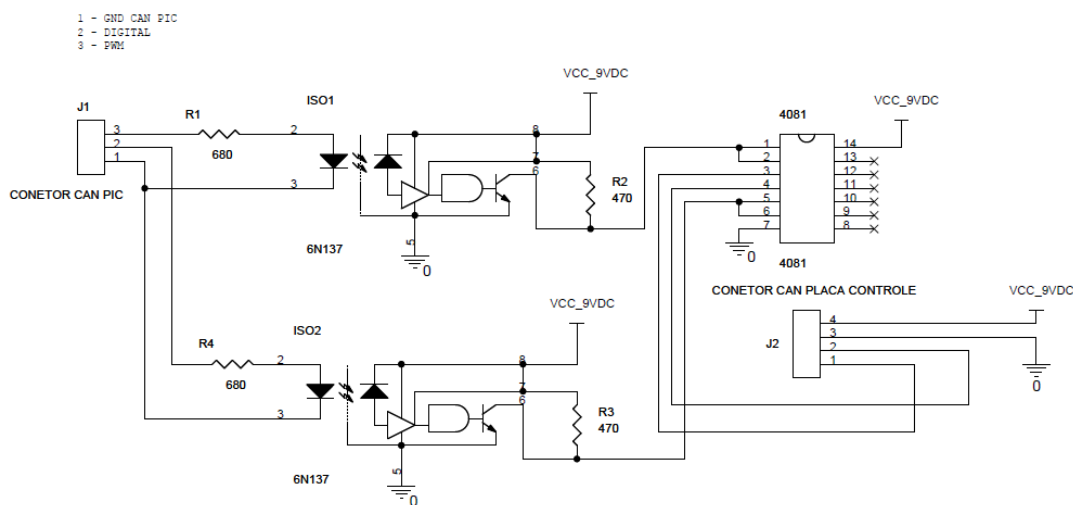


Figura C.2 - Circuito de isolamento óptico entre a estação da rede e o controle do inversor.

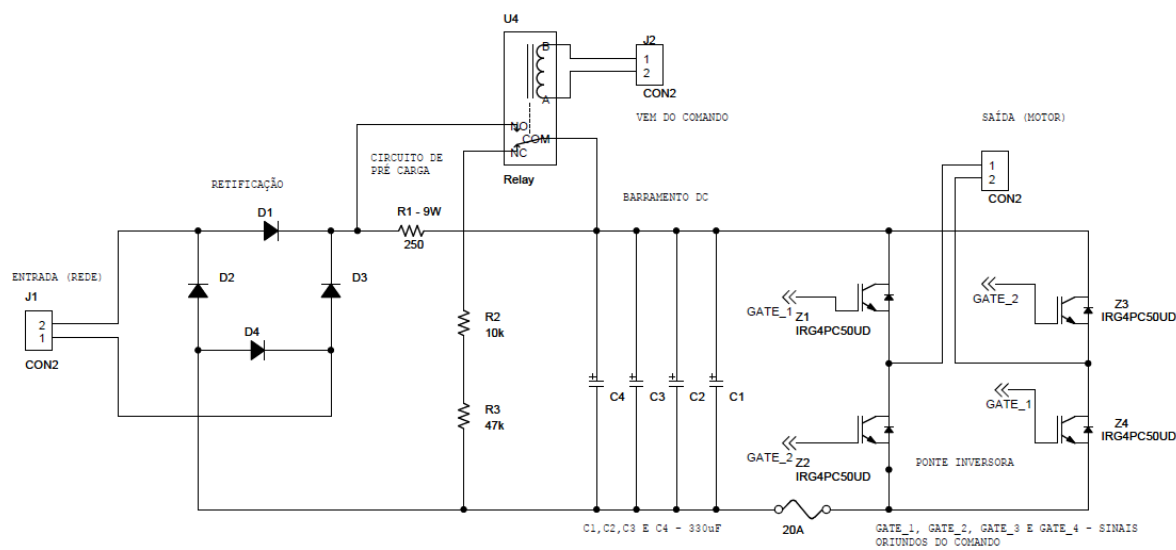


Figura C.3 - Circuito de potência do conversor.

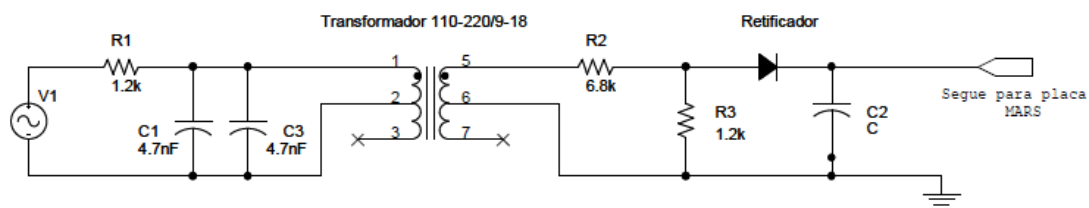


Figura C.4 - Circuito de tratamento da tensão para medição.

Apêndice D - Câmaras de Refrigeração

As câmaras de refrigeração assumem o importante papel de condicionamento térmico de compartimentos próprios para a conservação da qualidade de produtos que necessitam de condições especiais. A redução forçada da temperatura é uma forma eficiente de conservação de determinados produtos, pois, temperaturas mais baixas prejudicam a ação de bactérias que deterioram produtos de diversas origens (por exemplo, produtos alimentícios).

A redução da temperatura no interior de uma câmara é obtida a partir de um ciclo termodinâmico de um gás que sofre sucessivas transformações em um processo forçado.

Os sistemas de refrigeração são constituídos por quatro partes fundamentais que são: compressor, condensador, dispositivo de expansão (válvula, tubos capilares) e evaporador.

Geralmente os sistemas de pequeno porte empregam compressores do tipo herméticos, dispositivo de expansão do tipo tubo capilar e um termostato para controle de temperatura.

De forma resumida, o ciclo de refrigeração inicia-se com o fluido (chamado refrigerante) sendo comprimido pelo compressor que causa a elevação a temperatura do fluido. Com o aumento da temperatura do fluido, os tubos para troca de calor externo (condensador) facilitam a perda de calor do fluido para o meio externo. Continuando o ciclo, à medida que o fluido vai se resfria, ele vai se condensando até ficar no estado líquido. No estado líquido o fluido passa pelo dispositivo de expansão, saindo de um meio de alta pressão para outro de baixa, isso faz com o fluido se expanda e se esfrie. Dentro do compartimento de refrigeração, o evaporador facilita a troca de calor do fluido refrigerante com o meio, de forma que o calor interno seja absorvido pelo fluido, resfriando o interior da câmara. O gás refrigerante então é sugado pelo compressor e o processo se repete continuamente em ciclo, retirando calor do interior da câmara e dispensando-o no meio externo.

A velocidade com que esse ciclo termodinâmico acontece, reflete no tempo de resfriamento do interior da câmara e na capacidade de refrigeração do equipamento, que pode ser alterado através da rotação do compressor integrante do sistema de refrigeração. A Figura D.1 mostra o ciclo de refrigeração simplificado de acordo com o que foi explicado.

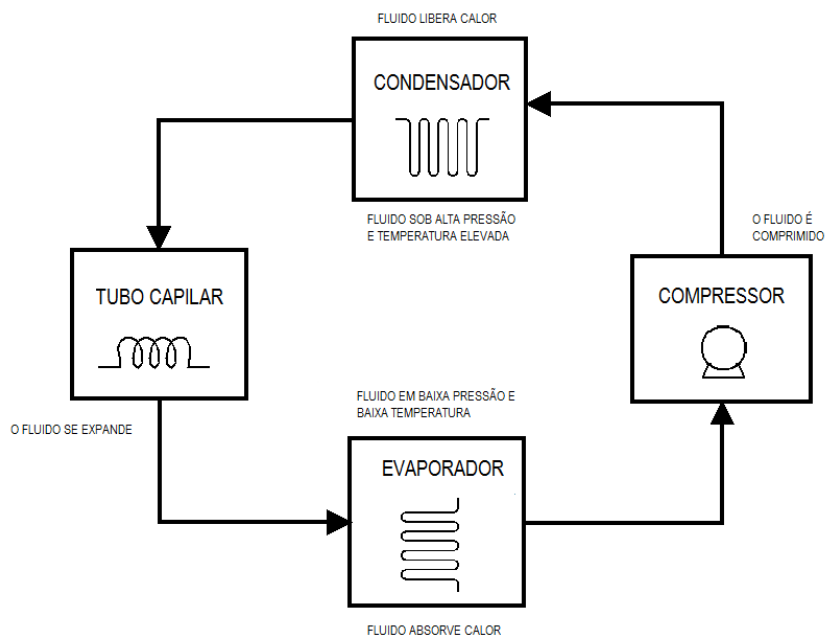


Figura D.1- Representação do ciclo de refrigeração.

Através do diagrama pressão por entalpia é possível verificar os estados físicos em que se encontra o fluido durante as transformações sofridas no ciclo de refrigeração. A Figura D.2 mostra o diagrama referido para um gás ideal (que é uma aproximação do real).

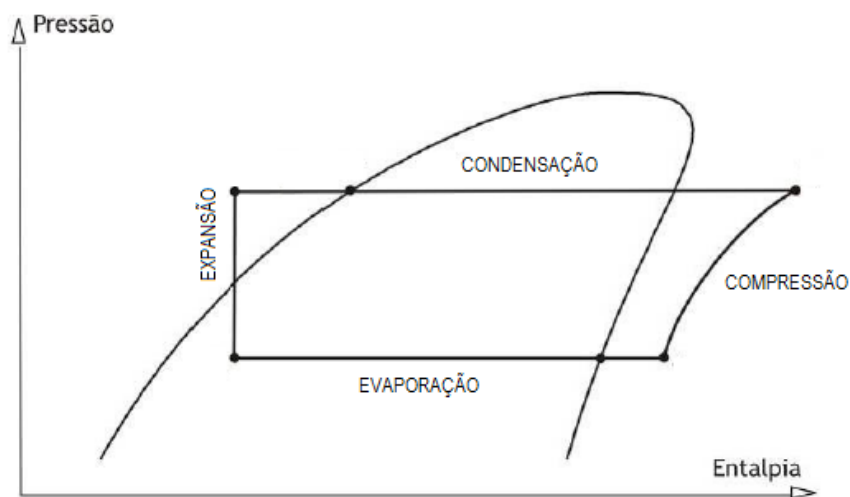


Figura D.2 - Diagrama pressão x entalpia do sistema de refrigeração.