

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

**ESTRATÉGIAS DE CONTROLE EM CÂMARA DE
REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

CARLOS RENATO MENEGHETTI

CAMPINAS
DEZEMBRO DE 2009

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

**ESTRATÉGIAS DE CONTROLE EM CÂMARA DE
REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

Dissertação de mestrado submetida à
banca examinadora para obtenção do
título de Mestre na área de concentração
Máquinas Agrícolas.

CARLOS RENATO MENEGHETTI
Orientador: Prof. Dr. Nelson Luis Cappelli

CAMPINAS
DEZEMBRO DE 2009

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE -
UNICAMP

M524e Meneghetti, Carlos Renato
Estratégias de controle em câmara de refrigeração por
compressão de vapor / Carlos Renato Meneghetti. --
Campinas, SP: [s.n.], 2009.

Orientador: Nelson Luis Cappelli.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Agrícola.

1. Controladores de PID. 2. Modelos matemáticos.
3. Logica difusa. 4. Simulação (Computadores). 5.
Energia. I. Cappelli, Nelson Luis. II. Universidade
Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia
Agrícola. III. Título.

Título em Inglês: Control strategies in refrigerated chamber for vapor
compression

Palavras-chave em Inglês: PID controllers, Mathematical models, Fuzzy logic,
Computer simulation, Energy

Área de concentração: Máquinas Agrícolas

Titulação: Mestre em Engenharia Agrícola

Banca examinadora: Flávio Vasconcelos da Silva, Bárbara Janet Teruel
Mederos

Data da defesa: 21/12/2009

Programa de Pós Graduação: Engenharia Agrícola

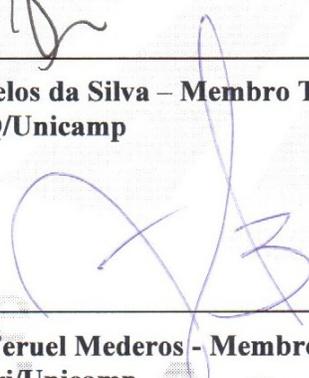
Este exemplar corresponde à redação final da **Dissertação de Mestrado** defendida por **Carlos Renato Meneghetti**, aprovada pela Comissão Julgadora em 21 de dezembro de 2009, na Faculdade de Engenharia Agrícola da Universidade Estadual de Campinas.



Prof. Dr. Nelson Luís Cappelli – Presidente e Orientador
Feagri/Unicamp



Prof. Dr. Flávio Vasconcelos da Silva – Membro Titular
FEQ/Unicamp

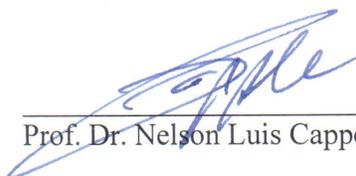


Prof.ª Dr.ª Bárbara Janet Teruel Mederos - Membro Titular
Feagri/Unicamp

DECLARAÇÃO

Declaro que a versão final da Dissertação defendida pelo aluno Carlos Renato Meneghetti “ESTRATÉGIAS DE CONTROLE EM CÂMARA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR” foi revisada e contém a maioria das as sugestões propostas pelos participantes de sua Banca Examinadora.

Campinas, 11 de fevereiro de 2010.



Prof. Dr. Nelson Luis Cappelli

DEDICATÓRIA

A Tamara minha amada esposa
pelo amor, paciência, apoio e confiança.
Dedico este trabalho.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, pela saúde, força, sabedoria e fé.

Agradeço também às pessoas cujo apoio foi de extrema valia.

Aos meus pais Renato(em memória) e Leonice, pela minha educação pessoal e acadêmica.

A minha esposa Tamara, pelo amor, carinho e apoio nas horas mais difíceis durante a caminhada, acreditando em mim, quando eu não acreditava.

Ao meu orientador Prof. Dr. Nelson Luis Cappelli, pela orientação e apoio durante o desenvolvimento desta dissertação.

Ao Prof. Dr. Claudio Kiyoshi Umezu, pela atenção, apoio técnico e por estar sempre presente.

A Profa. Dra. Barbara Janet Teruel Mederos, pela prontidão em ajudar.

Aos companheiros de trabalho Tizzei e João Carlos, pela amizade e apoio.

Ao Pedro do Laboratório de Termodinâmica e Energia, pela força e atenção dispensadas.

Aos colegas do Laboratório de Instrumentação e Controle, Angel e Edson pelas contribuições e reuniões.

Ao Prof. Dr. Luís Augusto Barbosa Cortez pela cessão do Laboratório de Termodinâmica e energia.

Ao CNPq pelo apoio ao projeto de pesquisa.

A equipe da secretaria da pós-graduação, Marta, Ana, Alexandre pela paciência e ajuda.

SUMÁRIO

1.	Introdução.....	1
2.	Fundamentação teórica e Revisão bibliográfica.....	4
2.1.	Ciclo de refrigeração	4
2.2.	Controle liga-desliga	7
2.3.	Controlador Proporcional Integral Derivativo.....	8
2.4.	Critérios de desempenho	11
2.5.	Índices de desempenho.....	13
2.6.	Sintonia de Controladores	14
2.7.	Identificação de sistemas.....	16
2.8.	Sistemas de controle <i>Fuzzy</i>	20
2.9.	Controle por variação da rotação do motor do compressor.....	24
3.	Material e métodos	32
3.1.	Descrição do sistema	32
3.2.	Instrumentação do sistema.....	34
3.3.	Especificações técnicas dos instrumentos	37
3.3.1.	Termoresistências	37
3.3.2.	Transmissores de temperatura	37
3.3.3.	Inversor de Frequência	38
3.3.4.	Transdutor de grandezas elétricas.....	38
3.3.5.	Controle de potência.....	39
3.4.	Aquisição de dados e variáveis medidas e controladas	40
3.5.	Procedimento experimental	43
4.	Resultados e discussão	46
4.1.	Temperatura mínima e COP	46
4.2.	Identificação do modelo matemático para o Bloco A	48
4.3.	Modelo para o Bloco C.....	60
4.4.	Modelo para o Bloco E.....	67
4.5.	Modelo para o Bloco B.....	73
4.6.	Modelo para o Bloco D	74
4.7.	Modelo para o Bloco F	76
4.8.	Simulações.....	78
4.8.1.	Simulação e validação do controle liga-desliga implementado	80
4.8.2.	Simulação controle liga desliga com alteração e carga	85
4.8.3.	Simulação controle PID com alteração de carga	88
4.8.4.	Simulação controle <i>Fuzzy</i> com alteração e carga	101
5.	Conclusões.....	108

6.	Referências Bibliográficas.....	110
7.	Anexos.....	115
7.1.	Anexo A - Gráficos para o modelo matemático do Bloco A.....	115
7.2.	Anexo B - Gráficos para o modelo matemático do Bloco B.....	124
7.3.	Anexo C - Gráficos para o modelo matemático do Bloco C.....	127
7.4.	Anexo D - Gráficos para o modelo matemático do Bloco D.....	131
7.5.	Anexo E - Gráficos para o modelo matemático do Bloco E.....	134
7.6.	Anexo F - Gráficos para o modelo matemático do Bloco F.....	138

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema Básico de Refrigeração.....	4
Figura 2 – Ciclo termodinâmico. (Costa, 1982).....	5
Figura 3 - Exemplo: Temperatura com controle liga-desliga.....	7
Figura 4 - Controlador ligado ao sistema PID.....	8
Figura 5 - Diagrama de blocos do PID paralelo clássico.....	9
Figura 6 - Diagrama de Blocos de um controlador PID paralelo alternativo.....	10
Figura 7 - Critérios de Desempenho.....	11
Figura 8 - Sistema de Primeira Ordem.....	18
Figura 9 - Resposta de um sistema de primeira ordem com tempo de atraso.....	19
Figura 10 - Base de regras - MATLAB.....	21
Figura 11 - Diagrama básico de um controlador Fuzzy.....	21
Figura 12 - Fuzzificação e Números Fuzzy.....	22
Figura 13 - Sistema VCC (adaptado de Embraco, 2009).....	24
Figura 14 - Temperatura controlada do ar no sistema liga-desliga (Buzelin, 2003).....	26
Figura 15 - Temperatura do ar na câmara controlada por variação de rotação do motor do compressor (Buzelin, 2003).....	27
Figura 16 - Comparativo da temperatura na carga (Buzelin, 2003).....	27
Figura 17 - Aparato experimental utilizado por Aprea et al. (2004).....	29
Figura 18 - Modelo matemático (Hua, Jeong e You, 2008).....	30
Figura 23 - Tela do aplicativo desenvolvido em LabView.....	42
Figura 24 - Diagrama de blocos adotado para o modelo.....	44
Figura 25 - COP_{carnot} médio em função da frequência.....	47
Figura 26 - Ensaio E1 - Temperatura do ar na entrada do evaporador – Bloco A.....	48
Figura 27 - Ensaio E5 - Temperatura do ar na entrada do evaporador – Bloco A.....	50
Figura 28 - Ensaio E7 - Temperatura do ar na entrada do evaporador – Bloco A.....	51
Figura 29 - Ensaio E11 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco A.....	53
Figura 30 – Temperatura do ar na entrada do evaporador - Média das amostras ensaios E1 ao E4 - Bloco A.....	55
Figura 31 – Temperatura do ar na entrada do evaporador - Ajuste do Modelo - Bloco A – Faixa Ampla.....	56
Figura 32 – Temperatura do ar na entrada do evaporador - Ensaios E7 a E10 - Média das amostras - Bloco A.....	57
Figura 33 - Ensaios E7 a E10 - adequação do modelo faixa estreita - Bloco A.....	58
Figura 34 – Temperatura do ar no centro da câmara - Ensaio E1 - Temperatura no centro da câmara - Bloco C.....	60
Figura 35 – Temperatura do ar no centro da câmara - Ensaios E1 a E4 - Média das amostras - Bloco C.....	62
Figura 36 - Ensaios E1 a E4 - Temperatura do ar no centro da câmara - Adequação do Modelo - Bloco C.....	63
Figura 37 – Temperatura do ar no centro da câmara - Ensaios E7 a E10 - Média das amostras - Bloco C.....	64

Figura 38 - Ensaio E7 a E10 - Temperatura do ar no centro da câmara - Adequação do Modelo - Bloco C	65
Figura 39 - Ensaio E1 - Potência do compressor - Bloco E	67
Figura 40 - Ensaio E7 - Potência do Compressor - Bloco E	69
Figura 41 - Ensaio E1 ao E4 - Adequação do modelo - Bloco E	71
Figura 42 - Ensaio E7 a E10 - Adequação do modelo - Bloco E.....	72
Figura 43 - Ensaio E13 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco B	73
Figura 44 - Ensaio E13 - Temperatura do ar no centro da câmara - Bloco D	75
Figura 45 - Ensaio E15 - Potência consumida pelo compressor - Bloco F	76
Figura 46 - Para Freq variando de 30 a 60 Hz - Faixa ampla.....	78
Figura 47 - Modelo faixa estreita	79
Figura 48 - Implementação do sistema Liga-Desliga.....	80
Figura 49 - Simulação do sistema liga-desliga – bloco faixa ampla	81
Figura 50 - Simulação do sistema liga-desliga - bloco faixa estreita	82
Figura 51 - Sistema liga-desliga – medição no sistema real.....	83
Figura 52 - Temperaturas do ar medidas no sistema real	84
Figura 53 - Simulação controle liga-desliga - Carga de 40 a 80% - modelo faixa ampla.....	85
Figura 54 - Simulação controle liga-desliga - Carga de 40 a 80% - modelo faixa estreita	86
Figura 55 - Controlador PID implementado nas simulações.....	88
Figura 56 - Resposta do sistema - PI - ZN	89
Figura 57 - Resposta do sistema - PID - ZN.....	90
Figura 58 - Resposta do sistema - PI - CHR.....	91
Figura 59 - Resposta do sistema - PID - CHR.....	92
Figura 60 - Reação do sistema - PID - ZN (SP = 0°C).....	94
Figura 61 - Resposta do sistema PID-CHR (SP=0°C).....	95
Figura 62 - Reação do sistema - PID - ZN (SP=2°C).....	98
Figura 63 - Reação do sistema PID CHR (SP=2°C).....	99
Figura 65 – (a) Controlador <i>fuzzy</i> implementado / (b) Variável Etemp / (c) Variável Var / (d) Variável DEtemp	102
Figura 66 - Base de regras	103
Figura 67 - Reação do sistema ao controle Fuzzy	105
Figura 68 - Ensaio E2 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco A.....	115
Figura 69 - Ensaio E3 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco A.....	116
Figura 70 - Ensaio E4 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco A.....	117
Figura 71 - Ensaio E6 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco A.....	118
Figura 72 - Ensaio E8 - Temperatura do ar na entrada do evaporador – Bloco A	119
Figura 73 - Ensaio E9 - Temperatura do ar na entrada do evaporador – Bloco A	120
Figura 75 - Ensaio E12 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco A.....	122
Figura 76 - Ensaio E1 ao E4 - Média das amostras e regressão	123
Figura 77 - Ensaio E14 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco B	124
Figura 78 - Ensaio E15 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco B	125
Figura 79 - Ensaio E16 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco B	126
Figura 80 - Ensaio E2 - Temperatura no centro da câmara - Bloco C	127
Figura 81 - Ensaio E3 – Temperatura do ar no centro da câmara - Bloco C.....	128
Figura 82 - Ensaio E4 - Temperatura no centro da câmara - Bloco C	129
Figura 83 - Ensaio E1 a E4 - Média das amostras e regressão - Bloco C.....	130
Figura 84 - Ensaio E14 - Temperatura do ar no centro da câmara - Bloco D	131

Figura 85 - Ensaio E15 - Temperatura do ar no centro da câmara - Bloco D	132
Figura 86 - Ensaio E16 - Temperatura do ar no centro da câmara - Bloco D	133
Figura 87 - Ensaio E2 - Potência do compressor - Bloco E	134
Figura 88 - Ensaio E3 - Potência no compressor - Bloco E	135
Figura 89 - Ensaio E8 - Potência do Compressor - Bloco E	136
Figura 90 - Ensaio E9 - Potência do compressor - Bloco E	137
Figura 91 - Ensaio E13 - Potência consumida pelo compressor - Bloco F	138
Figura 92 - Ensaio E16 - Potência consumida pelo compressor - Bloco F	139

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros do controlador.....	14
Tabela 2 - Parâmetros PID por CHR.....	15
Tabela 3 – Planejamento experimental.....	45
Tabela 4 – Temperatura final para os ensaios de E1 a E4.....	46
Tabela 5 – Parâmetros para o bloco A - Ensaios E1 ao E4.....	49
Tabela 6 – Ensaios E5 e E6 - Parâmetros para o Bloco A.....	50
Tabela 7 – Consolidação do parâmetros obtidos nos ensaios E7 a E10.....	52
Tabela 8 - Dados do Sistema – Ensaios E11 e E12 - Degrau na frequência de 50 Hz para 60 Hz – Bloco A.....	52
Tabela 9 – Resumo dos parâmetros levantados para o Bloco A.....	54
Tabela 10 - Resumo dos parâmetros para o Bloco A.....	59
Tabela 11 - Dados do Sistema – Degrau na frequência de 30 Hz para 60 Hz – Bloco C.....	61
Tabela 12 - Resumo dos parâmetros para o Bloco C.....	66
Tabela 13 - Ensaios E1 a E3 - Potência do Compressor - Bloco E.....	68
Tabela 14 – Ensaios E7 a E9 – Potência do Compressor – Bloco E.....	70
Tabela 15 – Ganho do bloco Frequência x Potência.....	70
Tabela 16 - Adequação do Modelo faixa ampla - Bloco E.....	71
Tabela 17 - Ensaios E7 ao E9 - Adequação do modelo - Bloco E.....	72
Tabela 18 – Carga Térmica x Temperatura do evaporador.....	74
Tabela 19 – Carga Térmica x Temperatura no centro da câmara – Bloco D.....	75
Tabela 20 – carga térmica x potência do compressor.....	77
Tabela 21 - Parâmetros para o controlador PID - Ziegler e Nichols - Modelo de faixa estreita	88
Tabela 22- Resultados das simulações modelo faixa estreita.....	93
Tabela 23 - Resultados da simulação modelo de faixa estreita.....	96
Tabela 24 - Parâmetros para o controlador PID por ZN - Modelo de faixa ampla.....	97
Tabela 25 - Comparativo PID para o modelo faixa ampla.....	100
Tabela 26 - Comparativo Fuzzy, PID e Liga-Desliga – Modelo faixa estreita.....	106

RESUMO

O armazenamento de produtos perecíveis em sistemas refrigerados permite conservar por mais tempo sua qualidade para consumo, atender a padrões mais rígidos de qualidade, prolongar a vida de prateleira, e muitas vezes alcançar mercados antes inalcançáveis, principalmente para exportação. Além dos fatores de conservação, a redução de custos nos insumos permite a concorrência por menores preços. Na refrigeração, um importante insumo é a energia elétrica, reduzir seu custo significa mais competitividade. Portanto, neste trabalho, estuda-se a possibilidade de reduzir o consumo de energia elétrica num sistema de refrigeração, originalmente concebido para regime de rotação fixa do compressor, quando submetido a um regime de rotação variável. Para tal investigação, utilizam-se simulações de modelos matemáticos. Fez-se necessário identificar cada parte do sistema dinâmico; construir o modelo matemático; estudar as estratégias de controle mais adequadas, tanto em função do consumo de energia, quanto em relação a estabilidade das variáveis controladas em regime permanente; discutir os aspectos relevantes para a implementação dos sistemas de controle e classificar as estratégias de controle quanto ao consumo de energia e viabilidade de implementação. O sistema de refrigeração foi identificado e concebido num modelo matemático de múltiplas entradas e múltiplas saídas. Nas simulações foram implementados controle de temperatura liga-desliga, controlador PID e controle *fuzzy*. Buscou-se com os controles maior estabilidade de temperatura, o menor erro em regime permanente e o menor consumo de energia elétrica. Quanto a estabilidade de temperatura e erro em regime, tanto o PID quanto o *fuzzy* obtiveram desempenho satisfatório, com respectivamente $I_{MSE}=0,0019$ e $I_{MSE}=0,46485$, comparados ao liga-desliga com $I_{MSE}=0,5813$. Apenas o controle *fuzzy* obteve economia no consumo de energia elétrica, chegando a redução de 5,4% quando comparado aos demais.

Palavras-chave: modelo; PID; *fuzzy*; simulação; energia;

ABSTRACT

The storage of perishable products in refrigerated systems lets people maintain even more the quality for consume, fulfill the most inflexible patterns of quality, lengthen the shelf life, and many times reach markets that were unreachable, mainly for exportation. Besides quality, there is a competition for lower prices, and it is esteemed then, among others, the reducing in costs of the raw materials. Talking about refrigeration, an important raw material is electric energy, so reduce its cost means to be more competitive. So, in this work, it is experimented the possibility of reducing the consumption of electric energy in a refrigeration system originally conceived for method of fixed rotation of the compressor when submitted to the system of changeable rotation. To this searching, in this work simulations of mathematical models are used. So it was necessary to identify each part of the dynamic system; to build a mathematical model; to study the more appropriate strategies of controlling, as much related to the consumption of energy, as in relation to the stability of the variables controlled when they are under steady state; to discuss the significant aspects to the execution of the control systems and to classify the control strategies according to the consumption of energy and the viability of execution. The refrigeration system was identified and conceived in a mathematical model of multiple inputs and outputs. In the simulations, control of temperature with on-off, PID and *fuzzy* control were executed. It sought through the controls a higher stability in temperature, the smaller error in steady state and the lower consumption of electric energy. As for stability in temperature, as much the PID as the *fuzzy* had a satisfactory performance, with respectively $I_{MSE}=0,0019$ and $I_{MSE}=0,46485$ compared to the on-off with $I_{MSE}=0,5813$; as for the error in steady state the control PID got better results; as for the decreasing in the consumption of electric energy, only the fuzzy control has got economy, reaching reductions of 5,4%, in comparison with the other ones.

Keywords: model, PID, fuzzy; simulation; energy;

1. INTRODUÇÃO

A demanda por produtos alimentícios no mundo está em constante expansão. O Brasil vem se firmando no mercado mundial como um importante produtor e fornecedor de alimentos. Dentre estes, os produtos agrícolas tem se destacado. Como exemplo temos os produtos orgânicos que, segundo nota da Gazeta Mercantil de 29 de agosto de 2008, movimentam atualmente US\$ 250 milhões sendo que 70% são destinados à exportação. O mesmo ocorre com outras cadeias produtivas tanto para o mercado interno como o externo.

Para suprir a crescente demanda é necessário aumentar a oferta de produtos agrícolas no mercado. O volume de produtos oferecidos pode ser incrementado através do aumento de produção ou diminuindo as perdas na cadeia produtiva, como no transporte e na conservação.

No que se refere à conservação de alimentos, a refrigeração vem sendo largamente utilizada com o objetivo de prolongar a vida útil do produto, pois o tempo entre a produção e o consumo é normalmente maior que o ciclo natural do alimento em condição não refrigerada, sendo em função da distância, como é o caso das exportações, ou em função da sazonalidade do mercado. Nos entrepostos de distribuição de produtos agrícolas a refrigeração é a principal estratégia utilizada para a conservação dos produtos.

A refrigeração é obtida convertendo-se energia elétrica em energia térmica, então com o aumento da utilização da refrigeração aumenta também a demanda por energia elétrica no setor. Reduzir o consumo de energia elétrica implica em adiar a necessidade de reestruturação de sistemas elétricos, possibilidade de rever as demandas de energia contratadas ou mesmo adiar a necessidade de investimentos.

Segundo a Gazeta Mercantil de 23 de setembro de 2008, a Agência Internacional de Energia (AIE) afirmou que um grupo de 16 países industrializados, entre 1990 e 2005, conseguiu atender cerca de metade do aumento de demanda energética pela melhoria na eficiência do consumo, neste mesmo artigo afirma que é possível reduzir o consumo energético em 10% até 2018 com mais investimentos em tecnologia e equipamentos mais eficientes a um custo de US\$ 17 bilhões resultando na redução de consumo de 143.000 gigawatts/hora; sendo que para atender a essa demanda por meio das tecnologias

convencionais, os investimentos saltariam para US\$ 53 bilhões, montante necessário para construção de 328 usinas térmicas a gás natural.

Neste cenário encontrar formas de reduzir o consumo de energia em sistemas de refrigeração contribui para aumentar a oferta de produtos com qualidade no mercado e reduzir a taxa de crescimento da demanda de energia elétrica.

Os controles de temperatura aplicados atualmente em sistemas de refrigeração utilizam uma estratégia que não necessariamente privilegia a economia de energia elétrica e possui flutuação considerável da temperatura interna, pois dependem intrinsecamente desta variação para sua operação normal. É necessário estabelecer uma estratégia de controle mais eficiente, que diminua o consumo de energia elétrica, mantenha a temperatura interna da câmara e as características em conservação dos alimentos.

Em geral, utilizar uma estratégia de controle com rotação variável do compressor em sistemas de refrigeração por compressão de vapor, tem um consumo de energia elétrica menor e proporciona uma maior estabilidade na temperatura de conservação dos produtos, quando comparado aos atuais sistemas liga-desliga. Alterar somente a estratégia de controle de acionamento do compressor exige poucas adaptações na máquina térmica, o que possibilita a melhora do desempenho de um sistema já existente de forma rápida e de menor custo.

Como ferramenta para explorar novas técnicas de controle utiliza-se a modelagem matemática de sistemas. Esta técnica consiste em encontrar as equações matemáticas que regem o sistema e validá-las experimentalmente. Com o modelo matemático e ferramentas computacionais é possível explorar várias estratégias de controle e determinar qual a mais eficiente sem a necessidade de vários testes no sistema real o que reduz tempo e custos.

Então é necessário determinar experimentalmente a dinâmica dos parâmetros relevantes do sistema liga e desliga, estabelecendo um referencial para as comparações com as demais estratégias de controle.

O modelo matemático do sistema possibilita ensaios computacionais, para determinar nas simulações matemáticas a dinâmica dos parâmetros relevantes do sistema implementando estratégias de controle P, PI, PID.

Embasado na importância do estudo de estratégias de controle que proporcionem economia de energia e menor variação de temperatura, este trabalho empenha-se em contribuir para o estudo da operação de sistemas de refrigeração por compressão de vapor, que

originalmente utilizam estratégias de controle liga-desliga, quando são submetidos e adaptados a estratégias de controle que utilizam variação da velocidade de rotação do motor do compressor, norteadas pela possibilidade de que esta alteração na estratégia de controle reduza o consumo de energia elétrica do compressor e diminua a variação da temperatura interna em uma câmara de refrigeração para armazenamento e conservação.

Portanto este trabalho tem como objetivos: identificar os parâmetros de cada parte do sistema dinâmico; determinar os modelos matemáticos envolvidos; estudar, por meio de simulações, as estratégias de controle mais adequadas, tanto em função do consumo de energia, quanto com relação a oscilações de temperatura que indiretamente pode refletir na qualidade do armazenamento dos produtos; discutir os aspectos relevantes para a implementação dos sistemas de controle; classificar as estratégias de controle quanto ao consumo de energia e viabilidade de implementação.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Ciclo de refrigeração

O processo de resfriamento de um ambiente por compressão mecânica de vapor utiliza um sistema que retira calor de um ambiente e transporta para outro.

Conforme Figura 1, pode-se verificar que o sistema possui um compressor que é responsável por admitir o vapor saturado elevando sua pressão, este vapor em alta pressão é conduzido ao condensador que efetua a troca de calor com ambiente externo, fazendo com que o vapor condense e entre em fase líquida, este líquido refrigerante é impelido até a válvula de expansão, esta permite que o líquido em alta pressão tenha seu volume expandido, voltado a vapor saturado, nesta fase o líquido perde calor, este vapor passa pelo evaporador retirando calor do ambiente interno.

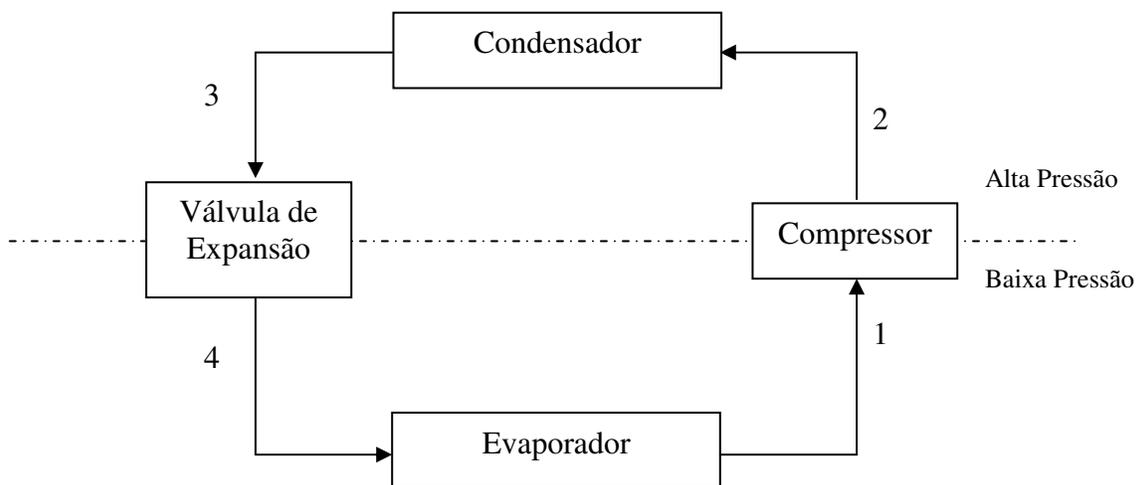


Figura 1 – Sistema Básico de Refrigeração

A análise do ciclo termodinâmico efetuado pelo sistema tem início no compressor. Segundo Costa (1982) a compressão é hipoteticamente isentrópica, na qual o vapor saturado passa da pressão P_0 para pressão P_c e da entalpia h_1 para h_2 , consumindo trabalho mecânico, representado pela passagem do ponto 1 para o ponto 2 da Figura 2.

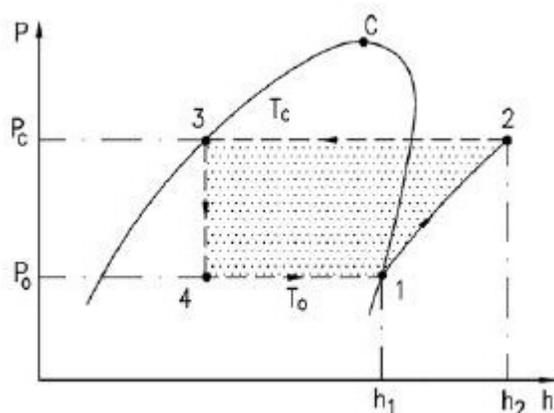


Figura 2 – Ciclo termodinâmico. (Costa, 1982)

Passando pelo condensador o vapor saturado, proveniente do compressor é resfriado, isobaricamente até a temperatura de saturação para ser condensado isobaricamente e isotermicamente, cedendo calor para o ambiente externo, este processo é representado no diagrama da Figura 2 pela transição entre os pontos 2 e 3.

Ao passar pela válvula de expansão o vapor condensado é expandido, processo que ocorre isentalpicamente, passando da pressão P_c novamente para pressão P_0 , representado na Figura 2 pela transição entre os pontos 3 e 4.

Por fim, tem-se a fase de evaporação, onde ao passar pelo evaporador, o vapor saturado é expandido e sofre sua vaporização, processo parcialmente iniciado pela válvula de expansão, retirando calor do ambiente interno ao qual se deseja refrigerar.

A literatura sobre refrigeração (Costa (1982); Schmidt, Henderson e Wolgmuth (2004); Stoecker e Jabardo (2002)) normalmente define eficiência de ciclo como a relação entre a energia útil e a energia aplicada no processo. Neste caso, considerando o sistema um ciclo de Carnot, a eficiência denominada Coeficiente de Eficácia (COP), pode ser definida conforme a Equação (1).

$$COP_{carnot} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (1)$$

Onde T_1 é a temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador e T_2 é a temperatura do fluido refrigerante na entrada do condensador, ambas em Kelvin.

A obtenção de um valor elevado do COP envolve a redução da energia aplicada no processo para um determinado efeito de refrigeração. A redução da temperatura de condensação (T_1) ou aumento da temperatura de evaporação (T_2) proporcionam um aumento do COP.

2.2. Controle liga-desliga

O controle mais aplicado atualmente pela indústria é o do tipo liga-desliga. Este tipo de controle é ligado diretamente ao compressor que é acionado em sua carga máxima quando é necessária a correção da temperatura controlada e se desliga completamente quando não é mais necessário que ele atue sobre o sistema.

Este tipo de funcionamento implica em estabelecer dois limites de temperatura, uma para o sistema ser acionado e outra para o sistema ser desligado.

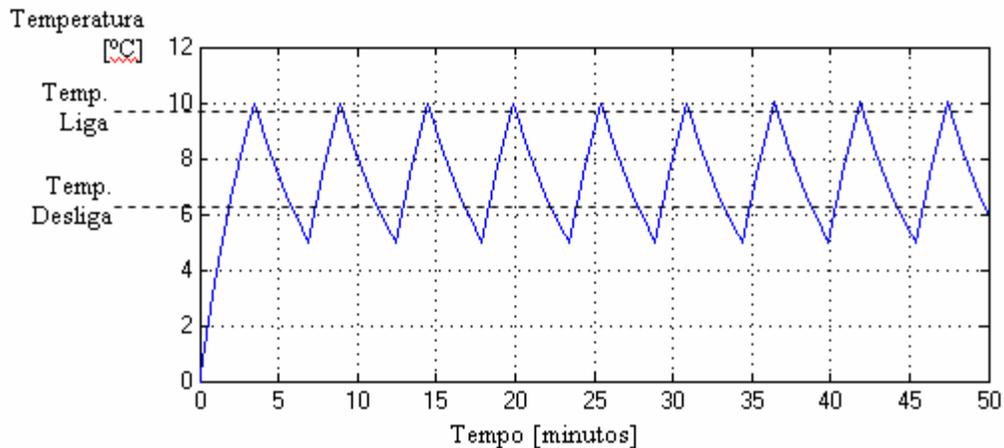


Figura 3 - Exemplo: Temperatura com controle liga-desliga

A Figura 3 ilustra o funcionamento do sistema. Nesta figura temos o exemplo de um gráfico da temperatura de um sistema de controle liga-desliga, quando a temperatura está acima da temperatura máxima estabelecida (Temp. Liga), o sistema de refrigeração é acionado retirando calor do ambiente, portanto causando a queda da temperatura, quando esta atinge a temperatura mínima estabelecida (Temp. Desliga), o sistema de refrigeração é desativado, não retirando mais calor do ambiente. Assim a temperatura volta a aumentar o que provoca a repetição do ciclo de funcionamento do sistema.

A variação de temperatura do sistema é estabelecida de tal forma que o ciclo de ativação e desativação do compressor não tenha um período muito curto, pois a partida e parada do compressor são instantes que geram muita fadiga ao sistema. Esta variação na temperatura também é determinada em função do produto a ser conservado pelo sistema, com

o objetivo de manter suas características de conservação e distribuição. Deve-se encontrar uma solução de compromisso entre as características do sistema e as propriedades do produto.

Nota-se, portanto, que o controle liga-desliga, depende intrinsecamente da variação de temperatura para sua operação normal. O ciclo de funcionamento deve ser estabelecido de forma a não sobrecarregar o sistema de refrigeração, bem como manter a conservação dos produtos armazenados.

2.3. Controlador Proporcional Integral Derivativo

No que se refere a controle de variáveis em processos, os controladores de ações Proporcional, Integral e Derivativo (PID), são largamente utilizados e descritos na literatura técnica especializada sobre controle como em Ogata (2003), Chen (1999), Kilian (2000), Campos e Teixeira (2006); dentre outras.

A Figura 4 representa o diagrama básico de um sistema utilizando um controlador PID. Baseando sua operação no sinal $e(t)$, conhecido como erro, que é a diferença entre o valor requerido da variável (no caso a temperatura) e o valor medido na variável controlada (no caso a temperatura da câmara). O sinal de erro receberá três ações distintas: uma ação proporcional, que multiplica o erro por um valor constante; uma ação derivativa, que reage à taxa de variação do erro e uma ação integral, que aumenta sua atuação enquanto o sinal de erro não for nulo. Estas três ações são somadas definindo a atuação sobre o sistema. Mais a frente será discutido as diferentes variações de controladores PID, bem como suas diferentes operações matemáticas.

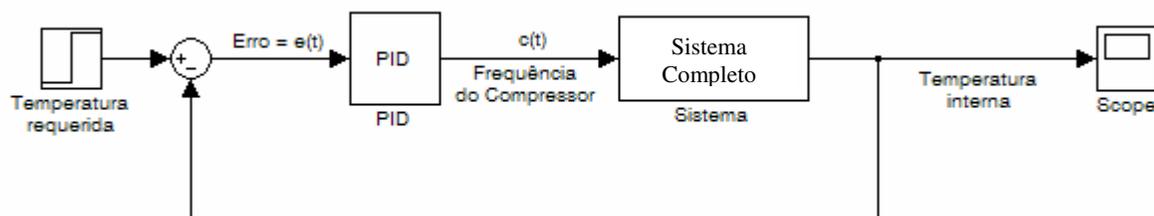


Figura 4 - Controlador ligado ao sistema PID

Atualmente existem duas configurações mais aplicadas de controladores PID, são basicamente: PID paralelo clássico e o PID paralelo alternativo.

A Figura 5 demonstra o diagrama de blocos de um sistema PID na configuração paralelo clássico. Nota-se que o sinal de erro é enviado à ação proporcional e posteriormente as demais ações integral e derivativa.

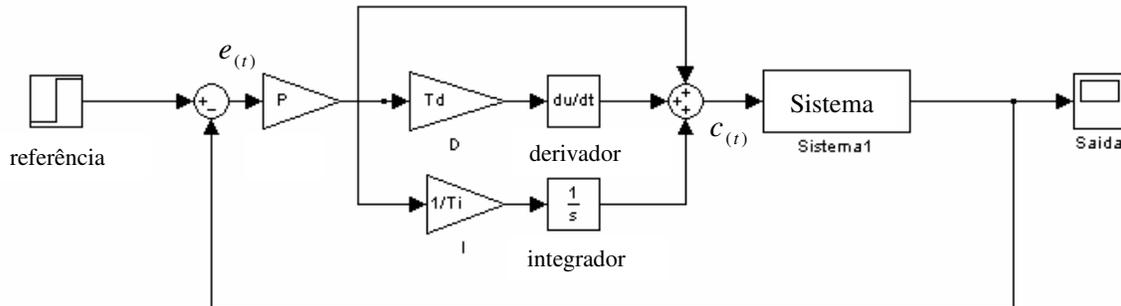


Figura 5 - Diagrama de blocos do PID paralelo clássico

A equação matemática do controlador da Figura 5 é dada por:

$$c_{(t)} = K_p \left(e_{(t)} + \frac{1}{T_i} \int e_{(t)} dt + T_d \frac{d}{dt} e_{(t)} \right) \quad (2)$$

Onde K_p representa o ganho proporcional, valor a ser multiplicado pelo sinal de erro gerando a ação proporcional.

O termo T_i chamado de tempo de integral, compõem a fração que será multiplicada por K_p e pela integral do erro, gerando a ação integral.

Sendo T_d denominado tempo de derivativo que será multiplicado por K_p e pela derivada do erro, formando a ação derivativa.

Estas três ações são então somadas gerando o sinal de saída do controlador $c_{(t)}$, que é responsável por agir sobre o atuador do sistema com o objetivo de corrigir as variações indesejadas da variável controlada.

A Figura 6 representa o diagrama de blocos de um controlador PID utilizando a configuração paralelo alternativo. Deve-se notar que o sinal de erro é distribuído diretamente as três ações de controle.

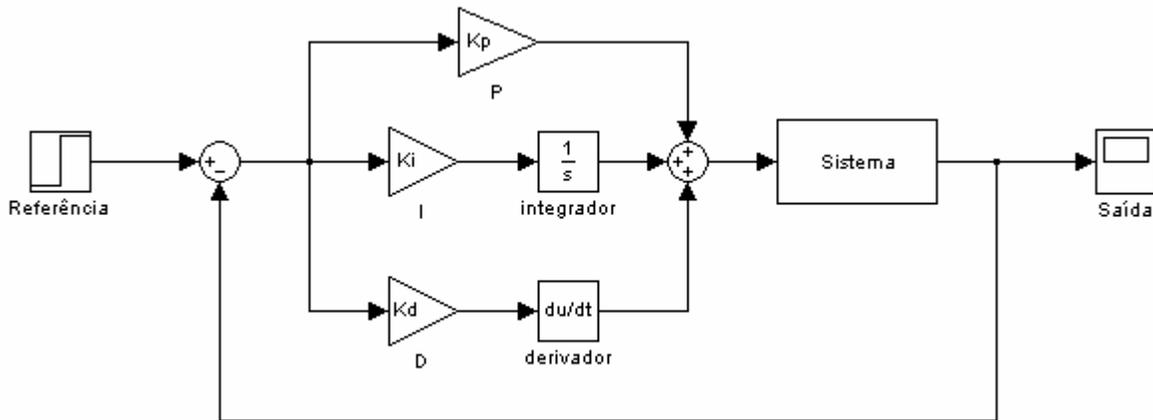


Figura 6 - Diagrama de Blocos de um controlador PID paralelo alternativo

Para esta configuração do controlador tem-se a seguinte equação:

$$c_{(t)} = K_p e_{(t)} + K_i \int e_{(t)} dt + K_d \frac{d}{dt} e_{(t)} \quad (3)$$

O parâmetro K_p representa o ganho proporcional, valor a ser multiplicado pelo sinal de erro gerando a ação proporcional.

O termo K_i chamado de tempo de integra, compõem a fração que será multiplicada pela integral do erro, gerando a ação integral.

Sendo Kd denominado tempo de derivativo, será multiplicado pela derivada do erro, formando a ação derivativa.

Estas três ações são então somadas gerando o sinal de saída do controlador $c_{(t)}$, que é responsável por agir sobre o atuador do sistema com o objetivo de corrigir as variações indesejadas da variável controlada.

2.4. Critérios de desempenho

A Figura 7 representa o gráfico da reação típica da variável de um sistema de controle quando a entrada foi submetida a um degrau unitário, cuja resposta apresenta oscilação com amortecimento. Deste gráfico pode-se extrair informações sobre o desempenho do sistema que denominam-se critérios de desempenho.

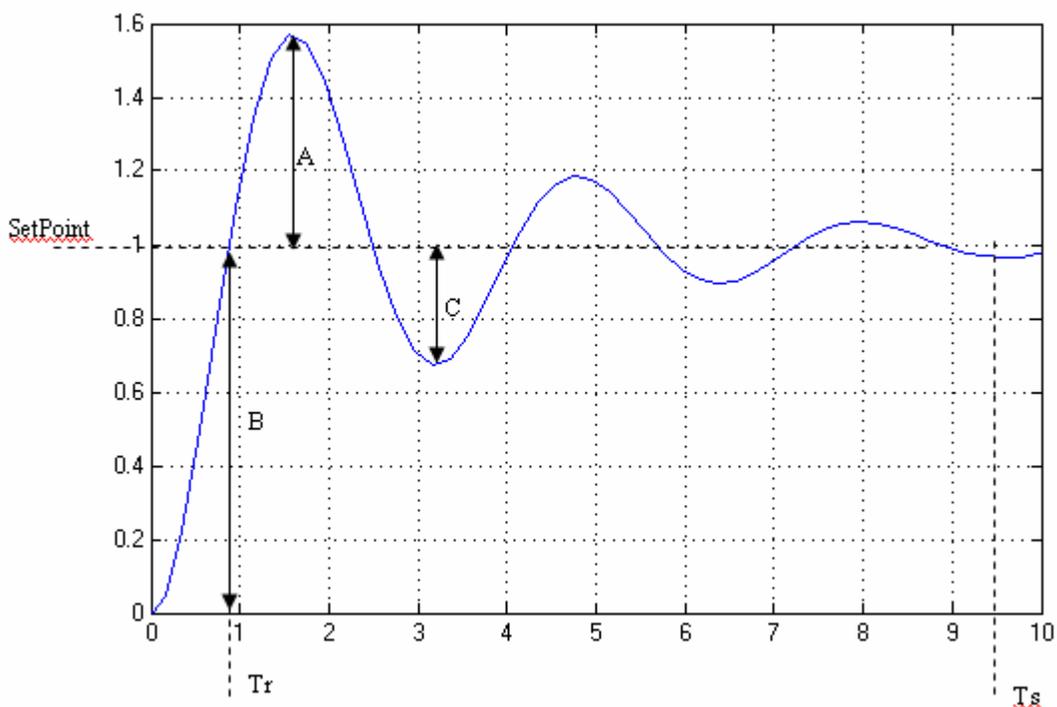


Figura 7 - Critérios de Desempenho

No desenvolvimento de um sistema de controle, deve-se estabelecer qual o comportamento requerido da variável controlada, denominados de critérios de desempenho, que podem ser:

- O menor sobre-sinal ou *overshoot*- expressa pela razão (A/B);
- Uma determinada razão de declínio (C/A);
- O menor tempo de ascensão ou subida (Tr);
- O menor tempo de assentamento (desvio da oscilação menor que 5% ou 2%) (Ts);
- Mínima energia ou atuação na variável manipulada;
- Utilização de um índice de desempenho para avaliar a qualidade do controle.

Nem todos os critérios de desempenho podem ser atendidos simultaneamente, sendo necessário encontrar uma solução de compromisso entre as características relevantes ao sistema. Deve-se, portanto estabelecer uma escala de prioridade em função do que é requerido para o sistema a ser controlado. (Ogata, 2003)(Campos e Teixeira , 2006)(Ljung e Glad , 1994).

2.5. Índices de desempenho

É importante monitorar e avaliar o desempenho de malhas de controle, a fim de otimizar o sistema. Sendo que os métodos mais utilizados são: integral do erro; variabilidade (dobro do desvio padrão do erro dividido pela média da variável do processo); a variância na saída do controlador; percentual do tempo fora do modo automático; percentual do tempo com o controle saturado.

No método ITAE - Integral do Erro Absoluto ponderada pelo Tempo (ITAE), o erro absoluto é ponderado pelo tempo. O resultando é que para um erro inicial que geralmente é grande, há uma pequena ponderação, enquanto que para um erro que ocorre num tempo maior é mais penalizado. Defini-se o ITAE matematicamente da seguinte forma:

$$I_{ITAE} = \int_0^{\infty} t |e_{(t)}| dt \quad (4)$$

O método da Integral do Erro Quadrático (ISE) gera ponderações proporcionais para erros maiores e menores. Matematicamente tem-se o ISE como:

$$I_{ISE} = \int_0^{\infty} e^2_{(t)} dt \quad (5)$$

O índice Integral Absoluta do Erro (IAE) utiliza o módulo do erro, sendo muito utilizado em simulações, é de fácil implementação prática. É determinado por:

$$I_{IAE} = \int_0^{\infty} |e_{(t)}| dt \quad (6)$$

O método MSE - Média do Erro Quadrático reflete todas as variações e desvios em relação à referência, sendo matematicamente definido por:

$$I_{MSE} = \frac{1}{n} \sum_{n-1}^n (e_{(t)})^2 \quad (7)$$

2.6. Sintonia de Controladores

A determinação dos parâmetros de um controlador PID denomina-se sintonia do controlador.

Campos e Teixeira (2006) e Ljung e Glad (1994), compilaram uma gama de técnicas de sintonia de controladores PID mais utilizadas.

O método heurístico de Ziegler e Nichols (Z&N), foi concebido para um critério de desempenho que prevê uma razão de declínio de $\frac{1}{4}$, é apresentado em dois tipos de sintonia, uma para sistema que tendem a entrar em oscilação e outra para sistemas que tendem a estabilização naturalmente. Para o segundo caso a Tabela 1 apresenta os parâmetros determinados pelo método de Z&N, baseado nas constantes do sistema de primeira ordem com constante de tempo T, ganho K e tempo de atraso L.

Tabela 1 - Parâmetros do controlador

Controlador	Kp	Ti	Td
P	$\frac{T}{(K \times L)}$		
PI	$\frac{0.9T}{(K \times L)}$	$(3.33 \times L)$	
PID	$\frac{1.2T}{(K \times L)}$	$(2 \times L)$	$(0.5 \times L)$

As tabelas de sintonia de Z&N são desenvolvidas apenas para alterações no sinal de referência ou *valor de referência*, o controlador considerado é o paralelo clássico.

O método CHR foi baseado no trabalho de Chien, Hrones e Reswick de 1952. Consideram-se dois tipos de critérios de desempenho: resposta mais rápida possível sem sobre-sinal e outra para resposta mais rápida possível com sobre sinal de 20%. Divide-se também em duas outras condições: alteração da variável de referência e perturbação na variável controlada. O PID considerado é de configuração paralela clássica. Para a resposta mais rápida sem sobre valor e perturbação na variável controlada, temos os seguintes parâmetros do controlador conforme a Tabela 2.

Tabela 2 - Parâmetros PID por CHR

Controlador	Kp	Ti	Td
P	$\frac{0.3T}{(K \times L)}$		
PI	$\frac{0.6T}{(K \times L)}$	$(4 \times L)$	
PID	$\frac{0.95T}{(K \times L)}$	$(2.375 \times L)$	$(0.421 \times L)$

2.7. Identificação de sistemas

Com o objetivo de explorar as possibilidades do sistema, faz-se necessário obter o modelo matemático que expressa as características físicas de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

O modelo matemático pode ser obtido basicamente de duas formas: por meio da modelagem fenomenológica e pela identificação do sistema.

A modelagem fenomenológica baseia-se nas leis da física e suas correlações para descrever um sistema, segundo Campos e Teixeira (2006), Ljung e Glad (1994), um processo pode ser caracterizado por suas variáveis de estado que descrevem a quantidade de massa, energia e momento linear do sistema. Este tipo de abordagem é de difícil composição em função da complexidade da construção dos modelos físico-químicos em geral envolvidos.

A identificação de sistemas constrói os modelos matemáticos de processos dinâmicos a partir de dados experimentais observados na instalação do processo. São modelos também conhecidos como “caixa preta” pois correlacionam ações nas entradas do sistema com suas respectivas reações nas saídas. Este método é mais rápido e prático porém o modelo é válido apenas nas condições do sistema em que os dados foram coletados. (Ogata, 2003) (Chen, 1999)

Para a identificação do modelo deve-se: planejar e executar um procedimento experimental, selecionar a estrutura, levantar os parâmetros e validar o modelo. Este procedimento é iterativo devem ser repetidos até que o modelo matemático represente satisfatoriamente o sistema observado.

Na literatura, Schmidt, Henderson e Wolgmuth (2004), Carl H Ljung e Glad (1994), Ogata, (2003), o fluxo de calor em dado elemento é dado por:

$$q_{(t)} = k \frac{d}{dt} T_{(t)} \quad (8)$$

Onde k é a capacidade térmica do elemento ($\text{cal.s}^{-1}.\text{°C}^{-1}$), q é o fluxo de calor no elemento (cal.s^{-1}), e T (°C) é a temperatura. A capacidade térmica para convecção é dada por:

$$k = HA \quad (9)$$

Onde H é coeficiente de convecção ($\text{cal.m}^{-2}.\text{s}^{-1}.\text{°C}^{-1}$), e A é a área normal ao fluxo de calor (m^2).

Num sistema térmico a resistência térmica é definida da seguinte forma:

$$R = \frac{\text{Variação na diferença de temperatura[° C]}}{\text{Variação na taxa do fluxo de calor[cal s}^{-1}]}} \quad (10)$$

Isolando k na equação (8) e considerando o afirmado na equação (9) temos que:

$$R = \frac{1}{k} \quad (11)$$

A capacitância térmica é definida como:

$$C = \frac{\text{Variação no calor armazenado[cal]}}{\text{Variação na temperatura[° C]}} \quad \text{ou} \quad C = Wc_p \quad (12)$$

Onde W é massa da substancia considerada em kg e c_p é calor específico da substancia em $\text{cal.°C}^{-1}.\text{kg}^{-1}$.

A equação diferencial que relaciona a temperatura de dois elementos, considerando uma taxa de transferência de calor constante, pode ser escrita como:

$$RC \frac{d}{dt} T_{(t)} + T_{(t)} = T_{i(t)} \quad (13)$$

Onde T_i é a temperatura (°C) do elemento fonte de calor e T é a temperatura (°C) do elemento que recebe calor. No domínio de Laplace a função de transferência que relaciona estas duas temperaturas é dada por:

$$\frac{T_{(t)}}{T_{i(t)}} = \frac{1}{RCs + 1} \quad (14)$$

Portanto, como também adotado por Hua et al.(2007) e Aprea e Renno (2001), sistemas térmicos podem ser aproximados a sistemas de primeira ordem com a adição de um tempo de atraso, como mostrado na Figura 8, onde K é o ganho proporcional entre a grandeza de entrada e a grandeza de saída, L é o tempo de atraso em segundos e T é a constante de tempo em segundos.

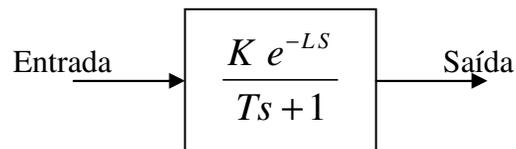


Figura 8 - Sistema de Primeira Ordem

Para a obtenção dos parâmetros do sistema a técnica utilizada consiste em manter a saída do sistema em regime permanente num determinado nível de sua capacidade, então deve-se gerar um degrau, de valor conhecido, no atuador e monitorar a reação da saída até que a mesma volte a entrar em regime permanente.

Na Figura 9, tem-se a curva típica de resposta do sistema frente a uma perturbação do tipo degrau unitário. Então L é obtido medindo o tempo que a saída do sistema leva para começar a se alterar, K é calculado pela relação entre a variação de entrada pela variação na saída e T é obtido verificando-se o tempo que a saída do sistema leva para atingir 63,2% da sua variação.

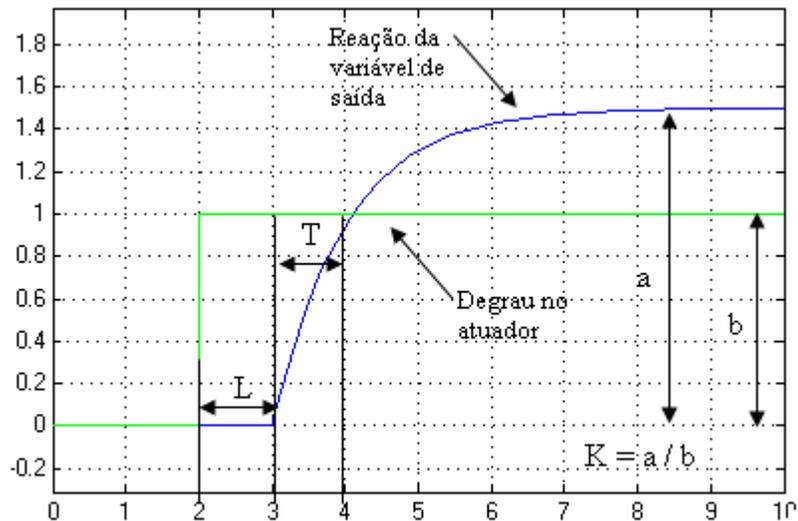


Figura 9 - Resposta de um sistema de primeira ordem com tempo de atraso

Após a obtenção dos parâmetros do sistema é possível utilizar *softwares* específicos para análises e simulações matemáticas, como o MATLAB e Simulink, a fim de explorar o comportamento do modelo e projetar os resultados obtidos para o sistema real.

2.8. Sistemas de controle *Fuzzy*

Em muitos casos as não linearidades dos processos são fatores limitantes de desempenho para as soluções em teoria de controle clássico.

O conhecimento do comportamento dinâmico, não linear, do processo a ser controlado, não pode ser explorado pela aplicação do controle clássico, daí a aplicação da lógica *fuzzy*. Conforme Silva (2003, p.171), “a estratégia de controle utilizada pelo ser humano pode ser representada por relações condicionais *fuzzy*, que formam um conjunto de regras de decisão, de formalismo similar, para a representação do conhecimento e inferência de novos conhecimentos”.

A utilização de lógica de controle *fuzzy* permite estabelecer variáveis linguísticas como baixa, média e alta, regras de conhecimento e atuações no sistema automatizado, semelhantes às executadas por um operador humano.

Como exemplo de aplicação de regras e variáveis linguísticas em um sistema fuzzy, temos:

Se (x é alto) e (y é baixo) então z é médio

Onde x e y são variáveis medidas e z uma variável de atuação no processo. O conhecimento inserido em um controlador *fuzzy* vem de um conjunto de regras condicionais. Na Figura 10 tem-se representado um exemplo das regras de um sistema no aplicativo *Rule editor* do MATLAB.

```
1. If (ETevap is ma) and (DETevap is mb) then (Freq is ma2) (1)
2. If (ETevap is ma) and (DETevap is ma) then (Freq is ma2) (1)
3. If (ETevap is a) and (DETevap is mb) then (Freq is ma1) (1)
4. If (ETevap is a) and (DETevap is ma) then (Freq is ma2) (1)
5. If (ETevap is z) and (DETevap is mb) then (Freq is a1) (1)
6. If (ETevap is z) and (DETevap is ma) then (Freq is a2) (1)
7. If (ETevap is b) and (DETevap is mb) then (Freq is z) (1)
8. If (ETevap is b) and (DETevap is ma) then (Freq is a1) (1)
9. If (ETevap is mb) and (DETevap is ma) then (Freq is z) (1)
10. If (ETevap is mb) and (DETevap is mb) then (Freq is z) (1)
```

Figura 10 - Base de regras - MATLAB

Então um processo controlado por um sistema *fuzzy* pode ser sistematizado pelo diagrama de blocos apresentado na Figura 11, onde nota-se as três etapas básicas: *Fuzzyficação; Inferência Fuzzy e Defuzzyficação.*

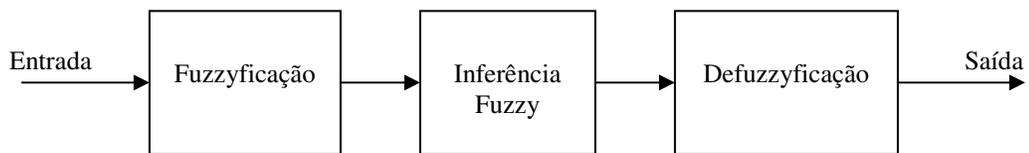


Figura 11 - Diagrama básico de um controlador Fuzzy

Na primeira etapa o sinal de entrada passa pela *fuzzyficação* que transforma um valor escalar em conjuntos *fuzzy*, e assim sendo possível a utilização de variáveis linguísticas.

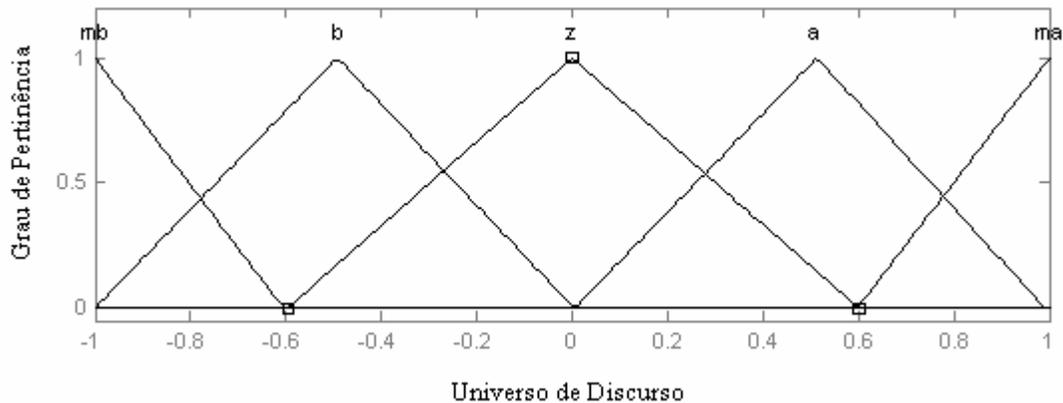


Figura 12 - Fuzzificação e Números Fuzzy

A Figura 12 representa um exemplo para a *fuzzificação* da variável de entrada da Figura 11. Temos as funções membro como variáveis linguísticas: mb(muito baixo), b(baixo), z(zero), a(alto) e ma(muito alto). O Universo de Discurso representa todos os valores que o número escalar da entrada excursionar. O grau de pertinência representa o grau de associação que uma entrada em relação a cada função membro.

Ainda em relação a Figura 12, como exemplo, se o escalar da entrada valer -0,35 o número *fuzzy* resultante fica aproximadamente (0, 0,75, 0,25, 0, 0) para mb, b, z, a e ma respectivamente. Ou seja, para cada valor escalar da entrada gera-se um grau de pertinência para cada função membro do universo de discurso.

No bloco Inferência *Fuzzy*, os valores de entrada são processados a partir das regras da base de conhecimento para gerar o número *fuzzy* que representa a atuação do sistema. A base de regras e suas implicações sobre a atuação dele levar em conta o conhecimento sobre o sistema e as especificações para o funcionamento adequado do sistema de controle.

Nesta etapa o valor da atuação da saída ainda encontra-se no universo *fuzzy*. Então há a necessidade de convertê-lo para um valor escalar, a fim de ser utilizado no processo de controle. Este procedimento é chamado de *defuzzificação*. Existem basicamente quatro métodos com este fim, que são:

- Método do Critério Máximo: produz como ação de controle, o valor numérico da saída correspondente ao índice da variável linguística de saída de maior grau de pertinência.

- Método da Média dos Máximos: valor numérico da saída corresponde a um índice referente à medida dos máximos locais da variável linguística de saída inferência.
- Método do Centro de Gravidade: Calcula-se para cada variável de controle a área da função de pertinência de saída, tomando-se o ponto que divide o valor desta área na metade, portanto, encontra-se o centro de gravidade da função de associação.
- Método do Singleton: função de saída com um grau de participação representada por uma única linha vertical. Esta linha passa pelo centro de gravidade de cada termo linguístico acionado pela inferência *fuzzy*. Sendo que um Singleton intercepta o eixo x em um único ponto, o cálculo do centro de gravidade se reduz apenas ao cálculo da média ponderada dos valores de y para cada Singleton e de seu grau de participação.

Após a *defuzzificação* o valor escalar gerado pode ser utilizado ação de controle sobre o processo a ser controlado.

2.9. Controle por variação da rotação do motor do compressor

Variar a velocidade de rotação do compressor de acordo com a necessidade da carga permite ao sistema fornecer somente a quantidade de trabalho necessária para manter as condições requisitadas, reduzindo assim a quantidade de energia elétrica consumida pelo sistema.

Empresas como a Embraco (2009), trabalham em tecnologias deste tipo, sua família de compressores VCC3 chegam a 45% de economia de energia elétrica. Ainda segundo Embraco (2009) estes equipamentos são indicados para aparelhos domésticos. A rotação dos motores elétricos destes compressores variam de 1600 a 4500 min^{-1} , enquanto para os equipamentos convencionais, liga e desliga, a rotação é de 3600 min^{-1} .

No site da Embraco (2009), é possível encontrar um simulador que compara um sistema VCC e um convencional liga-desliga. Na Figura 13 tem-se um gráfico extraído deste simulador, neste a mostra-se a rotação do motor do compressor em função do tempo. Vê-se que o sistema liga e desliga, dito convencional, funciona em dois níveis de rotação, 0 ou 3600 rpm. Já o sistema VCC varia a rotação do compressor em níveis pré-estabelecidos, podendo ultrapassar os 3600 rpm quando solicitado pelo sistema.

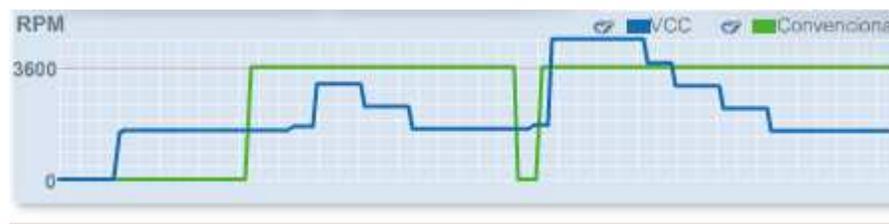


Figura 13 - Sistema VCC (adaptado de Embraco, 2009)

Neste método de controle, a rotação do compressor é controlada através da mudança na frequência da tensão de alimentação do motor, o que por sua vez se reflete na variação de rotação do mesmo, existindo a necessidade destes equipamentos possuírem um dispositivo eletrônico que gera internamente um sinal de tensão e corrente alternados com uma determinada frequência, também conhecidos como inversores de frequência. Devido ao alto custo deste tipo de dispositivo é que o controle por variação de rotação não era largamente empregado, no entanto, com a evolução da tecnologia e a redução no custo destes equipamentos, tornou-se viável este tipo de abordagem.

Empregando-se a variação de rotação do compressor, deve-se ficar atento aos limites máximos e mínimos deste parâmetro nos equipamentos comerciais. Os compressores foram desenvolvidos para operar numa faixa de rotação, para eficiência na circulação do líquido refrigerante do sistema, bem como do óleo responsável pela lubrificação e refrigeração do conjunto motor-compressor.

Como exemplo, nos trabalhos desenvolvidos por Silva (2003), Tassou e Qureshi (1997), Buzelin (2003), a faixa de rotação utilizada foi muito semelhante nos três casos, em torno de 25Hz e 90Hz.

Buzelin (2003), utilizou uma câmara frigorífica de 1,8m de largura, 3,8m de comprimento e 2,7m de altura. Como carga térmica foi utilizado um reservatório com 1,46m³ de água. Evaporador e condensador com troca de calor por ar forçado.

O compressor utilizado foi do tipo hermético, com frequência variando de 30 a 60Hz. A referência de temperatura adotada foi de 8°C. A histerese do sistema liga-desliga foi de 2°C. Para estas condições o compressor ficou entre 70 a 80% do tempo ligado.

A Figura 14 representa o comportamento da temperatura controlada pelo sistema liga-desliga no interior da câmara e sua variação característica de 2°C em torno da referência.

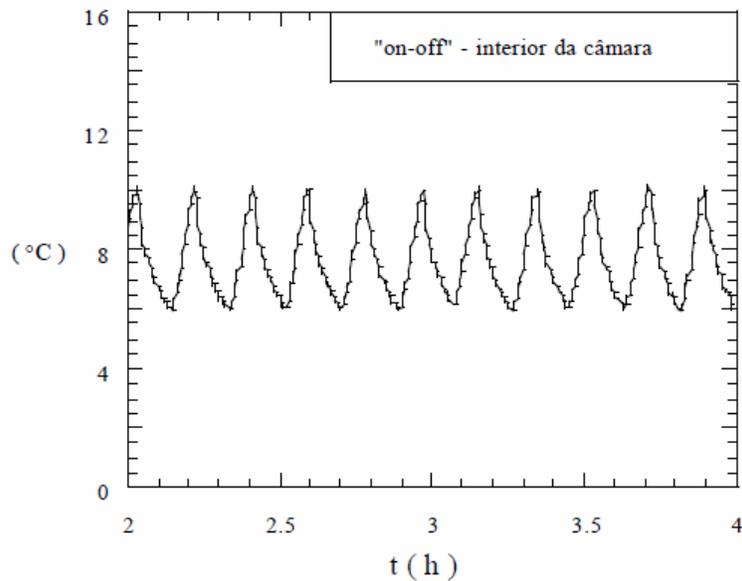


Figura 14 - Temperatura controlada do ar no sistema liga-desliga (Buzelin, 2003)

A Figura 15 mostra o gráfico do comportamento da temperatura, segundo Buzelin (2003), quando o sistema está sujeito ao controle de variação da rotação do compressor. Neste gráfico é possível verificar a variação de 1°C em torno da referência (8°C), proveniente de um controle liga e desliga que foi implantando em conjunto com o sistema de rotação variável, pois com a frequência do compressor em seu mínimo (30Hz), a temperatura tende a estabilizar em uma temperatura menor que a referência, para não danificar o compressor o sistema deve desligar completamente o mesmo.

Nestas circunstâncias, segundo Buzelin (2003), o sistema de rotação variável consumiu 34,64 % menos energia elétrica, quando comparado ao liga-desliga.

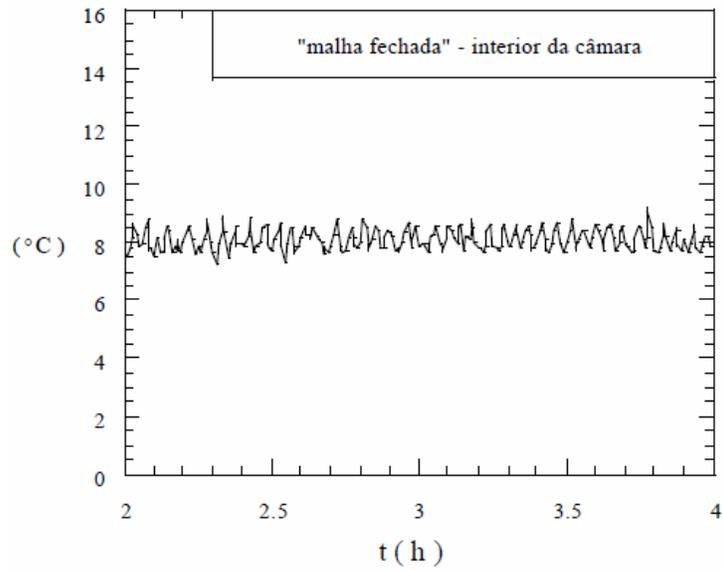


Figura 15 - Temperatura do ar na câmara controlada por variação de rotação do motor do compressor (Buzelin, 2003)

A Figura 16, contém os gráficos comparativos da temperatura no reservatório de água, utilizado por Buzelin (2003), como carga térmica. Nota-se que em ambos os casos a temperatura da carga tende a estabilizar após 24h.

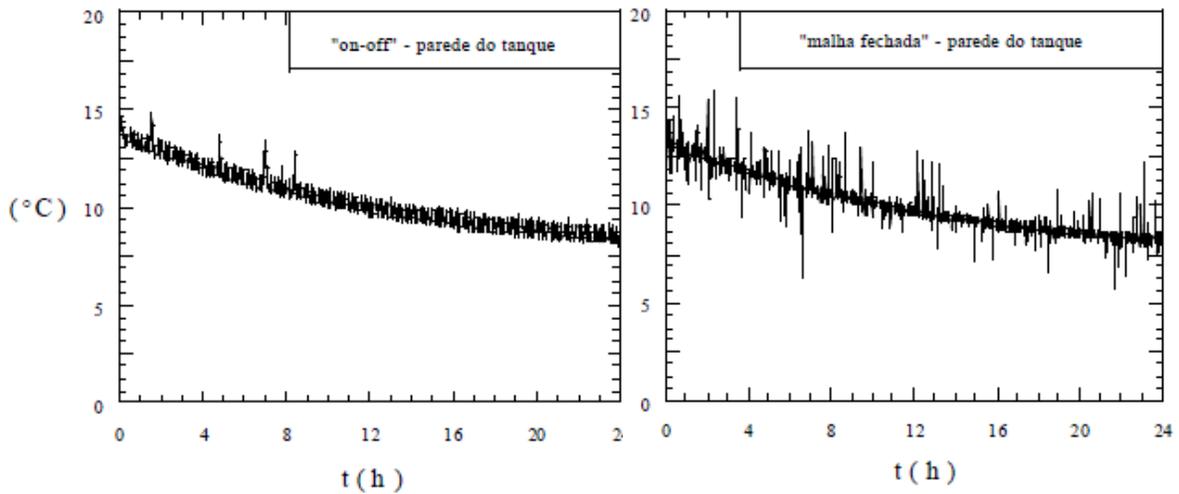


Figura 16 - Comparativo da temperatura na carga (Buzelin, 2003)

No trabalho desenvolvido por Tassou e Qureshi (1997), foram testados três tipos de compressores, aberto alternativo, semi-hermético alternativo e do tipo pás deslizantes. A frequência da tensão de alimentação dos compressores variou de 25 a 50Hz. Para este estudo o sistema possuía troca de calor por líquido, tanto no condensador quanto no evaporador (*chiller*). A temperatura da água no evaporador foi mantida a 7°C e a do condensador a 40°C. Para os três tipos o controle de rotação do compressor se mostrou mais eficiente do que o comparado com ao controle liga-desliga. O compressor aberto alternativo obteve até 23,7% de economia de energia, o de pás deslizantes 9,6%, enquanto o semi-hermético 9,8%.

Aprea et al. (2004), utilizou um compressor semi-hermético alternativo, variando a frequência da tensão de acionamento entre 30 e 50Hz. O sistema foi aplicado a uma câmara de refrigeração. Para simulação da solicitação térmica interna à câmara foram aplicadas resistências elétricas que solicitam, segundo o autor, o equivalente a 200kg de produtos armazenados. As temperaturas de referência adotadas nos testes foram de 5, 0 e -5°C.

A Figura 17 ilustra o aparato utilizado por Aprea et al. (2004), para aplicação do sistema baseado em lógica *fuzzy*. É possível verificar que o motor do compressor é acionado por um inversor de frequência. Dentro da câmara existem aquecedores para a simulação da carga térmica mencionada. A temperatura do condensador foi controlada para ser possível a simulação do comportamento do sistema em diferentes estações do ano. Foram executados testes com dois refrigerantes o R407C e o R507. Nestas circunstâncias Aprea et al. (2004), obtiveram uma redução média de 10% no consumo de energia quando comparado ao sistema liga-desliga.

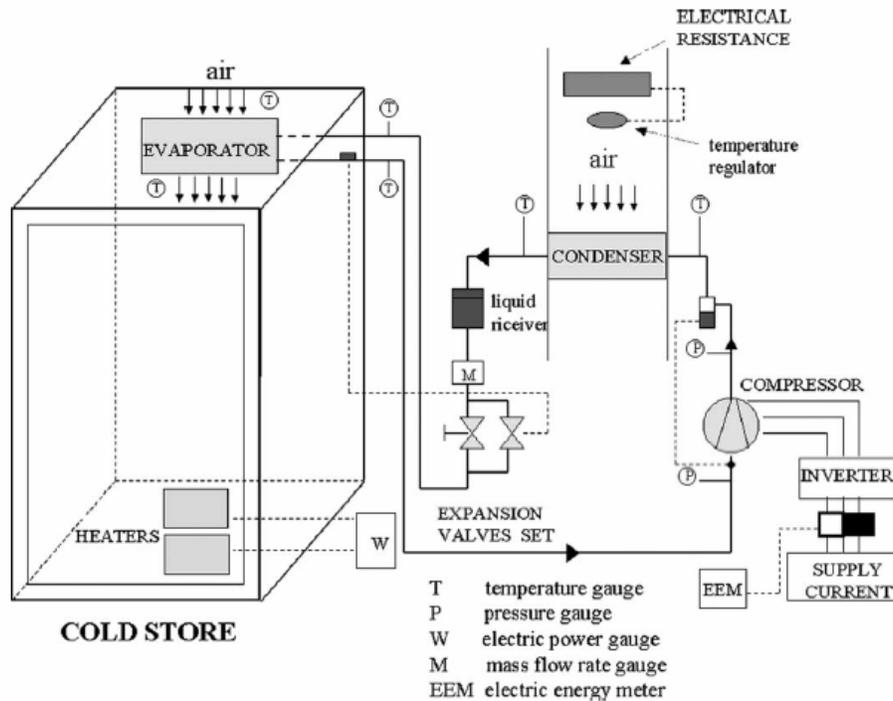


Figura 17 - Aparato experimental utilizado por Aprea et al. (2004)

Hua, Jeong e You (2008), numa câmara de 1200x700x1650mm, utilizando controle de rotação do compressor hermético, condensador e evaporador com troca de calor por ar, e também controle eletrônico da válvula de expansão, afirmaram que é possível alcançar até 30% de economia de energia no compressor. Aplicando controle PI, utilizaram simulações em um sistema de múltiplas entradas e múltiplas saídas, conforme representado na Figura 18. As entradas T_a' e SH' representam, respectivamente, a referência da temperatura da câmara e da temperatura de superaquecimento na saída do evaporador. Os blocos C_1 e C_2 representam os controladores PI de cada malha. O bloco $G_{1_{T_a}}$ e $G_{2_{SH}}$ transferem as grandezas de saída de seus respectivos controladores em temperatura da câmara e de superaquecimento. E os blocos $G_{1_{SH}}$ e $G_{2_{T_a}}$ representam a influência de uma variável na outra.

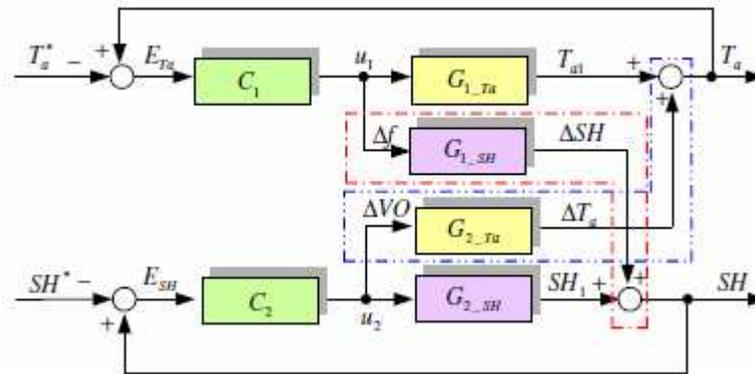


Figura 18 - Modelo matemático (Hua, Jeong e You, 2008)

Flórez (2004), utilizou um compressor hermético, já desenvolvido para tecnologia de variação de capacidade, marca Embraco, modelo VEG T8H, num sistema de ar condicionado com termo-acumulação em banco de gelo. O controle atuou sobre duas variáveis, a frequência da tensão de alimentação do compressor e a abertura da válvula de expansão. Utilizando lógica *fuzzy* o sistema, o autor afirma que o erro na temperatura controlada foi menor que 1 °C.

Garcia (2006), aplicou a variação de velocidade de rotação num compressor semi-hermético alternativo. Condensador e evaporador resfriados por água. Variação na frequência da tensão de acionamento do motor variando de 30 a 75Hz. Obteve aumento linear na potência elétrica consumida pelo compressor em função do aumento da frequência. Houve redução do consumo de energia elétrica em 18% com controle *fuzzy* adaptativo e 12% com controle PI, ambos comparados ao sistema de controle liga-desliga.

Silva (2003) também descreve as vantagens da utilização da variação de rotação do compressor. Utilizou compressor semi-hermético alternativo, com evaporador com troca de calor por líquido (*chiller*). Apesar de comparar o consumo de cada elemento do sistema e do total, o consumo de energia do compressor representou cerca de 90%.

Neste trabalho, Silva (2003), comparou diversas estratégias de controle tradicionais, PI e PID, para malhas individuais e multimalhas, com controles *fuzzy-PI* e *fuzzy-PID*. No tocante ao erro em regime para as variáveis controladas, os controladores convencionais obtiveram melhor desempenho em relação aos controles *fuzzy*, no entanto, estes últimos obtiveram menor consumo de energia no compressor (14%) para a malha de controle da

temperatura do propileno glicol. Para a malha do controle de temperatura da temperatura do evaporador o controlador PID se mostrou mais apropriado mesmo com o consumo de energia superior aos demais.

Pinelli (2008), trabalhou com um sistema de refrigeração de líquido com variação de carga térmica e frequência de acionamento do compressor entre 40 e 70Hz, a condensação por líquido e ar. Neste trabalho observou que quanto maior a frequência de rotação do compressor maior a vazão de líquido refrigerante pelo sistema, aumentando a capacidade de troca térmica, reduzindo assim a temperatura de evaporação, o efeito contrario também é válido. Pinelli (2008) também notou um aumento do COP_{Carnot} com a redução da frequência de acionamento do compressor e que o consumo de energia elétrica foi maior para os ensaios no sistema com condensação a água.

Bassetto (2007) estudou o comportamento de compressores semi-herméticos e suas principais falhas, notou que a maioria está relacionada com deficiências no projeto ou em sua operação, sendo a partida e parada um momento crítico.

Conclui-se que, o método de controle de temperatura por variação na rotação do compressor tem demonstrado capacidade de reduzir o consumo de energia elétrica em sistemas de refrigeração por compressão de vapor e ainda diminuir consideravelmente as flutuações da temperatura controlada.

3. MATERIAL E MÉTODOS

Neste capítulo descrevem-se as diversas partes envolvidas nas experimentações deste trabalho. Tem-se as descrições e especificações dos aparatos técnicos utilizados para os ensaios descritos no tópico 3.5.

3.1. Descrição do sistema

Para os ensaios de laboratório foi utilizada a câmara frigorífica localizada no Laboratório de Termodinâmica e Energia da FEAGRI.

Estrutura física da câmara:

- Tipo modular, constituída de placas de poliuretano expandido revestida de alumínio corrugado, com dimensões externas: 3950mm (comprimento) x 2950mm (largura) x 2950mm (altura) e dimensões internas: 3750mm (comprimento) x 2750mm (largura) x 2850mm (altura).

Sistema de refrigeração:

- Unidade evaporadora:

- Fabricante: Macquay (Heatcraft do Brasil);
- Modelo: FBA -190
- Potência frigorífica: 4.440 kcal/h à -10°C;
- Número de ventiladores: 4 unidades de 1/2 HP (220V);
- Degelo por resistências/total: 3.615W (220V);

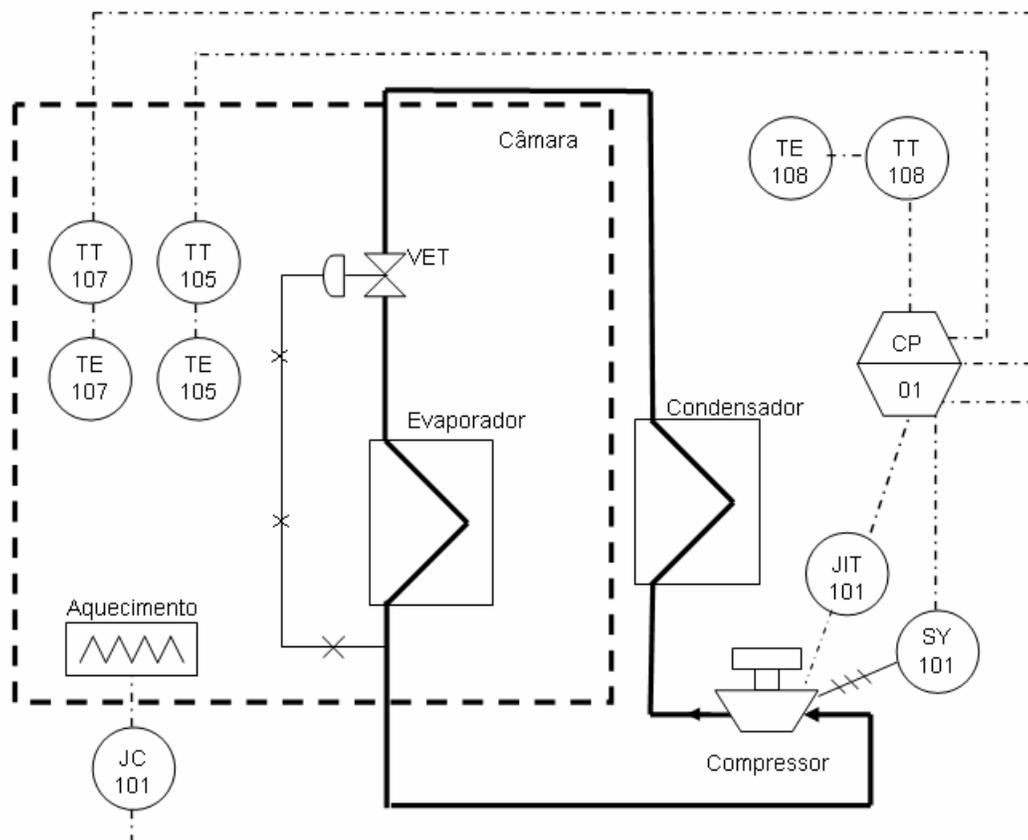
- Unidade condensadora:

- Fabricante: Macquay (Heatcraft do Brasil);
- Refrigerante: R-22;
- Temperatura de condensação: 35°C;
- Ventiladores: 2 unidades (230V; 0,65A), marca EBM
- modelo M4Q045-EF01-4;

- Compressor:
 - Tipo: Hermético
 - Fabricante: Copeland
 - Características: 2,5 HP / 2250W / 14300Btuh
 - Modelo: CS14K6E-TF5-522 / R9F.
- Pressostato Baixa:
 - Marca: Alco
 - Modelo: FF115-S3-BAA
- Pressostato Alta:
 - Marca: Alco
 - Modelo: 20PS003MB375K265K-Q98V.
- Filtro secador:
 - ST-210X3/8
- Válvula de expansão:
 - Marca: Alco
 - Modelo: TISE HM (1/2”), R-22, equalização interna e externa
- Válvula solenóide:
 - Modelo: EVS-10

3.2. Instrumentação do sistema

Com o objetivo de explorar o comportamento do sistema, foram instalados diversos equipamentos e sensores, conforme disposto na Figura 19.



TE-105 – PT 100 & **TT-105** – Transmissor

Temperatura do ar na entrada do evaporador

TE-107 – PT 100 & **TT-107** – Transmissor

Temperatura do ar no centro da câmara

TE-108 – PT 100 & **TT-108** – Transmissor

Temperatura do ar no ambiente externo a câmara

CP-01 – Computador de controle e monitoramento

SY-101 – Inversor de frequência

JIT-101 – Transdutor de grandezas elétricas

JC-101 – Controle de potência

Figura 19 - Diagrama Simplificado da Instrumentação

Detalhando a instrumentação da Figura 19, o elemento sensor de temperatura TE-105 e seu respectivo transmissor de temperatura TT-105, medem a temperatura do ar na entrada do evaporador, este sensor foi posicionado desta forma devido ao fato de que o sistema liga-desliga original da câmara utilizava este mesmo local como variável medida para o controle de temperatura. O conjunto TE-107 e TT-107, medem a temperatura do ar próximo ao centro geométrico da câmara, foi utilizado como uma segunda variável medida para o sistema de controle. E o conjunto TE-108 e TT-108 medem a temperatura do ambiente externo à câmara, com objetivo de monitorar a temperatura externa ao sistema. A Figura 20 demonstra a planta com a localização físicas dos elementos sensores de temperatura.

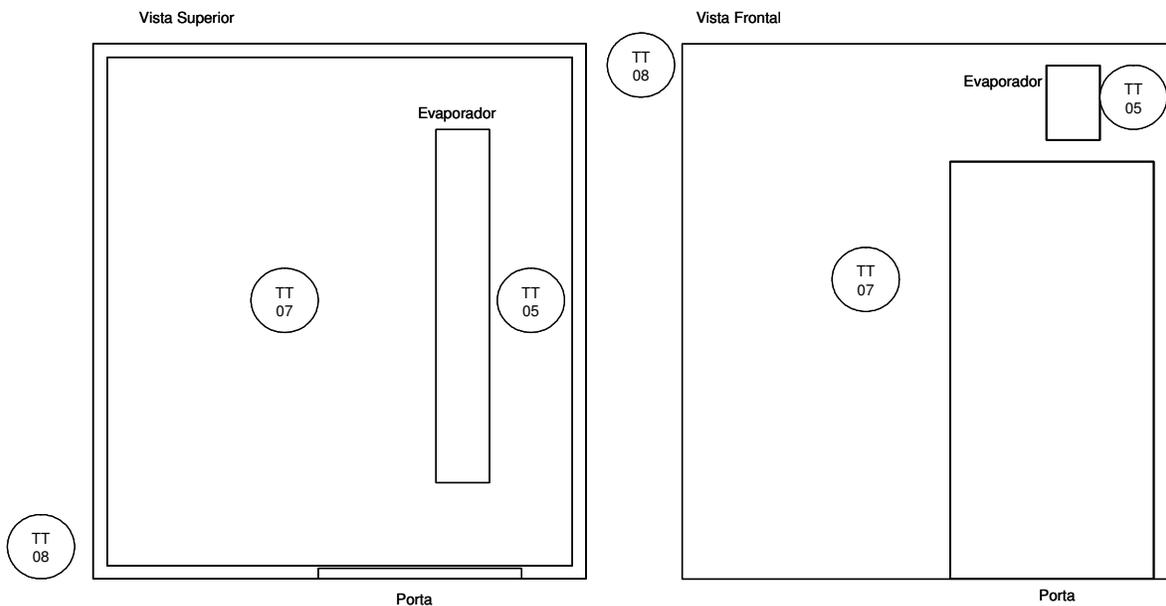


Figura 20 – Pontos de medida de temperatura

Ainda na instrumentação exibida pela Figura 19, o equipamento SY-101 é composto por um inversor de frequência, é o equipamento responsável pela variação da frequência da tensão de alimentação do motor elétrico do compressor, que por sua vez tem sua rotação alterada. O elemento JIT-101 é um transdutor de grandezas elétricas, retorna ao sistema dados elétricos sobre o motor do compressor, tais como: tensão, corrente, potência aparente, potência trifásica, fator de potência. O elemento JC-101 em conjunto com o elemento aquecimento tem a função gerar solicitações térmicas ao sistema, composto por resistências elétricas para o aquecimento e relés de estado sólido para o acionamento elétrico, a Figura 21 representa a localização física do elemento de aquecimento dentro da câmara.

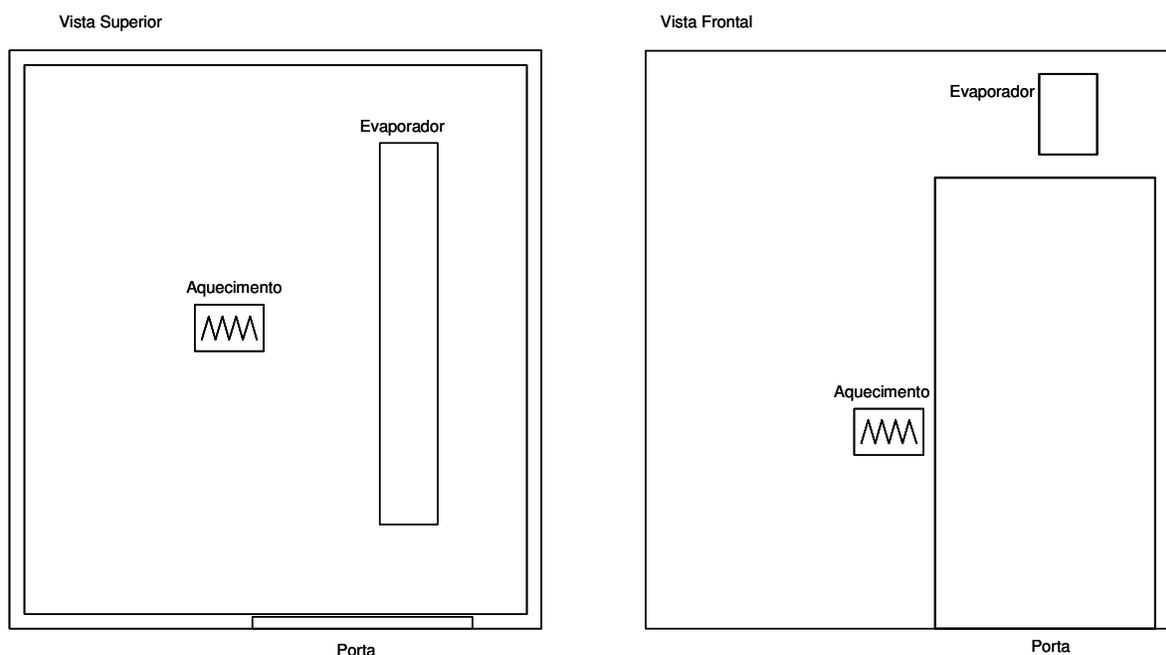


Figura 21 - Localização do elemento de aquecimento

Por fim, CP-01 é o computador do processo, tem a função de coletar todos os dados dos sensores de temperatura, do transdutor de energia elétrica, armazená-los em arquivo e controlar os atuadores JIC-101 e SY-101.

3.3. Especificações técnicas dos instrumentos

3.3.1. Termoresistências

Marca / Fabricante: Sensym

Tipo: PT100

Modelo: TR106

Conexão: três fios

3.3.2. Transmissores de temperatura

Marca / Fabricante: Sensym

Tipo: Microprocessado

Modelo: TT100

Precisão Total: 0,20% da faixa máxima para termoresistência

Tempo de Resposta: <100ms

Saída: 4-20 mA 2 fios, linear para faixa escolhida

Resolução da saída 0,005mA (15 bits)

Alimentação 12 à 36Vcc

Temperatura de operação -40 à + 85°C

Umidade ambiente 0 à 90 %

Compatibilidade Eletromagnética EN 50081-2; EN 50082-2

Sai de fábrica calibrado por padrões rastreados à Rede Brasileira de Calibração

Tipo de sensor e faixa de temperatura programável via interface RS232

3.3.3. Inversor de Frequência

Marca / Fabricante: WEG

Modelo: CFW080160T2024PSZ

Tensão de Alimentação: 220V trifásico

Potência: 6,1kVA

Corrente nominal de saída: 16A

Corrente máxima de saída: 24A

Corrente nominal de entrada: 19A

Frequência de chaveamento: 5kHz

Motor máximo: 5HP / 3,7kW

Entrada isolada, resolução: 8 bits, linearidade com erro < 0,25%. (0 a 10)V

3.3.4. Transdutor de grandezas elétricas

Marca / Fabricante: Kron

Modelo: MultK-05

Tensão de Alimentação: 220V

Grandezas medidas: Tensão, frequência, corrente, potência ativa, potência reativa, potência aparente, fator de Potência, THD, demanda ativa, demanda aparente, energia ativa, energia reativa.

Precisão:

Tensão, corrente, potências: 0,2%

Frequência: 0,1Hz

Fator de potência: 0,5%

Energia: 0,5%

THD: <3%

Entrada de Tensão(medição):

Nominal (Vn): 500Vc.a. (F-F)

Sobrecarga: 1,5 x Vn (contínua), 2 x Vn (1s)

Faixa recomendada de utilização: 2 a 120%

Frequência: 50 ou 60Hz

Consumo interno: < 0,5VA

Entrada de corrente (medição):

Nominal: 1Aca ou 5Aca

Sobrecarga: 1,5 x In (contínua), 20 x In (1s)

Faixa recomendada de utilização: 2 a 120%

Consumo interno: < 0,5 VA

Interface de comunicação:

Tipo: RS485 a 2 fios

Velocidade: 9600, 19200, 38400 ou 57600bps (configurável)

Formato de dados: 8N1, 8N2, 8E1, 801 (configurável)

Endereço: 1 a 247 (configurável)

Protocolo: MODBUS-RTU

Codificação das informações: ponto flutuante, padrão IEEE-754

3.3.5. Controle de potência

Marca / Fabricante: Sensym

Modelo: MKRL-100

Entrada:

Tensão de Controle. 4-32V_{cc} / 80-280V_{ac}

Corrente de Controle. 5mA @ 4V_{cc}

Saída:

Tensão Máxima na Carga. 24 à 600V_p não repetitivo.

Corrente Rms max. 40A

Frequência de Oper. 50 à 60 Hz

Tipo de Saída. N.A. @ *snubber*

Carga Mínima. 50mA

Resistências de aquecimento: Cônicas – 3500W (total)

3.4. Aquisição de dados e variáveis medidas e controladas

As grandezas sugeridas nos tópicos anteriores são importantes para a determinação do modelo matemático do sistema, bem como o conhecimento da dinâmica do processo, no que tange a eficiência na refrigeração frente ao consumo de energia elétrica.

Para o levantamento de todas as informações se faz necessário a criação de um sistema computacional, com diagrama de blocos como segue na Figura 22.

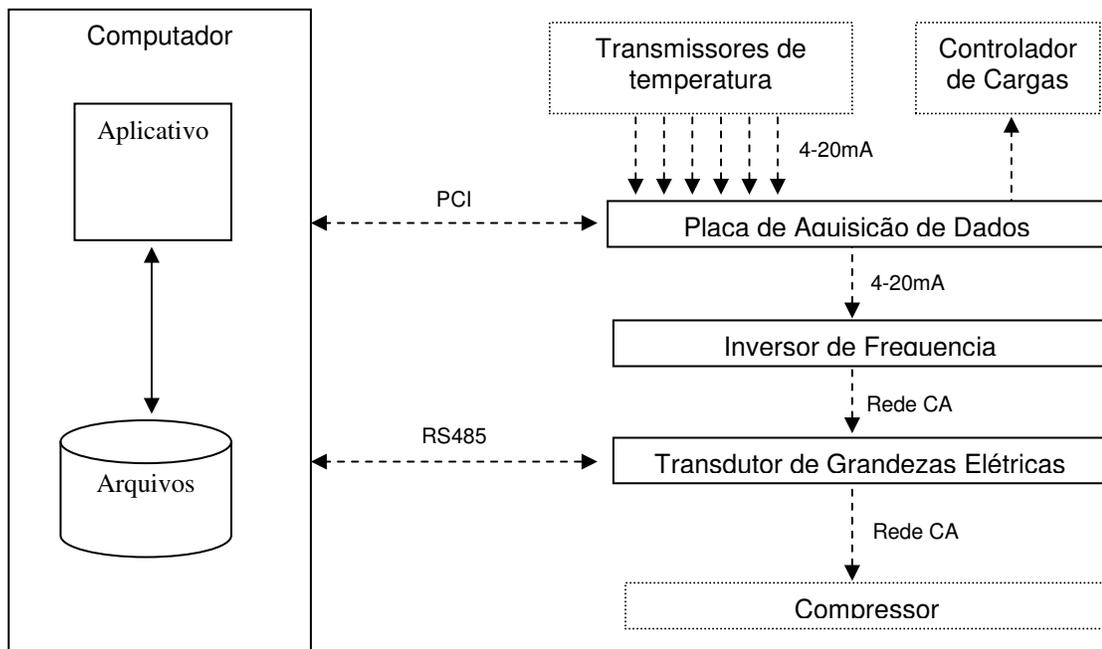


Figura 22 - Sistema Computacional

Além dos equipamentos descritos no item 3.3 é necessário a utilização de uma placa de aquisição de sinais, o dispositivo utilizado foi o modelo NI6221 com o acessório CB-68LP. Esta placa de aquisição possui as seguintes especificações:

Fabricante: National Instruments
Modelo: NI 6221
Tipo de conexão: PCI
Entradas analógicas: 16
Resolução das entradas analógicas: 12 bits
Saídas Analógicas: 2
Resolução das saídas analógicas: 12 bits
Range de saída: $\pm 10V$
Saídas digitais: 24

A placa de aquisição faz a interface entre o computador, tanto recebendo informações dos sensores, quanto atuando no inversor de frequência e no controlador de cargas.

Por intermédio de uma aplicação dedicada, desenvolvida na plataforma LabView, as temperaturas medidas pelos transmissores de temperatura, capturadas pela placa de aquisição, e as grandezas elétricas medidas pelo transdutor de grandezas elétricas, via interface RS485, são interpretadas, organizadas e arquivadas de forma a permitir uma análise posterior dos valores mensurados.

Esta mesma aplicação deve interagir com o inversor de frequência e controlador de cargas, via placa de aquisição de sinais.

Este sistema computacional tem, portanto, a função básica de:

- Fazer a leitura de todos os sensores;
- Converter as grandezas físicas medidas pelos sensores em informações digitais;
- Organizar e armazenar cada informação em arquivos;
- Registrar as informações das variáveis medidas também em relação ao tempo decorrido;
- Controlar o inversor de frequência e controlador de cargas.

O aparato técnico descrito será aplicado neste trabalho na obtenção dos parâmetros e validação dos modelos matemáticos envolvidos no presente estudo.

A Figura 23 exibe a tela do aplicativo desenvolvido na plataforma LabView, que centraliza a informações e comandos do sistema e gera um arquivo de extensão csv, que pode ser interpretada pelo *software* Excel, que será utilizado para análise dos resultados.

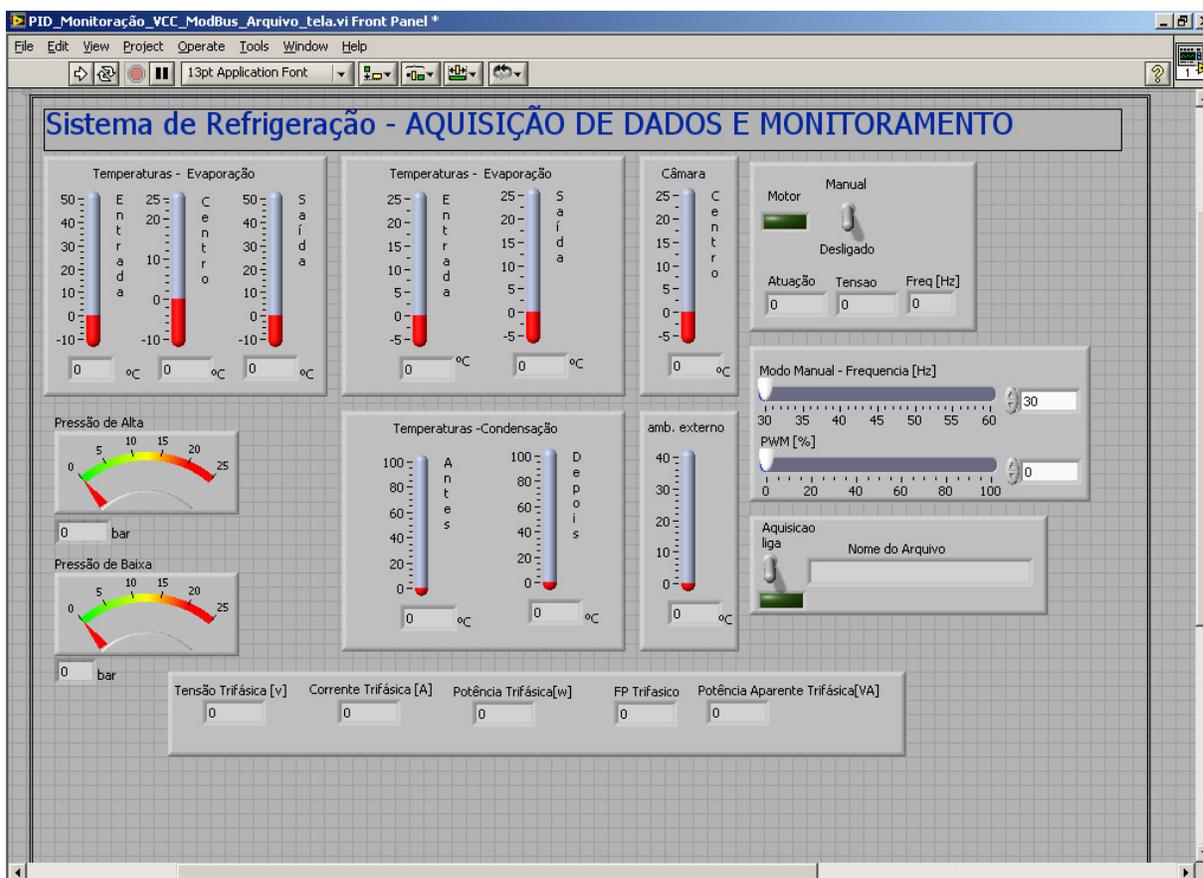


Figura 23 - Tela do aplicativo desenvolvido em LabView

3.5. Procedimento experimental

Embasado em estudos como Hua et al.(2007) e Aprea e Renno (2001), neste trabalho propõem-se uma aproximação possível da interação entre as variáveis conforme o modelo matemático da Figura 24.

As entradas identificadas como Freq e Carga, representam respectivamente a frequência da tensão de alimentação do compressor e a carga térmica imposta pelo sistema de aquecimento.

As saída Tevap, Tcentro e Pot, representam respectivamente, a temperatura do ar na entrada do evaporador, temperatura do ar no centro da câmara e potência consumida pelo motor do compressor.

Os blocos A, C e E; representam a função de transferência entre a Freq e suas respectivas grandezas de saída, Tevap, Tcentro e Pot.

Os blocos B, D e F, representam a função de transferência entre a carga térmica imposta suas respectivas grandezas de saída, Tevap, Tcentro e Pot.

Os valores finais de Tevap, Tcentro e Pot, são resultado da soma dos efeitos de ambos os blocos que lhe dão origem.

Em observação aos dados levantados, descritos mais a frente, os blocos A, B, C, D e F, foram devidamente aproximados a sistemas de primeira ordem, com seus respectivos parâmetros: ganho (K), tempo de atraso (L), e constante de tempo (T).

Já para o bloco identificado como E, a aproximação a um ganho linear foi tratada como válida, conforme será descrito mais a frente.

A faixa de frequência escolhida foi de 30 a 60Hz, para não sair da faixa recomenda pelo fabricante do compressor, pois fora destes limites podem ocorrer deficiências de funcionamento tendo em vista que este elemento foi projetado para operação em rotação constante. A variação da carga térmica de aquecimento foi determinada entre 40 e 80% do total possível, que equivale entre 30 e 60% da potência frigorífica do sistema.

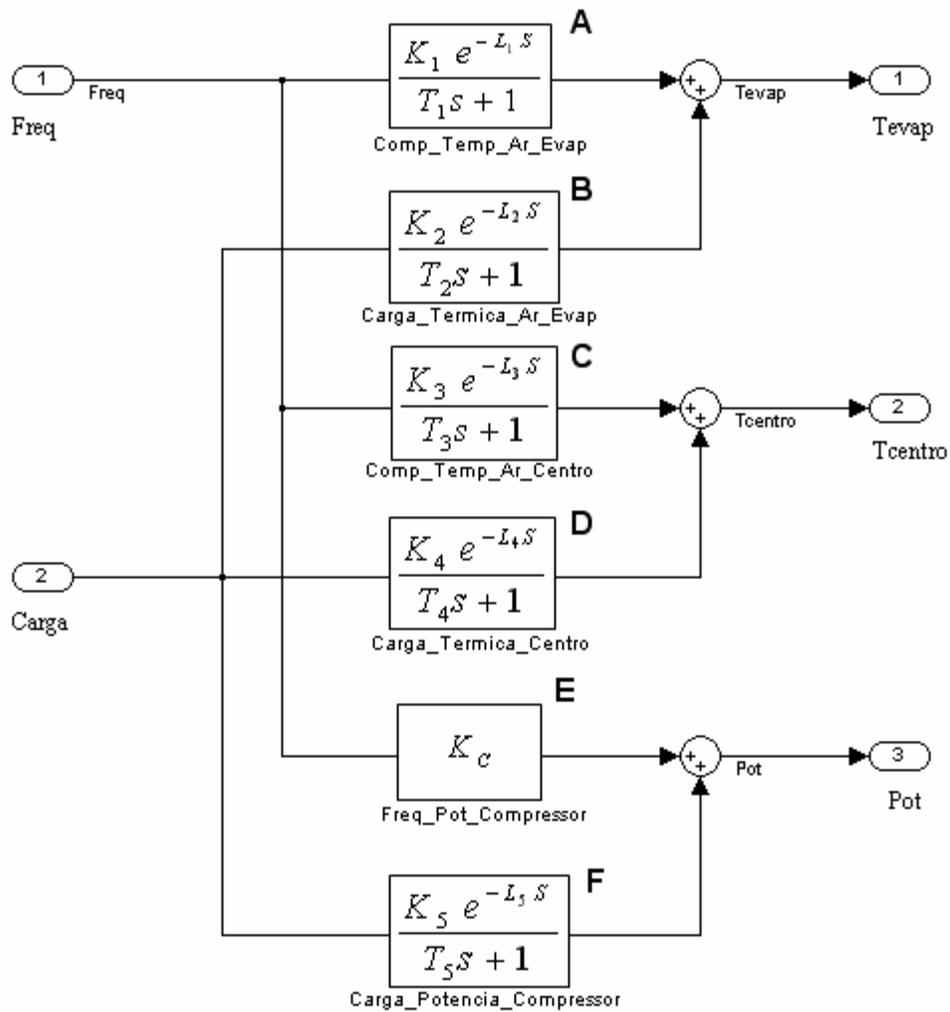


Figura 24 - Diagrama de blocos adotado para o modelo

Para a determinação dos parâmetros dos blocos do modelo matemático proposto na Figura 24, foram executados 16 ensaios conforme disposto na Tabela 3.

Tabela 3 – Planejamento experimental

Ensaio	Frequência [Hz]	Carga [%]	Parâmetros Observados	Bloco
E1	30 – 60	40	K1, L1, T1; K3, L3, T3; Kc	A,C,E
E2	30 – 60	40	K1, L1, T1; K3, L3, T3; Kc	A,C,E
E3	30 – 60	40	K1, L1, T1; K3, L3, T3; Kc	A,C,E
E4	30 – 60	40	K1, L1, T1; K3, L3, T3;	A,C
E5	30 – 40	40	K1, L1, T1	A
E6	30 – 40	40	K1, L1, T1	A
E7	40 – 50	40	K1, L1, T1; K3, L3, T3; Kc	A,C,E
E8	40 – 50	40	K1, L1, T1; K3, L3, T3; Kc	A,C,E
E9	40 – 50	40	K1, L1, T1; K3, L3, T3; Kc	A,C,E
E10	40 – 50	40	K1, L1, T1; K3, L3, T3;	A,C
E11	50 – 60	40	K1, L1, T1	A
E12	50 – 60	40	K1, L1, T1	A
E13	45	50 – 60	K2, L2, T2; K4, L4, T4; K5, L5, T5;	B,D,F
E14	45	60 – 50	K2, L2, T2; K4, L4, T4;	B,D
E15	45	50 – 80	K2, L2, T2; K4, L4, T4; K5, L5, T5;	B,D,F
E16	45	50 – 80	K2, L2, T2; K4, L4, T4; K5, L5, T5;	B,D,F

Os ensaios foram realizados nos meses de Agosto e Setembro de 2009. Os ensaios de E1 ao E4, foram realizados com o objetivo de investigar a influência da frequência da tensão de acionamento da tensão do compressor (Freq), nas demais variáveis observadas, tais como: temperatura do ar na entrada do evaporador (Tevap), a temperatura do ar no centro da câmara (Tcentro) e a potência consumida pelo compressor (Pot). Para isso fixou-se a carga térmica em 40% e foram aplicados degraus em Freq, conforme indica a Tabela 3. Estes ensaios também foram realizados para determinação das variações máximas das variáveis Tevap e Tcentro e Pot em função de Freq.

Do ensaio E5 ao E12 objetivou-se obter as características do sistema para variações menores das variáveis do sistema, bem como dos parâmetros dos blocos envolvidos. Estes ensaios também têm a função de observar as não linearidades para faixas diferentes de operação do sistema. O procedimento adotado foi o mesmo dos ensaios de E1 a E4.

Os ensaios E13 ao E16 foram realizados para caracterizar a influência da carga térmica (Carga) nas variáveis do sistema Tevap, Tcentro e Pot, levantando assim os parâmetros dos blocos afetados. Para este fim a Freq foi mantida em 45Hz e aplicou-se degraus de carga térmica conforme indicados na Tabela 3.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste tópico descrevem-se os resultados dos ensaios, os parâmetros calculados a partir deles e as simulações computacionais.

4.1. Temperatura mínima e COP

As temperaturas finais dos ensaios de E1 a E4 foram utilizadas para calcular a temperatura mínima atingida pelo sistema dentro da câmara. Estas temperaturas estão listadas na Tabela 4.

Tabela 4 – Temperatura final para os ensaios de E1 a E4

	Temp. Externa [°C]	Temp. Final [°C]	Variação [°C]
E1	18,5	-2,5	21,0
E2	19,5	-1,8	21,3
E3	18,7	-1,7	20,4
E4	18,9	-5,4	24,3
Medias	18,9	-2,9	21,8
Desvio Padrão	0,4	1,7	1,7

Os valores da Tabela 4 indicam que a temperatura ambiente externa média durante os ensaios foi de 18,9 °C o sistema impõem uma temperatura mínima média de -2,9 °C quando submetido a frequência de 60Hz no motor do compressor. Estes dados indicam que o sistema diminui a temperatura interna da câmara em 21,8 °C abaixo da temperatura ambiente externa. Este valor é importante para estabelecer a escala de normalização para os modelos matemáticos, refletindo principalmente no cálculo dos ganhos. Como escala de normalização de entrada considerou-se a variação de 0 a 60Hz.

A Figura 25 representa o gráfico da média do COP_{carnot} em função da frequência da tensão de acionamento do motor do compressor. Nota-se que o COP aumenta com a redução da frequência, o que vai de encontro com a literatura consultada, que afirma que com a redução da energia aplicada a alteração das temperaturas de condensação e evaporação aumentam o COP. Os valores encontrados também condizem com o explorado na literatura.

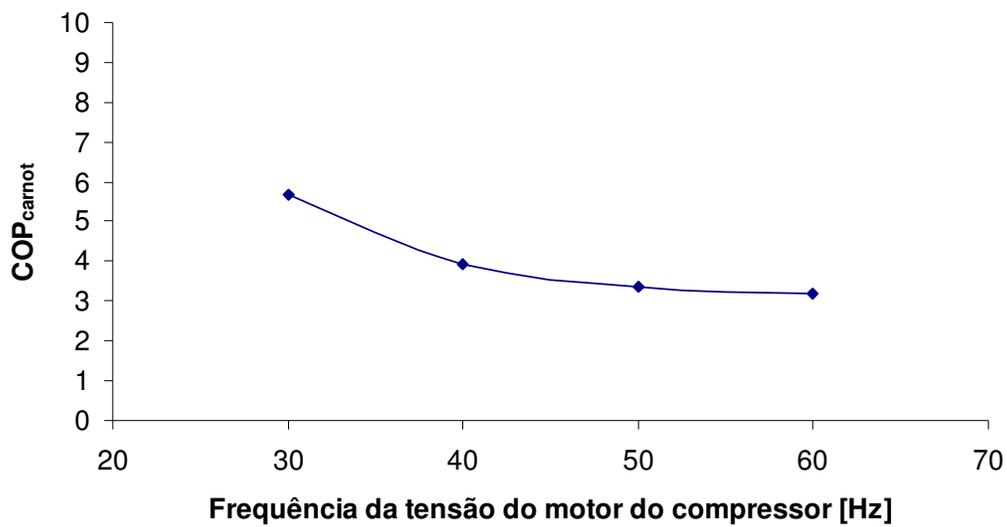


Figura 25 - COP_{carnot} médio em função da frequência

4.2. Identificação do modelo matemático para o Bloco A

Para o modelo matemático do Bloco A optou-se por utilizar dois métodos: a média dos parâmetros encontrados e outro encontrando parâmetros a partir da média das amostras dos ensaios.

Nos ensaios de E1 a E4 aplicou-se um degrau de 30 a 60Hz na frequência de alimentação elétrica do motor do compressor, representando um degrau de 50% na variável de entrada (Freq) do bloco A. Observou-se então a reação na variável de saída do bloco que é a temperatura do ar na entrada do evaporador (Tevap). Como exemplo, obteve-se no ensaio E1 a curva de reação conforme a Figura 26, que mostra o comportamento de Tevap em função do tempo.

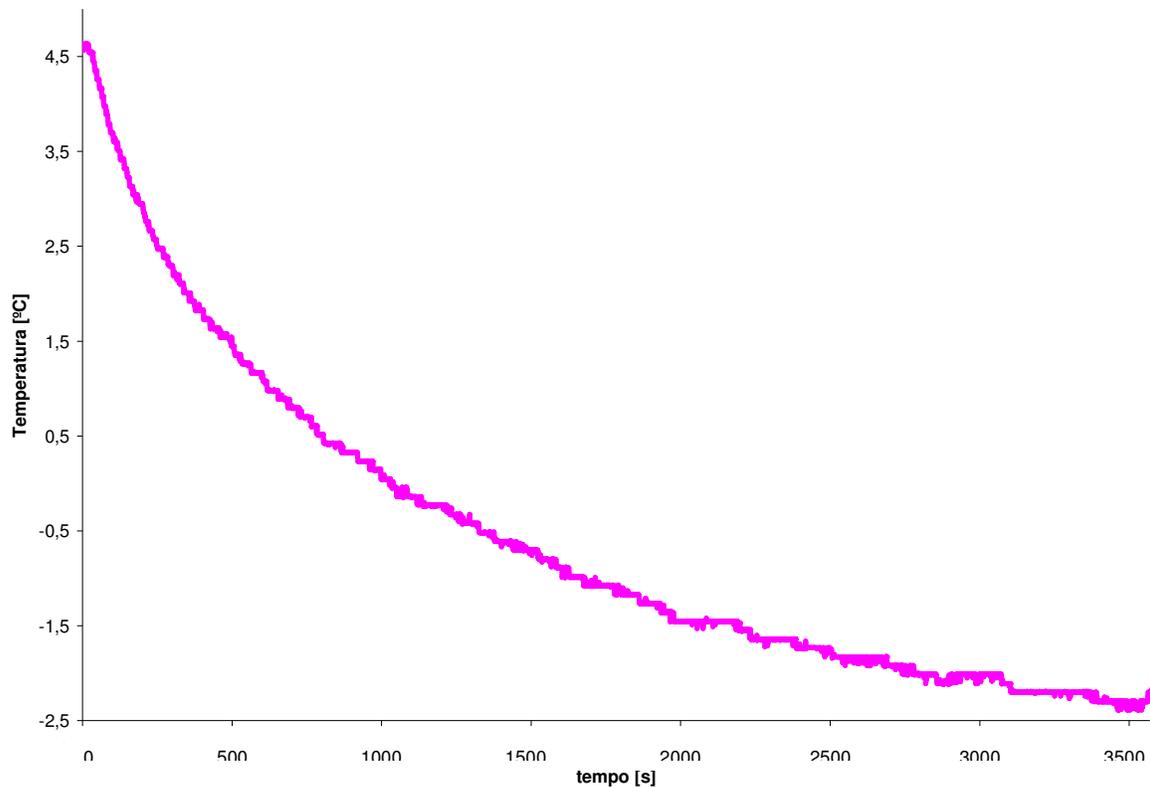


Figura 26 - Ensaio E1 - Temperatura do ar na entrada do evaporador – Bloco A

A exemplo da Figura 26, os gráficos dos ensaios E2 ao E4 para Tevap estão no Anexo A representados pelas figuras: Figura 68, Figura 69 e Figura 70.

Através do comportamento da variação de Tevap em função de Freq, foi possível identificar um conjunto de parâmetros para o bloco A.

Estes parâmetros estão dispostos na Tabela 5. Desta tabela observa-se que o ganho médio calculado foi de -0,62 a constante de tempo média foi de 945 segundos e o tempo de atraso médio foi de 30 segundos.

Tabela 5 – Parâmetros para o bloco A - Ensaios E1 ao E4

Ensaios	K_1	T_1	L_1
E1	-0,58	886	33
E2	-0,74	1143	20
E3	-0,54	804	32
E4	-0,63	948	36
Médias	-0,62	945,25	30,30
Desvio padrão	0,10	144,40	7,04
Valor Adotado	-0,62	945	30

Buscando identificar o comportamento do sistema em função de menores variações da variável Freq, foram efetuados os ensaios E5 ao E12. Para os ensaios E5 e E6 aplicou-se um degrau de 30 a 40Hz em Freq e observou-se o comportamento de Tevap. O resultado do ensaio E5 encontra-se em forma de gráfico na Figura 27, exibindo Tevap em função do tempo, enquanto o resultado do ensaio E6 para Tevap encontra-se no anexo A na Figura 71.

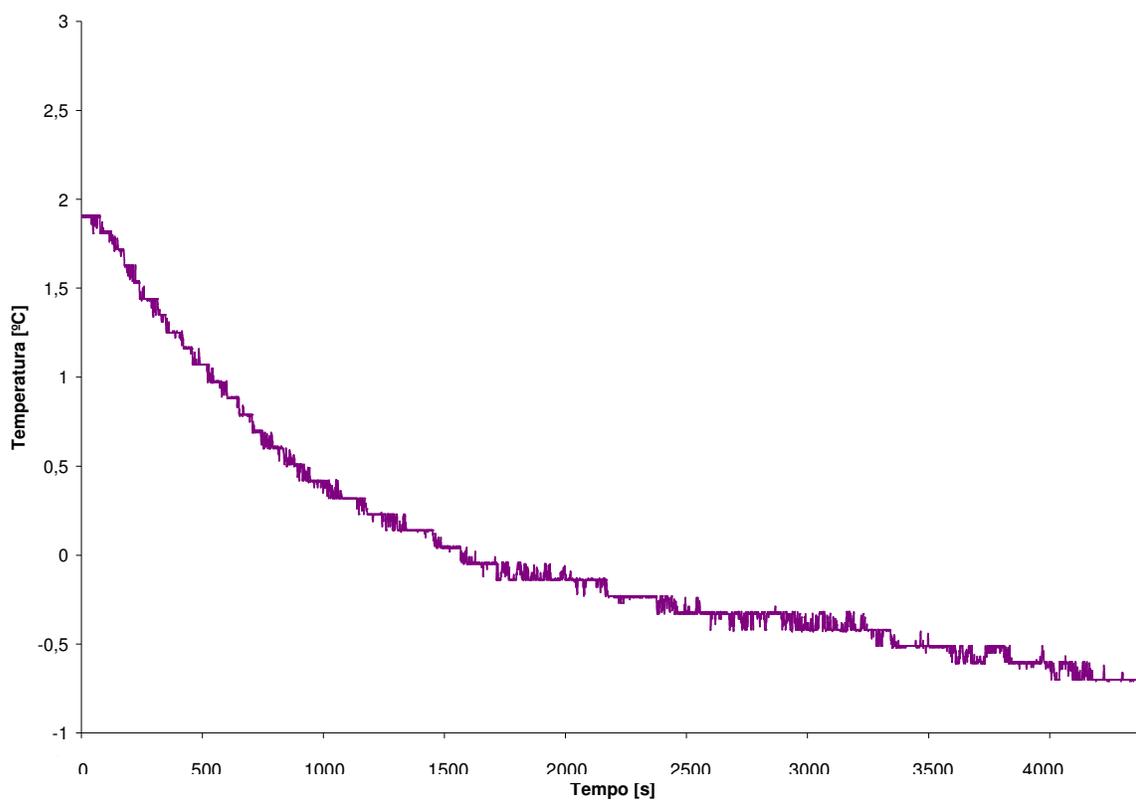


Figura 27 - Ensaio E5 - Temperatura do ar na entrada do evaporador – Bloco A

Com os resultados dos ensaios E5 e E6, demonstrados na Tabela 6, obteve-se um ganho médio de -0,7 uma constante de tempo de 1113 segundos e um tempo de atraso de 20 segundos.

Tabela 6 – Ensaios E5 e E6 - Parâmetros para o Bloco A

Ensaios	K_1	T_1	L_1
E5	-0,72	1102	55
E6	-0,68	1125	34
Médias	-0,70	1113,50	44,50
Desvios	0,03	16,26	14,85
Valor Adotado	-0,70	1113,00	45,00

Do ensaio E7 ao E10 o degrau aplicado em Freq foi de 40 a 50Hz, o resultado para o ensaio E7, para o bloco A, está representado na Figura 28 que representa a reação de Tevap em função da referida variação em Freq. O demais gráficos envolvidos nestes ensaios para este bloco constam no anexo A nas figuras: Figura 72, Figura 73 e Figura 74.

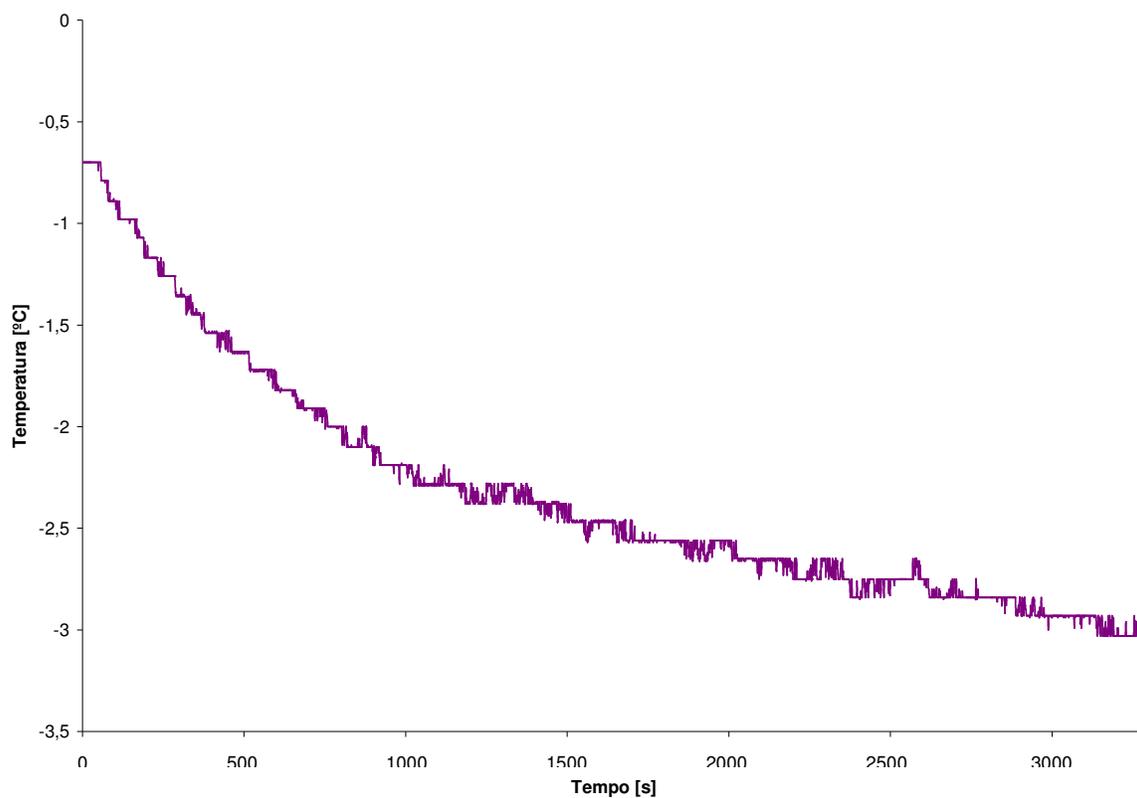


Figura 28 - Ensaio E7 - Temperatura do ar na entrada do evaporador – Bloco A

O resumo dos parâmetros identificados constam na Tabela 7, conforme segue.

Tabela 7 – Consolidação do parâmetros obtidos nos ensaios E7 a E10

Degrau na frequência de 40 Hz para 50 Hz – Bloco A

Ensaio	K_1	T_1	L_1
E7	-0,63	887	56
E8	-0,55	1197	65
E9	-0,64	1015	59
E10	-0,72	1516	49
Médias	-0,64	1153,8	57,25
Desvio padrão	0,07	272,95	6,65
Valor Adotado	-0,64	1154	57

Nota-se que para estes ensaios, em valores médios tem-se: ganho de -0,64, constante de tempo de 1153 segundos e tempo de atraso de 57 segundos.

Para os ensaios E11 e E12 aplicou-se um degrau de 50 a 60Hz em Freq, para o bloco A observou-se o comportamento de Tevap. Os resultados constam na Tabela 8, onde nota-se que, na média, obteve-se um ganho de -0,47, constante de tempo 1016 segundos e tempo de atraso de 54 segundos.

Tabela 8 - Dados do Sistema – Ensaio E11 e E12 - Degrau na frequência de 50 Hz para 60 Hz – Bloco A

	K_1	T_1	L_1
E11	-0,52	985	61
E12	-0,42	1047	47
Médias	-0,47	1016,00	54,00
Desvio padrão	0,07	43,84	9,90
Valor Adotado	-0,47	1016	54

A Figura 29 representa a reação de Tevap em função do tempo para o ensaio E11, a figura para o ensaio E12 encontra-se no Anexo A na Figura 75.

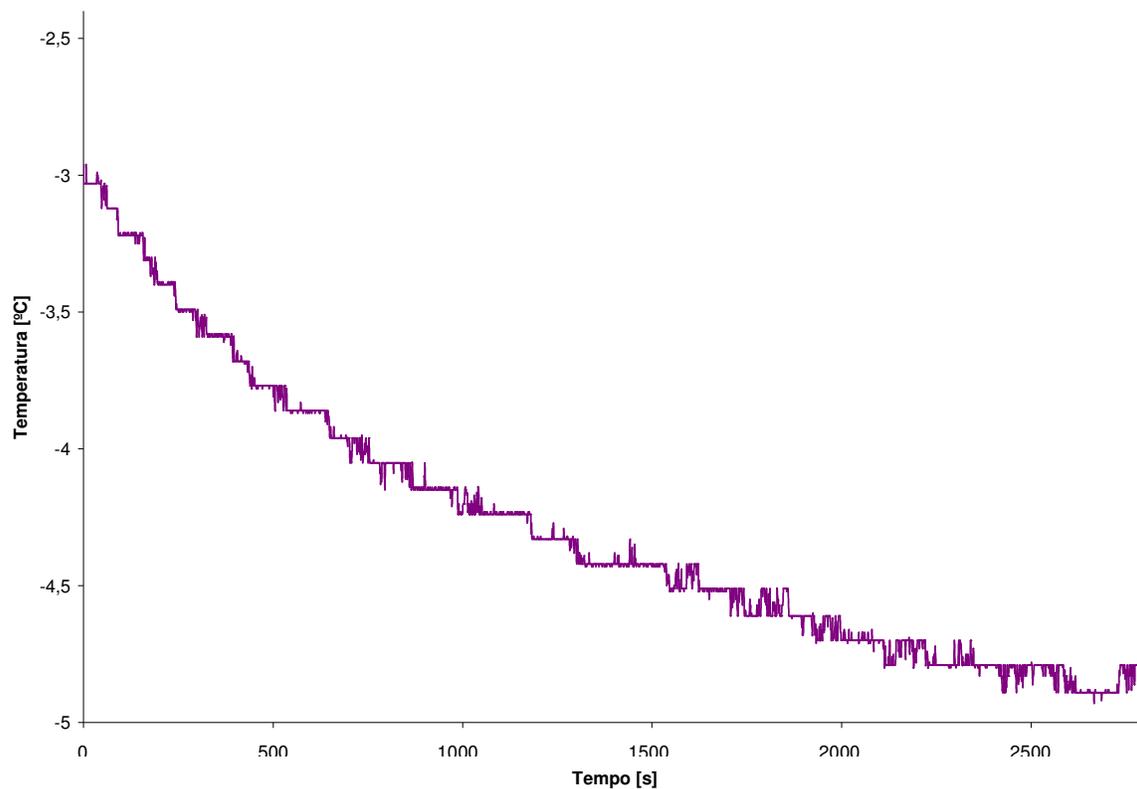


Figura 29 - Ensaio E11 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco A

Com intuito de facilitar a análise do comportamento do sistema, no que se refere a influência de Freq na variável Tevap, a Tabela 9 traz um resumo dos parâmetros levantados para o Bloco A, para as diversas faixa de acionamento de Freq.

Tabela 9 – Resumo dos parâmetros levantados para o Bloco A

Degrau	K_1	T_1	L_1
30 a 60 Hz	-0,62	945,00	30,00
30 a 40 Hz	-0,70	1113,00	45,00
40 a 50 Hz	-0,64	1154,00	57,00
50 a 60 Hz	-0,47	1016,00	54,00
Médias	-0,61	1057,00	46,50
Desvios	0,10	94,46	12,12
Valor Adotado	-0,63	1057	46

Analisando-se a Tabela 9 nota-se para os degraus de 10Hz a tendência é uma redução no parâmetro ganho quando Freq aumenta. Os demais parâmetros flutuam sem uma tendência. Nota-se também que o ganho para o degrau de 30 a 60Hz se aproxima muito do ganho para a faixa de 40 a 50Hz.

Por fim, adotou-se os parâmetros: -0,63 para o ganho; 1057 segundos como constante de tempo do sistema e 46 segundos como o tempo de atraso.

Uma outra alternativa para identificar os parâmetros do sistema é extrair a média das amostras, neste primeiro caso dos ensaios E1 ao E4, esta média está representada na Figura 30, através deste comportamento médio foi possível inferir um ganho -0,7, constante de tempo de 1182 segundo e tempo de atraso de 22 segundos.

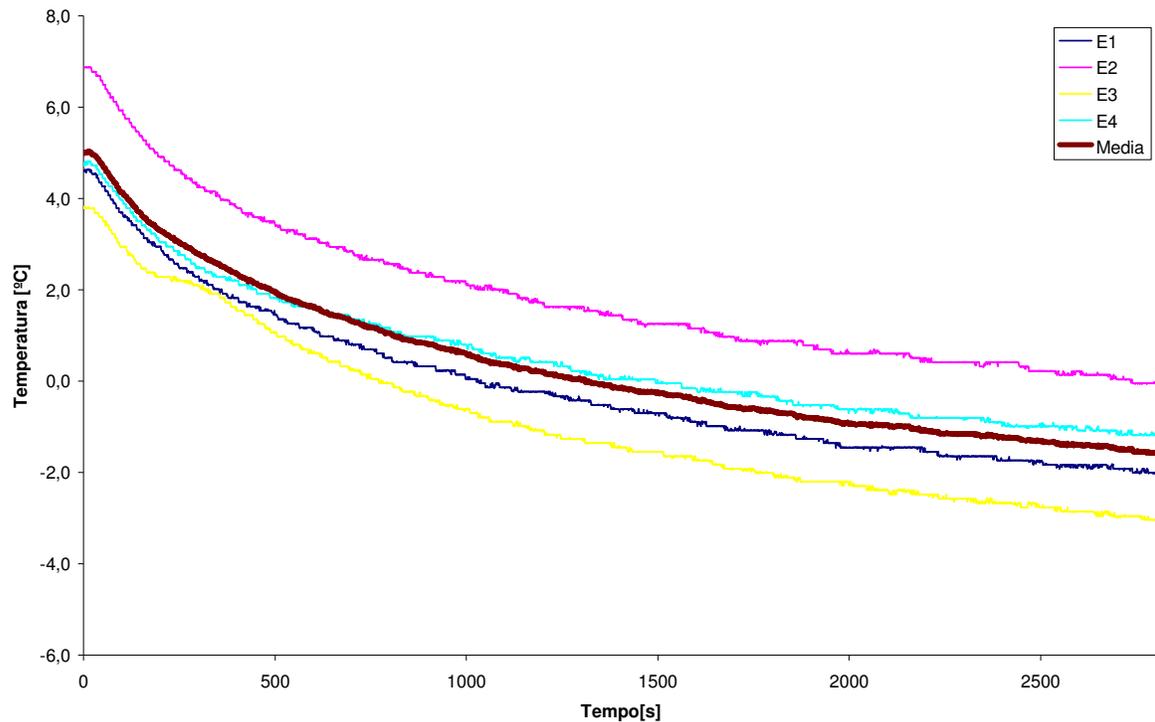


Figura 30 – Temperatura do ar na entrada do evaporador - Media das amostras ensaios E1 ao E4 - Bloco A

Ao longo de toda a dinâmica o desvio padrão médio = $1,2^{\circ}\text{C}$, que para o degrau de temperatura de $7,6^{\circ}\text{C}$, para a variação total da câmara resulta num erro de 5,5%.

A Figura 31 mostra o comportamento de T_{evap} em função de Freq, na saída do bloco A, já convertida em temperatura, comparada com a média das amostras. Feito o ajuste do modelo para um degrau de 30 para 60Hz com um R^2 de 0,92.

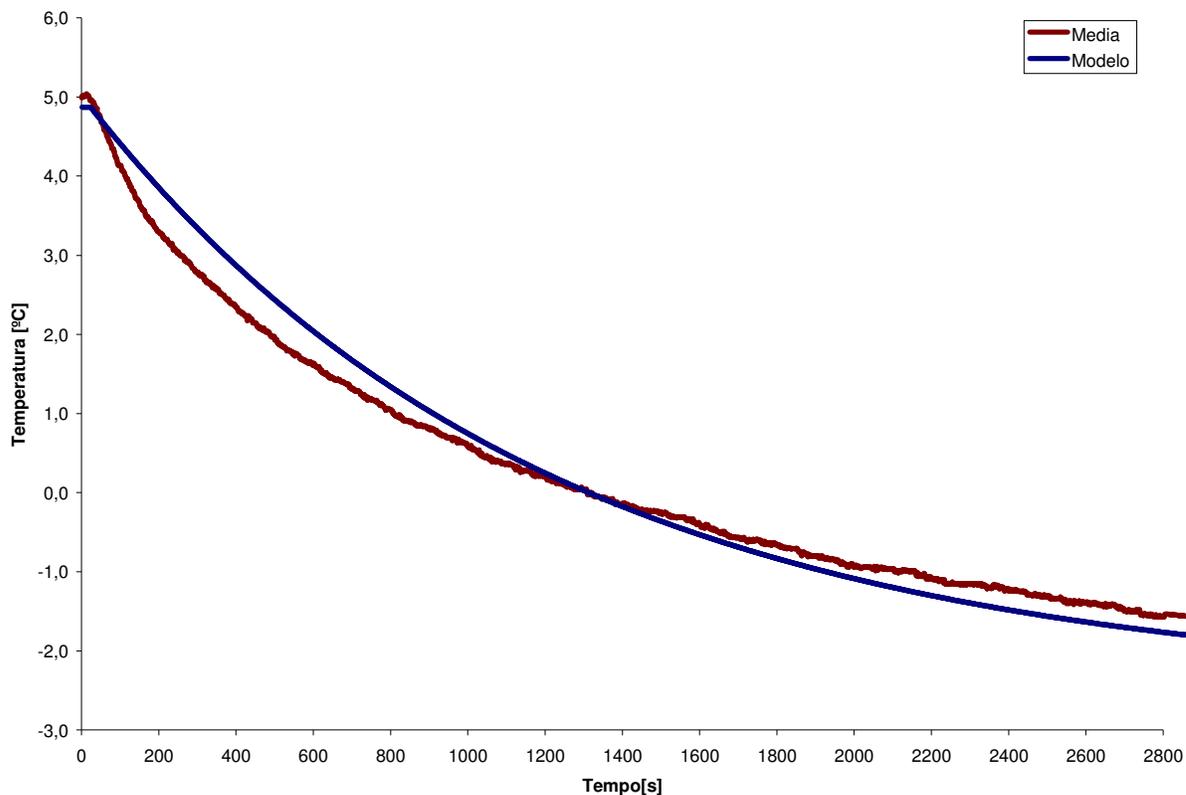


Figura 31 – Temperatura do ar na entrada do evaporador - Ajuste do Modelo - Bloco A – Faixa Ampla

O comportamento de T_{evap} com a variação em Freq de 30 a 60Hz, modelo do bloco A, exibido na Figura 31, indicam que é viável a utilização deste conjunto de parâmetros: ganho de -0,7, constante de tempo de 1182 segundos e tempo de atraso de 22 segundos.

No entanto, as não linearidades implicam em resultados menos precisos quando este modelo é submetido a valores intermediários, principalmente no início e no fim da escala da variável Freq.

Então neste trabalho optou-se por nos blocos A e C a utilização de dois modelos diferentes, um para um degrau amplo de Freq variando de 30 para 60Hz, que será dito modelo faixa ampla e outro para um degrau intermediário em Freq, de 40 para 50Hz, dito modelo de faixa estreita, conforme segue a análise.

A Figura 32 demonstra o comportamento de Tevap nos ensaios E7 ao E10, para identificação do bloco A de faixa estreita.

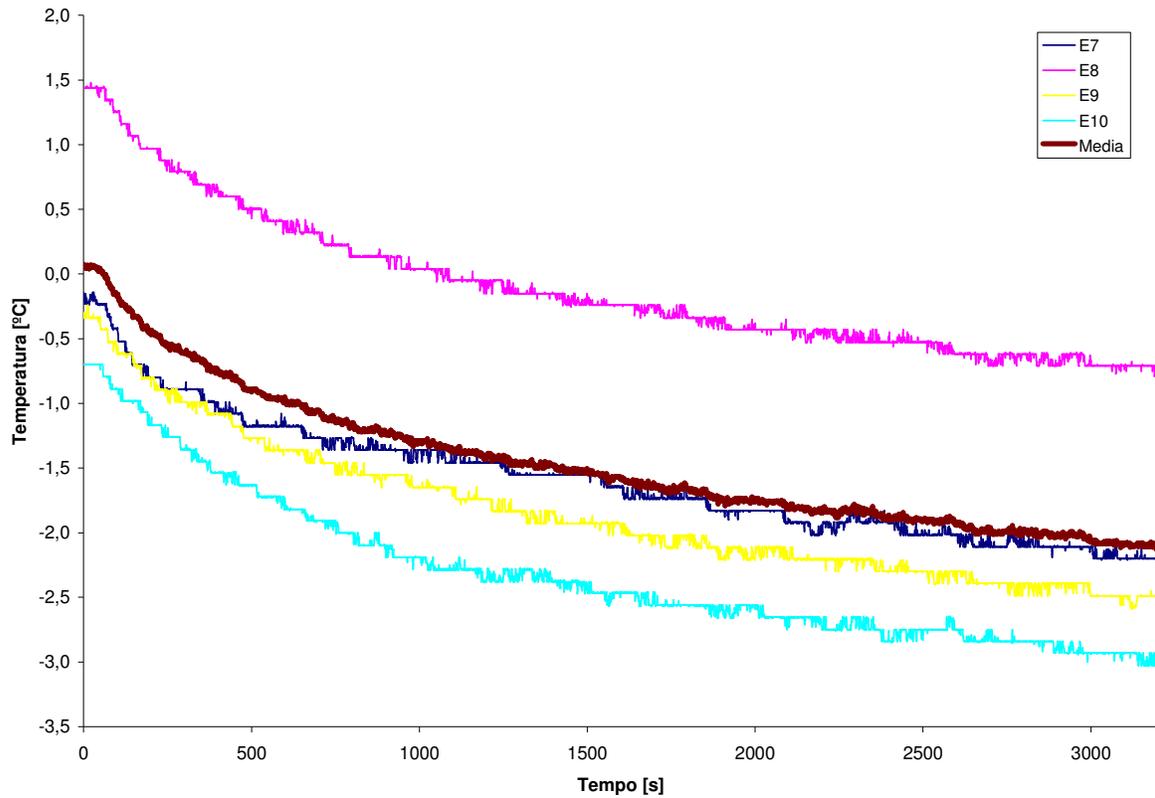


Figura 32 – Temperatura do ar na entrada do evaporador - Ensaios E7 a E10 - Média das amostras - Bloco A

Com base neste gráfico, foi possível inferir os seguintes parâmetros: ganho de -0,63, constante de tempo de 916 segundos e um tempo de atraso de 48 segundos.

Na Figura 33 esta representado comportamento de Tevap na saída do bloco A, frente a média dos ensaios de E7 a E10, para a mesma variável, o R^2 foi de 0,94.

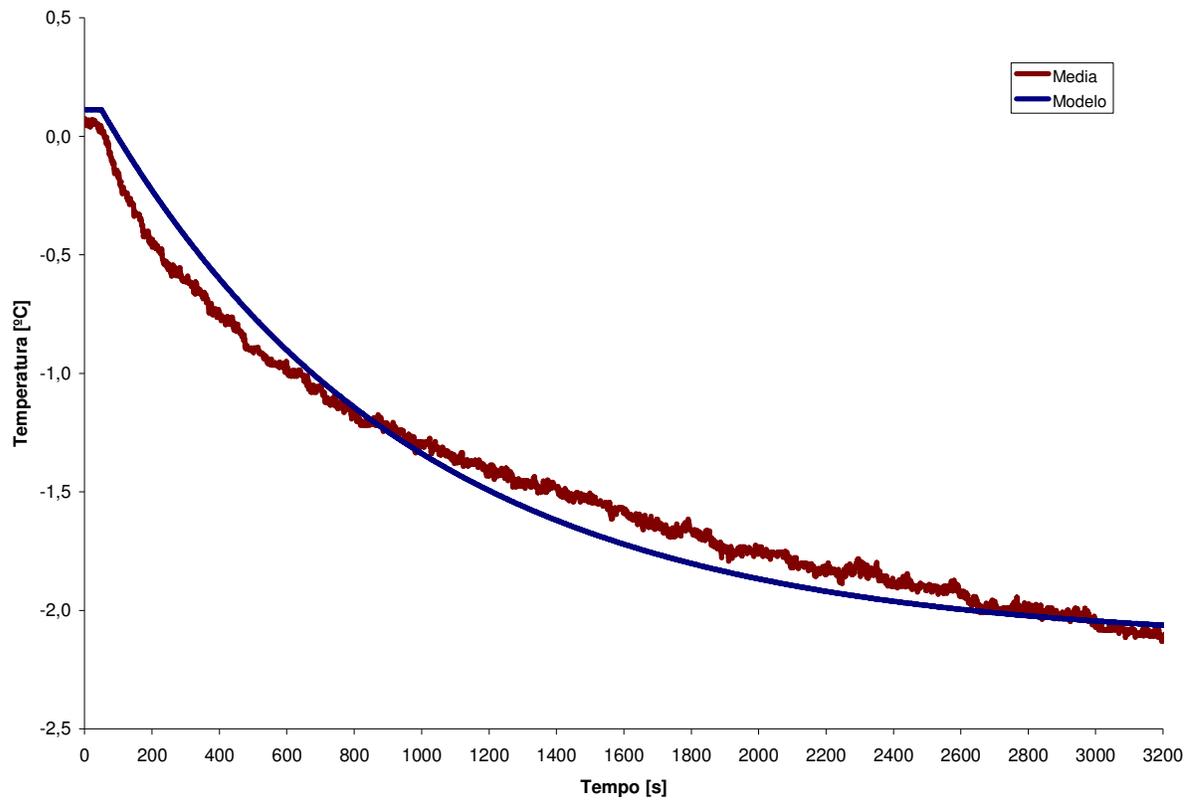


Figura 33 - Ensaio E7 a E10 - adequação do modelo faixa estreita - Bloco A

A Tabela 10 exibe um resumo dos parâmetros identificados para o bloco A. Observa-se que para diferentes faixas de Freq o conjunto de parâmetros é alterado.

Nas simulações de testes os modelos utilizando parâmetros inferidos através da média das amostras se mostraram mais adequados para este bloco.

Portanto para o bloco A de faixa ampla foram adotados os parâmetros indicados na Tabela 10 pela média das amostras para o degrau em Freq de 30 para 60Hz.

Para o modelo do bloco A de faixa estreita o conjunto de parâmetros extraído da média das amostras para um degrau em Freq de 40 para 50Hz se mostrou adequado.

Tabela 10 - Resumo dos parâmetros para o Bloco A

	Degrau	K1	T1	L1
	30 a 60 Hz	-0,62	945	30
Média dos Parâmetros	30 a 40 Hz	-0,70	1113	45
	40 a 50 Hz	-0,64	1154	57
	50 a 60 Hz	-0,47	1016	54
Média das Amostras	30 a 60 Hz	-0,70	1182	22
	40 a 50 Hz	-0,63	916	48

4.3. Modelo para o Bloco C

Para Freq a 60Hz e carga a 40%, Tcentro foi conduzida em média a 19,4 °C abaixo da temperatura ambiente.

A Figura 34 mostra o comportamento de Tcentro para a variação de Freq no ensaio E1. A mesma situação para os ensaios E2 ao E4 constam no Anexo C: Figura 80, Figura 81 e Figura 82

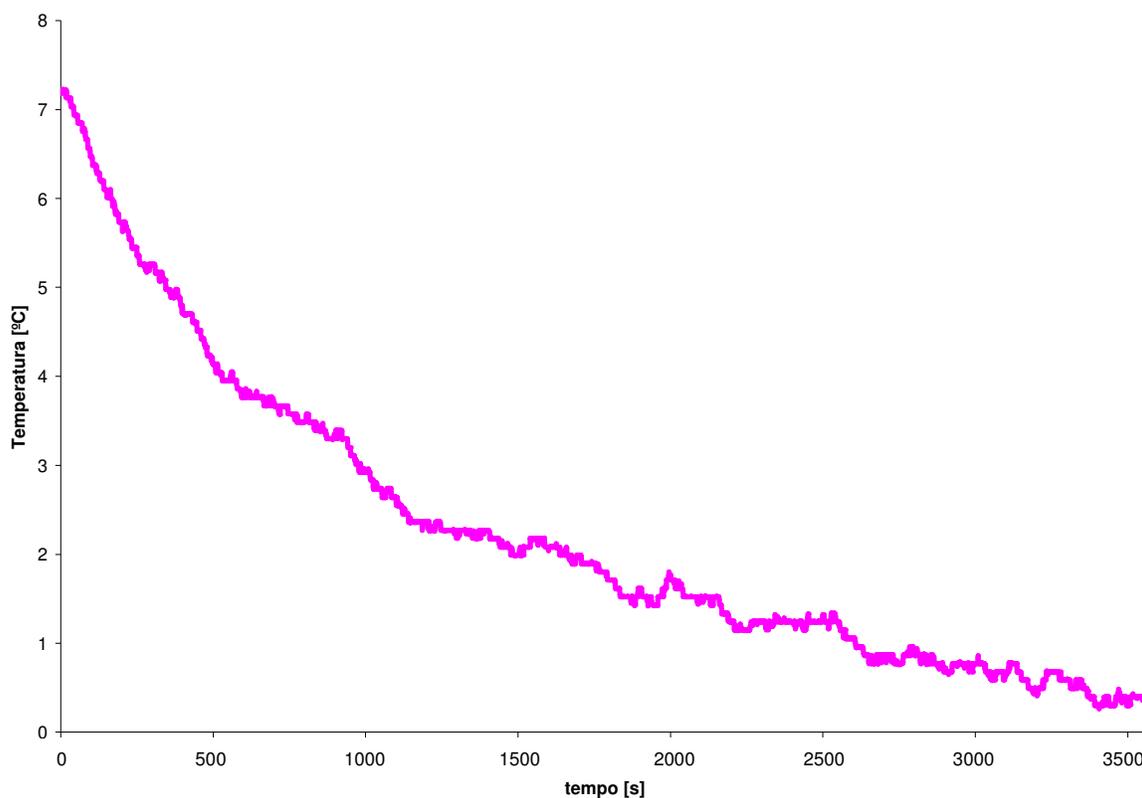


Figura 34 – Temperatura do ar no centro da câmara - Ensaio E1 - Temperatura no centro da câmara - Bloco C

Com base nestes gráficos foi possível inferir os parâmetros para o bloco C, conforme mostra a Tabela 11.

Tabela 11 - Dados do Sistema – Degrau na frequência de 30 Hz para 60 Hz – Bloco C

Ensaio	K_3	T_3	L_3
E1	-0,69	984,00	32,00
E2	-0,89	1276,00	37,00
E3	-0,67	1036,00	21,00
E4	-0,74	1330,00	23,00
Médias	-0,75	1156,50	28,25
Desvios	0,10	171,91	7,54
Adotado	-0,75	1156,00	28,00

Os valores adotados para o bloco C de faixa ampla, utilizando-se média dos parâmetros foram: um ganho de -0,75, uma constante de tempo de 1156 segundo e um tempo de atraso de 28 segundos.

De forma semelhante ao bloco A, segue uma análise pela média dos ensaios.

A Figura 35 mostra o comportamento da média dos ensaios E1 ao E4.

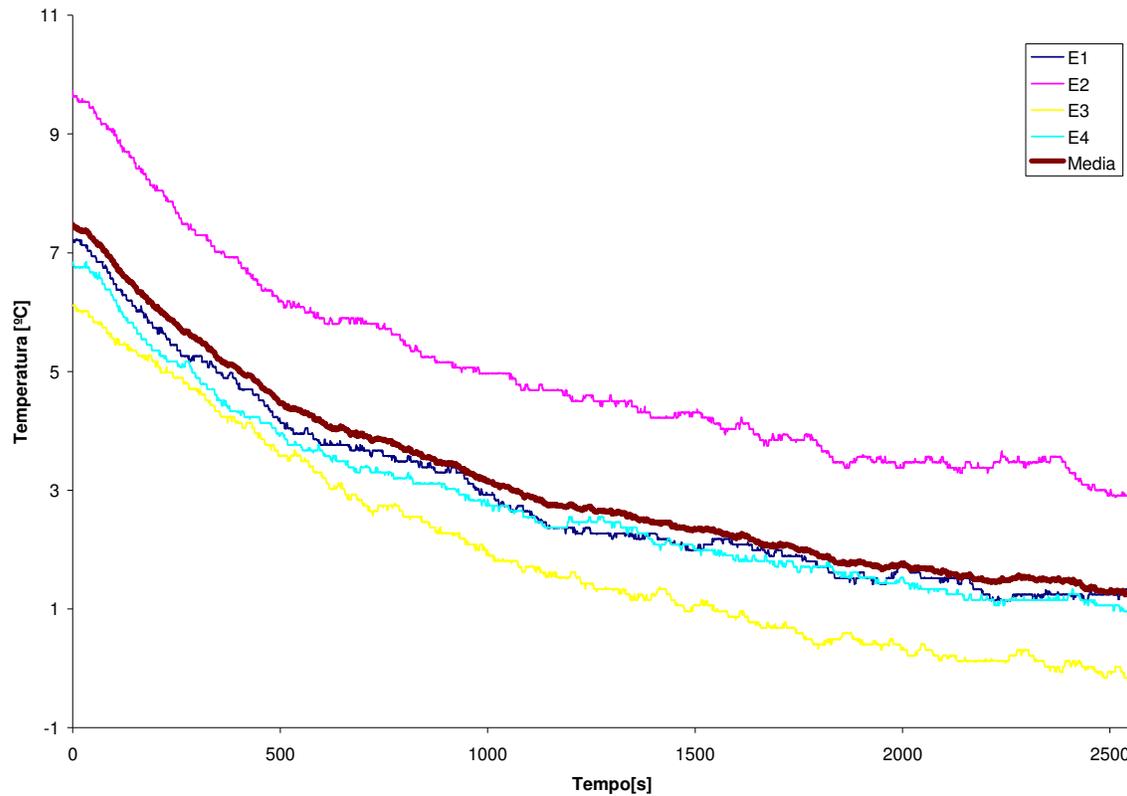


Figura 35 – Temperatura do ar no centro da câmara - Ensaios E1 a E4 - Média das amostras - Bloco C

A variação de temperatura média entre um ensaio e outro foi de $1,32\text{ }^{\circ}\text{C}$, que para o degrau de $6,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ médio dá um desvio de 20%, porém frente à variação máxima de T_{centro} de $19,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ o desvio é de 6%.

Através do comportamento médio de T_{centro} , nestes ensaios foi possível inferir para o bloco C de faixa ampla um ganho de -0,63, constante de tempo de 1035 segundos e tempo de atraso de 34 segundos.

A Figura 36 exibe o comportamento da média das amostras frente ao comportamento do modelo do bloco C, este obteve um R quadrado de 0,95.

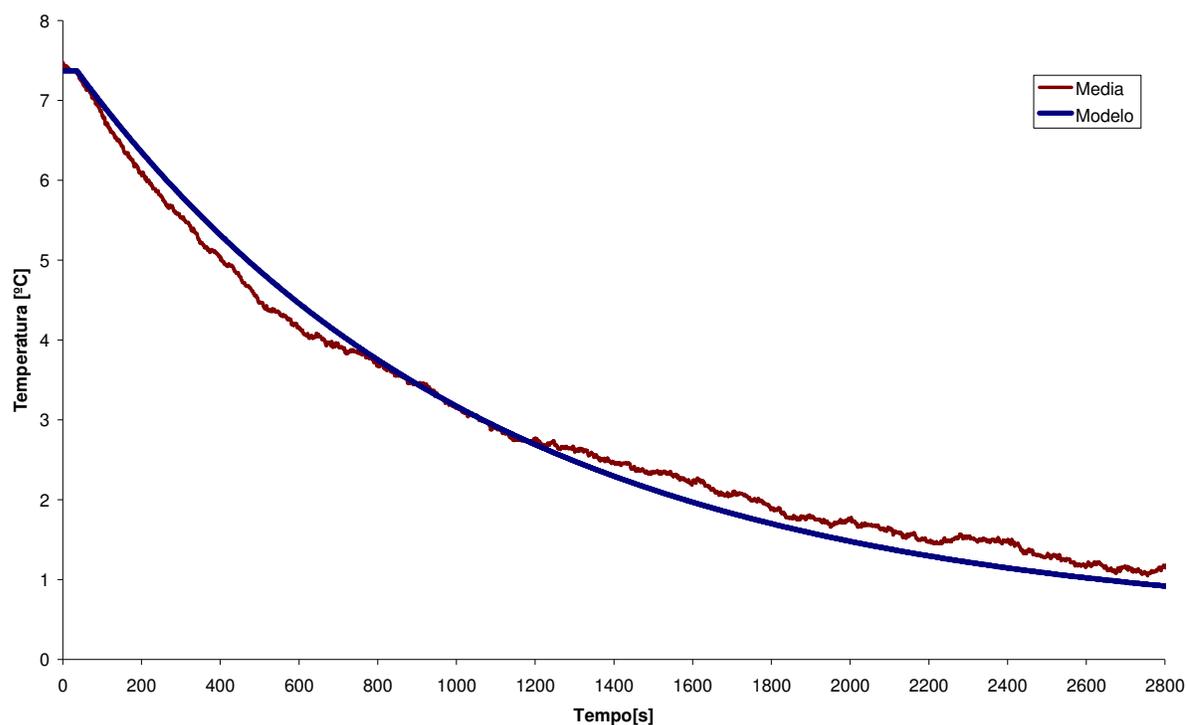


Figura 36 - Ensaios E1 a E4 - Temperatura do ar no centro da câmara - Adequação do Modelo - Bloco C

Para identificar o modelo de faixa estreita para o bloco C, utilizou-se a média dos ensaios de E7 a E10. Obtendo-se o gráfico apresentado na Figura 37.

O desvio de temperatura médio entre um ensaio e outro foi de 0,9 °C, que para o degrau de 2,2 °C médio dá um desvio de 41%, porém frente a variação máxima de Tcentro de 19,4 °C o desvio é de 21,5%.

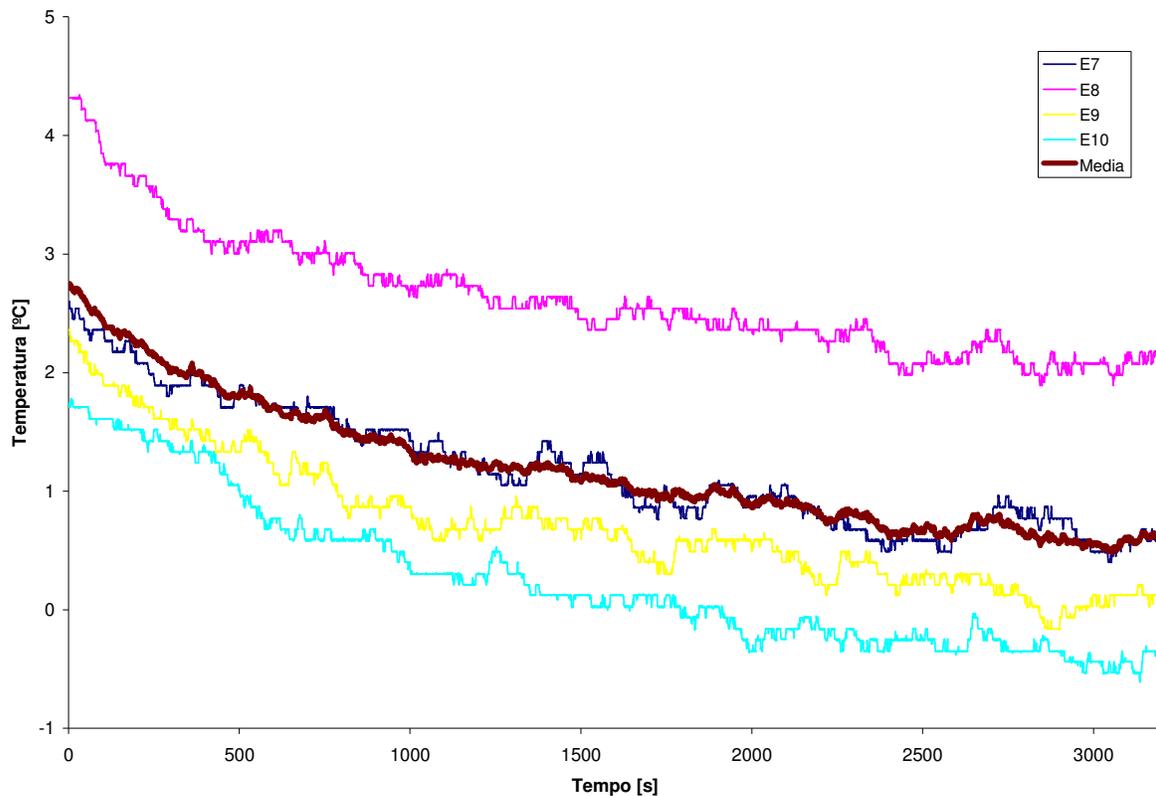


Figura 37 – Temperatura do ar no centro da câmara - Ensaios E7 a E10 - Média das amostras - Bloco C

O modelo ajustado para o bloco C de faixa estreita teve os seguintes parâmetros: 0,66 de ganho, 967 segundos de constante de tempo e 29 segundos de tempo de atraso. A Figura 38 demonstra o comportamento do modelo de faixa estreita para o bloco C, frente a média das amostras dos ensaios E7 a E10, o modelo obteve um R^2 de 0,93.

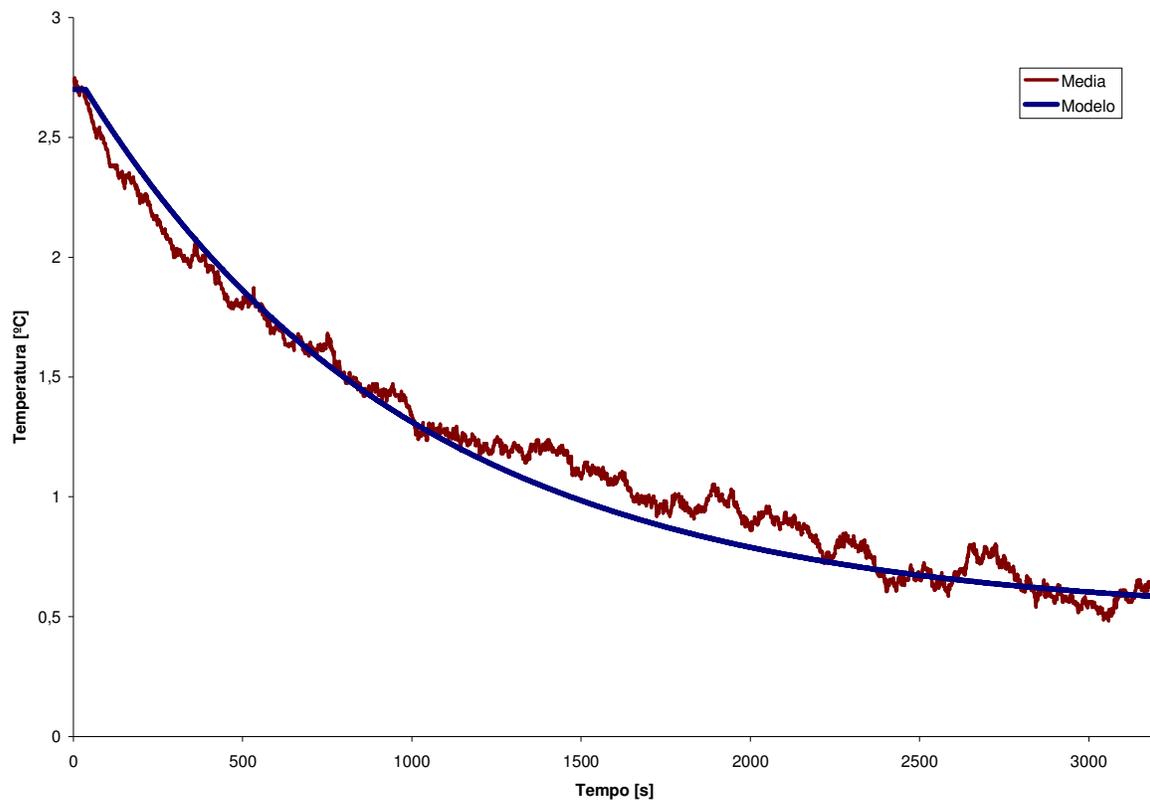


Figura 38 - Ensaios E7 a E10 - Temperatura do ar no centro da câmara - Adequação do Modelo - Bloco C

A Tabela 12 demonstra um resumo dos parâmetros para o bloco C. Simulações indicaram que os parâmetros inferidos através das médias das amostras são mais adequados.

Portanto, para o bloco C, para o modelo de faixa ampla adotou-se um ganho de -0,63, constante de tempo de 1035 segundos e tempo de atraso de 34 segundos. Para o modelo de faixa estreita adotou-se um ganho de -0,66, uma constante de tempo de 967 segundos e um tempo de atraso de 29 segundos.

Tabela 12 - Resumo dos parâmetros para o Bloco C

	Degrau	K3	T3	L3
Média dos Parâmetros	30 a 60 Hz	-0,75	1156,50	28,25
Média das Amstras	30 a 60 Hz	-0,63	1035,00	34,00
	40 a 50 Hz	-0,66	967,00	29,00

4.4. Modelo para o Bloco E

O modelo do bloco E relaciona a variável de entrada Freq com a variável de saída Pot. Os valores indicam que para os ensaios de E1 a E3 a potência média alcançada foi de 1903 W, valor que será utilizado para o cálculo dos ganhos.

A Figura 39 indica o comportamento da potência consumida pelo compressor durante o ensaio E1, para o ensaio E2 e E3 as figuras encontram-se no Anexo E, representados pela Figura 87 e Figura 88. Indicam também a média da potência extraída a cada 15 minutos, semelhante ao medidor comercial para tarifação e a média geral do intervalo.

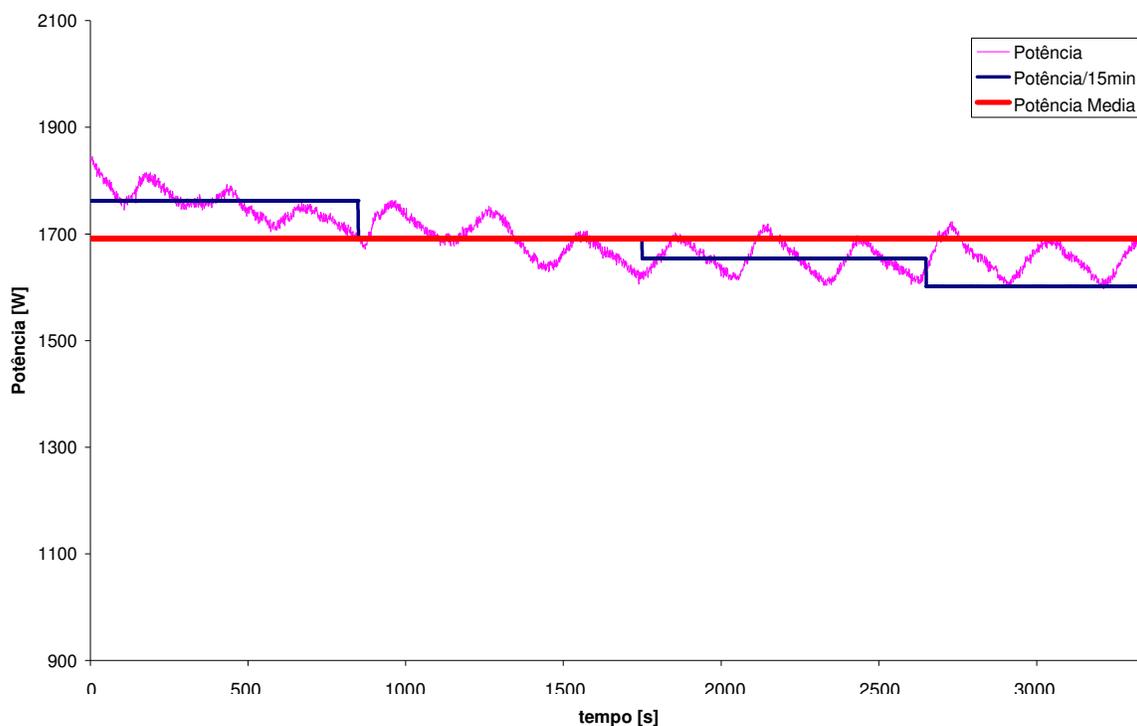


Figura 39 - Ensaio E1 - Potência do compressor - Bloco E

Tendo em vista a energia consumida pelo sistema, com base nos ensaios de E1 a E3, para o bloco E, conforme demonstrado na Tabela 13. Foram utilizados dois métodos para o cálculo da energia consumida pelo motor do compressor em função da potência medida: a integral da média da potência a cada 15 minutos e a média geral para intervalo dos ensaios.

Tabela 13 - Ensaios E1 a E3 - Potência do Compressor - Bloco E

Ensaio	Tipo de Cálculo	kWs	kWh
E1	Medida	5931,38	1,65
	Média 15min	5884,14	1,63
	Média geral	5932,52	1,65
E2	Medida	9529,01	2,65
	Média 15min	9431,00	2,62
	Média geral	9530,72	2,65
E3	Medida	9026,68	2,51
	Média 15min	8905,30	2,47
	Média geral	9027,51	2,51

Ainda que a tarifação de energia comercial seja feita com base na média da potência a cada 15 minutos a Tabela 13 mostra que o cálculo da média geral do intervalo de cada ensaio se aproximou mais do calculado direto pela potência aferida a cada um segundo.

Então torna-se viável a utilização de um ganho linear para o bloco E, baseando-se na média da potência durante o intervalo dos ensaios.

Nestes termos para os ensaios E1, E2 e E3 os ganhos obtidos foram, respectivamente: 0,91, 0,94 e 0,89.

A Figura 40 exibe o gráfico da potência elétrica medida no compressor durante o ensaio E7. Mostra também a respectiva média geral para o intervalo do ensaio, bem como o comportamento da média a cada 15 minutos. Idem para os ensaios E8 e E9 constam no Anexo E representados pela figura Figura 89 e Figura 90

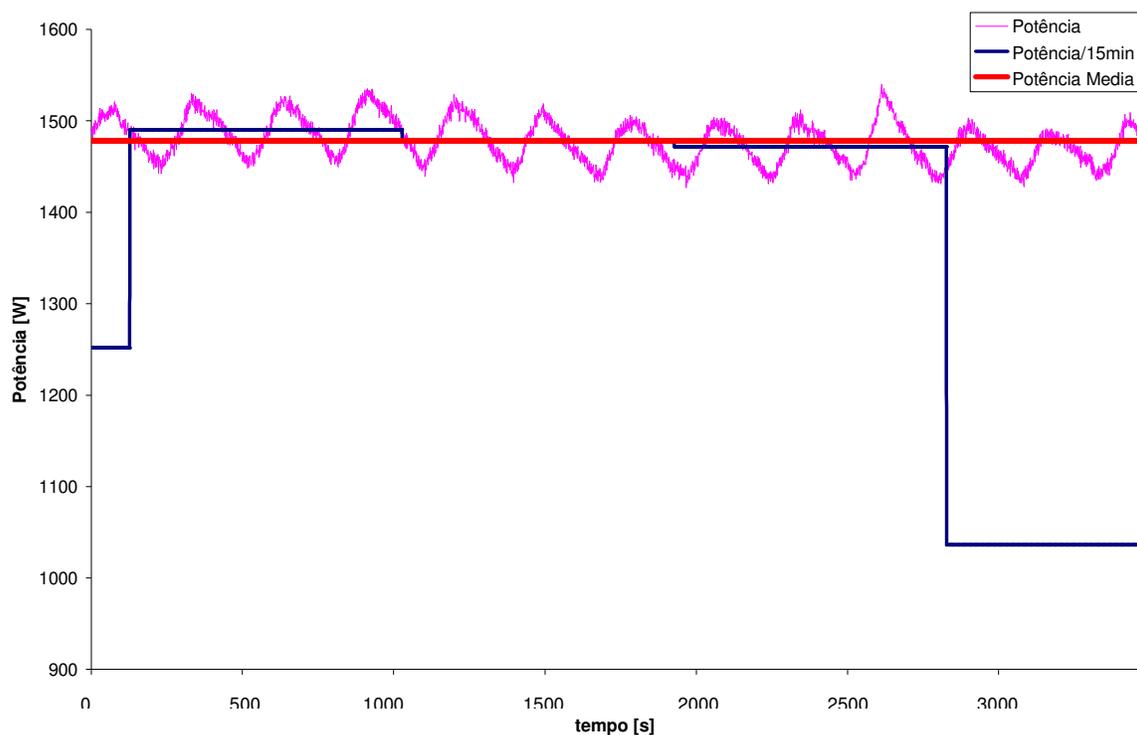


Figura 40 - Ensaio E7 - Potência do Compressor - Bloco E

Seguindo a mesma análise feita anteriormente, a Tabela 14 apresenta os valores da energia aferida durante os ensaios. Os resultados indicam que a energia calculada pela média geral da potência se aproxima mais dos valores reais, o que apóia a utilização de um ganho linear para o bloco E.

Tabela 14 – Ensaios E7 a E9 – Potência do Compressor – Bloco E

Tipo de Degrau	Tipo de Cálculo	kWs	kWh
E7	Medida	5178,40	1,44
	Média 15min	4863,80	1,35
	Média geral	5179,03	1,44
E8	Medida	7326,20	2,04
	Média 15min	6907,43	1,92
	Média geral	7323,56	2,03
E9	Medida	7610,90	2,11
	Média 15min	7241,40	2,01
	Média geral	7608,48	2,11

A Tabela 15 indica os ganhos aferidos para os ensaios E1 a E3 e E7 a E8, optou-se pela média de todos os ganhos aferidos, já que o desvio entre os blocos de ensaios foi de 1% sendo que o desvio padrão no primeiro bloco e de 2,8% e no segundo 4,5%.

Tabela 15 – Ganho do bloco Freqüência x Potência

Tipo de Degrau	Ensaio	Kc
30 a 60 Hz	E1	0,91
	E2	0,94
	E3	0,89
40 a 50 Hz	E7	0,94
	E8	0,86
	E9	0,89
Valor adotado		0,91

Portanto o ganho para o bloco E foi adotado em 0,91.

A Figura 41 mostra a adequação do modelo para o bloco E, para os ensaios de E1 a E4. A Tabela 16 mostra o cálculo da energia ao longo dos ensaios e a energia calculado através do modelo, nota-se um erro de 5,6%.

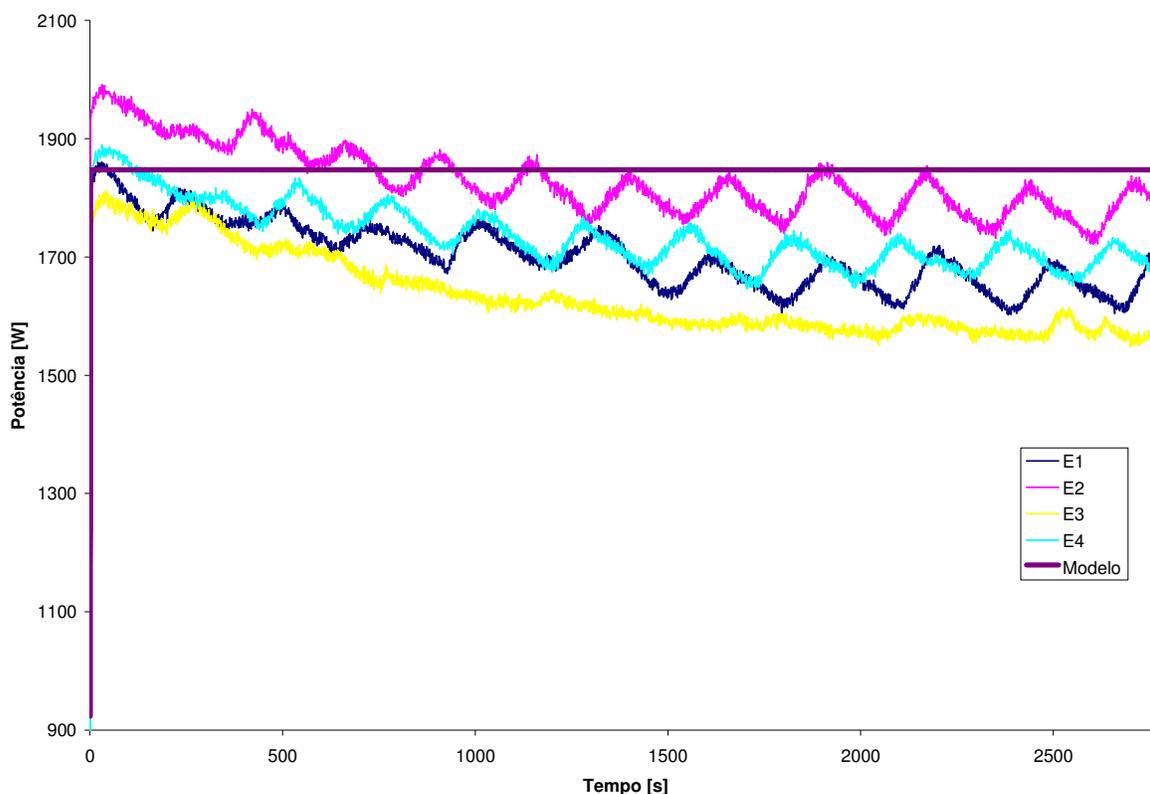


Figura 41 – Ensaios E1 ao E4 - Adequação do modelo - Bloco E

Tabela 16 - Adequação do Modelo faixa ampla - Bloco E

Validação modelo faixa ampla					
	E1	E2	E3	E4	Modelo
kWs	4775,85	5128,91	4584,70	4866,33	5182,39
kWh	1,33	1,42	1,27	1,35	1,44
kWh	1,36				1,44

A Figura 42 mostra a adequação do modelo para o bloco E, para os ensaios de E7 a E10. A Tabela 17 mostra o cálculo da energia ao longo dos ensaios e a energia calculada através do modelo, nota-se um erro de 1,4%.

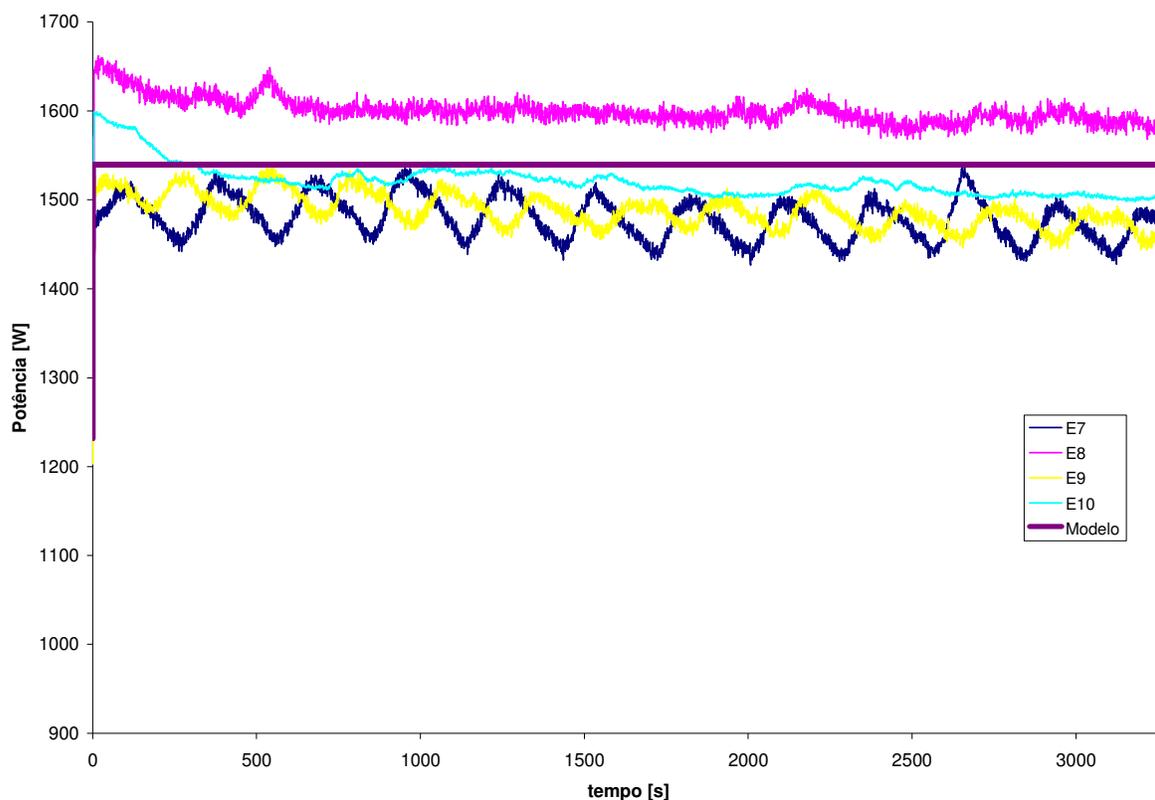


Figura 42 - Ensaios E7 a E10 - Adequação do modelo - Bloco E

Tabela 17 - Ensaios E7 ao E9 - Adequação do modelo - Bloco E

Validação modelo faixa estreita					
	E7	E8	E9	E10	Modelo
kWs	4865,08	5262,43	4892,98	5002,21	5062,63
kWh	1,35	1,46	1,36	1,39	1,41
kWh	1,39				1,41

4.5. Modelo para o Bloco B

O bloco B representa a atuação da variável Carga sobre a variável Tevap. Durante os ensaios a variação máxima de em Tevap foi de 2,6 °C.

A Figura 43 representa o resultado do ensaio E13 para a variável Tevap, com este gráfico foi possível inferir um ganho de 0,15, constate de tempo de 712 segundos e tempo de atraso de 76 segundos. Os gráficos para os ensaios E14 ao E16 encontram-se no Anexo B na Figura 77, Figura 78 e Figura 79.

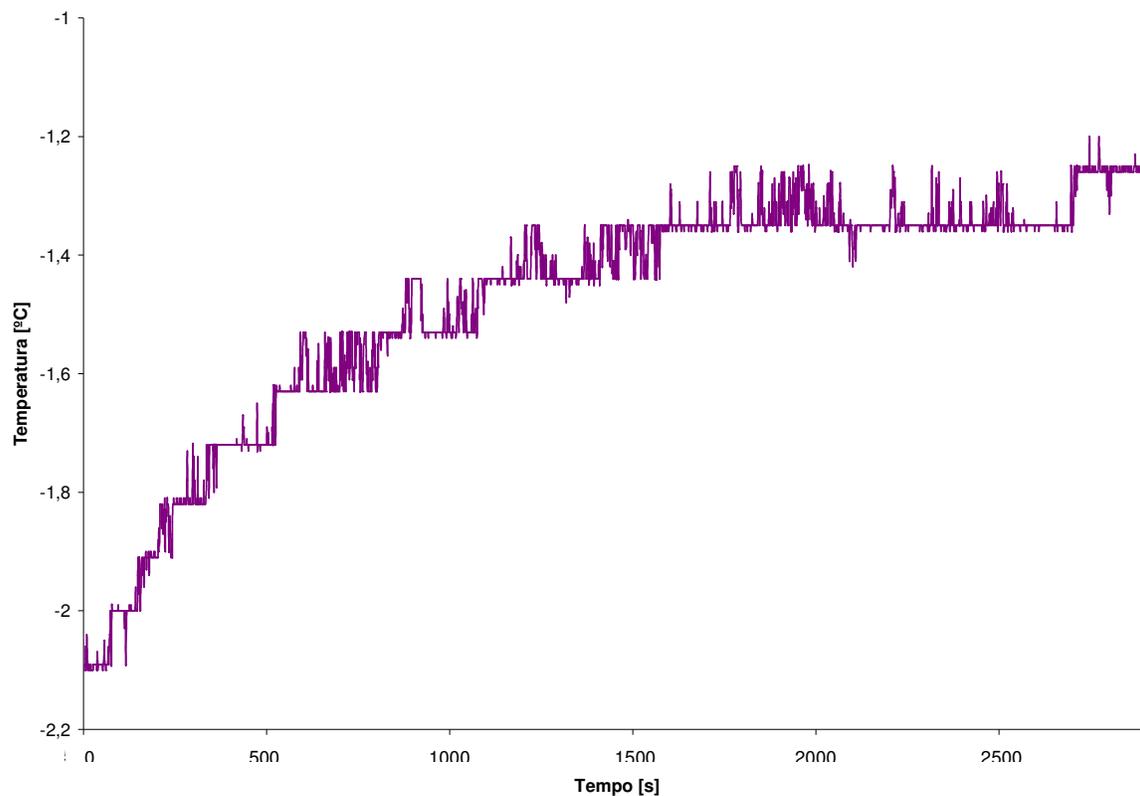


Figura 43 - Ensaio E13 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco B

A Tabela 18 mostra um resumo dos parâmetros identificados para o bloco B, os valores adotados serão as médias.

Tabela 18 – Carga Térmica x Temperatura do evaporador

Tipo de Degrau	Ensaio	K_2	T_2	L_2
50% a 60 %	E13	0,15	712	76
60% a 50 %	E14	0,17	769	42
50% a 80 %	E15	0,16	1328	31
	E16	0,11	1032	22
Valor adotado		0,15	960	42

4.6. Modelo para o Bloco D

O modelo do bloco D representa a atuação da variável Carga sobre a variável Tcentro. Durante os ensaios a variação máxima de Tcentro foi de 4,5 °C.

A Figura 44 representa o resultado do ensaio E13 para a variável Tcentro, com este gráfico foi possível inferir um ganho de 0,29, uma constante de tempo de 511 segundos e um tempo de atraso de 9 segundos. Os gráficos para os ensaios E14 ao E16 encontram-se no anexo D nas figuras: Figura 84, Figura 85, Figura 86.

A Tabela 19 contém os resultados para estes ensaios os parâmetros adotados para o bloco D, serão os valores médios entre os ensaios. Assim sendo: um ganho de 0,25, constante de tempo de 779 segundos e tempo de atraso de 15 segundos.

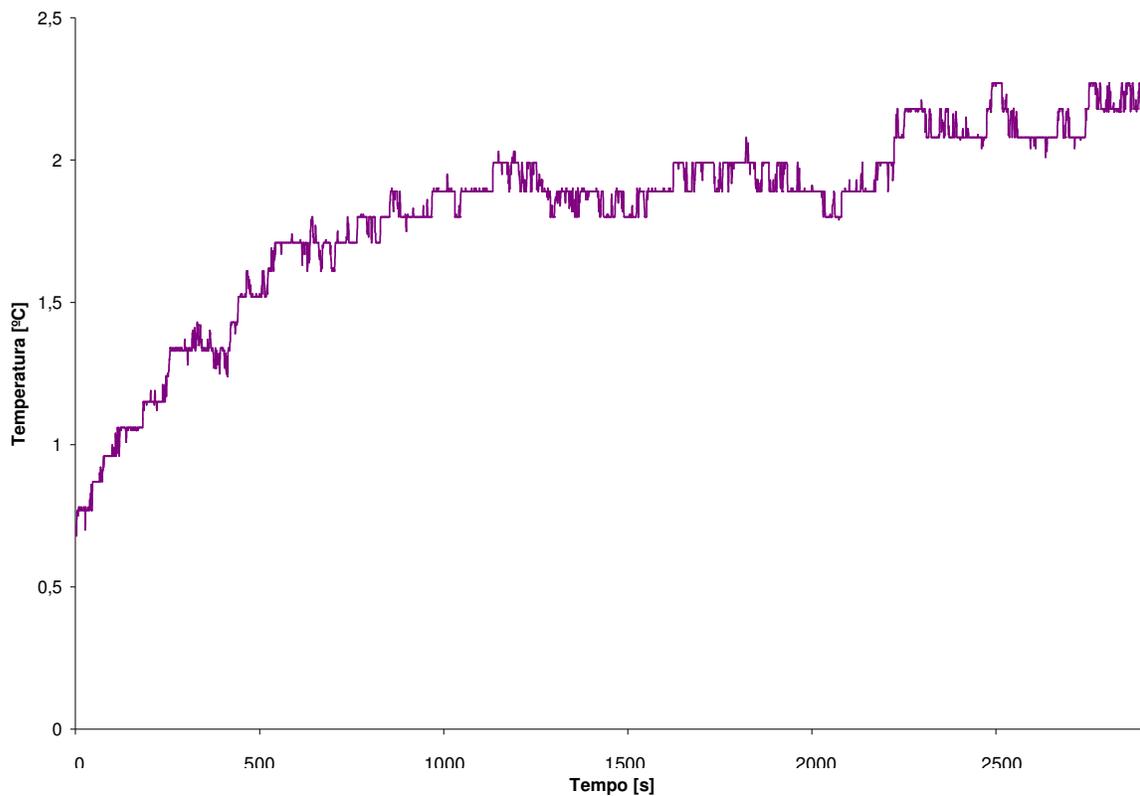


Figura 44 - Ensaio E13 - Temperatura do ar no centro da câmara - Bloco D

Tabela 19 – Carga Térmica x Temperatura no centro da câmara – Bloco D

Tipo de Degrau	Ensaio	Ganho K	Constante de tempo	Tempo de atraso
50% a 60 %	E13	0,29	511	9
60% a 50 %	E14	0,26	800	37
50% a 80 %	E15	0,27	1005	8
	E16	0,19	800	8
Valor adotado		0,25	779	15

4.7. Modelo para o Bloco F

O modelo do bloco F representa a atuação da variável Carga sobre a variável Pot. A Figura 45, representa o resultado do ensaio E15 para a variável Pot, e também o cálculo da média a cada 5 minutos e a média a cada 15 minutos. Com base nestes gráficos foi possível calcular um ganho de 0,08, constate de tempo de 1826 segundos e tempo de atraso de 157 segundos. Os gráficos para os ensaios E13 e E16 encontram-se no Anexo F na Figura 91 e Figura 92.

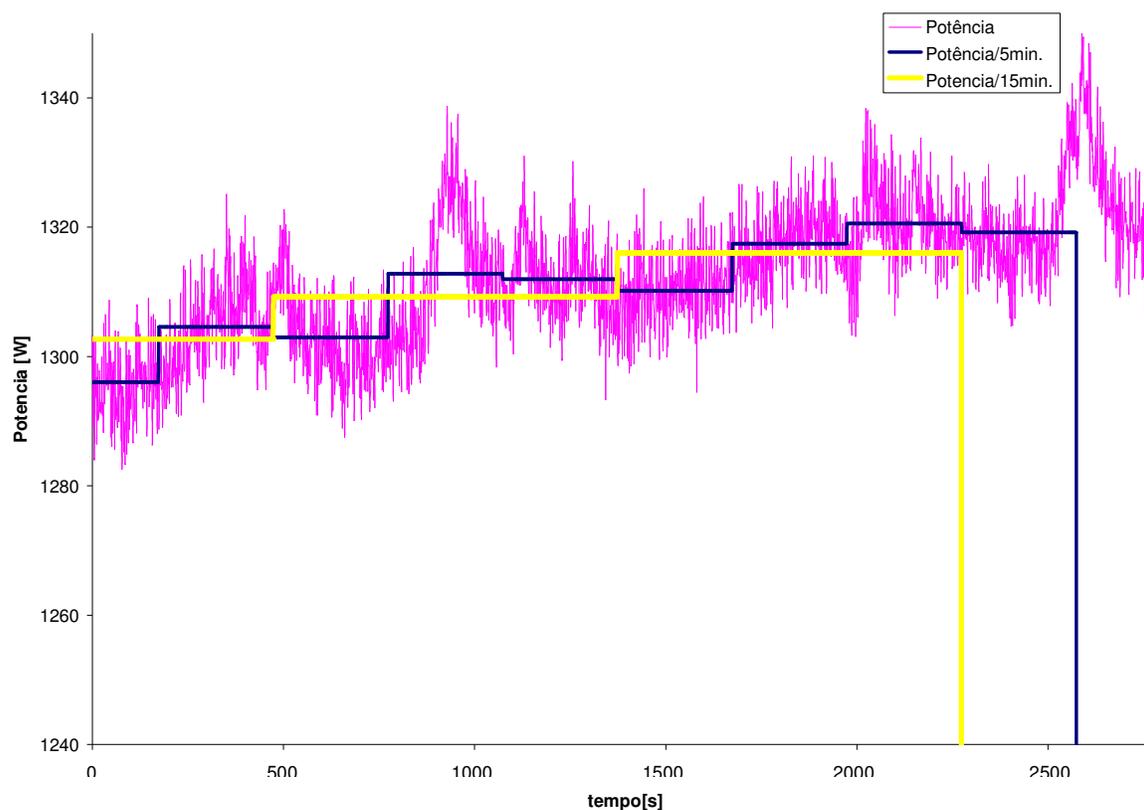


Figura 45 - Ensaio E15 - Potência consumida pelo compressor - Bloco F

A Tabela 20 contém os resultados para estes ensaios os parâmetros adotados para o bloco F, serão os valores médios entre os ensaios. Assim sendo: um ganho de 0,06, uma constante de tempo de 1341 segundos e um tempo de atraso de 182 segundos.

Tabela 20 – carga térmica x potência do compressor

Tipo de Degrau	Ensaio	Ganho K	Constante de tempo	Tempo de atraso
50% a 60 %	E13	0,07	901	315
50% a 80 %	E15	0,08	1826	157
	E16	0,04	1297	76
Valor adotado		0,06	1341	182

4.8. Simulações

Com base nos valores ajustados nos tópicos anteriores a Figura 46 representa o modelo matemático para faixa ampla identificado para o sistema em questão. O modelo contempla além dos já mencionados blocos A até F, os blocos identificados por X cuja função é converter a grandeza de entrada em seu valor normalizado, bem como os blocos identificados por Y que tem a função de converter as saídas normalizadas dos modelos para suas respectivas grandezas físicas. Utilizou-se o *software* Simulink para as simulações.

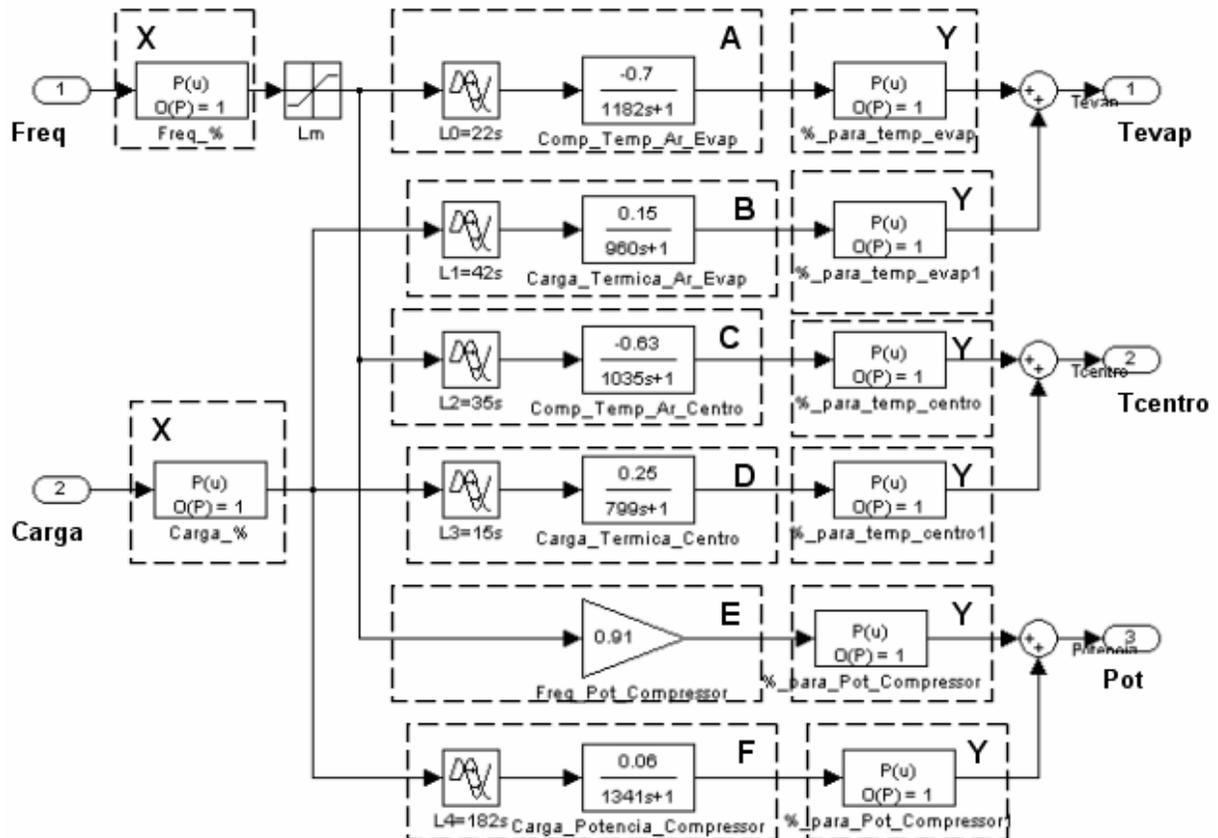


Figura 46 - Para Freq variando de 30 a 60 Hz - Faixa ampla

Assim como o modelo de faixa ampla, a Figura 47 representa o modelo de faixa estreita identificado através dos itens anteriores.

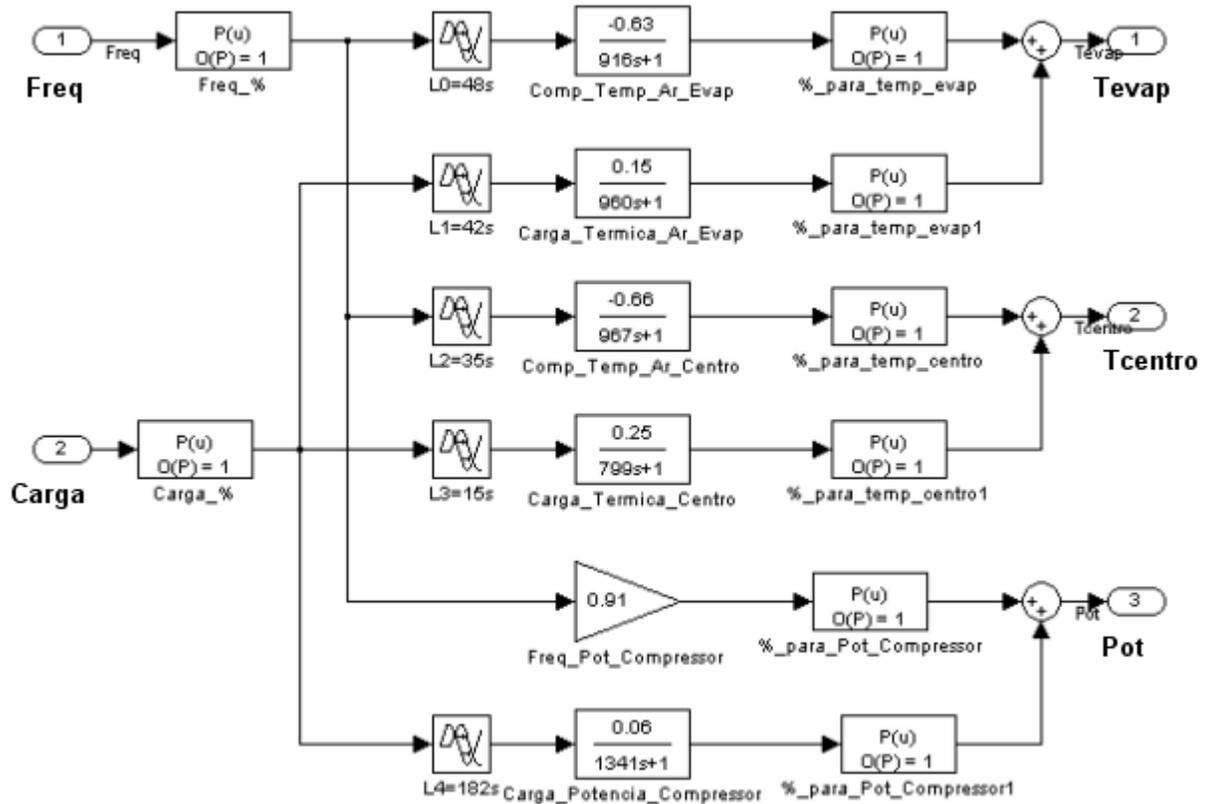


Figura 47 - Modelo faixa estreita

Vale lembrar que o modelo faixa larga foi concebido para uma variação de 30 a 60Hz da variável Freq e o modelo faixa estreita para uma variação de 40 a 50Hz na variável Freq. Esta diferenciação visa explorar e minimizar os efeitos das não-linearidades do sistema.

4.8.1. Simulação e validação do controle liga-desliga implementado

O controle liga-desliga implementado foi configurado para atuar sobre a variável Freq em seu máximo quando o erro atinge 1 °C acima do valor de referência e atribuir zero a Freq quando o erro atinge 1 °C abaixo do valor de referência. Nota-se que a variável medida para calculo do erro é T_{evap}. A escolha se deu em função de ser a mesma do sistema original da câmara.

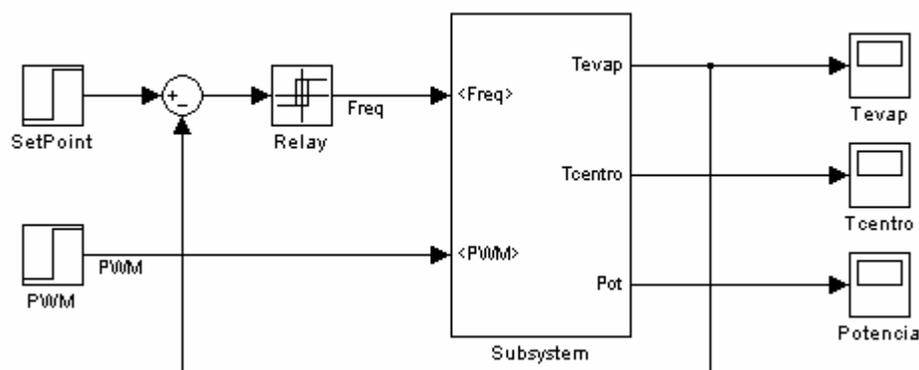


Figura 48 - Implementação do sistema Liga-Desliga

Para validação final do modelo, foram executadas duas simulações, com valor de referência a 2°C e Carga a 40%. Uma simulação com o modelo de faixa ampla demonstrada na Figura 49 e outra com o modelo de faixa estreita demonstrada na Figura 50. Por fim foram comparados os resultados com os do sistema liga-desliga real.

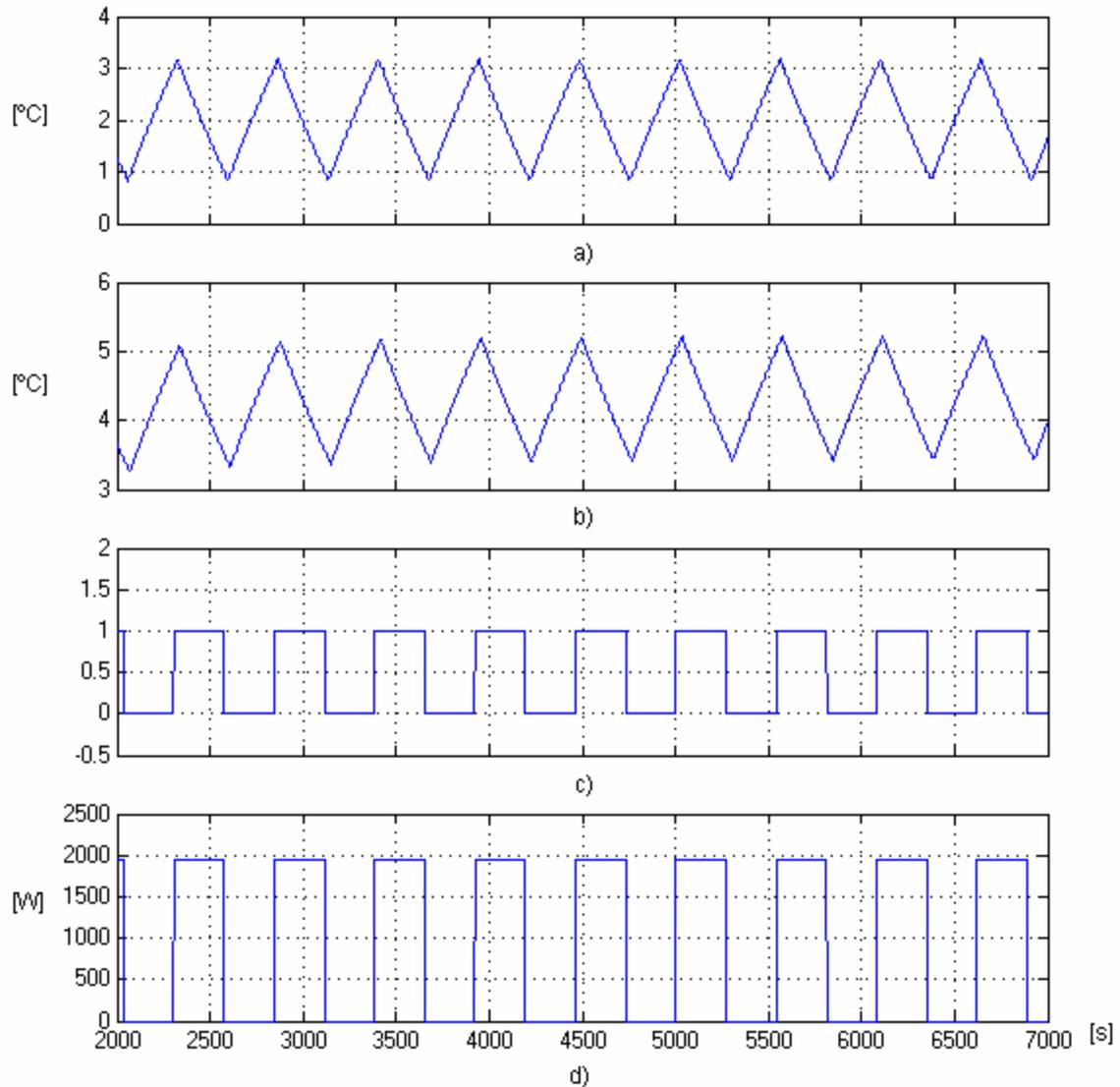


Figura 49 - Simulação do sistema liga-desliga – bloco faixa ampla
 a) Temperatura do ar na entrada do evaporador b) Temperatura do ar no centro da câmara
 c) Motor (Ligado/Desligado) d) Potência do Compressor

Na Figura 49 nota-se que T_{evap} oscilou em torno do valor de referência de 2°C, como era de se esperar para um sistema liga-desliga, T_{centro} oscilou em torno de 4,2 °C e a energia consumida pelo compressor para os 5000 segundos de simulação foi de 1,38 kWh.

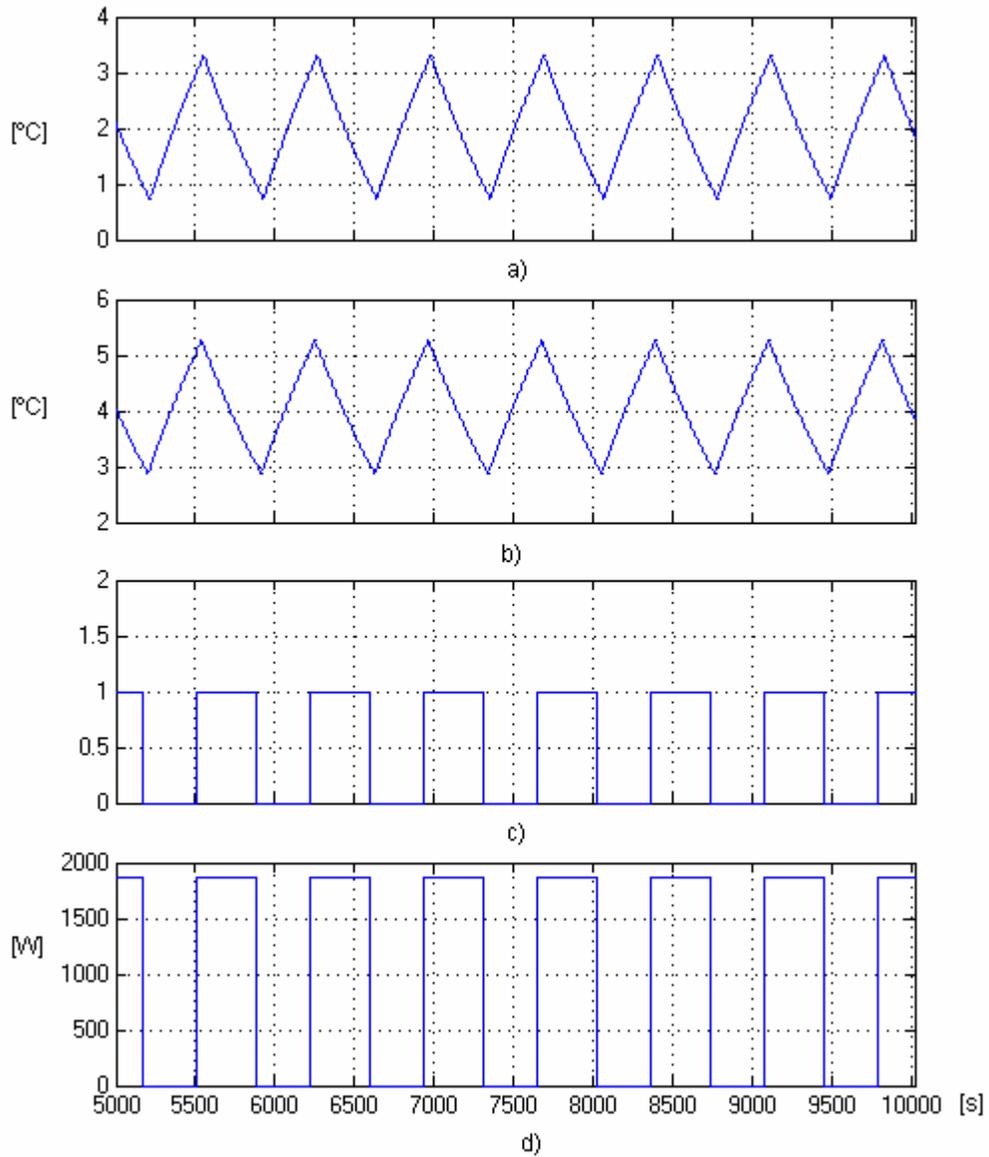


Figura 50 - Simulação do sistema liga-desliga - bloco faixa estreita
 a) Temperatura do ar na entrada do evaporador b) Temperatura do ar no centro da câmara
 c) Motor (Ligado/Desligado) d) Potência do Compressor

Na Figura 50 nota-se que T_{evap} oscilou também em torno de 2°C e T_{centro} em torno de 4°C , a energia consumida pelo motor do compressor durante os 5000 segundos da simulação foi de 1,36kWh.

A Figura 51 exibe o gráfico de Tevap e Pot, medidas no sistema real. Nota-se que Tevap oscila em torno de 2°C (valor de referência) e que o compressor liga e desliga em função desta variação. A energia consumida pelo compressor em 5000 segundos de 1,40 kWh.

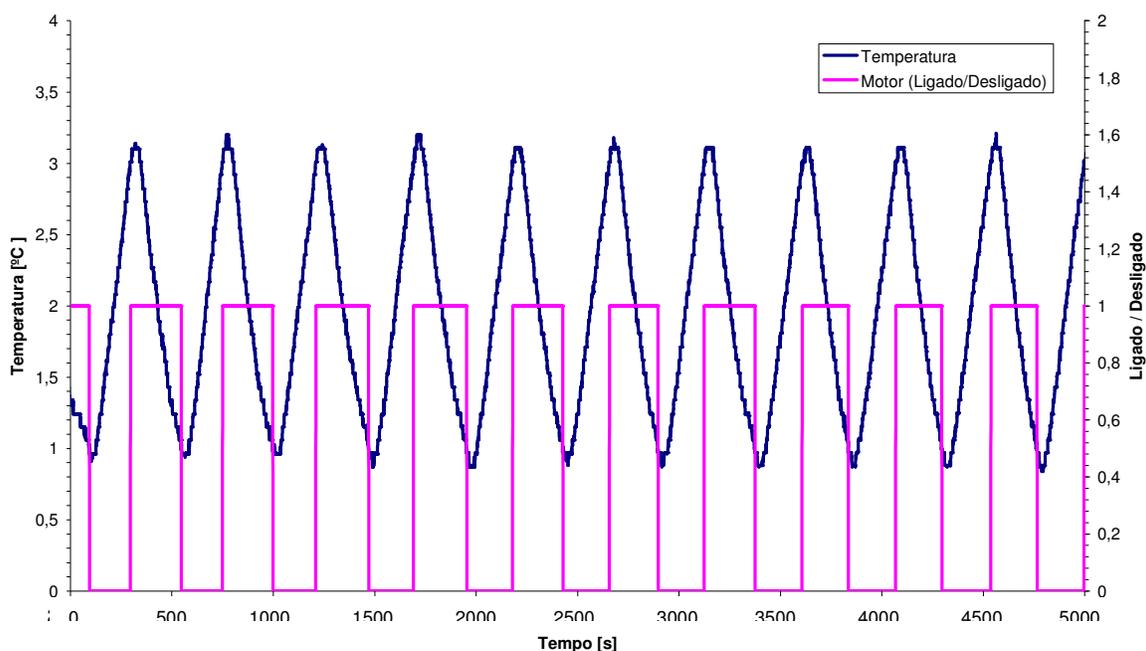


Figura 51 - Sistema liga-desliga – medição no sistema real

Nota-se na Figura 52 que além da já comentada flutuação de Tevap a temperatura do centro da câmara oscilou em torno dos 4°C.

Os valores obtidos nas temperaturas dos modelos matemáticos estão muito próximos dos reais, com um erro médio de 5%, no pior caso para o modelo faixa ampla.

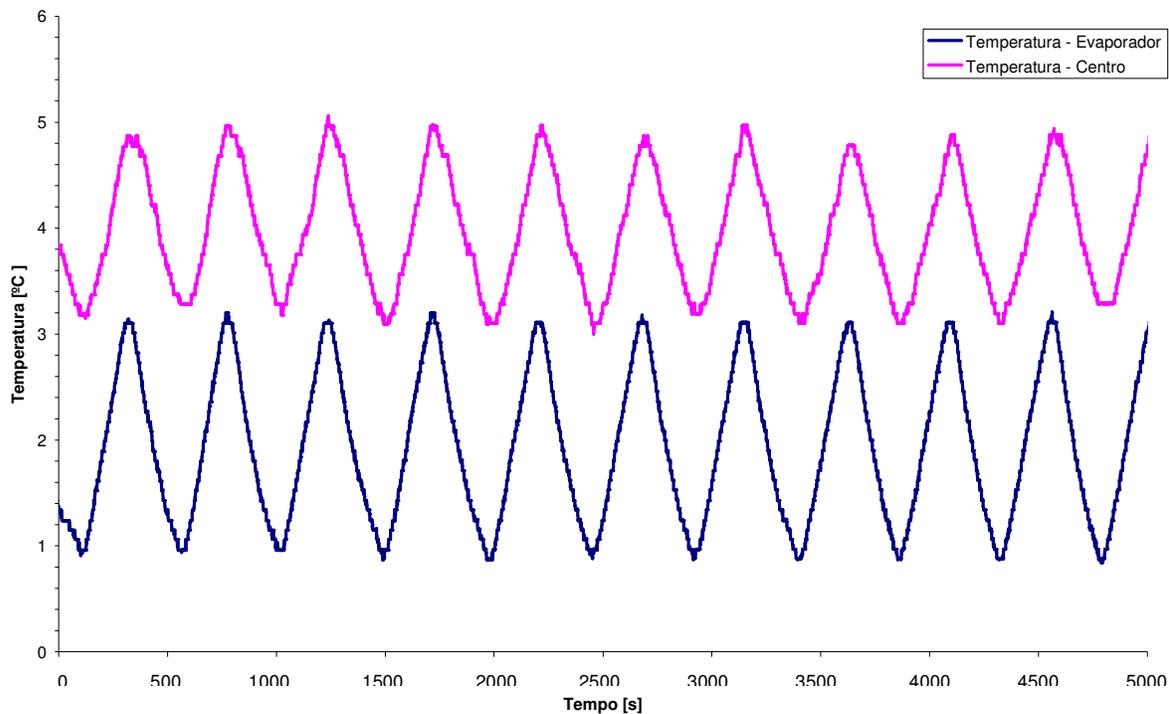


Figura 52 - Temperaturas do ar medidas no sistema real

Quanto ao consumo de energia, como foi destacado anteriormente, a energia aferida para o modelo de faixa ampla foi de 1,38kWh o modelo de faixa estreita atingiu 1,36kWh e o sistema real 1,40kWh, todos para um intervalo de 5000 segundos. Portanto o erro é de 1,4% para o modelo de faixa ampla e no pior caso de 2,9% para o modelo de faixa estreita.

Os modelos foram considerados satisfatórios para as simulações a seguir.

4.8.2. Simulação controle liga desliga com alteração e carga

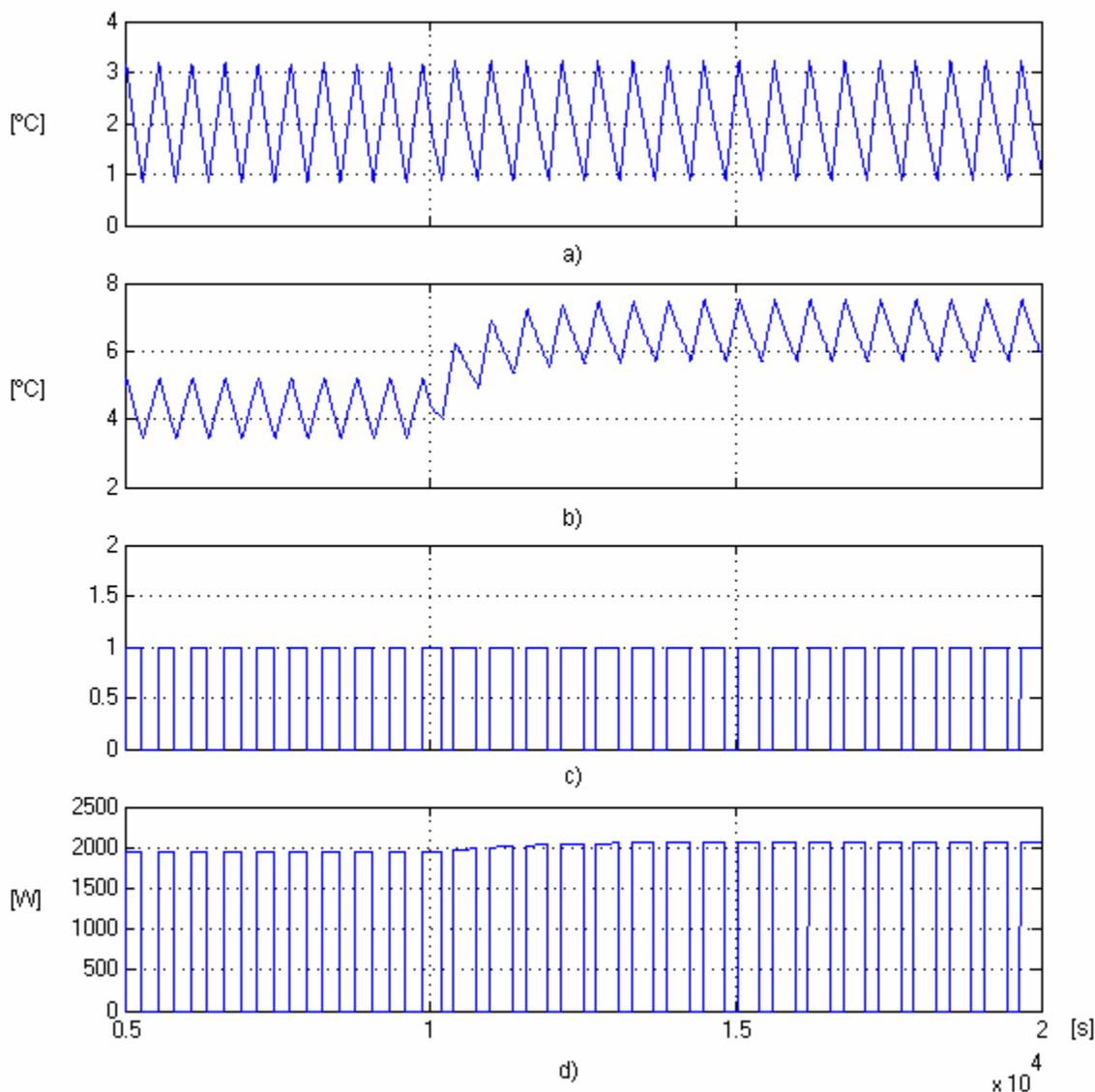


Figura 53 - Simulação controle liga-desliga - Carga de 40 a 80% - modelo faixa ampla

- a) Temperatura do ar na entrada do evaporador b) Temperatura do ar no centro da câmara
c) Motor (Ligado/Desligado) d) Potência do Compressor

Na Figura 53 tem-se os resultados da simulação para o modelo faixa ampla com valor de referência em 2°C , durante 15000 segundos, com variação da Carga de 40 a 80% aos 10000 segundos. Nota-se um aumento médio de 2°C na temperatura do centro da câmara, sem alteração relevante na temperatura do ar na entrada do evaporador. A energia consumida para

5000 segundos, passou de 1,38 kWh antes da alteração de carga para 1,87 kWh após a alteração.

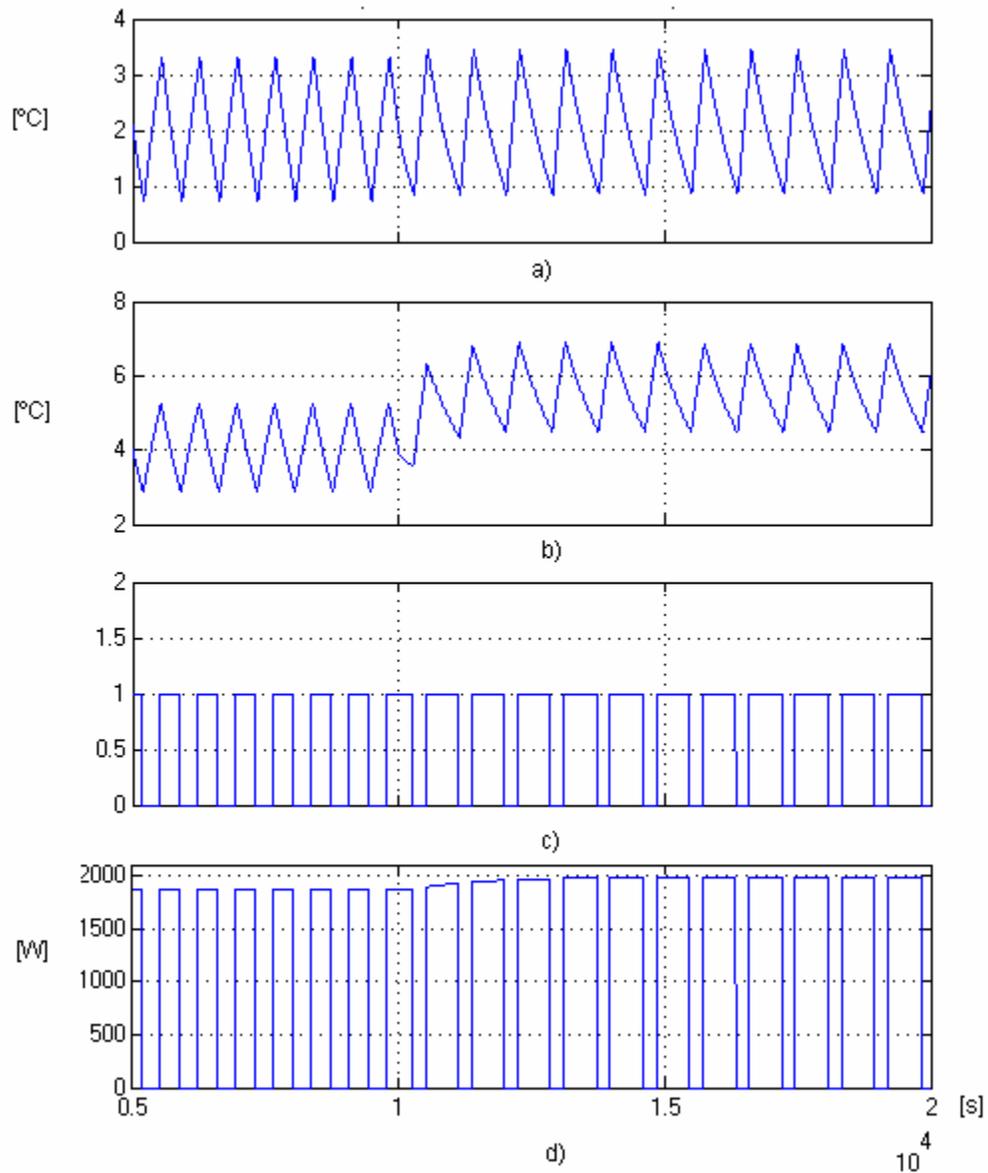


Figura 54 - Simulação controle liga-desliga - Carga de 40 a 80% - modelo faixa estreita
a) Temperatura do ar na entrada do evaporador b) Temperatura do ar no centro da câmara
c) Motor (Ligado/Desligado) d) Potência do Compressor

Na Figura 54 tem-se os resultados da simulação para o modelo faixa ampla com valor de referência em 2°C, durante 15000 segundos, com variação da Carga de 40 a 80% aos 10000 segundos. Nota-se um aumento médio de 1,8°C na temperatura do centro da câmara, sem alteração relevante na temperatura do ar na entrada do evaporador (0,5°C). A energia consumida para 5000 segundos, passou de 1,36kWh para 1,97kWh.

4.8.3. Simulação controle PID com alteração de carga

A Figura 55 mostra o controlador PID implementado para as simulações a seguir.

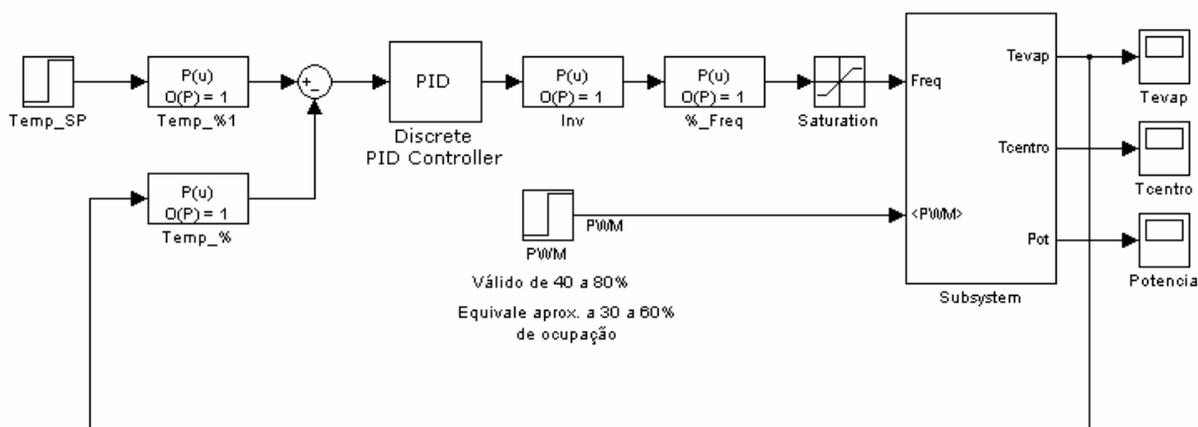


Figura 55 - Controlador PID implementado nas simulações

A Tabela 21 mostra os parâmetros do controlador PID, calculados para o modelo de faixa estreita seguindo o método de Ziegler e Nichols (Z&N) e os mesmos parâmetros porém utilizando o método CHR.

Tabela 21 - Parâmetros para o controlador PID - Ziegler e Nichols - Modelo de faixa estreita

Método de Ziegler e Nichols			
Controlador	K_p	T_i	T_d
PI	27,26	159	
PID	36,34	96	24
Método CHR – Problema Regulatório (sem sobre valor)			
Controlador	K_p	T_i	T_d
PI	18,17	192	
PID	28,77	114	20,20

Nas simulações a seguir o valor de referência foi fixado em 2°C , em função de que para esta temperatura não há a necessidade de desligar o compressor. O tempo das simulações foi de 20000 segundos e um degrau na carga de 40% para 80% foi aplicado aos 10000 segundos, este degrau de carga representa um aumento de 30% a 60% da utilização da capacidade do sistema de refrigeração.

A Figura 56 demonstra os resultados da simulação do controlador PI sintonizado por Ziegler e Nichols, aplicado ao modelo de faixa estreita. A energia consumida para a carga mais baixa foi de 1,35kWh e após o degrau passou a 2,01kWh, o índice de desempenho I_{MSE} calculado foi de 0,005.

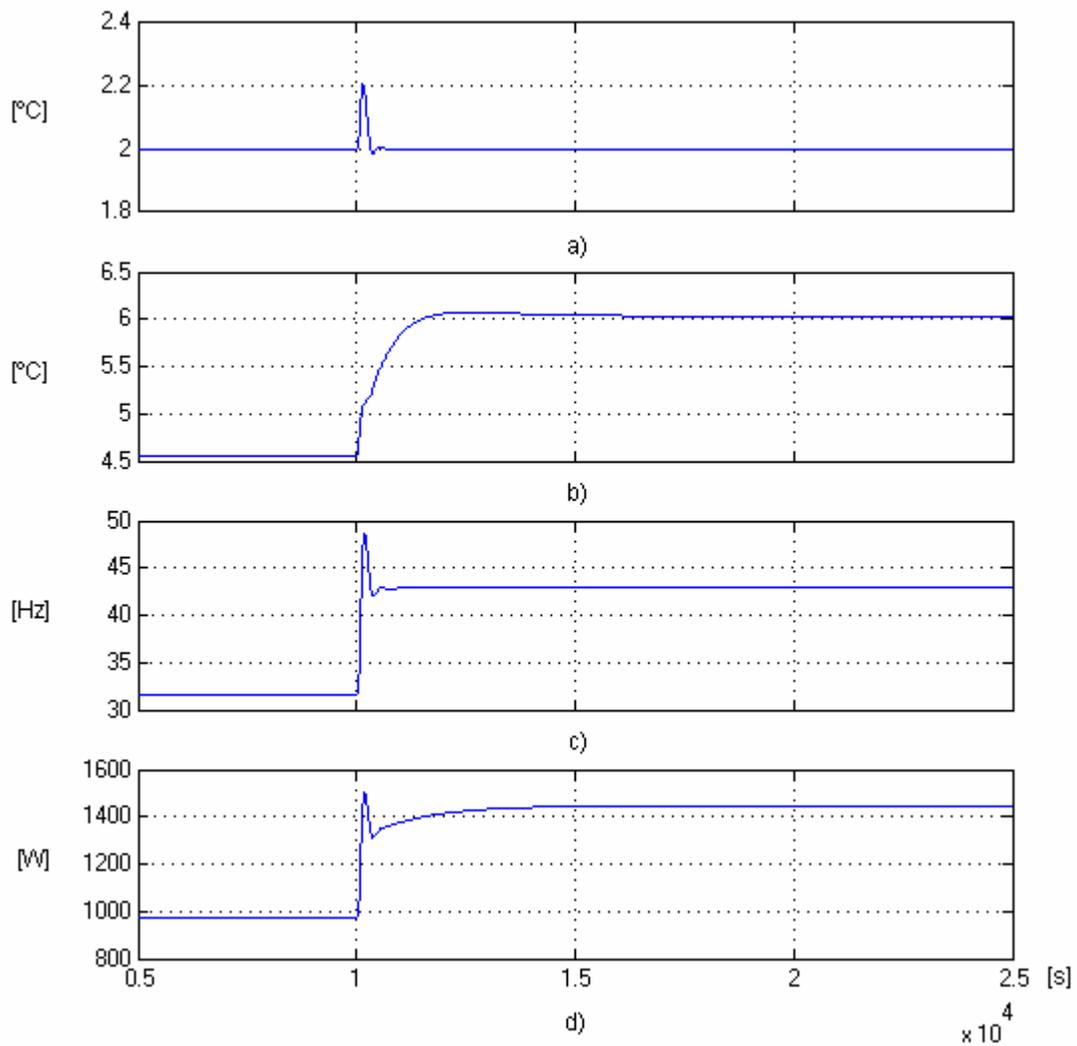


Figura 56 - Resposta do sistema - PI - ZN

- a) Temperatura do ar na entrada do evaporador b) Temperatura do ar no centro da câmara
c) Frequência da tensão de alimentação do compressor d) Potência consumida pelo compressor

Já a Figura 57 demonstra os resultados da simulação do controlador PID sintonizado por Ziegler e Nichols, aplicado ao modelo de faixa estreita. A energia elétrica aferida durante a carga mais baixa foi de 1,35kWh e para carga alta foi de 2,01kWh e o índice I_{MSE} resultou em 0,00195.

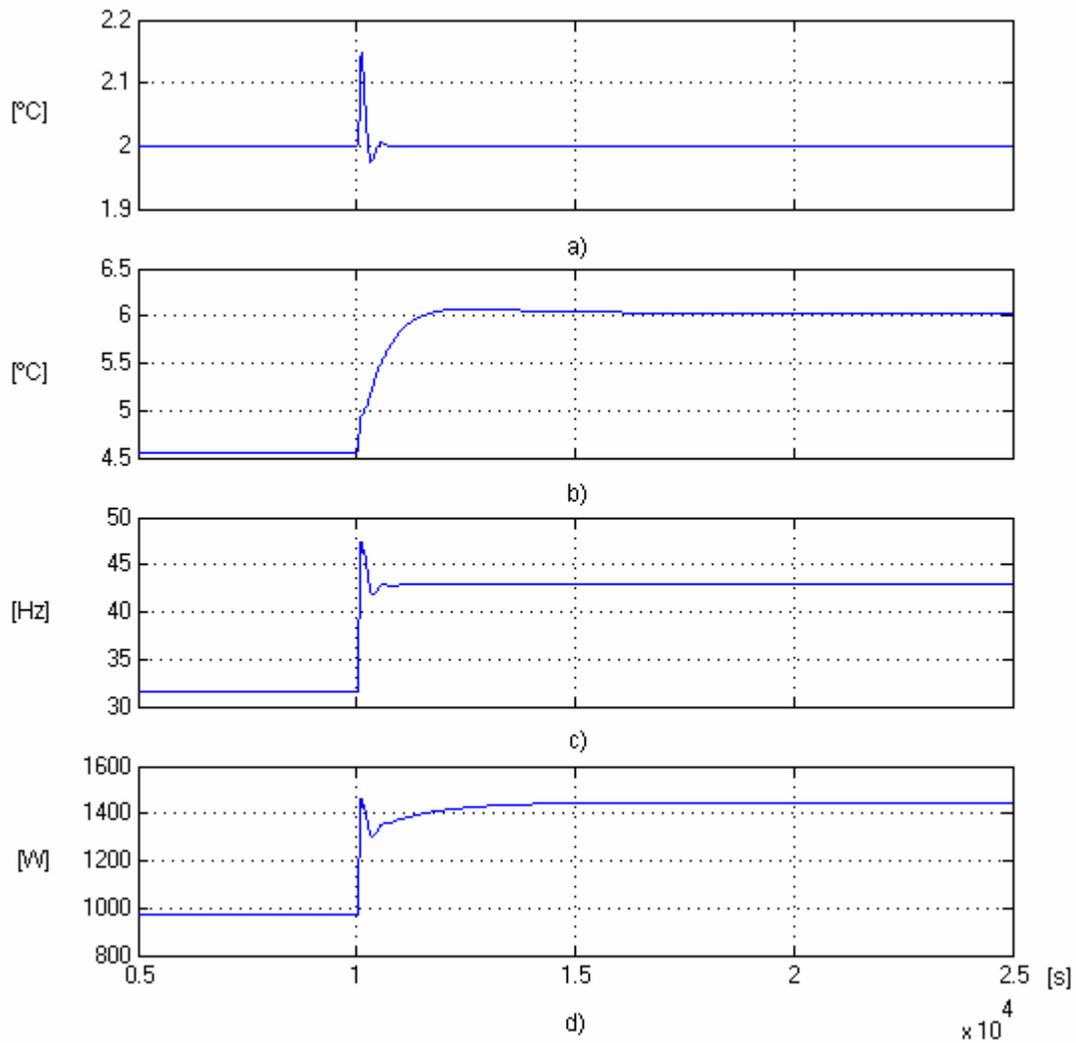


Figura 57 - Resposta do sistema - PID - ZN

- a) Temperatura do ar na entrada do evaporador
- b) Temperatura do ar no centro da câmara
- c) Frequência da tensão de alimentação do compressor
- d) Potência consumida pelo compressor

Utilizando controlador PI sintonizado por CHR, deu-se origem a Figura 58, que demonstra os resultados da simulação, aplicado ao modelo de faixa estreita. O consumo de energia medido foi de 1,35kWh para carga baixa e 2,01kWh para carga alta, o índice I_{MSE} indicou 0,0109.

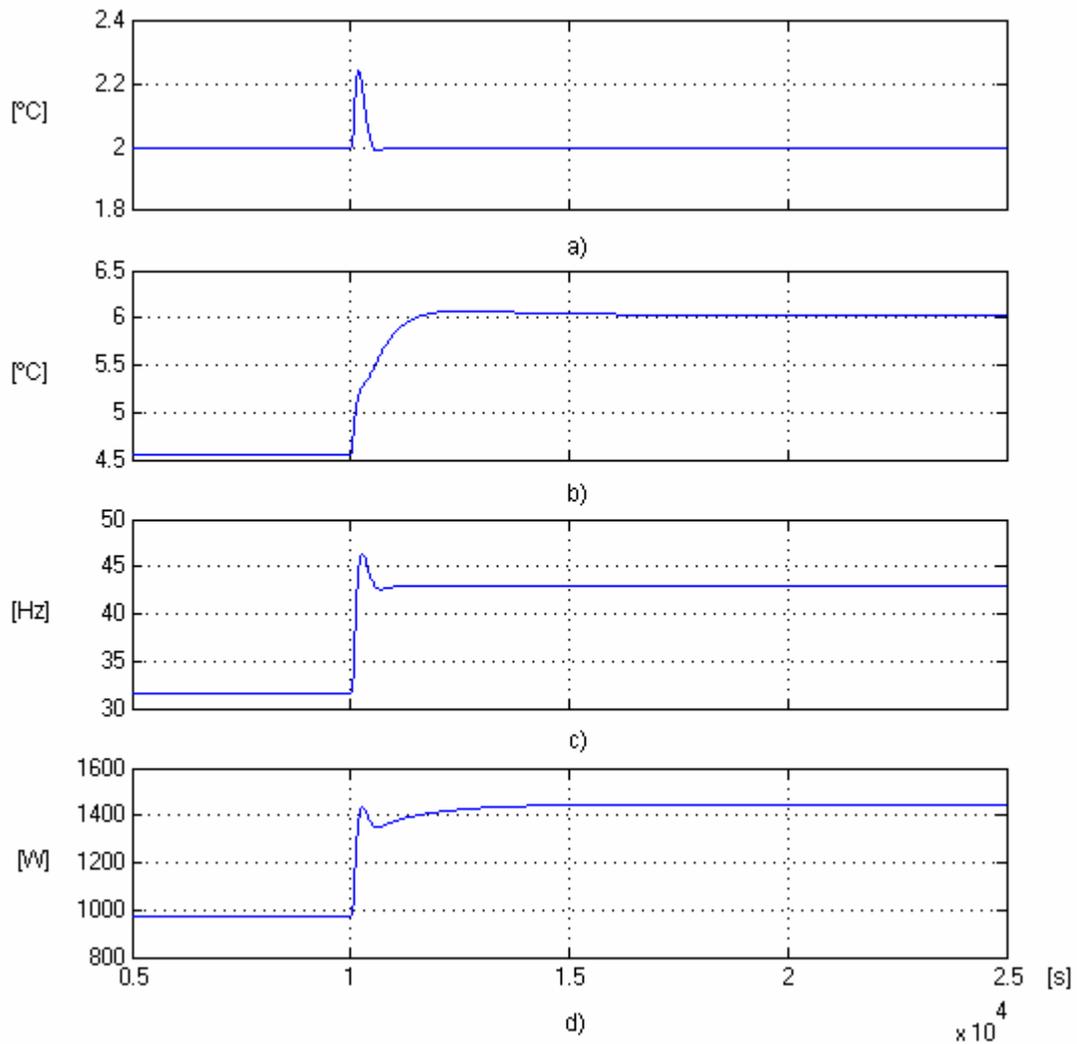


Figura 58 - Resposta do sistema - PI - CHR

- a) Temperatura do ar na entrada do evaporador
- b) Temperatura do ar no centro da câmara
- c) Frequência da tensão de alimentação do compressor
- d) Potência consumida pelo compressor

Utilizando controlador PID sintonizado por CHR, deu-se origem a Figura 59, que demonstra os resultados da simulação, aplicado ao modelo de faixa estreita. A energia elétrica consumida pelo motor do compressor passou de 1,35kWh para 2,01kWh com a alteração da carga, o índice I_{MSE} foi calculado em 0,00327.

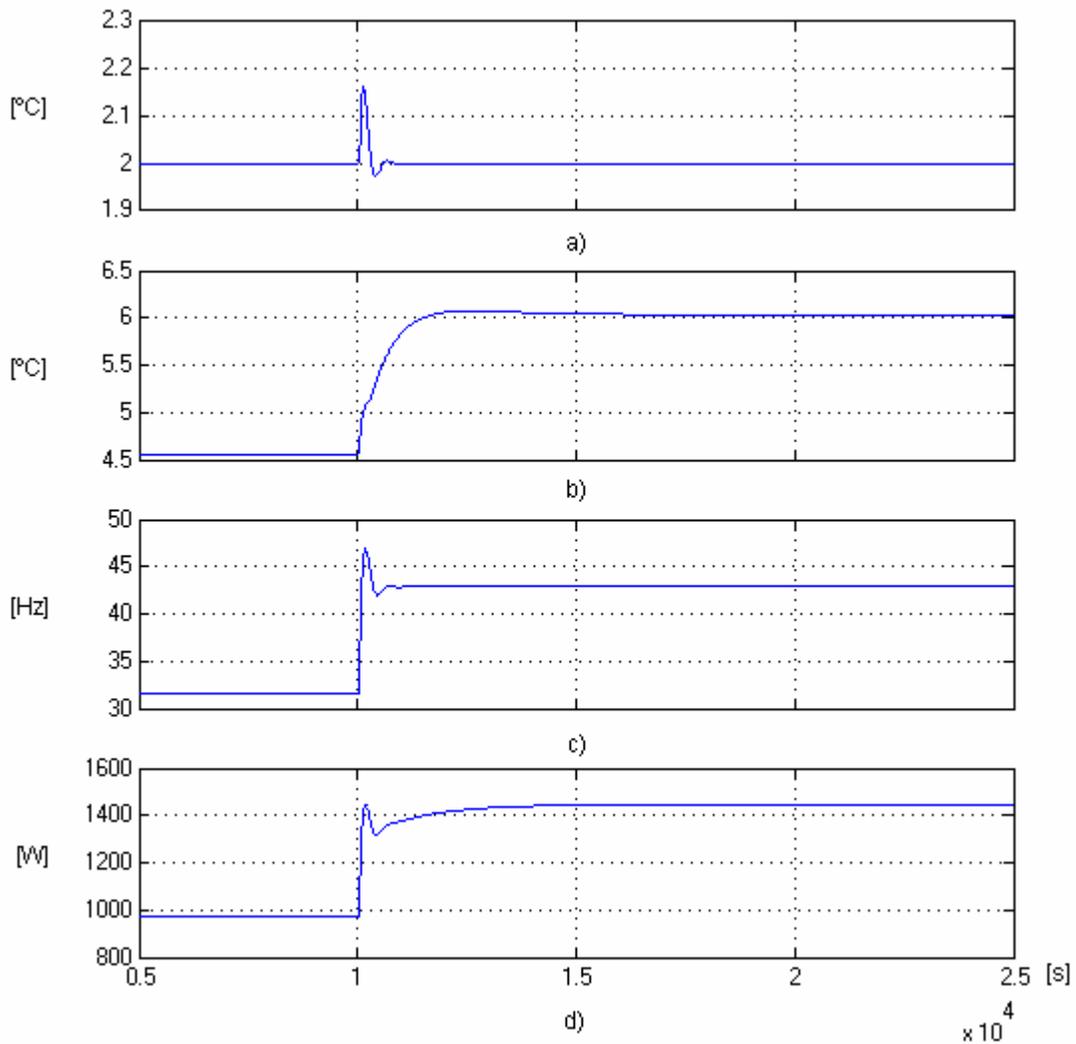


Figura 59 - Resposta do sistema - PID - CHR

- a) Temperatura do ar na entrada do evaporador b) Temperatura do ar no centro da câmara
c) Frequência da tensão de alimentação do compressor d) Potência consumida pelo compressor

Pelo resultado das simulações anteriores, a Tabela 22 apresenta um resumo dos resultados obtidos. Nota-se, quanto ao consumo de energia, que todos os controladores PID obtiveram os mesmos resultados, tanto com solicitação de carga menor quanto carga maior.

No entanto para uma carga menor os controladores PID apresentam uma pequena economia de energia quando comparado ao liga-desliga, porém com a margem de erro do modelo, não se pode afirmar que seja relevante. Para a carga maior, o controle liga-desliga obteve uma pequena margem de economia de energia, quando comparado aos controladores PID, porém não relevante considerando-se a margem de erro do modelo.

Quando avaliam-se os índices de desempenho, neste caso o I_{MSE} , nota-se que o controlador PID sintonizado por Ziegler-Nichols obteve o melhor desempenho. Neste mesmo quesito o controlador liga-desliga obteve o maior índice, isto se deve ao fato da oscilação da variável controlada, que faz parte de seu processo de funcionamento.

Devido ao melhor desempenho as demais simulações serão aplicadas para controladores PID.

Tabela 22- Resultados das simulações modelo faixa estreita

Modelo faixa estreita			
Comparativos Valor de referência = 2 °C Controlador	Energia elétrica consumida (kWh)		Índice de Desempenho I_{MSE}
	Carga a 40%	Carga a 80%	
ZN – PI	1,35	2,01	0,00500
ZN – PID	1,35	2,01	0,00195
CHR – PI	1,35	2,01	0,01090
CHR – PID	1,35	2,01	0,00327
Liga-Desliga	1,36	1,97	0,51043

Com o objetivo de verificar o comportamento do modelo para um valor de referência menor o modelo de faixa estreita foi submetido aos mesmos testes anteriores, porém agora com referência em 0°C.

A Figura 60 exibe o comportamento da simulação para um controlador PID sintonizado por Ziegler-Nichols. A energia elétrica consumida passou de 1,73kWh para 2,39kWh com a alteração da carga, o índice I_{MSE} indicou 0,00195.

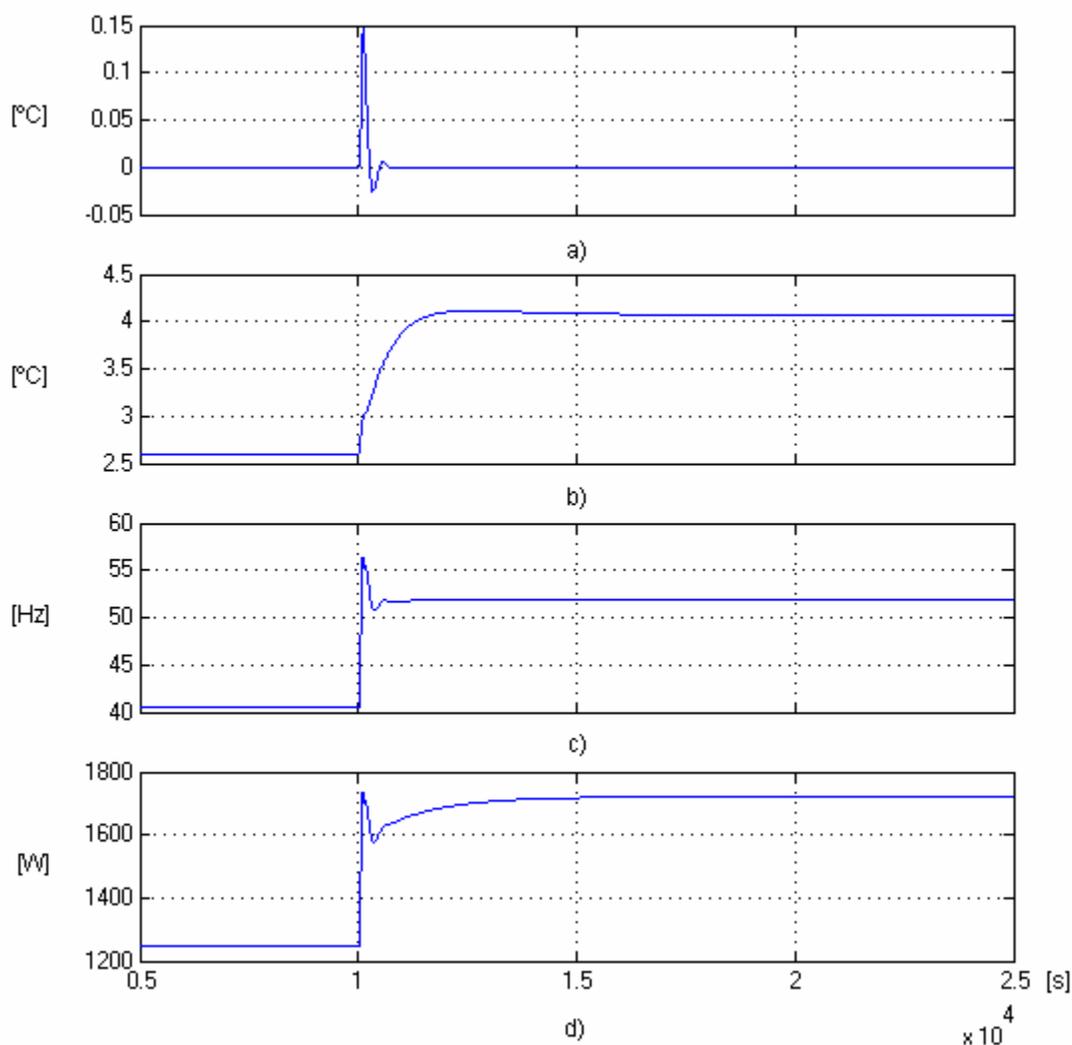


Figura 60 - Reação do sistema - PID - ZN (SP = 0°C)

- a) Temperatura do ar na entrada do evaporador
- b) Temperatura do ar no centro da câmara
- c) Frequência da tensão de alimentação do compressor
- d) Potência consumida pelo compressor

A Figura 61 exibe o comportamento da simulação para um controlador PID sintonizado por CHR e submetido ao valor de referência de 0°C. A energia elétrica medida para baixa carga foi de 1,73kWh para 2,39kWh com a alteração da carga e o índice I_{MSE} foi calculado em 0,00327.

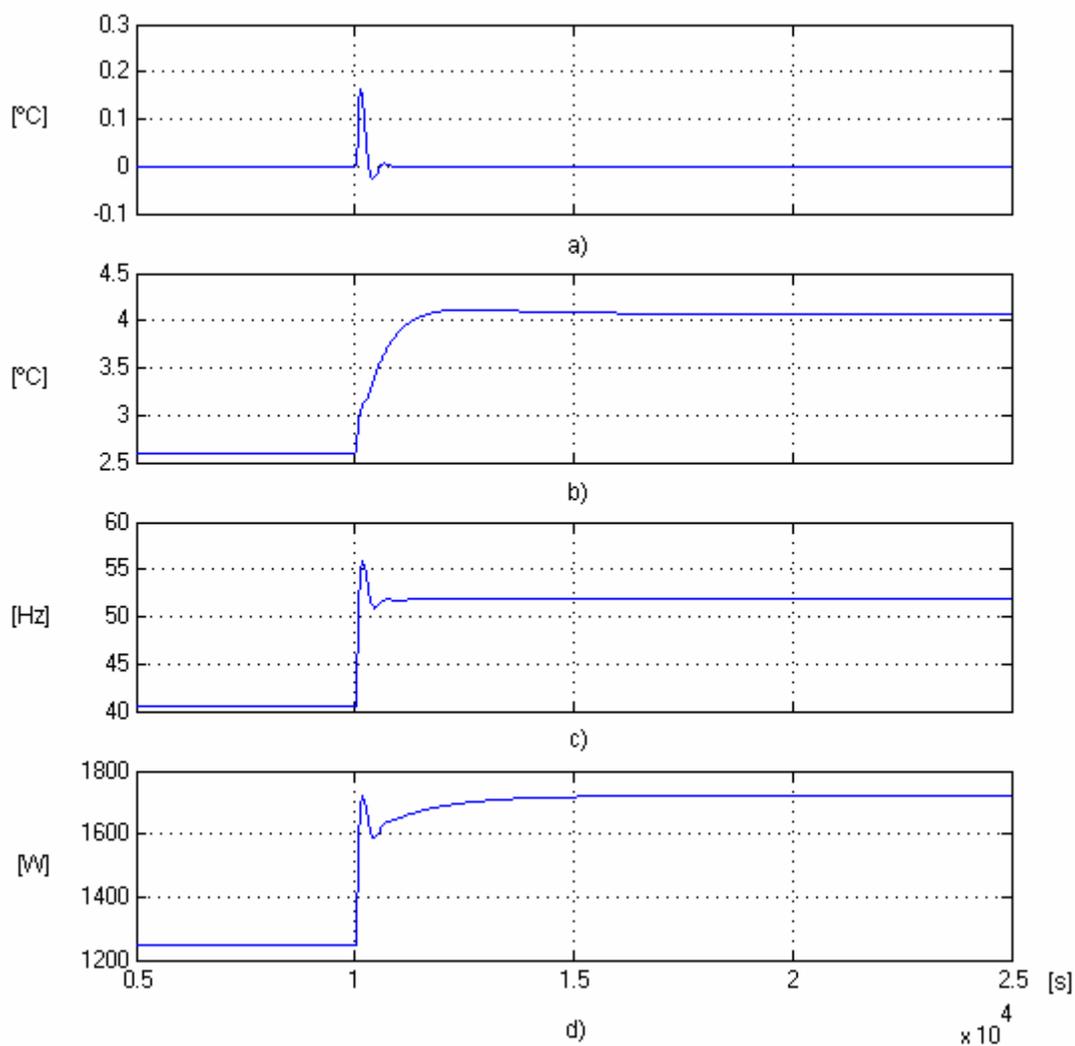


Figura 61 - Resposta do sistema PID-CHR (SP=0°C)

- a) Temperatura do ar na entrada do evaporador
- b) Temperatura do ar no centro da câmara
- c) Frequência da tensão de alimentação do compressor
- d) Potência consumida pelo compressor

A Tabela 23 apresenta os resultados para os comparativos dos controladores liga-desliga, PID sintonizado por Ziegler-Nichols e, PID sintonizado por CHR. O valor de referência foi fixado em 0°C, para verificar se com uma exigência maior do sistema os controladores PID proporcionariam um menor consumo de energia. As simulações foram de 20000 segundos com degrau de carga de 40 a 80% aos 10000 segundos.

Os resultados obtidos repetem para valor de referência em 2°C. As energias consumidas são maiores, como era de se esperar. Porém com a carga menor, os controladores PID mantiveram consumo de energia menor, no entanto não considerável. Para a carga maior o controlador liga e desliga obteve menor consumo de energia, todavia também não considerável.

Quanto ao índice Imse, novamente o controlador PID sintonizado por Ziegler-Nichols obteve melhor desempenho.

Baseado nos resultados semelhantes aos obtidos com as simulações anteriores não justifica, para as próximas simulações, utilizar o valor de referência de 0°C.

Tabela 23 - Resultados da simulação modelo de faixa estreita

Bloco de Faixa estreita			
Comparativos Valor de referência = 0 °C	Energia elétrica consumida (kWh)		Índice de Desempenho I _{MSE}
	Carga a 40%	Carga a 80%	
Controlador			
ZN – PID	1,73	2,39	0,00195
CHR - PID	1,73	2,39	0,00327
Liga-Desliga	1,76	2,33	0,74334

Devido aos resultados das simulações anteriores, as simulações para o modelo de faixa ampla utilizará para comparação os controladores liga-desliga, PID sintonizado por Ziegler e Nichols e PID sintonizado por CHR.

A Tabela 24 mostra os parâmetros do controlador PID, calculados para o modelo de faixa ampla seguindo o método de sintonia Ziegler e Nichols e os mesmos parâmetros porem utilizando o método CHR.

Tabela 24 - Parâmetros para o controlador PID por ZN - Modelo de faixa ampla

Método de Ziegler e Nichols			
Controlador	Kp	Ti	Td
PID	92,10	44	11
Método CHR – Problema Regulatório (sem sobre valor)			
Controlador	Kp	Ti	Td
PID	72,02	52,25	9,26

A exemplo das simulações anteriores com o modelo de faixa estreita, nas simulações com o modelo de faixa ampla utilizou-se um valor de referência de 2°C, o tempo de simulação foi de 20000 segundos, com aplicação do degrau de carga de 40% a 80% aos 10000 segundos.

Utilizando controlador PID sintonizado por Ziegler-Nichols, deu-se origem a Figura 62, que demonstra os resultados da simulação, aplicado ao modelo de faixa ampla. A energia elétrica consumida passou de 1,79kWh para 2,33kWh com a alteração da carga, o índice I_{MSE} calculado foi 0,00014.

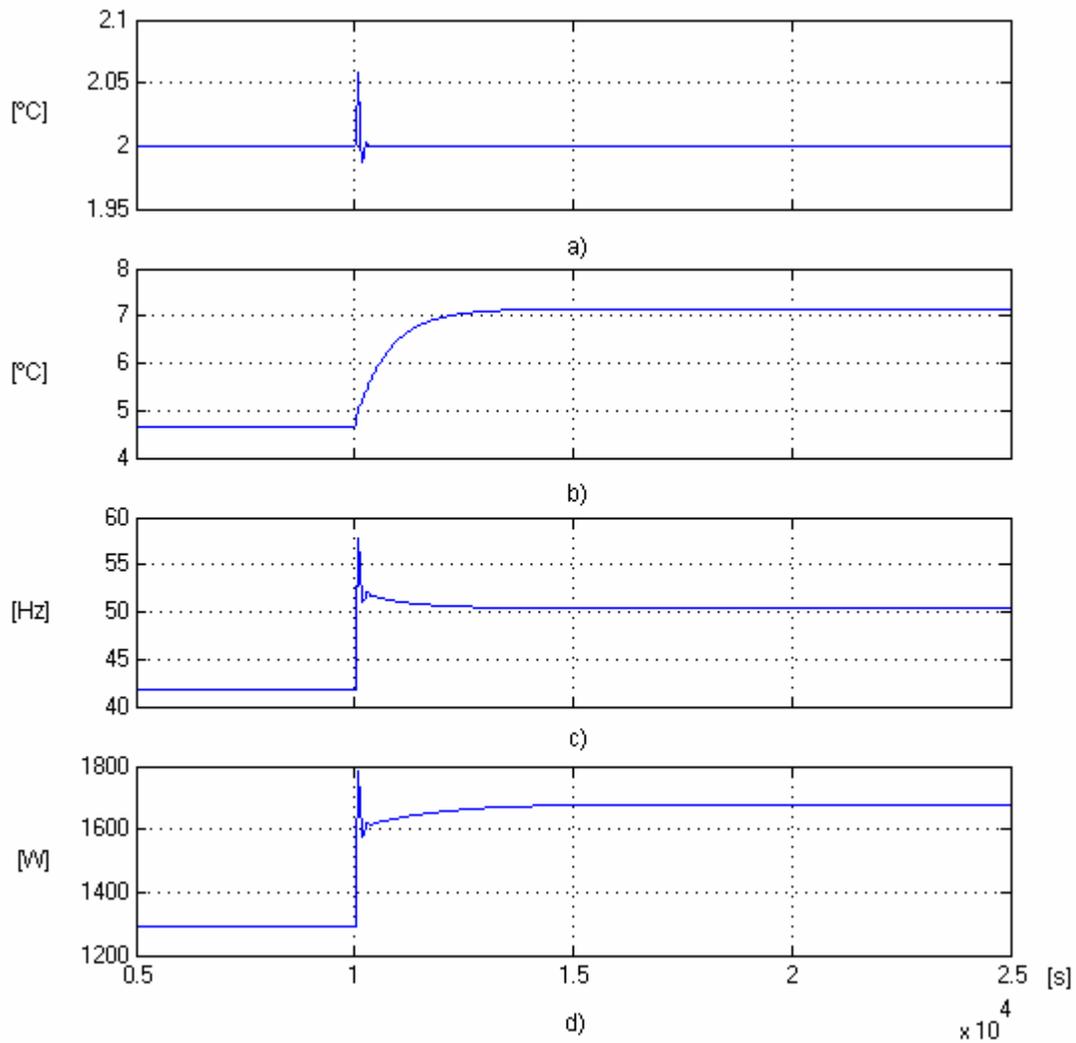


Figura 62 - Reação do sistema - PID - ZN ($SP=2^\circ\text{C}$)

- a) Temperatura do ar na entrada do evaporador b) Temperatura do ar no centro da câmara
c) Frequência da tensão de alimentação do compressor d) Potência consumida pelo compressor

Para o controlador PID sintonizado por CHR, obteve-se a Figura 63, que demonstra os resultados da simulação, aplicado ao modelo de faixa ampla. A energia elétrica consumida quando o sistema foi submetido a baixa carga foi de 1,79kWh para carga alta o valor passou a 2,33kWh e o índice I_{MSE} calculado foi de 0,00025.

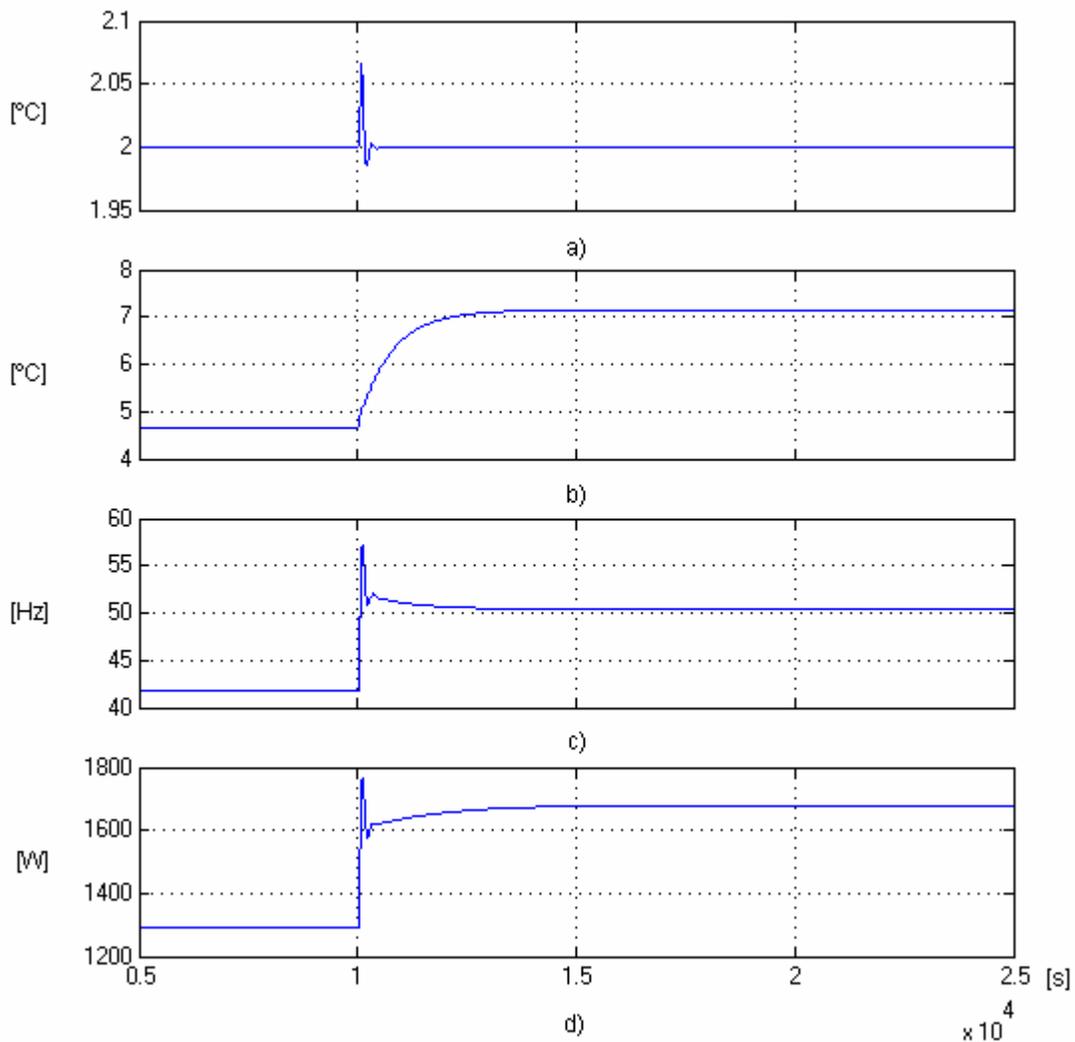


Figura 63 - Reação do sistema PID CHR (SP=2°C)

- a) Temperatura do ar na entrada do evaporador
- b) Temperatura do ar no centro da câmara
- c) Frequência da tensão de alimentação do compressor
- d) Potência consumida pelo compressor

Analisando os dados da Tabela 25, nota-se que o modelo de faixa ampla obteve um resultado diferente das demais simulações.

Nas simulações para o modelo de faixa estreita, para baixa carga, os controladores PID alcançaram menores consumos de energia quando comparados ao controle liga-desliga, neste caso, para o modelo de faixa ampla, tanto para baixa carga quanto para alta carga o controlador Liga-Desliga obteve menor consumo de energia. As diferenças chegam a 23%, considerável mesmo frente aos desvios do modelo. Este resultado é reflexo das não-linearidades do sistema para uma faixa ampla de acionamento da variável Freq.

Quanto ao índice de desempenho I_{MSE} , novamente o controlador sintonizado por Ziegler-Nichols obteve melhor resultado.

Tabela 25 - Comparativo PID para o modelo faixa ampla

Modelo de faixa ampla			
Comparativos Valor de Referência = 2 °C	Energia elétrica consumida (kWh)		Índice de Desempenho I_{MSE}
	Carga a 40%	Carga a 80%	
Controlador			
ZN – PID	1,79	2,33	0,00014
CHR - PID	1,79	2,33	0,00025
Liga-Desliga	1,38	1,87	0,45986

Devido à discrepância dos resultados com o modelo matemático de faixa ampla, as análises que seguem são realizadas com o modelo de faixa estreita.

4.8.4. Simulação controle *Fuzzy* com alteração e carga

Na Figura 64 exibe-se o sistema de controle *fuzzy* implementado, o bloco identificado como PID_Sistema engloba todo o modelo matemático de faixa estreita das simulações anteriores e o controlador PID sintonizado pelo método Ziegler-Nichols, esta escolha se deu, pois este conjunto demonstrou resultados mais consistentes.

Nota-se que o controle *fuzzy* recebe duas variáveis de entrada. A primeira é a subtração entre T_{evap} e T_{centro} , que será denominada de E_{Temp} , assim é possível inferir a carga a que o sistema está imposto. A segunda é a derivada de E_{Temp} , que será denominada de DE_{Temp} , cuja função é projetar a taxa de variação da carga imposta ao sistema.

Ainda na Figura 64, pode-se verificar que a saída do bloco *fuzzy*, que será denominada Var , após passar pelo bloco de conversão(G), atua alterando o valor de referência selecionado para o controlador PID. Neste caso o controle foi calibrado para permitir um erro em regime, menor que o do liga-desliga, maior que o PID puro, buscando um consumo de energia menor.

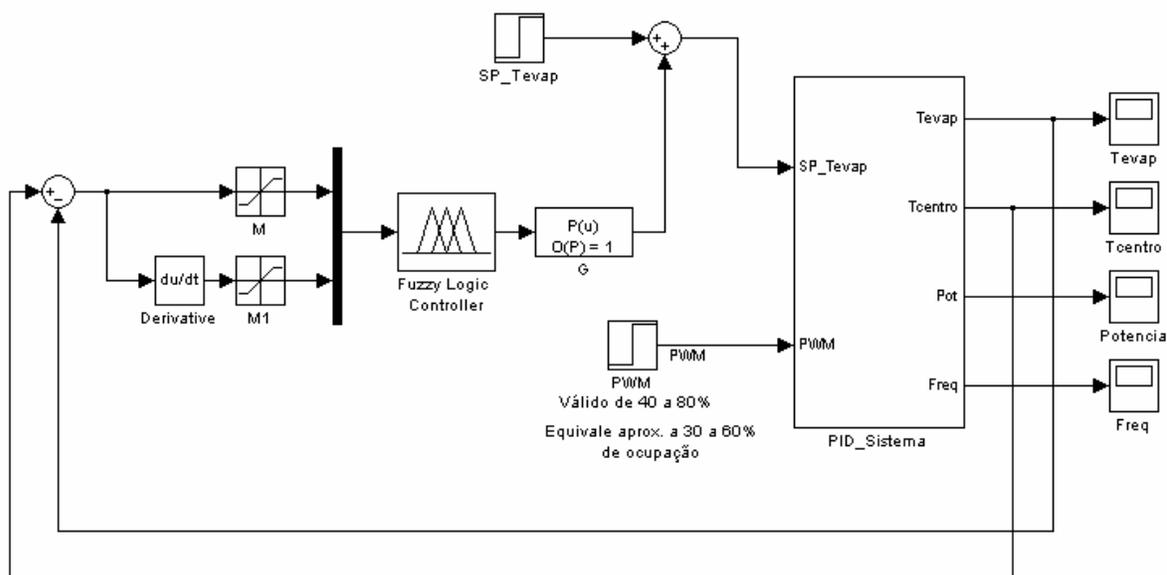
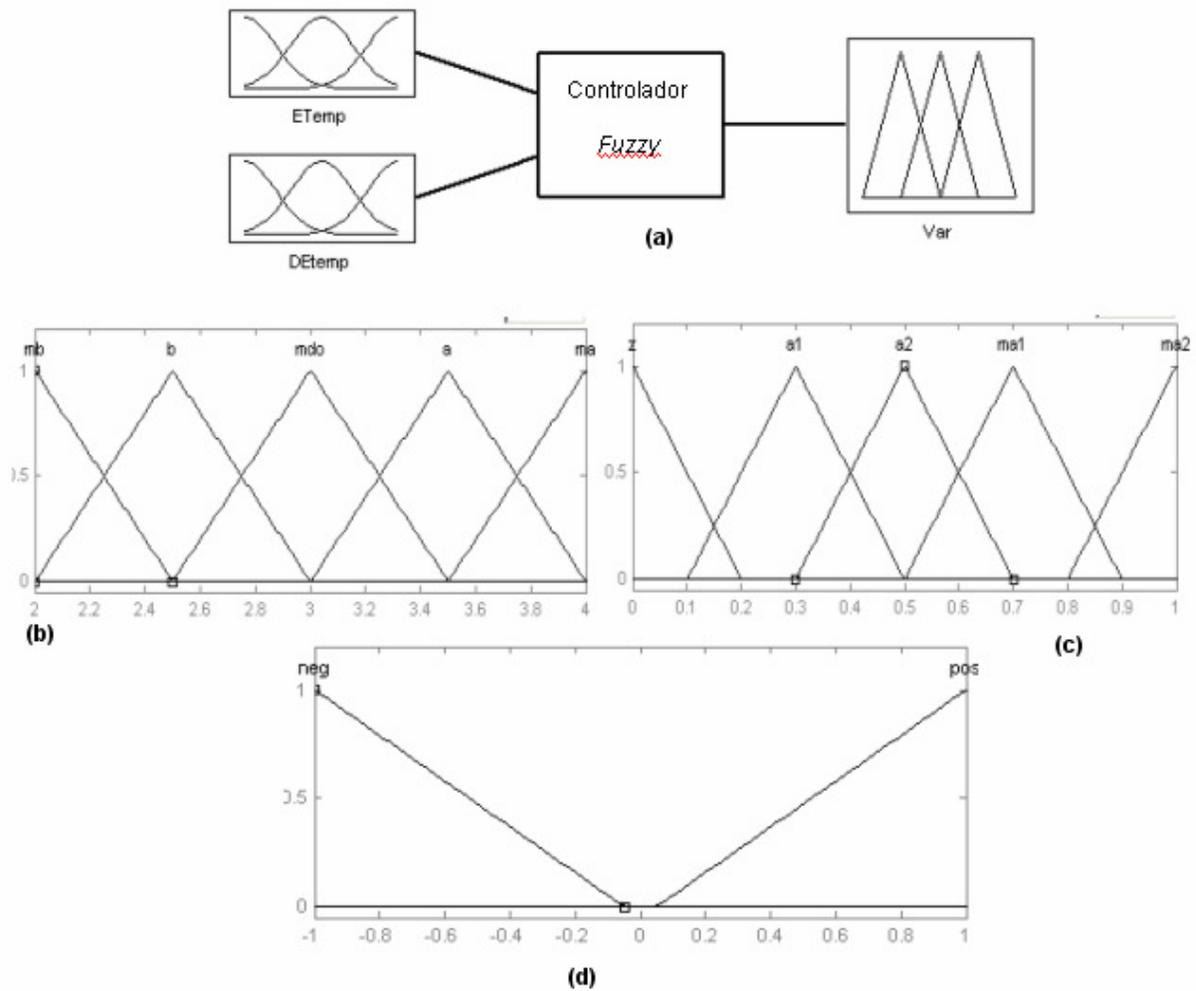


Figura 64 – Sistema de Controle *Fuzzy* implementado

A Figura 65(a) exibe a estrutura do controlador *fuzzy* implementado, suas duas entradas ETemp e DEtemp e sua saída Var. A Figura 65(b), (c) e (d) detalham respectivamente as variáveis ETemp, Var e DEtemp e cada uma de suas funções membro, grau de pertinência e universo de discurso.



A variável Etemp foi estruturada em muito baixa(mb), baixa(b), médio(mdo), alto(a) e muito alto(ma). DEtemp possui variação negativa (neg) e variação positiva (pos). Já a saída Var tem as funções membro definidas da seguinte forma: zero(z); alto nível 1 (a1); alto nível 2 (a2); muito alto nível 1 (ma1) e muito alto nível 2 (ma2).

A Figura 66 ilustra a tela do aplicativo específico para a entrada da base de regras para o controlador *fuzzy* no *Matlab/Simulink*. Foram quinze regras relacionando as entradas Etemp e DTemp com a saída Var.

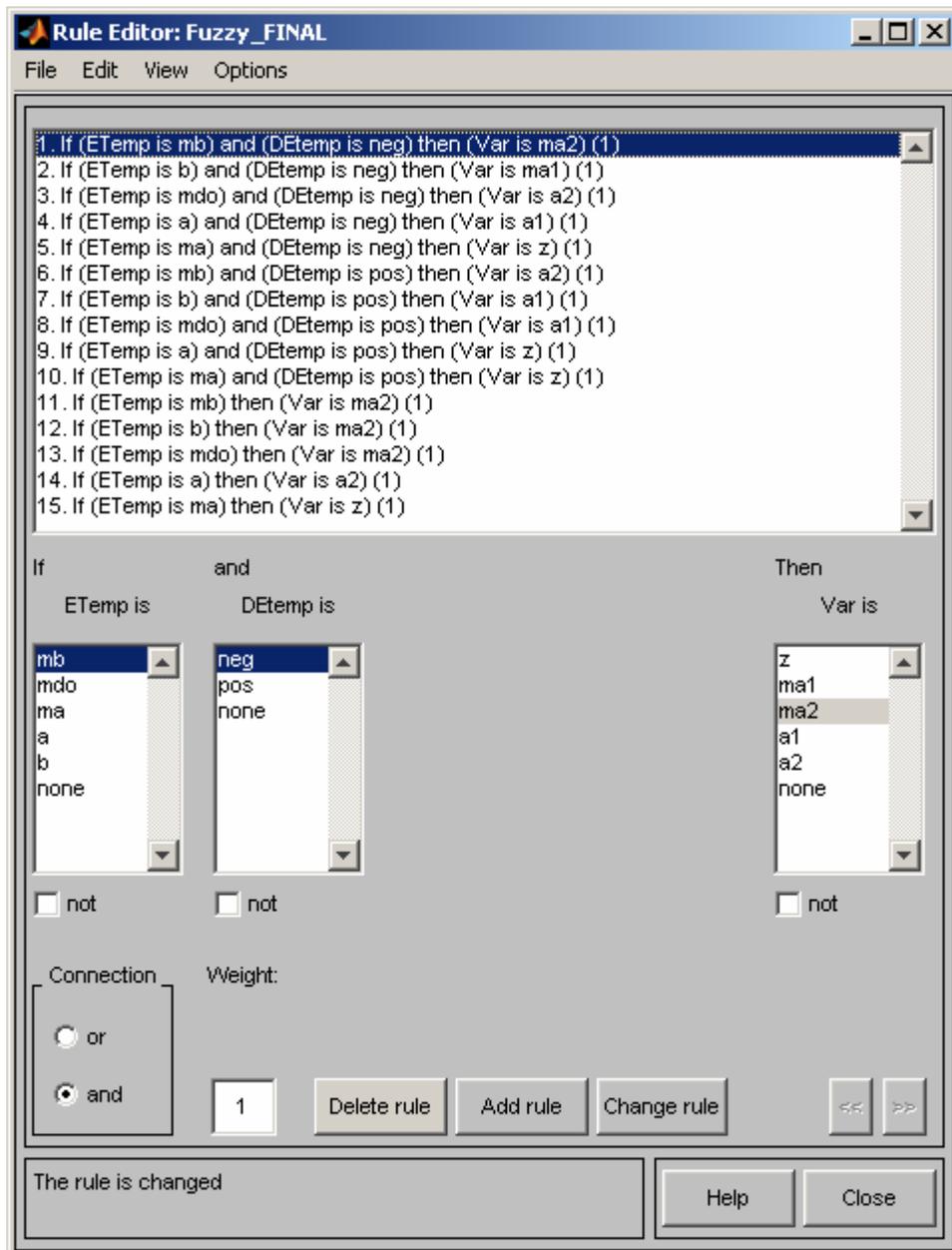


Figura 66 - Base de regras

As regras de 1 a 5 tratam a possibilidade de Etemp com tendência de queda, ou seja, DEtemp negativo e conforme Etemp diminui Var permite um maior escorregamento no referencial do PID, sendo que:

- Regra 1 – Etemp é mb, então Var é ma2
- Regra 2 – Etemp é b, então Var é ma1
- Regra 3 – Etemp é mdo, então Var é a2
- Regra 4 – Etemp é a, então Var é a1
- Regra 5 – Etemp é a2, então Var é z

Nas regras 6 a 10, trata-se de DEtemp com comportamento positivo, denotando uma tendência de aumento de Etemp, provocado por um possível aumento de carga térmica, neste sentido, o controlador muda sua atuação, da seguinte forma:

- Regra 6 – Etemp é mb, então Var é a2
- Regra 7 – Etemp é b, então Var é a1
- Regra 8 – Etemp é mdo, então Var é a1
- Regra 9 – Etemp é a, então Var é z
- Regra 10 – Etemp é a2, então Var é z

Se DEtemp estiver muito próximo de zero as regras de 11 a 15 contemplam as seguintes ações:

- Regra 11 – Etemp é mb, então Var é ma2
- Regra 12 – Etemp é b, então Var é ma2
- Regra 13 – Etemp é mdo, então Var é ma2
- Regra 14 – Etemp é a, então Var é a2
- Regra 15 – Etemp é a2, então Var é z

Para fins de comparação, as simulações do sistema *fuzzy* seguiram os padrões das anteriores. O valor de referência fixado em 2°C, tempo da simulação de 20000 segundos e

aplicação do degrau de carga de 40% a 80% aos 10000 segundos. A Figura 67 representa o resultado da simulação do sistema de controle *fuzzy* apresentado anteriormente.

Nota-se que T_{evap} se mantém em $2,4^{\circ}\text{C}$ antes da carga e passa a $2,6^{\circ}\text{C}$ após a variação da carga, para todos os controles PID ficaram em 2°C antes e depois da variação da carga. Semelhante a isso para T_{centro} se manteve $4,9^{\circ}\text{C}$ antes e passou a $6,6^{\circ}\text{C}$ após a variação da carga, enquanto que para o controle PID estes números foram de $4,7^{\circ}\text{C}$ para 6°C .

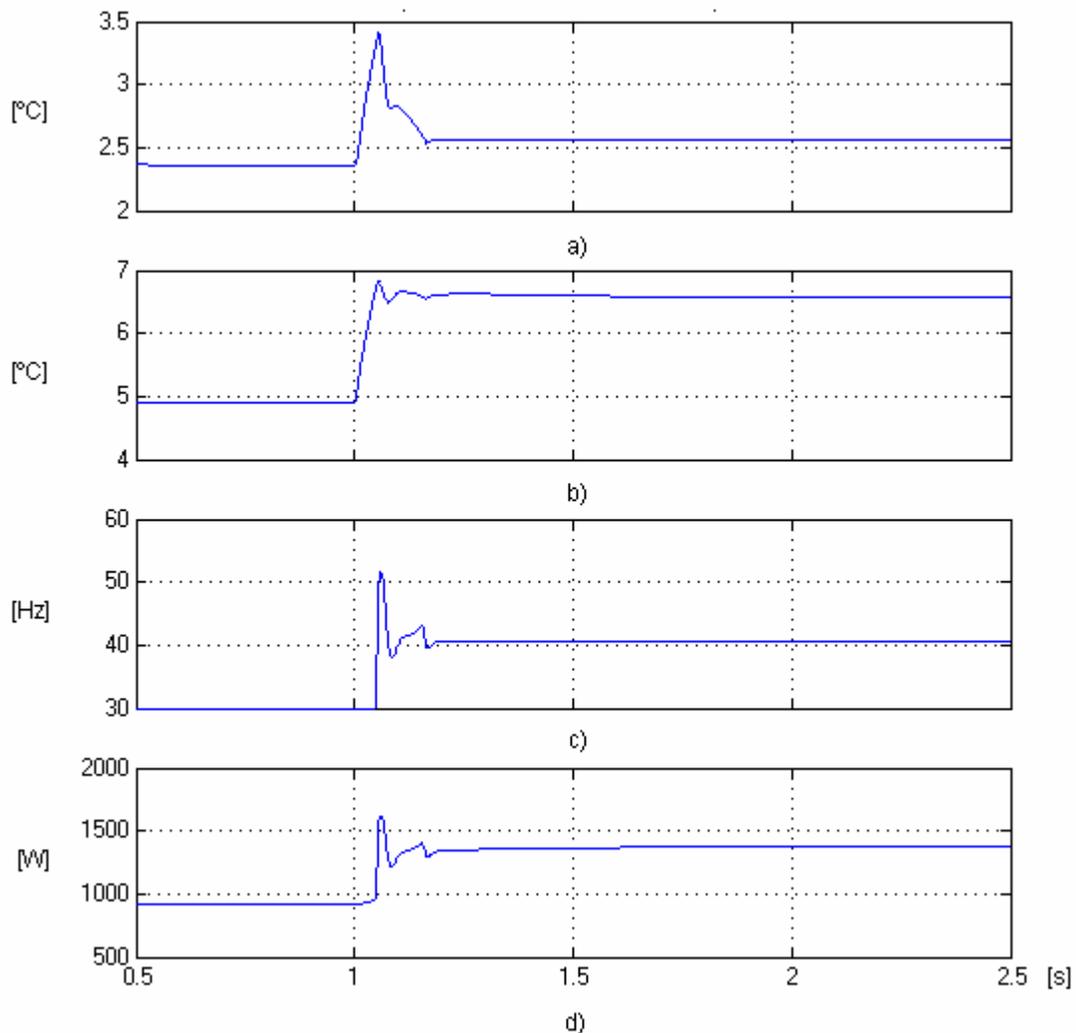


Figura 67 - Reação do sistema ao controle Fuzzy

- a) Temperatura do ar na entrada do evaporador
- b) Temperatura do ar no centro da câmara
- c) Frequência da tensão de alimentação do compressor
- d) Potência consumida pelo compressor

Esta permissividade com relação às temperaturas já era esperada, pois o controlador *fuzzy* foi idealizado para permitir um desvio controlado da temperatura de *valor de referência*. Porém os valores máximos destes desvios de 0,6°C para T_{evap} e T_{centro} demonstram que o controle manteve a estabilidade de temperatura com um erro em regime satisfatório, quando comparado aos demais, inclusive com o liga e desliga.

4.8.5 – Comparação entre os controladores

Quanto ao consumo de energia e ao índice de desempenho a Tabela 26 apresenta o comparativo entre os resultados do controle liga-desliga, o melhor PID (sintonizado por Ziegler e Nichols) e o controle *fuzzy* implementado.

Tabela 26 - Comparativo Fuzzy, PID e Liga-Desliga – Modelo faixa estreita

Comparativos Valor de Ref. = 2 °C	Modelo faixa estreita		Índice de Desempenho I_{MSE}
	Energia elétrica consumida (kWh)		
	Carga a 40%	Carga a 80%	
Fuzzy	1,28	1,90	0,46485
Melhor PID	1,35	2,01	0,00195
Liga-Desliga	1,36	1,97	0,58130

Nota-se que o controlador *fuzzy* reduz a energia elétrica consumida em 6% para carga térmica de 40% e 3,6% com carga térmica a 80%, quando comparado ao tradicional liga-desliga. Em relação ao melhor PID, a redução alcançada pelo fuzzy para baixa carga é 5,2% e em alta carga é 5,4%.

Quando compara-se o melhor PID com o liga-desliga o consumo de energia é menor para o PID em baixa carga, no entanto em percentagem não relevante frente ao erro da simulação. Para carga alta o PID obteve consumo de energia elétrica maior, mas também em fração não considerável em relação aos desvios do modelo.

Quanto à estabilidade das variáveis de temperatura, tomando-se como base o índice $I_{MSE}=0,00195$ no melhor PID, frente a $I_{MSE}=0,5813$ para o controle liga-desliga e $I_{MSE}=0,46485$ para o *fuzzy*; os controladores PID obtiveram melhor desempenho.

O controle PID obteve melhor índice de desempenho indicando que o sistema segue a variável de referência com exatidão e rapidez, que é o objetivo deste tipo de controle.

O pior índice de desempenho calculado para o liga-desliga, reflete a variação da variável controlada em torno do valor de referência, que é intrínseca a sua estratégia de controle.

Para o controle *fuzzy*, o valor do índice de desempenho intermediário deve-se ao fato de que este controle não segue exatamente a referência. Deve-se salientar que o máximo erro em regime do controle *fuzzy* foi de 0,6°C.

Estes resultados vão de encontro ao observado na literatura consultada como em Buzzelin (2003), Silva (2003) e Pinelli (2008).

Vale ressaltar que os resultados possivelmente seriam melhores se não existissem as limitações técnicas do compressor, principalmente a frequência mínima de 30Hz.

5. CONCLUSÕES

A estrutura adotada para o modelo matemático neste trabalho, mostrou-se adequada para as variáveis observadas.

Os resultados obtidos mostraram a influência direta da frequência da tensão de alimentação do motor elétrico do compressor (Freq), na temperatura do centro da câmara (Tcentro), na temperatura do ar na entrada do evaporador (Tevap) e na potência elétrica solicitada pelo motor do compressor (Pot). A variável Freq age de forma inversamente proporcional nas variáveis de temperatura, e de forma diretamente proporcional na potência elétrica consumida pelo compressor.

No modelo adotado, observa-se também influência direta da carga térmica imposta ao sistema (Carga), na temperatura do ar no centro da câmara (Tcentro), na temperatura do ar na entrada do evaporador (Tevap) e também na potência elétrica solicitada pelo motor do compressor (Pot).

Vale salientar que a influência e interdependência comentada nos parágrafos anteriores ocorrem com o sistema em malha aberta, sem nenhum sistema de controle, sendo resultado das relações físicas do sistema dinâmico. Este fato apóia a estrutura adotada para o modelo em questão.

A influência, em malha aberta, mesmo que pequena, da carga térmica (Carga) na potência elétrica solicitada pelo compressor (Pot), denota que a variação de energia térmica solicitada dentro da câmara reflete de forma sensível na energia consumida pelo compressor.

Os métodos adotados para identificação dos modelos matemáticos se mostraram satisfatórios. Os modelos identificados, quando validados, apresentaram para as temperaturas em média 5% de erro no pior caso e para a energia consumida o erro foi de 2,9% também para o pior caso. Ambos os resultados considerados satisfatórios para a validação dos modelos.

Observando-se a oscilação da temperatura controlada (Tevap) os controles por rotação variável do compressor se mostraram mais eficientes, obtendo melhores índices de desempenho.

Quanto ao erro em regime da temperatura controlada os controladores PID obtiveram resultados melhores em relação aos demais sistemas encontrados.

Os resultados obtidos para a energia consumida pelo compressor apontam o controle *fuzzy* como melhor opção. A permissividade deste sistema com relação a referência do controle, reflete em menores frequências de acionamento do motor do compressor, que por sua vez resulta em um menor consumo de energia. A redução máxima, de 6%, ocorre com relação ao liga-desliga para o sistema solicitado a baixa carga.

Ao adaptar sistemas originalmente liga-desliga para sistemas de rotação variável, é necessário a aplicação de um equipamento denominado inversor de frequência e, considerando que os equipamentos comerciais já possuem internamente controladores PID este exige menor investimento e é de rápida implementação. Já o sistema de controle *fuzzy* necessita, além do equipamento inversor de frequência, de equipamentos capazes de implementar o controlador *fuzzy*, como por exemplo: um microcomputador executando uma aplicação dedicada, que gera custo com o equipamento e a licença do aplicativo.

O estudo desenvolvido mostra que é possível reduzir o consumo de energia elétrica, melhorar a estabilidade da temperatura, quando em regime permanente, sem alterar os fatores de uso de um sistema de refrigeração por compressão de vapor originalmente desenvolvido para operar em liga-desliga, adaptando-o para controle de rotação variável.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

APREA, C.; RENNO, C; **Experimental analysis of a transfer function for an air cooled evaporator**, Applied Thermal Engineering, Uxbridge, p. 481-493. 2001.

APREA, C.; MASTRULLO, R.; RENNO, C. **Fuzzy control of the compressor speed in a refrigeration plant**. International Journal Of Refrigeration, Uxbridge, p. 639-648. fev. 2004.

BASSETTO, Izeds Felipe Facchini. **Estudo de confiabilidade de compressores alternativos semi-herméticos de sistemas de refrigeração**. 2007. 141 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

BUZELIN, Luiz Otávio Soranço. **Concepção e desenvolvimento teórico-experimental de um sistema de refrigeração inteligente**. 2003. 69 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Ufpr, Curitiba, 2003.

CAMPOS, Mario Cesar M. Massa de; TEIXEIRA, Herbert C. G.. **Controle Típicos de Equipamentos Industriais**. São Paulo: Edgard Blücher, 2006.

COSTA, Ênnio Cruz da. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1982.

EMBRACO. **Embraco**. Disponível em:

<<http://www.embraco.com.br/portugue/lancamentos.htm>>. Acesso em: 18 out. 2009.

FLÓREZ, Fabio Alejandro Carvajal. **Implementação de uma bancada de ensaios para análise de estratégias de controle de sistema de refrigeração e ar condicionado**. 2004. 138 f. Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas - Unicamp, Campinas, 2004.

GARCIA, Francisco Ernesto Moreno. **Estudo Experimental d um controle adaptativo para um sistema de refrigeração**. 2006. 52 f. Dissertação (Mestrado) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2006.

HUA, Li; JEONG, Seok-kwon; YOON, Jung-in; You, Sam-Sang. **An empirical model for independent control of variable speed refrigeration system.** Applied Thermal Engineering, Uxbridge, p.1918-1924, 23 dez. 2007.

HUA, Li; JEONG, Seok-kwon; YOU, Sam-sang. **Feedforward control of capacity and superheat for a variable speed refrigeration system.** Applied Thermal Engineering, Uxbridge, p. 1067-1074. 07 jul. 2008.

LJUNG, Lennart; GLAD, Torkel. **Modeling of Dynamic Systems.** New Jersey: Prentice-hall, 1994. 361 p.

PINELLI, Thiago Gomes. **Automação e Análise do Consumo de Energia de um Sistema de Refrigeração para Resfriamento de Líquido.** 2008. 84 f. Dissertação (Mestrado) - Unicamp, Campinas, 2008.

SILVA, Flavio Vasconcelos da. **Comparação do desempenho de um sistema de refrigeração para resfriamento de líquido, controlado a diferentes modos de controle.** 2003. 327 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia de Alimentos, Unicamp, Campinas, 2003.

SCHMIDT, Frank W.; HENDERSON, Robert E.; WOLGMUTH, Carl H.. **Introdução às Ciências Térmicas.** 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda., 2004. 466 p.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. Saiz. **Refrigeração Industrial.** São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 2002.

TASSOU, S. A.; QURESHI, T. Q.. **Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications.** International Journal of Refrigeration, Uxbridge, p. 29-41. 26 out. 1997.

Bibliografia consultada:

AZZOUZ, K.; LEDUCQ, D.; GOBIN, D.. **Performance enhancement of a household refrigerator by addition of latent heat storage**. International Journal Of Refrigeration, Uxbridge, p. 892-901. 02 out. 2007.

BARRA JUNIOR, Walter et al. **Controle Fuzzy aplicado à melhoria da estabilidade dinâmica em sistemas elétricos de potência**. Revista Controle & Automação, Porto Alegre, v. 16, n. 2, p.173-186, jun. 2005. Bimestral.

BARROS NETO, Benício de; SCARMINIO, Ieda Spacino; BRUNS, Roy Edward. **Como fazer experimentos**. Campinas: Editora Unicamp, 2007.

CHEN, Chi-tsong. **Analog and Digital Control System Design**. New York: State University Of New York, 1999. 609 p.

CHEN, Qiyu; PRASAD, R.C.; RENNO, C. **Simulation of a Vapour-Compression refrigeration cycles using HFC134A and CFC12**. Int. Comm. Heat Mass Transfer, Uxbridge, p. 513-521. fev. 1999.

CHUMIOQUE, José Jaime Ravelo. **Simulação de um Sistema de Refrigeração com Termoacumulação operando em Regime Transiente**. 2004. 153 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de de, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2004.

HERMES, Christian Johann Losso. **Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos**. 2006. 297 f. Tese (Doutorado) - Universidade Federal De Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

KILIAN, Cristopher T. **Modern control technology: components and systems**. New York: Delmar Thomson Learning, 2000. 635 p.

LARSEN, Lars Finn Sloth et al. **A Method for Online Steady State Energy Minimization, with Application to Refrigeration Systems**. 43th Ieee Conference On Decision And Control, Atlantis, p. 4708-4713. 14 dez. 2004.

LEVA, Alberto; PIRODDI, Luigi; BOER, Alessandro. **Adaptive temperature control in a freezer with on-off actuation**. In: WORLD CONGRESS, 17., 2008, Seoul. Proceedings... . Seoul: The International Federation Of Automatic Control, 2008. p. 15439 - 15444.

MCKINLEY, Thomas L.; ALLEYNE, Andrew G.. **An advanced nonlinear switched heat exchanger**. **International Journal Of Refrigeration**, Uxbridge, p. 1253-1264. 08 fev. 2008.

MIHURA, Bruce. **LabView for data acquisition**. Upper Saddle River: Prentice-hall, 2001. 435 p.

MONTENEGRO, Paulo Henrique de Miranda et al. **Controle preditivo generalizado autoajustável de temperatura em um túnel psicrométrico**. Revista Ciências Exatas, Taubaté, v. 1, n. 13, p.91-96, 2007.

OGATA, Katsuhiko. **Engenharia de Controle Moderno**. 4. ed. São Paulo: Prentice-hall, 2003. 800 p.

RESENDE, Eder Dutra de. **Técnicas de Modelagem, Simulação e Otimização de Processos de Refrigeração e de Congelamento**. 2000. 243 f. Tese (Doutorado) - Unicamp, Campinas, 2000.

SANTOS, Ronaldo de Jesus et al. **Controle Fuzzy para racionalização de energia em protótipo de processo térmico predial**. In: SIMPÓSIO BRASILEIRO DE AUTOMAÇÃO INTELIGENTE, 7., 2005, São Luis. São Luis: Universidade de Brasília, 2005. p. 1 - 8.

SIMÕES, Marcelo Godoy; SHAW, Ian S.. **Controle e Modelagem Fuzzy**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda., 2007. 186 p.

7. ANEXOS

7.1. Anexo A - Gráficos para o modelo matemático do Bloco A

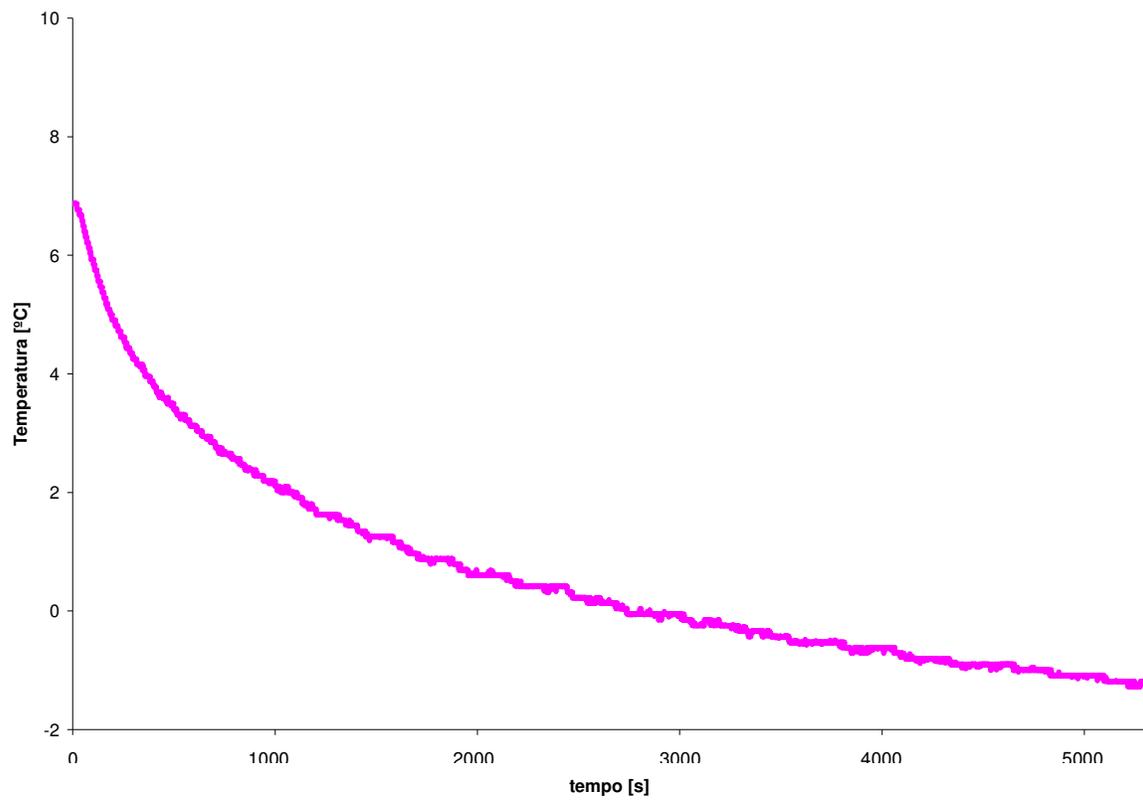


Figura 68 - Ensaio E2 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco A

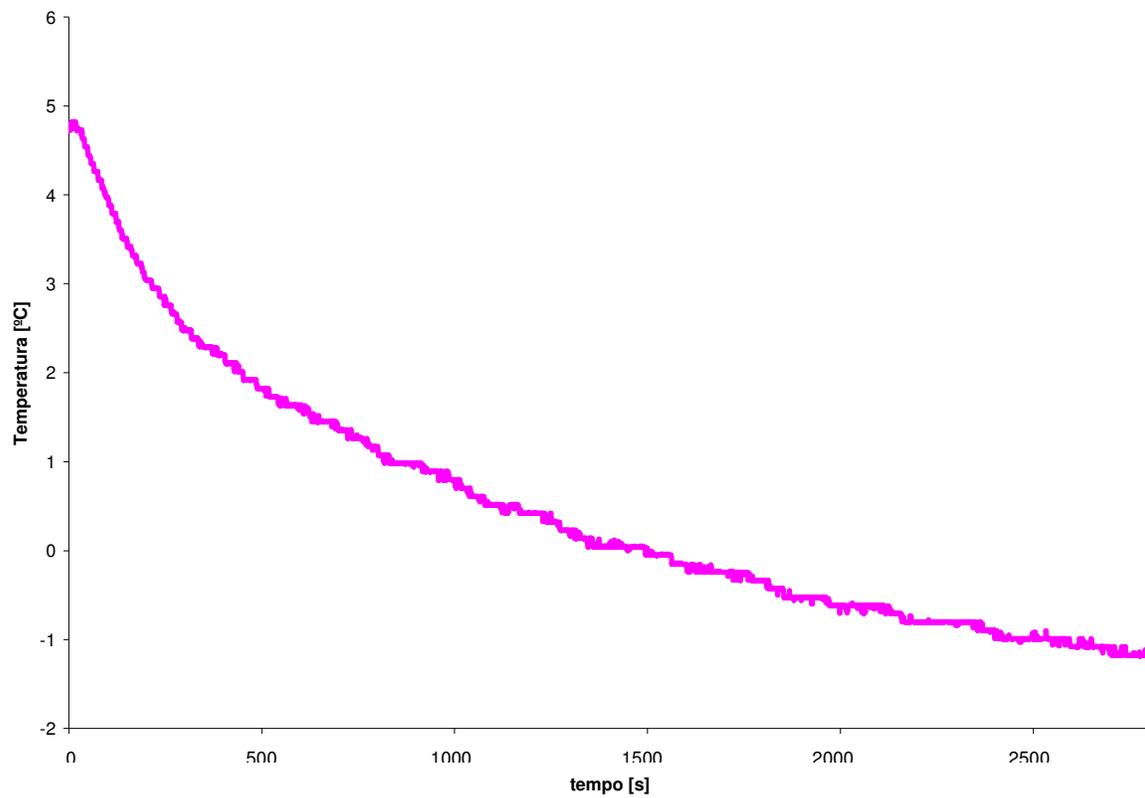


Figura 69 - Ensaio E3 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco A

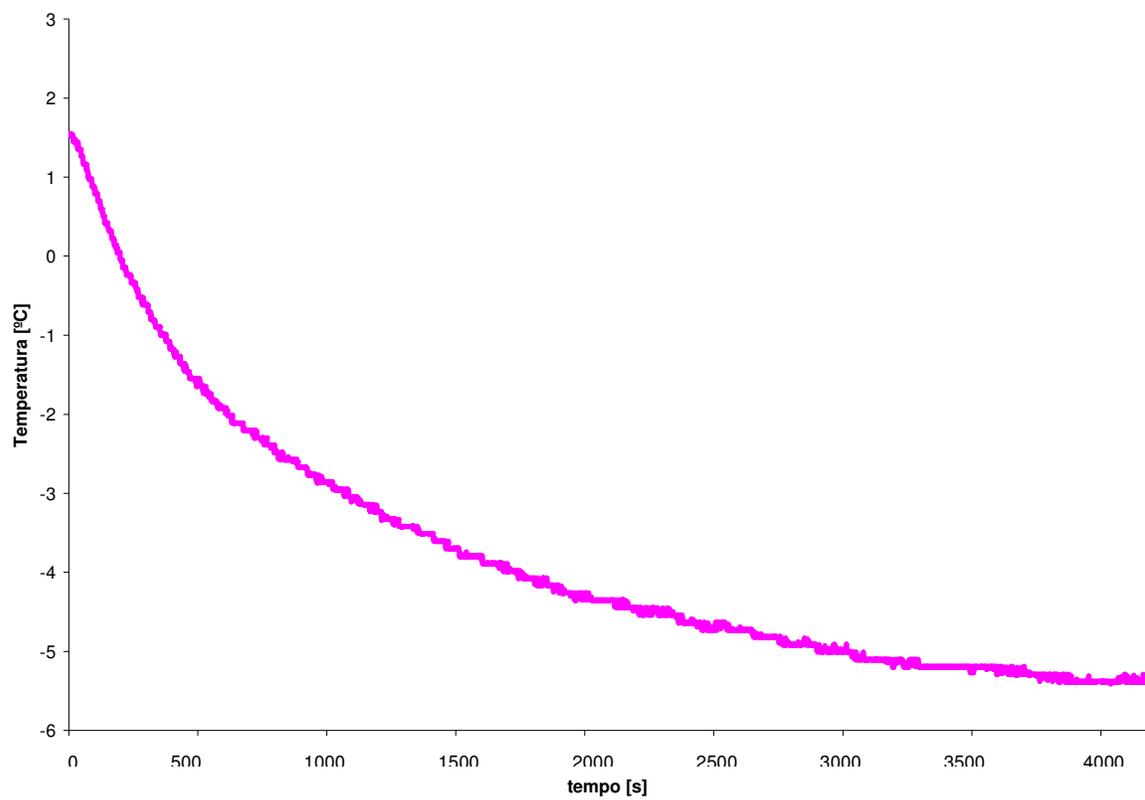


Figura 70 - Ensaio E4 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco A

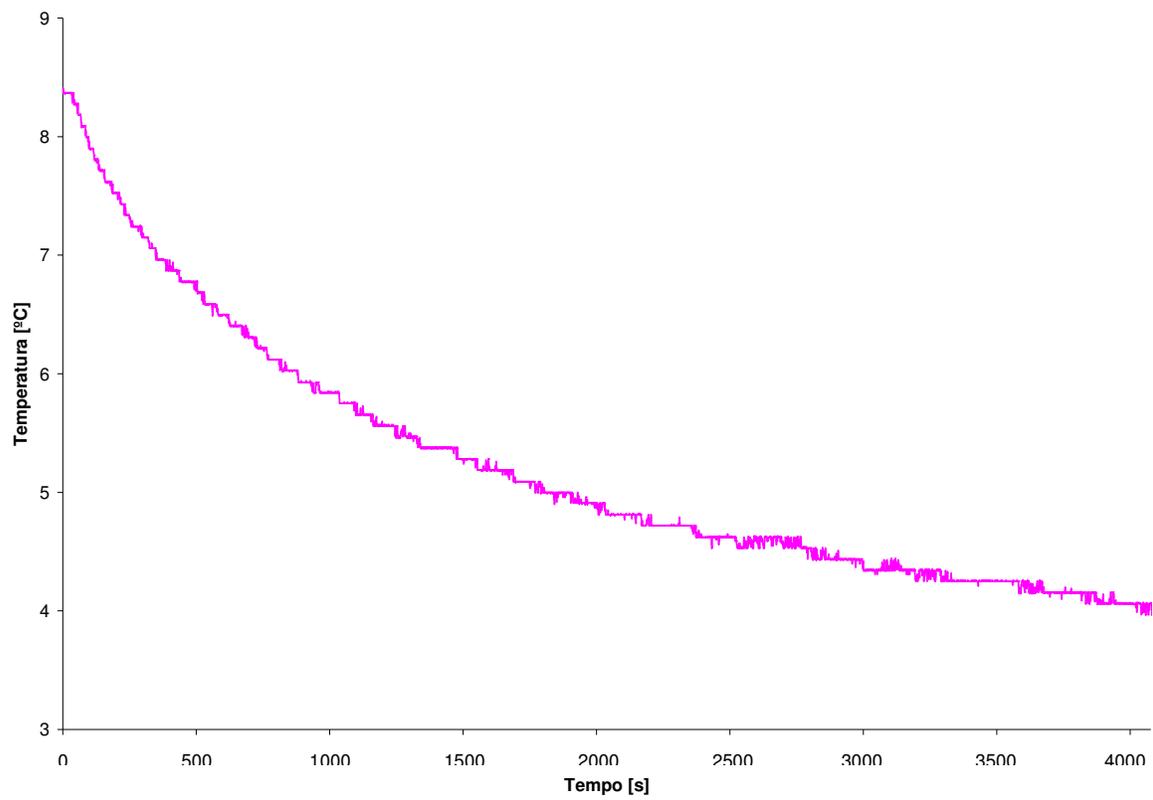


Figura 71 - Ensaio E6 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco A

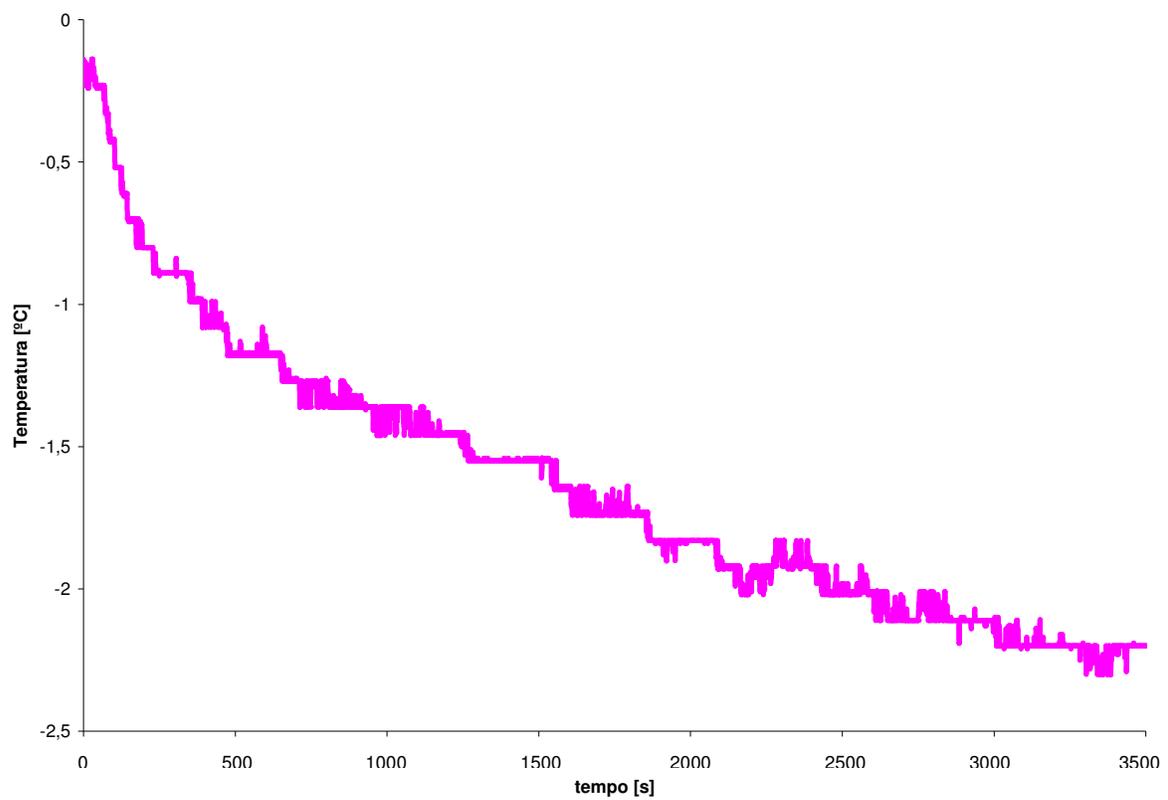


Figura 72 - Ensaio E8 - Temperatura do ar na entrada do evaporador – Bloco A

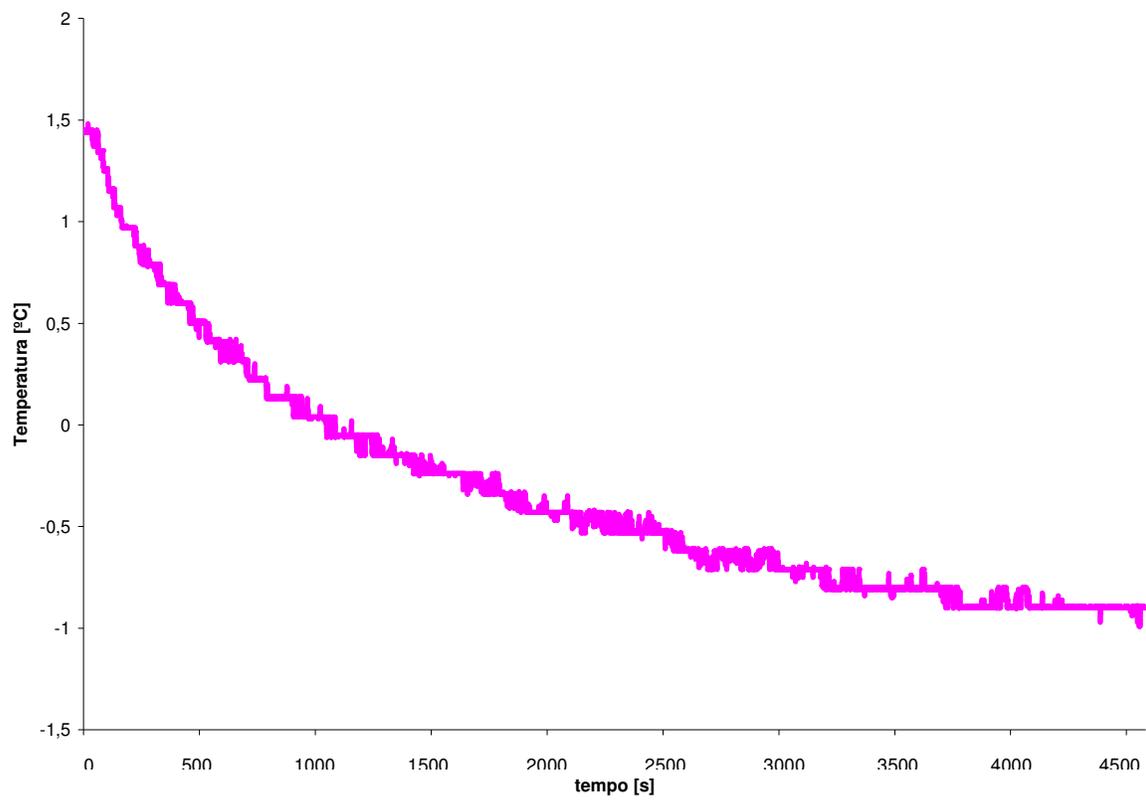


Figura 73 - Ensaio E9 - Temperatura do ar na entrada do evaporador – Bloco A

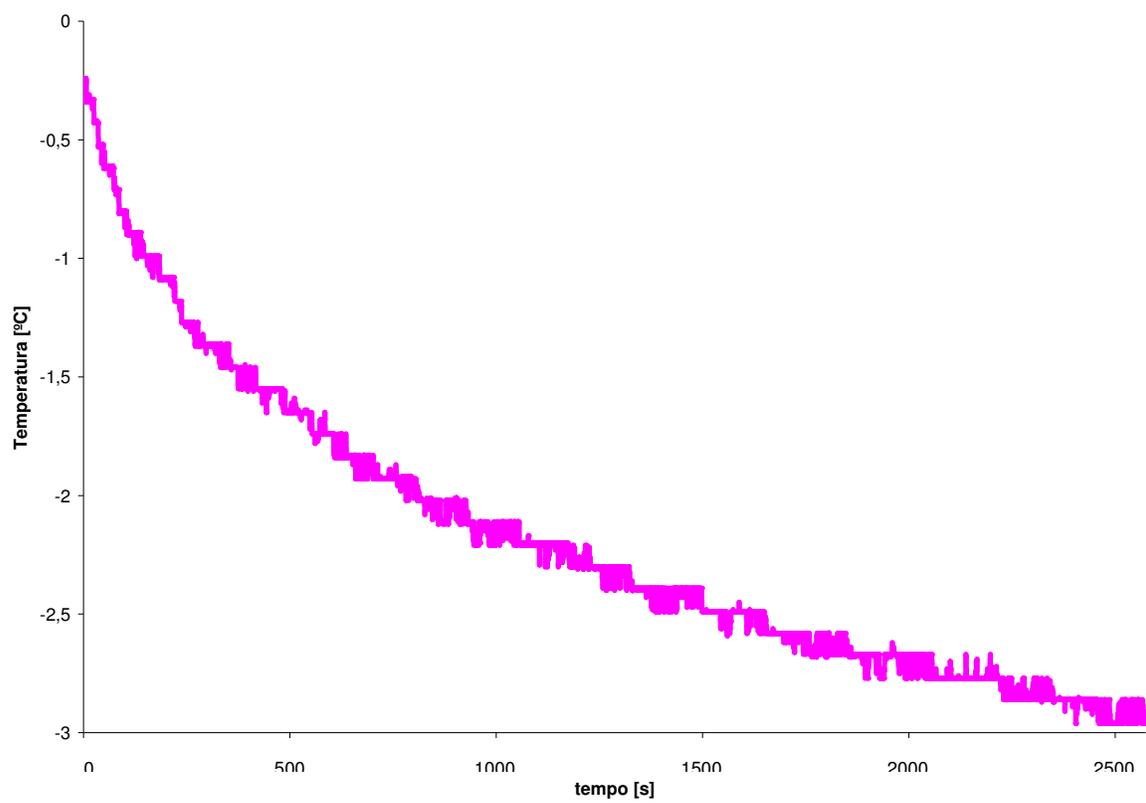


Figura 74 - Ensaio E10 - Temperatura do ar na entrada do evaporador – Bloco A

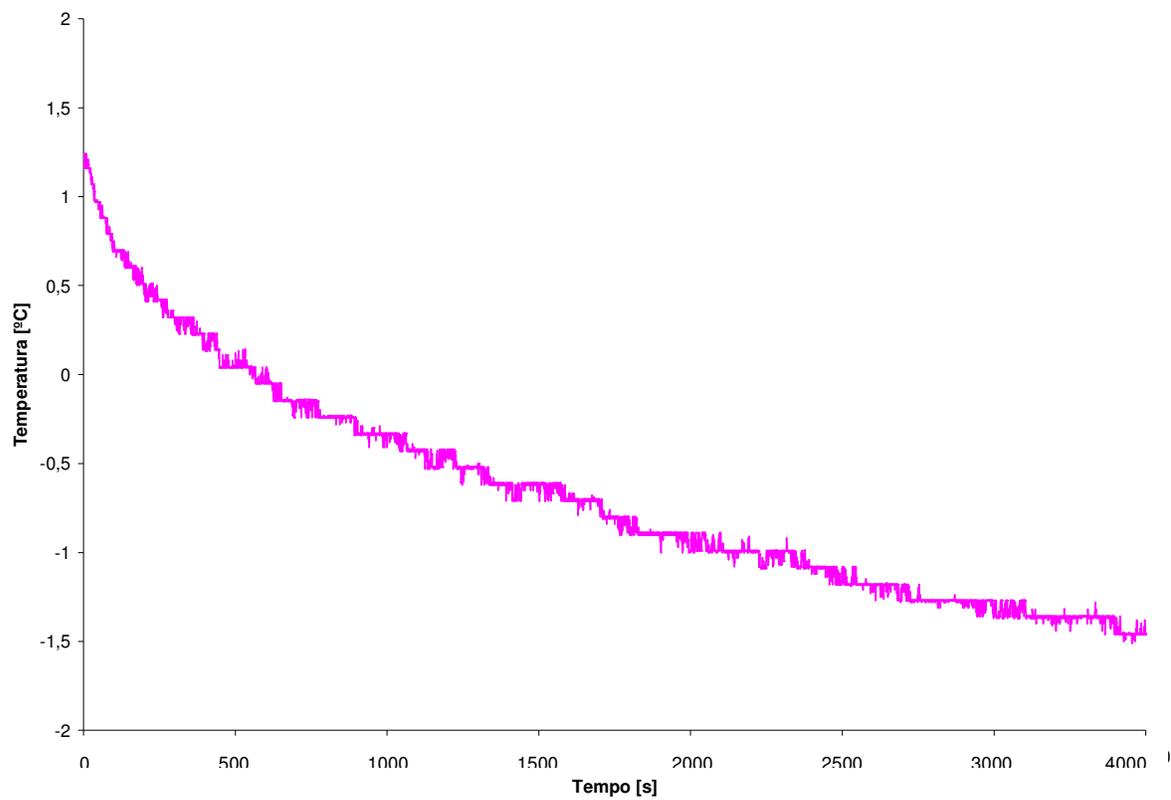


Figura 75 - Ensaio E12 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco A

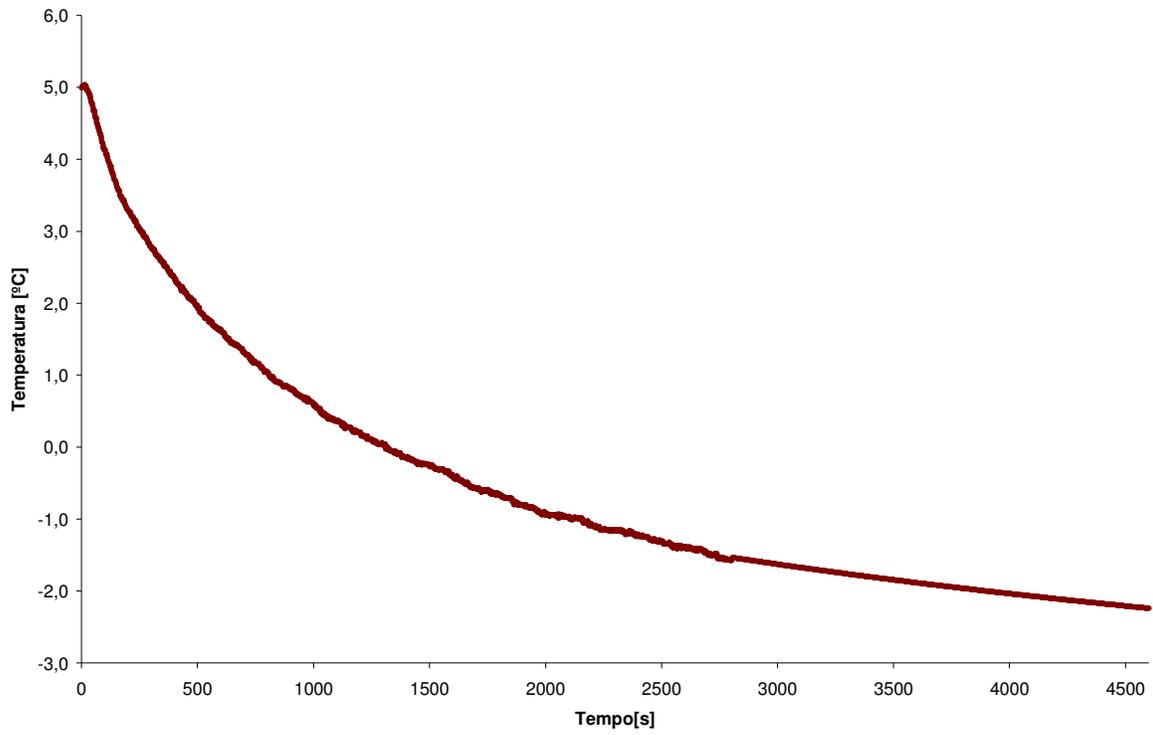


Figura 76 - Ensaio E1 ao E4 - Média das amostras e regressão

7.2. Anexo B - Gráficos para o modelo matemático do Bloco B

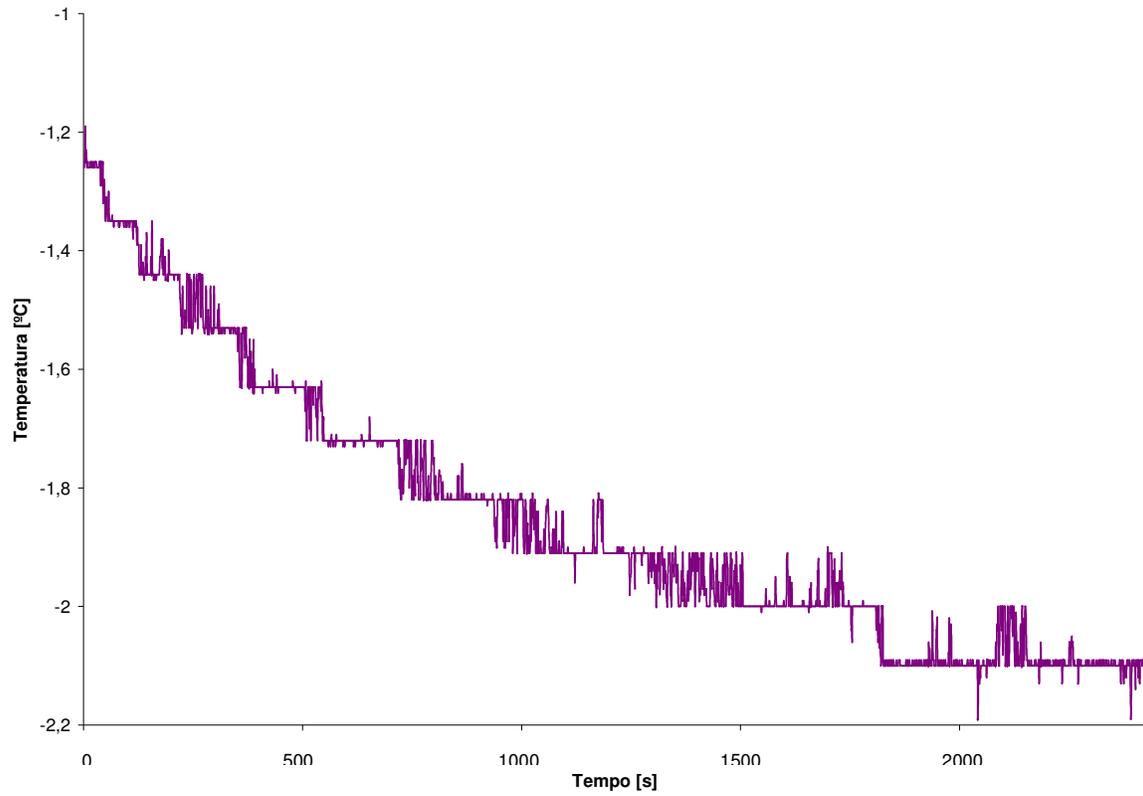


Figura 77 - Ensaio E14 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco B

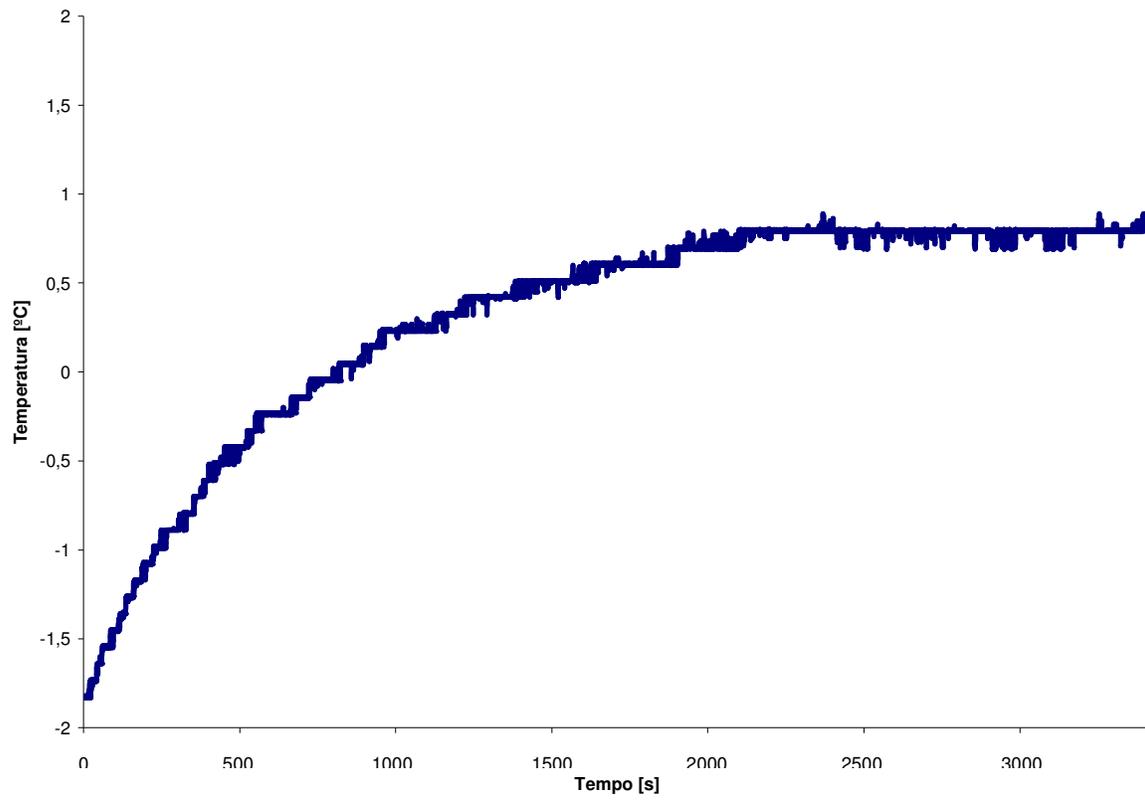


Figura 78 - Ensaio E15 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco B

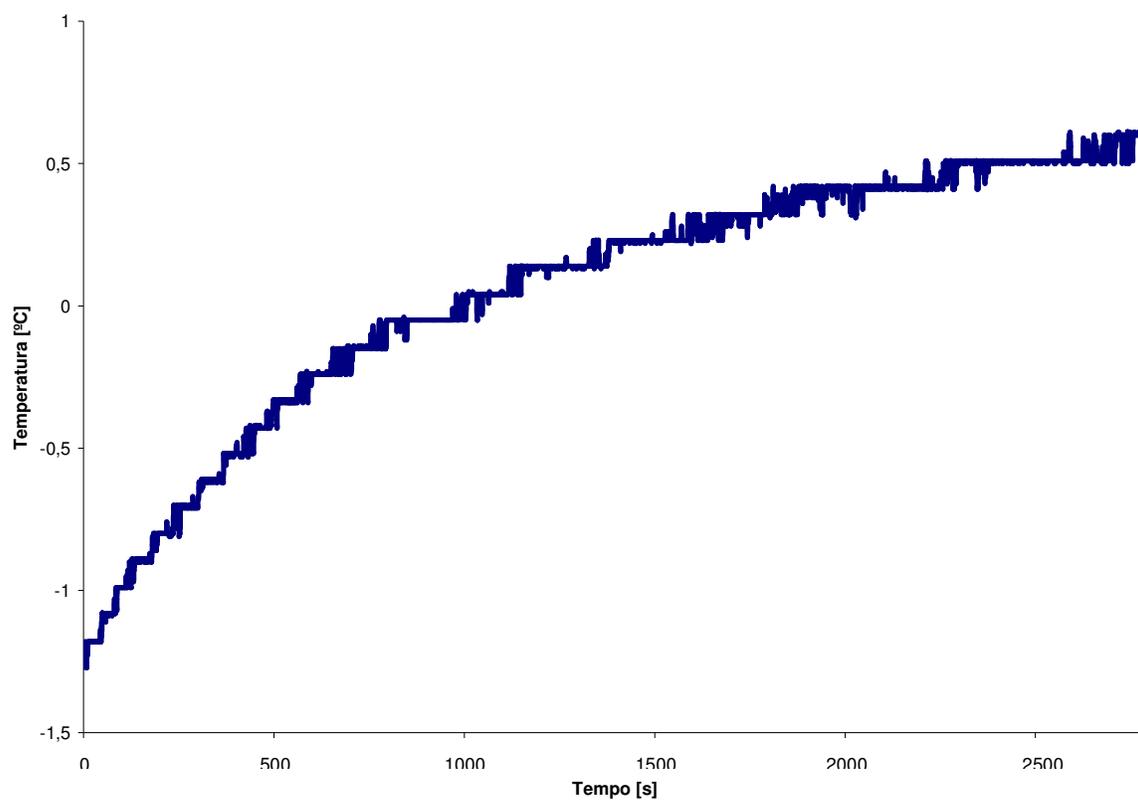


Figura 79 - Ensaio E16 - Temperatura do ar na entrada do evaporador - Bloco B

7.3. Anexo C - Gráficos para o modelo matemático do Bloco C

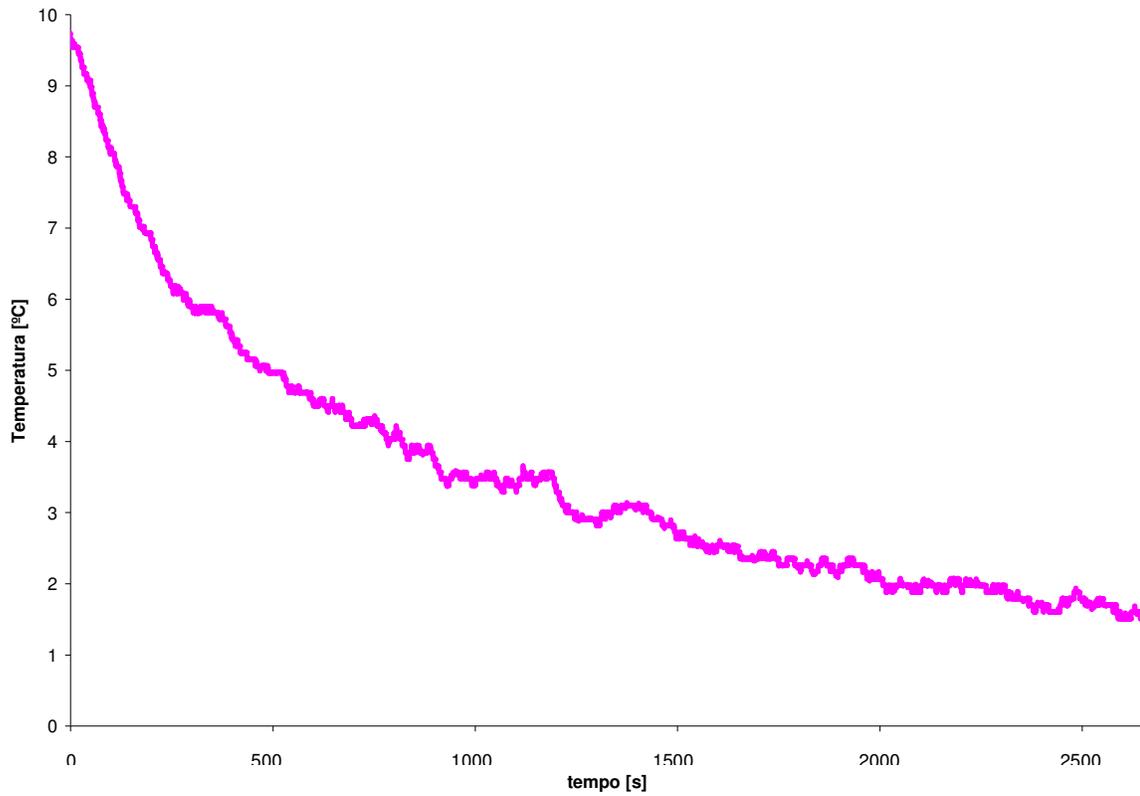


Figura 80 - Ensaio E2 - Temperatura no centro da câmara - Bloco C

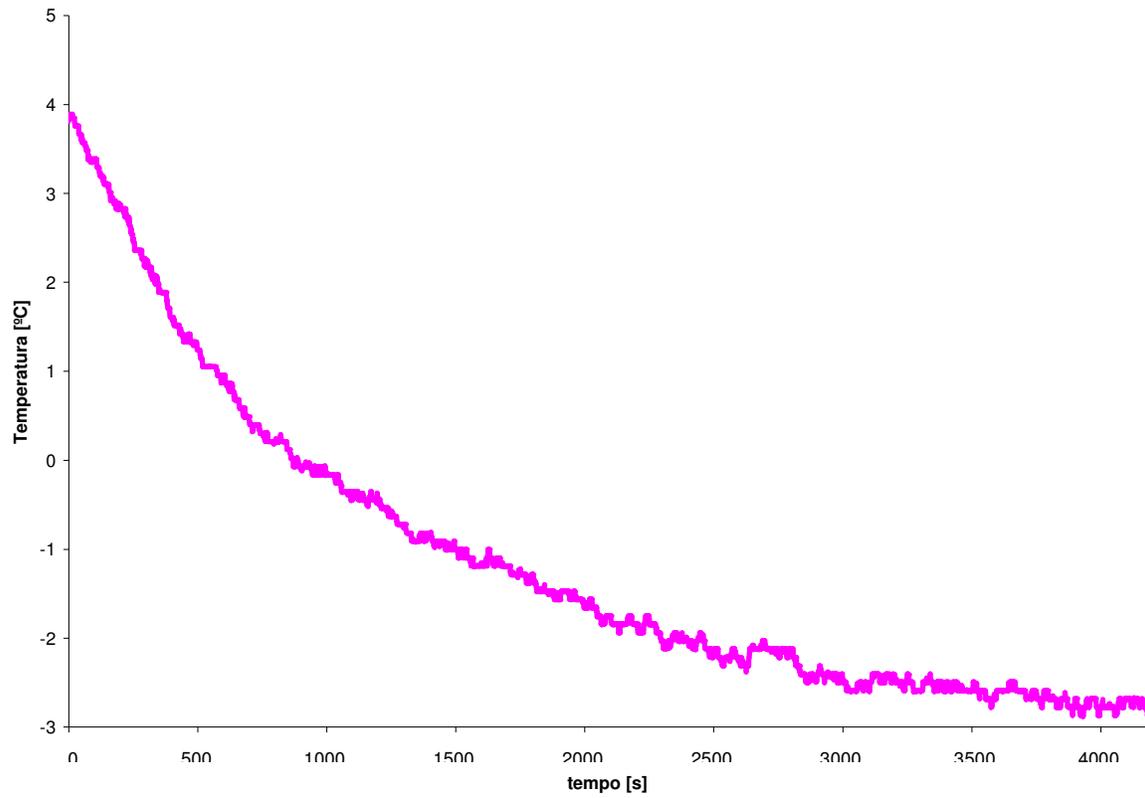


Figura 81 - Ensaio E3 – Temperatura do ar no centro da câmara - Bloco C

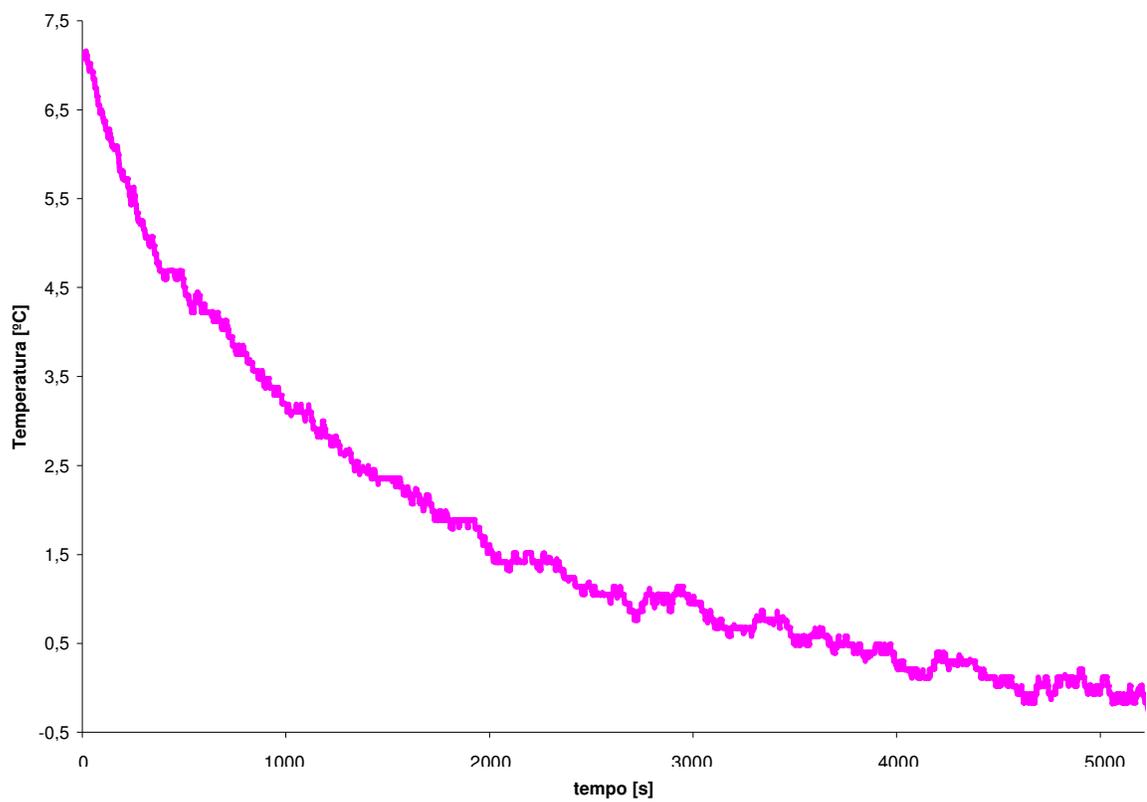


Figura 82 - Ensaio E4 - Temperatura no centro da câmara - Bloco C

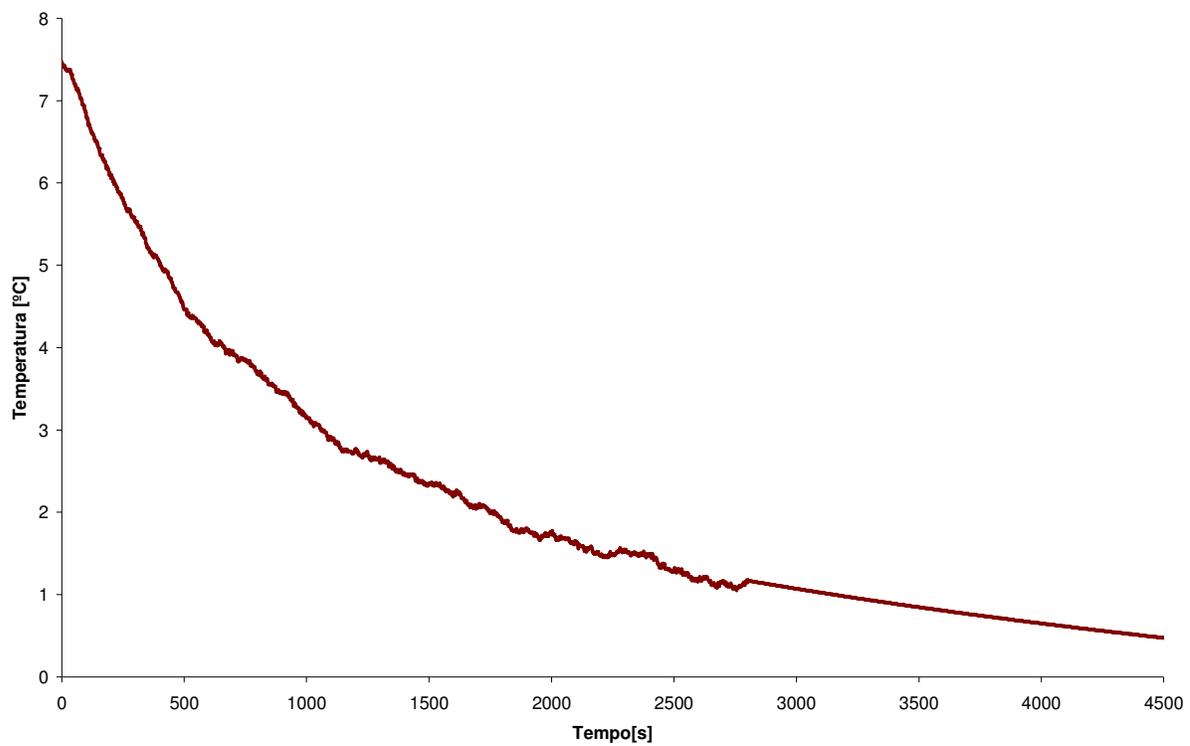


Figura 83 - Ensaio E1 a E4 - Média das amostras e regressão - Bloco C

7.4. Anexo D - Gráficos para o modelo matemático do Bloco D

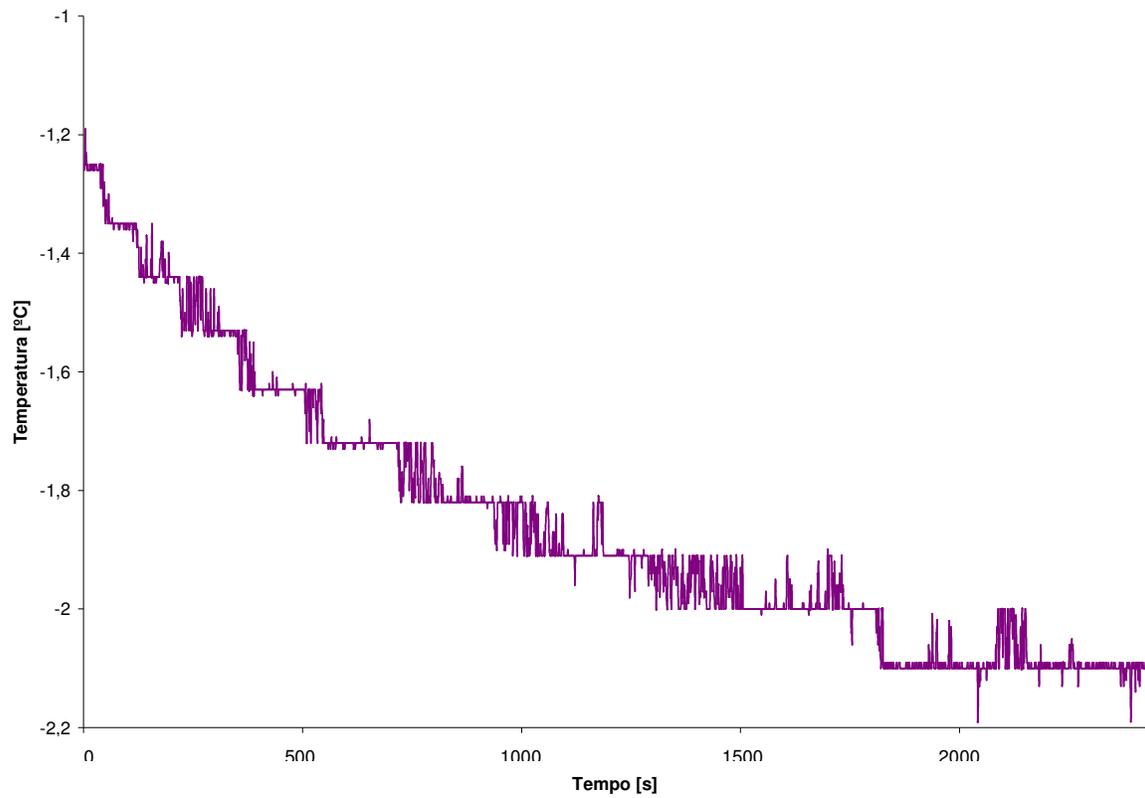


Figura 84 - Ensaio E14 - Temperatura do ar no centro da câmara - Bloco D

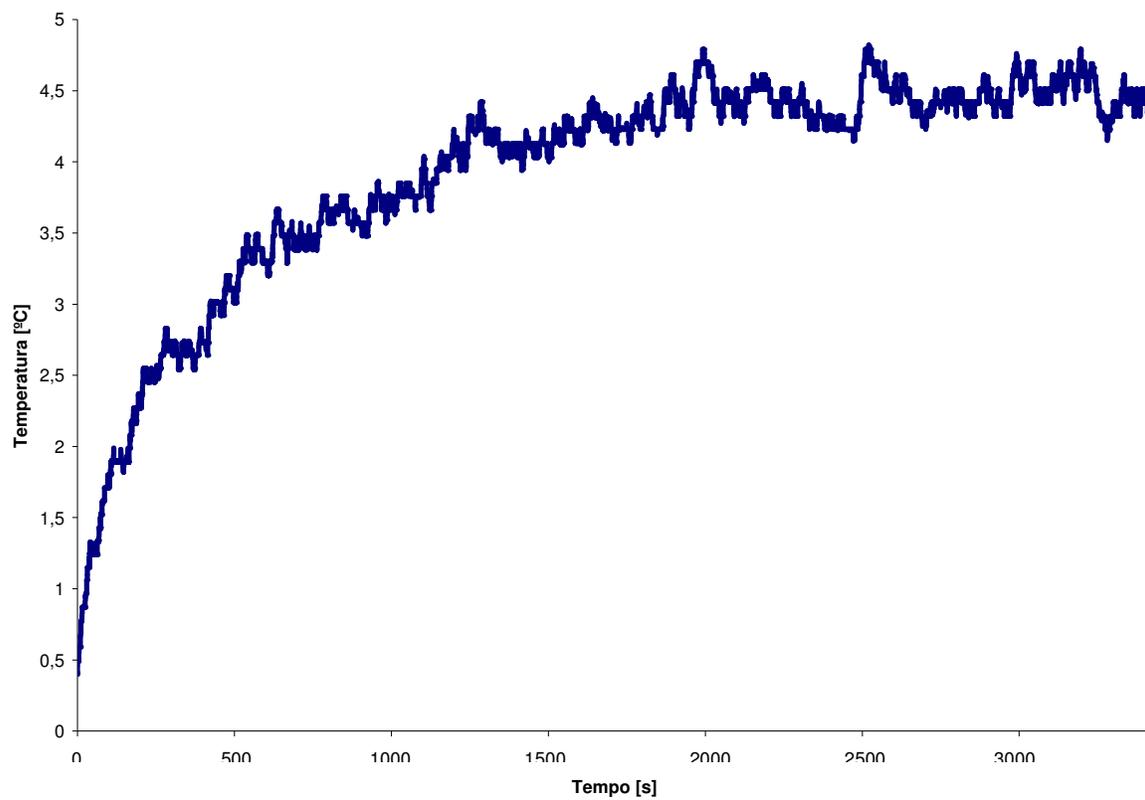


Figura 85 - Ensaio E15 - Temperatura do ar no centro da câmara - Bloco D

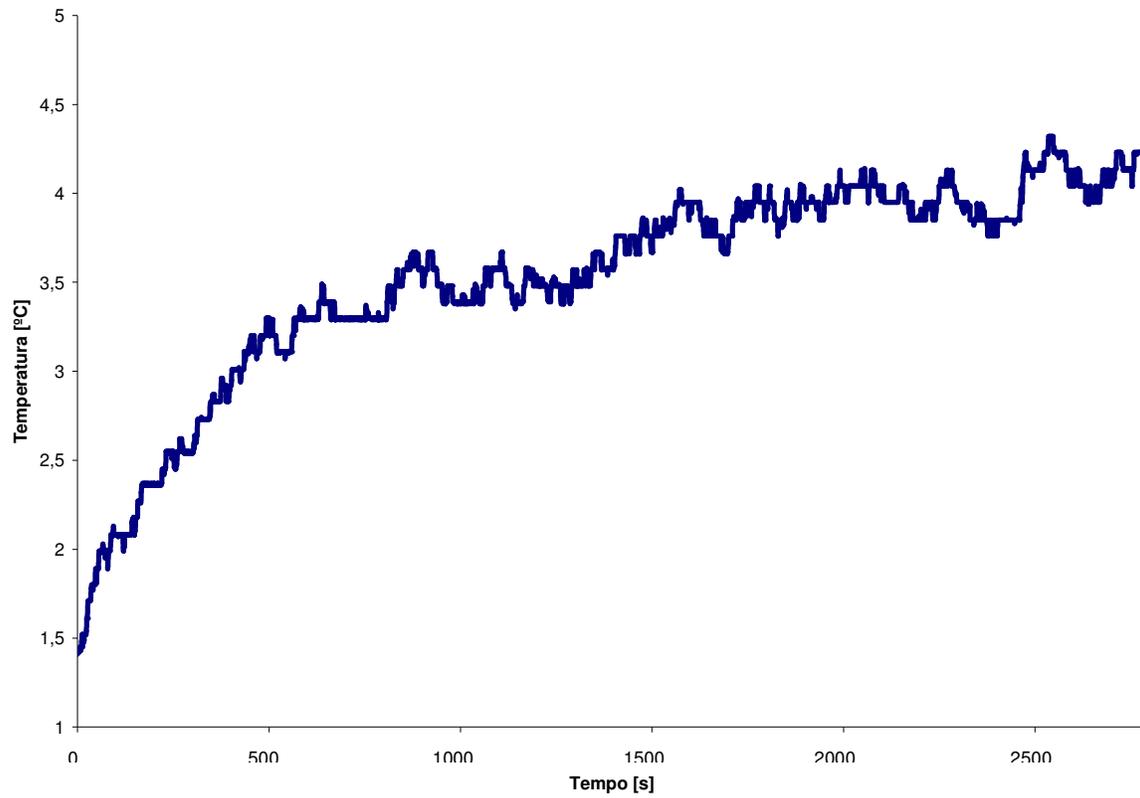


Figura 86 - Ensaio E16 - Temperatura do ar no centro da câmara - Bloco D

7.5. Anexo E - Gráficos para o modelo matemático do Bloco E

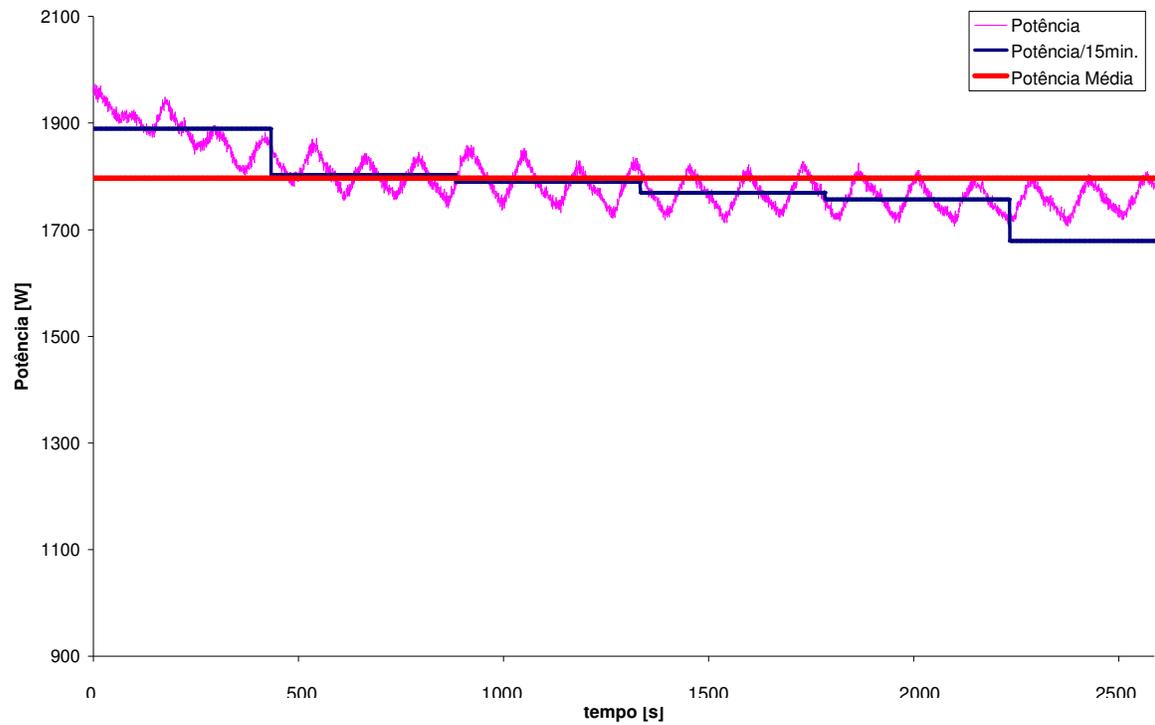


Figura 87 - Ensaio E2 - Potência do compressor - Bloco E

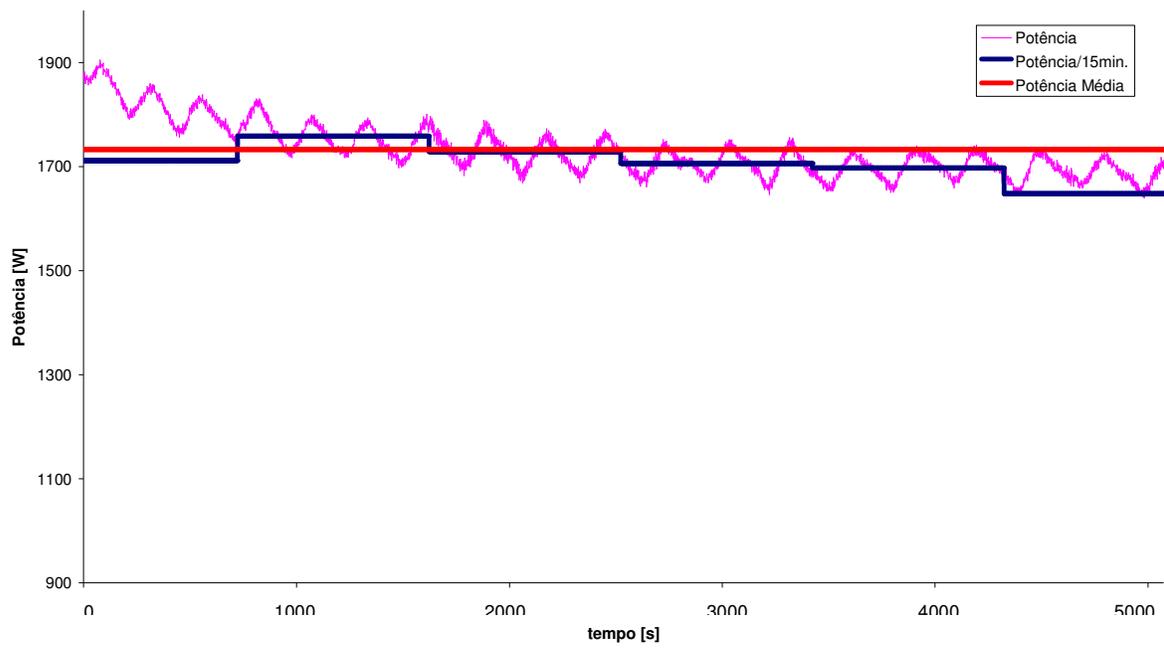


Figura 88 - Ensaio E3 - Potência no compressor - Bloco E

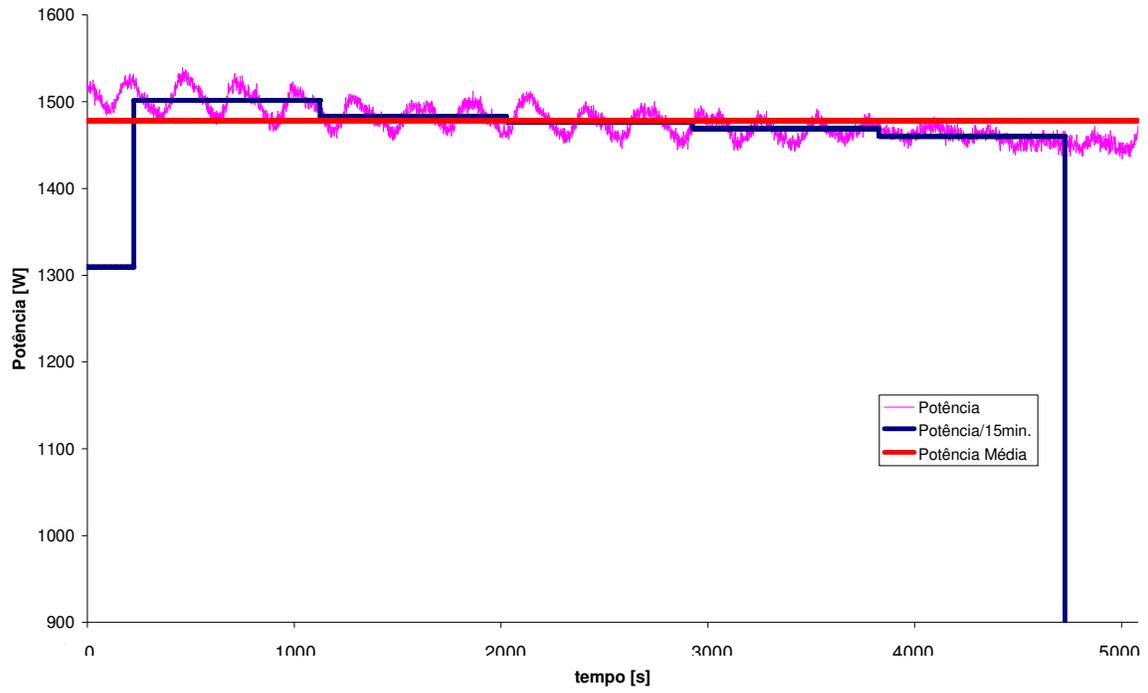


Figura 89 - Ensaio E8 - Potência do Compressor - Bloco E

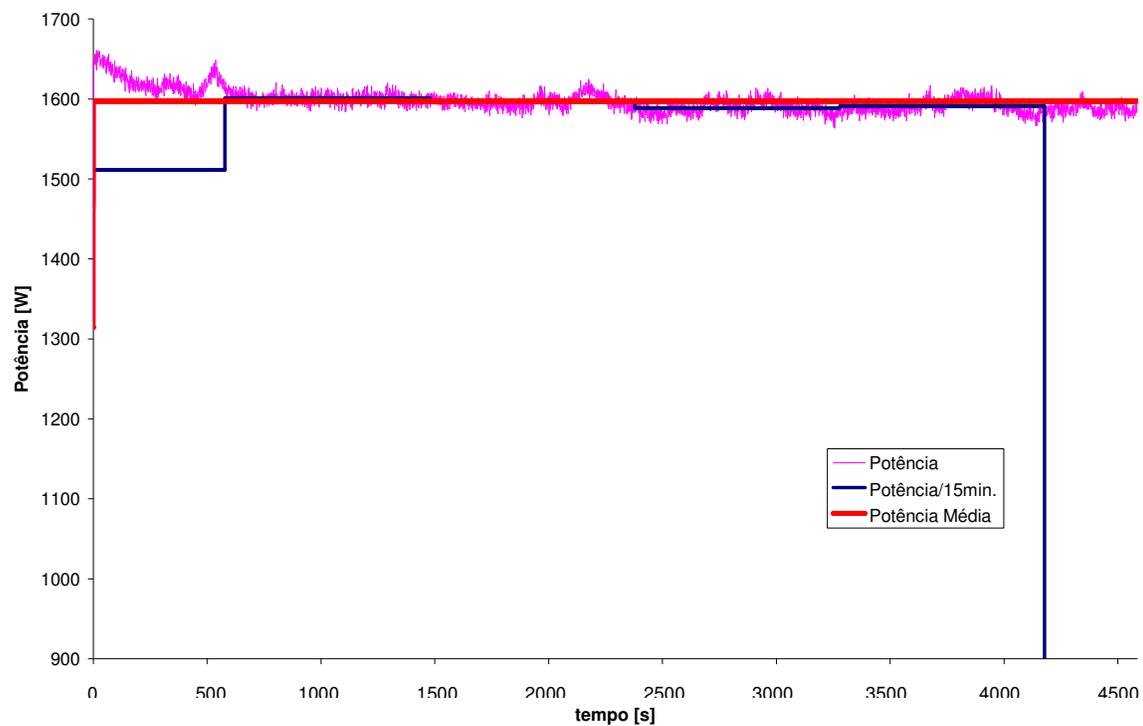


Figura 90 - Ensaio E9 - Potência do compressor - Bloco E

7.6. Anexo F - Gráficos para o modelo matemático do Bloco F

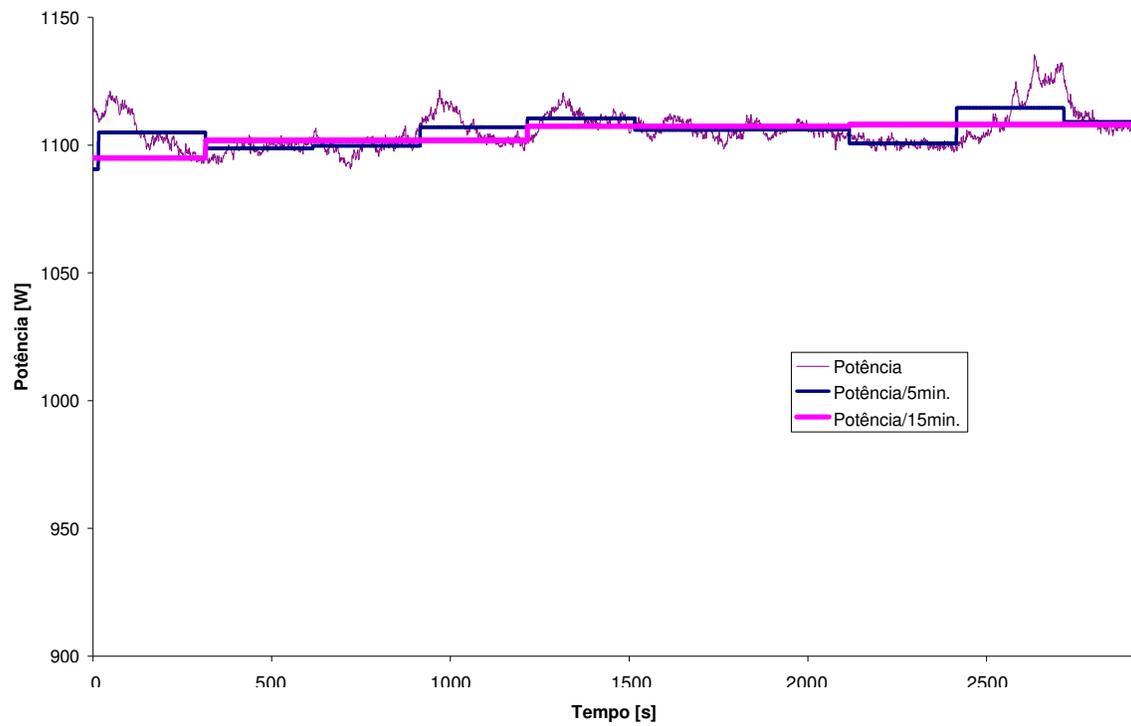


Figura 91 - Ensaio E13 - Potência consumida pelo compressor - Bloco F

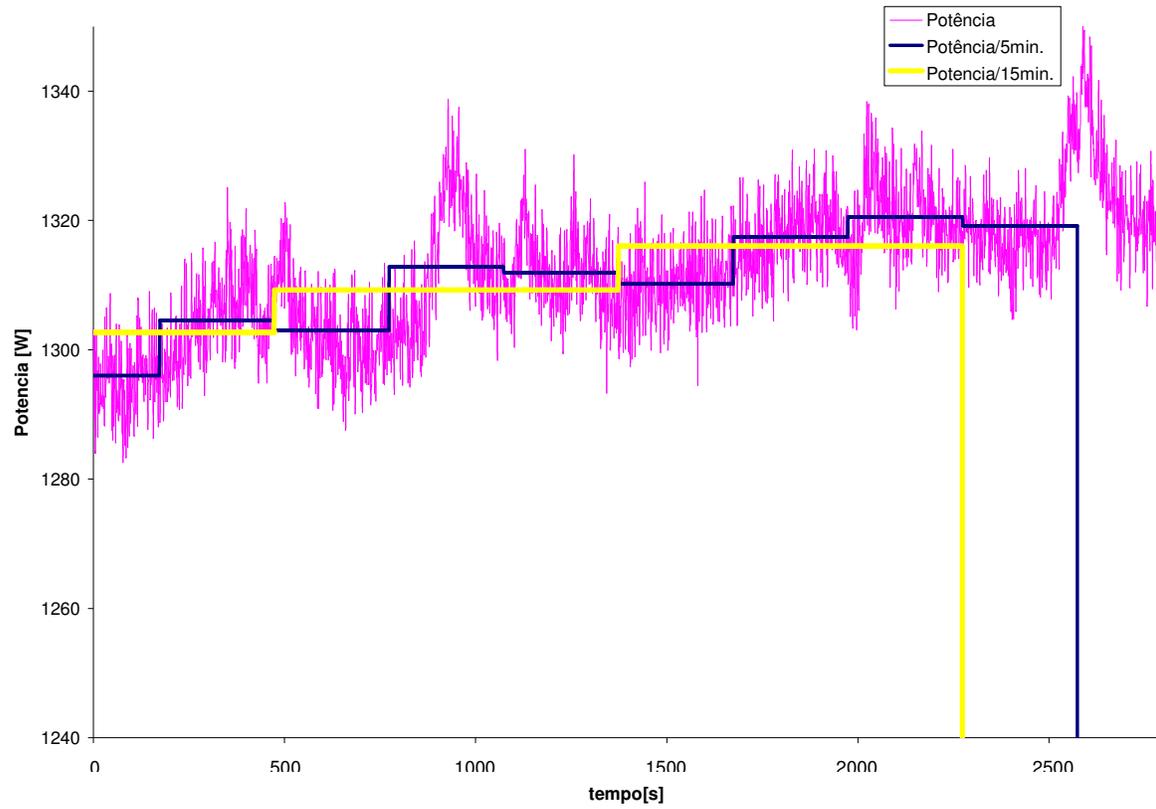


Figura 92 - Ensaio E16 - Potência consumida pelo compressor - Bloco F