UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SÉRGIO DA SILVA FRANCO

# ANÁLISE TÉRMICA E DESENVOLVIMENTO DE CONTROLE PID PARA DISPOSITIVO DE EXPANSÃO ELETRÔNICO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Recife
2021

SÉRGIO DA SILVA FRANCO

# ANÁLISE TÉRMICA E DESENVOLVIMENTO DE CONTROLE PID PARA DISPOSITIVO DE EXPANSÃO ELETRÔNICO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, do Centro de Tecnologia e Geociências da Universidade Federal de Pernambuco, como parte dos requisitos para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Energia

**Orientador**: Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero.

**Orientador**: Prof. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa.

Recife

2021

Catalogação na fonte:
Bibliotecária Sandra Maria Neri Santiago, CRB-4 / 1267

F825a Franco, Sérgio da Silva.
Análise térmica e desenvolvimento de controle PID para dispositivo de expansão eletrônico de sistemas de refrigeração por compressão de vapor / Sérgio da Silva Franco. – 2021.
146 f.: il., figs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero.
Orientador: Prof. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa.
Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Recife, 2021.
Inclui referências e apêndices.

1. Engenharia mecânica. 2. Controle. 3. Refrigeração. 4. Parâmetros PID. I. Henriquez Guerrero, Jorge Recarte (Orientador). II. Villa, Alvaro Antonio Ochoa (Orientador). III. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.) BCTG/2021-221

**ANÁLISE TÉRMICA E DESENVOLVIMENTO DE CONTROLE PID PARA DISPOSITIVO DE EXPANSÃO ELETRÔNICO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Energia.

Aprovada em: 30/07/2021.

**BANCA EXAMINADORA**

_____

Prof. Dr. Jorge Recate Henriquez Guerrero (Orientador)
Instituto Federal de Pernambuco

_____

Prof. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa (Orientador)
Instituto Federal de Pernambuco

_____

Prof. Dr. Abel Cavalcante Lima Filho (Examinador Externo)
Universidade Federal da Paraíba

_____

Prof. Dr. Carlos Antonio Cabral dos Santos (Examinador Externo)
Universidade Federal da Paraíba

Dedico este trabalho a minha mãe, Edite Francisca da Silva, que sempre me apoiou em toda minha vida e é um exemplo de dedicação com uma mistura de bons conselhos.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus que me deu condições de realizar este trabalho.

A minha família e em especial a minha mãe que sempre me apoia em tudo que faço.

Aos professores Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero e Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa pelos conhecimentos transmitidos e pela assistência durante a realização deste trabalho.

Ao IFPE-Campus Recife pelas instalações e equipamentos.

A Coordenação de Refrigeração e Climatização do IFPE pela disponibilidade do laboratório e equipamentos.

Aos professores e administrativos da Coordenação de Refrigeração e Climatização do IFPE por ajudar diretamente ou indiretamente neste projeto.

À UFPE pela oportunidade de ingressar no PPGEM/UFPE.

A todos os professores do PPGEM/UFPE pelo conhecimento transmitido.

A Jorge e Luana pelas orientações e apoio na secretaria ou por e-mail.

Ao CNPQ por financiar este projeto no Edital Universal 402323/2016-5.

## RESUMO

O presente trabalho foca na análise térmica e desenvolvimento de controle PID para dispositivo de expansão eletrônico de sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Com o preço elevado da energia elétrica e a procura de economia por parte dos consumidores, surgem as válvulas de expansão eletrônica para sistemas de refrigeração por compressão de vapor, com o intuito de substituir os dispositivos de expansão convencional como a válvula de expansão termostática e com isso promover a economia de energia por serem mais eficiente. No entanto, para que a válvula de expansão eletrônica seja mais eficiente do que uma válvula de expansão termostática ou não tenha sua eficiência comprometida, é necessário a adequada sintonização do controle PID que muitos consumidores desconhecem. Com isso, foi desenvolvido um protótipo de refrigeração de ciclo simples por compressão de vapor com uma solução de etilenoglicol a 50% como fluido secundário, sendo o protótipo um sistema de refrigeração destinado a estudos que utiliza como fluido refrigerante o R404A com capacidade nominal de aproximadamente 1 kW. O protótipo desenvolvido foi instrumentado e conta com a medição de vários parâmetros tais como: temperatura, pressão, corrente, tensão, consumo energético e umidade relativa que são monitorados através de um supervisório automatizado. A carga térmica imposta ao sistema é simulada através de resistência elétrica submersa em um tanque de aquecimento para solução de etilenoglicol que se interliga ao evaporador do protótipo. O evaporador é do tipo serpentina submersa dentro de um tanque termicamente isolado. A unidade condensadora tem um compressor hermético acoplado a um trocador de calor do tipo colmeia de convecção forçada. O controle do protótipo de refrigeração foi definido com vários controladores que possibilitaram a aquisição de dados com monitoramento do sistema de refrigeração para ajustes nos parâmetros de controle PID da válvula de expansão eletrônica, no entanto, a mesma já vem com os parâmetros configurados de fábrica. No caso, foi zerado os parâmetros do controlador PID e deixado o ganho proporcional mínimo para usar os dados de entrada e saída do sistema a ser controlado que são abertura da válvula de expansão e o superaquecimento. Com os dados de entrada e saída do dispositivo de expansão foram sintonizados os parâmetros do controle com um modelo caixa preta através do software ®Matlab e também foi usado o método de Ziegler Nichols para sintonizar o controle PID. Após conseguir os parâmetros do controlador, foi dado continuidade aos experimentos para realizar a comparação da eficiência energética dos

novos parâmetros com os parâmetros de fábrica do controle e com ajuste fino quando necessário.

Palavras-chaves: controle; refrigeração; parâmetros PID.

## ABSTRACT

The present work focuses on Thermal Analysis and Development of PID Controller for Electronic Expansion Device of Refrigeration Systems by Steam Compression. The high price of electricity and the demand for savings on the part of consumers, electronic expansion valves for refrigeration systems by steam compression appear, in order to replace conventional expansion devices such as the thermostatic expansion valve and with this promote energy savings by being more efficient. However, for the electronic expansion valve to be more efficient than a thermostatic expansion valve or not have its efficiency compromised, it is necessary to properly tune the PID control that many consumers are unaware of. Therfore, a refrigeration prototype of simple cycle by steam compression was developed with a 50% ethylene glycol solution as a secondary fluid, the prototype is a refrigeration system for studies that uses the R404A as a refrigerante and it has a nominal capacity of approximately 1 kW . The developed prototype was instrumented and has the measurement of several parameters such as temperature, pressure, current, voltage, energy consumption and relative humidity that are monitored through an automated supervisory. The thermal load imposed on the system is simulated through electrical resistance submerged in a heating tank for ethylene glycol solution that is connected to the evaporator of prototype. The evaporator is of the serpentine type submerged in a thermally insulated tank. The condensing unit has a hermetic compressor coupled to a forced convection honeycomb heat exchanger. The control of the refrigeration prototype were defined with several controllers that enabled the acquisition of data with monitoring of the refrigeration system for adjustments in the PID control parameters of the electronic expansion valve, however, it has already come with the configured parameters of manufacture. In this case, it was reset the parameters of the PID controller and leave the minimum proportional gain to use the input and output data of the system to be controlled, which are expansion valve opening and superheating. With the input and output data of the expansion device, the control parameters were tuned with a black box model using the ®Matlab software and the Ziegler Nichols method was also used to tune the PID control. After obtaining the controller parameters, the experiments were continued to compare the energy efficiency of the new parameters with the factory parameters of the control and with fine adjustment when necessary.



Keywords: control; refrigeration; PID parameters.

## LISTA DE FIGURAS


Figura 1 - Ciclo de Carnot em refrigeração..... 32
Figura 2 - Ciclo de refrigeração no diagrama de Mollier..... 34
Figura 3 - Funcionamento da válvula de expansão eletrônica (a) e o corte da mesma (b)..... 39
Figura 4 - Plano S..... 44
Figura 5 - Controle em malha fechada..... 44
Figura 6 - Controle proporcional..... 45
Figura 7 - Controle PID..... 47
Figura 8 - Tempo morto e constante de tempo do 1° método de Ziegler-Nichols..... 48
Figura 9 - Período crítico do segundo método de Ziegler-Nichols..... 49
Figura 10 - Comparação do controle contínuo e discreto..... 50
Figura 11 - Região de estabilidade dos pólos da função de transferência..... 51
Figura 12 - Controle discreto em malha fechada..... 52
Figura 13 - Fluxograma da metodologia aplicada..... 54
Figura 14 - Protótipo de refrigeração..... 56
Figura 15 - Esquema simplificado do protótipo experimental..... 56
Figura 16 - Unidade condensadora do protótipo de refrigeração ..... 57
Figura 17 – Filtro secador e visor de líquido..... 57
Figura 18 - Serpentina de cobre e cooler..... 58
Figura 19 - Simulação de carga térmica ..... 58
Figura 20 - Circuito secundário com solução de etilenoglicol..... 59
Figura 21 - Medidor de vazão efeito hall e seu respectivo display..... 59
Figura 22 - Válvula de expansão eletrônica com seu aparato..... 60
Figura 23 - Controle e supervisório da bancada experimental..... 61
Figura 24 - Conversor AD/DA..... 62
Figura 25 - Controlador PCT-3001 plus Full Gauge..... 62
Figura 26 – Controlador VX-950 e IHM..... 63
Figura 27 – Sensores de pressão e de temperatura do protótipo..... 63
Figura 28 - Controlador MT-350E Super..... 64
Figura 29 - EnergyLOG plus a) e transformador de corrente b)..... 65

Figura 30 - Refratômetro para medição da concentração de etilenoglicol..... 66
Figura 31 - Método para saber o volume do circuito secundário..... 66
Figura 32 - Capacitor para correção do fator de potência..... 67
Figura 33 – Triângulo de potências..... 68
Figura 34 - Representações esquemáticas equivalentes (a) e (b) do modelo ARX..... 71
Figura 35 - Representação esquemática do modelo ARMAX..... 71
Figura 36 - Representação esquemática do modelo OE..... 72
Figura 37 - Representação esquemática do modelo Box-Jenkis..... 72
Figura 38 - Estimativa de modelos polinomiais..... 75
Figura 39 - Seleção da ordem do modelo ARX..... 75
Figura 40 - Estimativa dos parâmetros do modelo ARX..... 76
Figura 41 - Mapa de pólos e zeros do modelo..... 77
Figura 42 - Fit dos modelos..... 79
Figura 43 - Procedimento para definir o modelo discreto linear e sintonizar o controlador ..... 81
Figura 44 - Sinais de saída(a) e entrada(b) do controle PI com Kp=2 e Ti=25..... 85
Figura 45 - Corrente do protótipo de refrigeração com Kp=2 e Ti=25..... 86
Figura 46 - Pressões do compressor que utiliza R404A como fluido de trabalho..... 86
Figura 47 - Temperaturas do protótipo de refrigeração..... 87
Figura 48 - Sinais de saída(a) e entrada(b) com resistência, mais Kp=2 e Ti=25..... 88
Figura 49 - corrente do protótipo de refrigeração..... 89
Figura 50 - Pressões do compressor que utiliza R404A como fluido de trabalho..... 89
Figura 51 - Temperaturas do protótipo de refrigeração..... 90
Figura 52 - Dados de saída(a) e entrada(b) para estimativa do modelo..... 92
Figura 53 - Ajuste Fit do modelo bj31221 aos dados de estimativa..... 93
Figura 54 – Dados de saída(a) e entrada(b) para validação do modelo bj31221..... 94
Figura 55 - Ajuste Fit do modelo bj31221 aos dados de validação..... 94
Figura 56 - Validação dinâmica..... 95

Figura 57 - Dados de saída(a) e entrada(b) de estimação do modelo com resistência..... 96
Figura 58 - Primeiro método de Ziegler Nichols..... 98
Figura 59 - Resposta ao degrau da função de transferência encontrada..... 98
Figura 60 - Ganho e período crítico(a) conforme Ziegler Nichols..... 100
Figura 61 - Potência térmica do EER..... 102
Figura 62 - Comparação do EER entre os controladores..... 104
Figura 63 - Sinais de saída(a) e entrada(b) com o controle Kp=16, Ti=23 e Td=3..... 104
Figura 64 - corrente do protótipo com o controle PID..... 105
Figura 65 - Pressões de alta e baixa do protótipo com controle PID..... 105
Figura 66 - Temperaturas do protótipo com controle PID..... 106
Figura 67 - Sinais de saída(a) e entrada(b) com o controle Kp=5, Ti=15..... 107
Figura 68 - Corrente do protótipo com controle: kp=5 e Ti=15..... 107
Figura 69 - Pressões do protótipo com controle: kp=5 e Ti=15..... 108
Figura 70 - Temperaturas do protótipo com controle: kp=5 e Ti=15..... 108
Figura 71 - Comparação do EER dos controladores obtido com o 1° método de Ziegler Nichols..... 109
Figura 72 - Comparação dos EER com 100% de carga térmica..... 111
Figura 73- Sinais de saída(a) e entrada(b) com o controle Kp=2 e Ti=63..... 112
Figura 74 - Sinais de saída(a) e entrada(b) com o controle Kp=2, Ti=38 e Td=9..... 112
Figura 75 - Sinais de saída(a) e entrada(b) com o controle Kp=2, ti=10..... 113
Figura 76 - Corrente do protótipo com controle: Kp=2 e Ti=10..... 114
Figura 77 - Pressões do protótipo com controle: Kp=2 e Ti=10..... 114
Figura 78 - Temperaturas do protótipo com controle: Kp=2 e Ti=10..... 115
Figura 79 - Trocador de calor da solução de etilenoglicol..... 117
Figura 80 - Forno de calibração ECIL BAT..... 128
Figura 81 - Esquema elétrico do protótipo de refrigeração..... 129
Figura 82 - Curva de calibração do sensor de temperatura 70..... 134
Figura 83: curva de calibração do sensor de temperatura 64..... 134
Figura 84 - curva de calibração do sensor de temperatura 61..... 135
Figura 85 - curva de calibração do sensor de temperatura 63..... 135
Figura 86 - curva de calibração do sensor de temperatura 62..... 135
Figura 87 - curva de calibração do sensor de temperatura 72..... 136

Figura 88- curva de calibração do sensor de temperatura 71..... 136
Figura 89 - curva de calibração do sensor de temperatura 65..... 136
Figura 90 - curva de calibração do sensor de temperatura 73..... 137

## LISTA DE TABELAS


Tabela 1 – Os 10 melhores modelos classificados com base na função de utilidade U(x)…….. 27
Tabela 2 - Avaliação dos modelos caixa branca e caixa preta ARX..... 29
Tabela 3 – Avaliação dos modelos caixa preta…….. 29
Tabela 4 - Qualidades dos fluidos refrigerantes..... 41
Tabela 5 - Propriedades da solução de etilenoglicol..... 42
Tabela 6 - Tabela do primeiro método Ziegler-Nichols..... 48
Tabela 7 - Tabela do segundo método de Ziegler Nichols..... 49
Tabela 8 – Especificações da unidade condensadora TUB-4040E do protótipo de refrigeração..... 57
Tabela 9 - Especificações da bomba utilizada no circuito secundário..... 59
Tabela 10 - Especificações do medidor de vazão Sea water flow sensor..... 60
Tabela 11 – Resoluções do controlador PCT –3001..... 62
Tabela 12 - Resoluções do controlador VX-950 plus..... 63
Tabela 13 - Especificações dos sensores de pressão Keller PA21-Y..... 64
Tabela 14 – Resoluções dos sensores de temperatura NTC SB41 da Full Gauge..... 64
Tabela 15 - Especificações do controlador MT-350E super..... 64
Tabela 16 - Resoluções do controlador EnergyLog plus para faixa de operação do Experimento..... 65
Tabela 17 - Especificações do transformador de corrente Elitek TC..... 65
Tabela 18 - Especificações balança CPS-modelo CC 100..... 66
Tabela 19 - Especificações do capacitor de correção do fator de potência..... 67
Tabela 20 - Incertezas de várias grandezas mensuradas..... 84
Tabela 21 - Polos e zeros do modelo polinomial bj31221..... 91
Tabela 22 - Parâmetros PID encontrados com o modelo bj31221..... 97
Tabela 24 - Controlador PID contínuo pelo primeiro método de Ziegler Nichols..... 99

Tabela 25 - Controlador discretizado obtido pelo primeiro método de Ziegler Nichols..... 99
Tabela 26 - Controlador contínuo obtido pelo método de Ziegler Nichols..... 100
Tabela 27 - Controlador discretizado obtido pelo segundo método de Ziegler Nichols..... 101
Tabela 28 - Comparação da eficiência obtida com o modelo discreto linear..... 103
Tabela 29 - Comparação da eficiência energética do controle com 1° método de Ziegler Nichols..... 109
Tabela 30 - Comparação da eficiência energética do controle com 2° método de Ziegler Nichols..... 110
Tabela 31- Legenda do esquema elétrico do protótipo de refrigeração..... 130
Tabela 32 - Medições do sensor 61..... 131
Tabela 33 - Medições do sensor 62..... 131
Tabela 34 - Medições do sensor 63..... 131
Tabela 35 - Medições do sensor 64..... 132
Tabela 36 - Medições do sensor 65..... 132
Tabela 37 - Medições do sensor 70..... 132
Tabela 38 - Medições do sensor 71..... 133
Tabela 39 - Medições do sensor 72..... 133
Tabela 40 - Medições do sensor 73..... 133
Tabela 41- Distribuição de t-Student..... 138
Tabela 42 - Dados para propagação de incertezas do EER..... 141
Tabela 43 – Ajuste do valor de K do display do medidor de vazão para água pura..... 145
Tabela 44 – Ajuste do valor de K do display do medidor de vazão para solução de etilenoglicol a 50 %..... 145

**SUMÁRIO**


| | | |
|---|---|---|
| **1** | **INTRODUÇÃO** | **18** |
| 1.1 | MOTIVAÇÃO | 19 |
| 1.2 | OBJETIVO GERAL | 19 |
| **1.2.1** | **Objetivos específicos** | 20 |
| 1.3 | ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO | 20 |
| **2** | **ESTADO DA ARTE** | **22** |
| 2.1 | CONTRIBUIÇÃO CIENTIFICA | 30 |
| **3** | **FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA** | **31** |
| 3.1 | INTRODUÇÃO À REFRIGERAÇÃO E AO CICLO DE CARNOT | 31 |
| 3.2 | CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR | 33 |
| 3.3 | COMPONENTES BÁSICOS DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR | 34 |
| **3.3.1** | **Compressor** | 35 |
| **3.3.2** | **Condensador** | 36 |
| **3.3.3** | **Evaporador** | 36 |
| **3.3.4** | **Dispositivo de expansão** | 37 |
| 3.4 | PROCESSOS DE SUPERAQUECIMENTO E SUB-RESFRIAMENTO EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO | 39 |
| 3.5 | FLUIDOS DE TRABALHO | 40 |
| **3.5.1** | **Fluidos refrigerantes** | 40 |
| **3.5.2** | **Óleos de lubrificação** | 41 |
| **3.5.3** | **Fluidos secundários** | 42 |
| 3.6 | INTRODUÇÃO A FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA E AO CONTROLE EM TEMPO CONTÍNUO | 43 |
| **3.6.1** | **Controle proporcional** | 44 |
| **3.6.2** | **Controle proporcional integral PI** | 45 |
| **3.6.3** | **Controle proporcional derivativo PD** | 46 |
| **3.6.4** | **Controle proporcional integral derivativo PID** | 46 |

3.7 MÉTODOS DE ZIEGLER – NICHOLS PARA SISTEMAS DE CONTROLE..... 47
**3.7.1 Primeiro método de Ziegler – Nichols.....** 47
**3.7.2 Segundo método de Ziegler – Nichols.....** 48
3.8 CONTROLE DISCRETO..... 49
**3.8.1 Conversores AD/DA.....** 50
**3.8.2 Dinâmica de sistemas discretos.....** 51
**4 METOLOGIA EMPREGADA..... 53**
4.1 METODOLOGIA EXPERIMENTAL..... 53
**4.1.1 Descrição do aparato experimental de refrigeração.....** 55
4.1.1.1 Sistema de controle e aquisição de dados do protótipo de refrigeração..... 60
4.1.1.2 Instrumentos de medição do protótipo de refrigeração..... 61
**4.1.2 Instrumentos de medição da concentração e massa da solução de etilenoglicol.....** 65
**4.1.3 Configuração elétrica do protótipo de refrigeração.....** 67
**4.1.4 Calibração dos instrumentos de medição.....** 69
4.2 METODOLOGIA ANALÍTICA NUMÉRICA – MODELAGEM..... 69
**4.2.1 Modelos discretos lineares.....** 69
**4.2.2 Método de predição de erro (PEM).....** 72
4.2.2.1 Estimativa dos parâmetros do modelo ARX..... 73
**4.2.3 Estimativa de modelos discretos lineares polinomiais com software MATLAB®.....** 74
**4.2.4 Critérios para validação do modelo.....** 78
**4.2.5 Validação dinâmica do modelo.....** 80
**4.2.6 Escolha do modelo discreto linear do dispositivo de expansão eletrônico.....** 80
**5 ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS..... 84**
5.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS DA BANCADA DE REFRIGERAÇÃO..... 84
**5.1.1 Comportamento energético da bancada de refrigeração com 0% de carga.....** 84

**5.1.2 Comportamento energético da bancada de refrigeração com 100% de carga..... 87**

**5.1.3 Resultados do modelo discreto linear – carga 0%..... 90**

5.1.3.1 Estimativa do modelo discreto linear do controle do dispositivo de expansão – 0% carga..... 91

5.1.3.2 Validação do modelo discreto linear do controle do dispositivo de expansão – 0% carga..... 93

**5.1.4 Resultados do modelo discreto linear – carga 100%..... 95**

5.2 PARÂMETROS PID OBTIDOS COM MODELO DISCRETO LINEAR E MÉTODO DE ZIEGLER NICHOLS PARA 0% E 100%..... 97

**5.2.1 Parâmetros PID com modelo discreto linear com 0% de carga..... 97**

**5.2.2 Parâmetros PID com método Ziegler Nichols para 0% de carga..... 97**

**5.2.3 Parâmetros PID com método Ziegler Nichols para 100% de carga..... 99**

5.3 COMPARAÇÃO ENERGÉTICA ENTRE OS PARÂMETROS PID DA VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA DO FABRICANTE E OS OBTIDOS COM O MODELO DISCRETO LINEAR E MÉTODOS DE ZIEGLER NICHOLS CONSIDERANDO CARGAS DE 0% E 100%..... 101

**5.3.1 Comparação energética entre os parâmetros PID obtidos e os do fabricante da válvula de expansão eletrônica – 0% carga..... 103**

**5.3.2 Comparação energética entre os parâmetros PID obtidos e os do fabricante da válvula de expansão eletrônica – 100% carga..... 110**

5.4 CONSIDERAÇÕES CRÍTICAS FINAIS SOBRE O MODELO DE CONTROLE PARA A VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA DO PROTÓTIPO DE REFRIGERAÇÃO..... 115

**6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 118**

6.1 CONCLUSÕES..... 118

6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS..... 120

**REFERÊNCIAS..... 121**

**APÊNDICE A – CURVA DE CALIBRAÇÃO DOS SENSORES DE TEMPERATURA DO PROTÓTIPO DE REFRIGERAÇÃO..... 128**

**APÊNDICE B – ANÁLISE DE INCERTEZA EXPERIMENTAL..... 138**

**APÊNDICE C - CALIBRAÇÃO DO MEDIDOR DE VAZÃO..... 145**

# 1 INTRODUÇÃO

O processo de refrigeração ficou cada vez mais requisitado devido ao crescimento populacional caracterizado por uma necessidade cada vez maior da cadeia do frio, desde a produção, transporte e comercialização de produtos para consumo alimentar. A refrigeração não está presente somente nas residências ou no comércio, mas nas indústrias em processos de fabricação, no entanto, a refrigeração precisa de controle que é empregado desde um simples refrigerador residencial para controlar sua temperatura, como também, em um processo industrial complexo.

Muitos produtos precisam de armazenamento em temperatura adequada, como é o caso das vacinas e medicamentos que perdem suas propriedades em temperaturas inapropriadas. Normalmente, grande quantidade de vacinas são armazenadas em câmaras fria, o controle e automação são essências para garantir a integridade dos produtos, com isso, alarmes de segurança para operação nos parâmetros padrão de funcionamento com controle de temperatura e umidade são alguns dos requisitos necessários para armazenamento das vacinas (JEFFERSON,2021).

Diversos estudos na literatura técnica apontam que a eficiência de sistemas de refrigeração pode ser aumentada melhorando alguns parâmetros, como por exemplo, carga de fluido refrigerante e temperatura de condensação e superaquecimento, possibilitando otimizar o processo de refrigeração. O controle de parâmetros e as estratégias de controle também podem ser utilizadas com essa finalidade. Muitos sistemas de refrigeração possuem controle e automação para melhorar o desempenho, sendo normal controlar a taxa de fluxo mássico do refrigerante por superaquecimento da sucção em um sistema de compressão a vapor (HUANG *et al.*, 2019;LI *et al.*, 2020).

Sistema de refrigeração por compressão a vapor tem seu superaquecimento definido para perfeito funcionamento do sistema, ou seja, o superaquecimento tem que estar na faixa de operação para o sistema ser eficiente. Um controle eficiente que consiga deixar o superaquecimento na faixa de trabalho adequada para melhor desempenho do sistema tem sido alvo de estudos e comparações. Vários fatores podem tirar o superaquecimento da faixa de trabalho ideal, com isso, simulações com diversas configurações são realizadas para avaliação com estudo do melhor controle (LUYBEN, 2019).

## 1.1 MOTIVAÇÃO

Devido à escassez dos recursos energéticos e com a alta dos preços do fornecimento de energia, a otimização dos sistemas de refrigeração tornou-se essencial não só para os grandes consumidores, mas para os pequenos também. Válvulas e parâmetros termodinâmicos operacionais do processo de refrigeração podem ser melhorados aumentando a eficiência e consequentemente diminuindo o consumo energético. Muitos equipamentos são vendidos com parâmetros de fábrica que podem ser otimizados, como válvulas de expansão eletrônicas que podem ter seu controle melhorado por diversos métodos de sintonia dos parâmetros de controle PID para a situação particular de cada consumidor de energia, melhorando assim a eficiência do processo com a sintonia do controle (PANOEIRO *et al.*, 2016; PEDERSEN *et al.*, 2017).

Neste trabalho, o dispositivo de expansão eletrônico escolhido para ser usado em um protótipo de refrigeração veio com os parâmetros de controle PID (Proporcional Integral Derivativo) configurados de fábrica, no caso, um controle PI (Proporcional Integral). Para que tivesse algum controle o ganho proporcional ficou mínimo e os outros parâmetros do controle PID foram zerados, com isso, experimentos foram realizados para coleta de dados em dois cenários experimentais. Com a coleta dos dados, algumas metodologias para sintonia do controle PID foram implementadas para otimização do controle da válvula de expansão eletrônica, com efeito, de melhorar o desempenho do protótipo de refrigeração que foi avaliado através da razão de eficiência energética (EER). Neste contexto, este trabalho pretende contribuir para formulação do conhecimento coletivo que pode ajudar os consumidores de energia a terem melhor proveito de seus maquinários elétricos com a otimização dos parâmetros PID.

## 1.2 OBJETIVO GERAL

Controlar um protótipo de refrigeração através da modificação dos parâmetros (Proporciona Integral Derivativo) PID de fábrica de uma válvula de expansão eletrônica com o intuito de aumentar a eficiência energética do processo de refrigeração.

### 1.2.1 Objetivos específicos

- ✓ Dimensionar e montar uma bancada de refrigeração para o analise experimental do desempenho do dispositivo de expansão eletrônico em função da variação da carga térmica aplicada;
- ✓ Desenvolvimento de um modelo caixa preta para a otimização dos parâmetros do dispositivo de expansão eletrônico do sistema de refrigeração;
- ✓ Implementação dos parâmetros otimizados do dispositivo de expansão eletrônico visando o desempenho energético do sistema de refrigeração;
- ✓ Publicação dos resultados em artigos científicos de congressos e revistas indexadas.

## 1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A dissertação está estruturada em 6 capítulos, bibliografia e apêndice conforme discriminação a seguir:

O capítulo 1 apresenta uma introdução sobre o trabalho, onde são apresentados a motivação e objetivos.

No capítulo 2 é relatado o estado da arte que apresenta uma série de trabalhos e estudos realizados nos últimos anos na área de sistemas de refrigeração, especificamente com utilização de fluidos secundários, Razão de Eficiência Energética (EER), superaquecimento, assim como também, controle PID e modelos caixa preta polinomiais discretos lineares.

No capítulo 3 ocorre a abordagem de conceitos teóricos da literatura para uma melhor compreensão dos experimentos que envolve a análise térmica e desenvolvimento de controle PID para dispositivo de expansão eletrônico de sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

O capítulo 4 apresenta o dimensionamento, construção, montagem do aparato experimental e metodologia empregada. Também ocorre breve descrição dos componentes principais, instrumentos, procedimento experimental dos ensaios do protótipo de refrigeração e dados preliminares. Também é relatado no capítulo 4 como foi definido o modelo caixa

preta com o software MATLAB® para sintonizar o controle PID, como também, uma breve apresentação dos modelos discretos lineares.

No capítulo 5 ocorre a análise e discussão dos resultados obtidos com os experimentos do protótipo de refrigeração.

O capitulo 6 apresenta as principais conclusões obtidas com o trabalho, assim como sugestões para trabalhos futuros relacionados com a análise térmica e desenvolvimento de controle PID para dispositivo de expansão eletrônico de sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

Após o capítulo 6 é apresentado a bibliografia utilizada neste trabalho.

Por último é apresentado o apêndice com os seguintes tópicos: a curva de calibração dos sensores de temperatura do protótipo de refrigeração; análise de incerteza experimental e calibração do medidor de vazão.

# 2 ESTADO DA ARTE

O capítulo a seguir apresenta uma série de trabalhos e estudos realizados nos últimos anos na área de sistemas de refrigeração, especificamente com utilização de fluidos secundários, Razão de Eficiência Energética (EER), superaquecimento, assim como também, controle PID e modelos caixa preta polinomiais discretos lineares: ARX (Auto Regressivo com Entradas Exógenas), ARMAX (Auto Regressivo com Média Móvel e Entradas Exógenas), OE (Erro na Saída) e BJ (BOX-JENKIS).

Fluidos secundários como solução de etilenoglicol são usados frequentemente em sistemas de refrigeração. Como por exemplo em ciclo de refrigeração regenerativa barocalórica ativa, onde o material no estado sólido atua como refrigerante e regenerador (APREA *et al.*, 2019). No exemplo supracitado, um fluido auxiliar como uma mistura de água e glicol é usado para transferir os fluxos de calor do sistema e após adição de 10% de nanopartículas de cobre a solução de etilenoglicol, ocorreu um aumento de 30% na transferência de calor. No mesmo contexto, o desempenho de um sistema aprimorado de refrigeração e bomba de calor por injeção de vapor foi experimentalmente investigado usando o fluido refrigerante R32 por Shuxue *et al.* (2013). o sistema de refrigeração experimental além de todo aparelhamento possuía um tanque de solução de glicol com resistência para simulação de carga térmica no evaporador. A capacidade de resfriamento foi avaliada através do EER (Razão de Eficiência Energética).

Para aumentar a eficiência energética dos sistemas de refrigeração é necessário a otimização do processo de transferência de calor e massa, assim como também, o desgaste mecânico do compressor e o superaquecimento do evaporador são parâmetros que devem ser controlados. O bom controle aumenta a estabilidade do processo de refrigeração a perturbações e aumenta o tempo de funcionamento nominal do sistema (LUYBEN, 2019; VINTHER *et al.*, 2012).

Com o objetivo de melhorar a eficiência energética, vários trabalhos direcionados no controle do fluxo mássico na otimização de sistemas de ar condicionado e de refrigeração vêm sendo realizados. Este fluxo de massa do refrigerante pode ser controlado através do superaquecimento de sucção, assim como, através de controles por temperatura de descarga do compressor (HUANG *et al.*, 2019). No trabalho apresentado em Chen e Yu (2018), onde foi utilizado uma variação na velocidade do fluido a ser resfriado no evaporador até certo

limite em função do aumento da troca de calor, e, portanto, melhorou o desempenho do sistema. Este tipo de controle é realizado utilizando diferentes dispositivos de expansão, tais como: válvulas termostáticas, pressostáticas e eletrônicas. Existem vários estudos relacionados a temperatura de evaporação com a variação do desempenho do sistema, os quais, mostram como o bom funcionamento e operação destes dispositivos podem melhorar a eficiência energética dos sistemas de refrigeração (ORUÇ; DEVECIOĞLU; ENDER, 2018; PANOEIRO *et al.*, 2016). Apesar da facilidade, e o baixo custo dos dispositivos de expansão do tipo termostáticos e pressostatos, estes dispositivos tem algumas limitações de operação, tipo de fluido, ação de controle, entre outras, o que tem levado à utilização de dispositivos mais robustos e com maior flexibilidade e versatilidade, neste caso, válvulas de expansão eletrônicas. As válvulas de expansão eletrônicas estão substituindo os dispositivos de expansão convencionais devido a sua resposta rápida as mudanças na operação, melhorando assim o superaquecimento e, portanto, a eficiência do sistema.

Para o gerenciamento e operação das válvulas eletrônicas, controles automáticos são empregados, sendo o controle PID (Controlador proporcional integral derivativo) o mais utilizado (MABU SARIF; ASHOK KUMAR; VENU GOPALA RAO, 2018). O controle PID é largamente usado nas indústrias de processo para controle de malha fechada. Isso ao fato do controle ter desempenhos satisfatórios com algoritmo simples para variados tipos de processos. Métodos experimentais como o de Ziegler Nichols vem sendo utilizado para definir os parâmetros PID do controlador (DARAZ *et al.*, 2017; SWAMY, 2013). Diversos métodos são usados para sintonizar os parâmetros do controlador PID, dentre eles os métodos baseados em técnicas de otimização bioinspirada, em especial a Colônias de Abelhas Artificiais (ABC), são relativamente novos no ajuste de controladores PID , assim como mostra o trabalho apresentado por Panoeiro *et al.* (2016), onde foi realizada uma adaptação através do uso de um controlador PID para ajustar em tempo real uma válvula de expansão eletrônica, sendo verificado a boa adequação à operação dinâmica do sistema, já que permite o bom rastreamento do ponto de ajuste, e, portanto, foi capaz de controlar o superaquecimento de forma eficiente, proporcionando uma melhor eficiência energética ao sistema. O controle do superaquecimento em sistemas de refrigeração através de controle PID é utilizado em função da relação positiva com a eficiência energética do sistema. Pedersen *et al.* (2017) propuseram uma análise utilizando três estratégias diferentes de controle do superaquecimento em um sistema de refrigeração em laboratório utilizando equipamentos reais, para obter o controle PI programado, controle funcional preditivo e controle funcional

preditivo usando rede neural. Foi verificado que o desempenho do sistema foi semelhante aos convencionais, porém a escolha da estratégia de controle pode ser motivada por outros parâmetros como sintonia e demandas por capacidade computacional.

Segundo Maia *et al*. (2014), os controladores PID de válvulas de expansão eletrônica podem estar mal ajustados ou colocados em operação com o ajuste de fábrica ocasionando um baixo desempenho e um ajuste adequado dos parâmetros PID com um modelo dinâmico obtido com testes experimentais melhora o desempenho do controlador. Maia *et al*. (2014) comparou um controle PID convencional com um PID adaptativo obtido com o modelo dinâmico implantado através de um algoritmo no microcontrolador e chegou à conclusão de que o controle PID adaptativo é mais eficiente do que o controle PID convencional para controlar o superaquecimento de um sistema de refrigeração por meio da válvula de expansão eletrônica.

No trabalho apresentado por Li *et al.* (2019), a Razão de Eficiência Energética (EER) foi utilizada como parâmetro de avaliação de diferentes fluidos refrigerantes (R717, R600a, R123yf e R134a) através do uso de um compressor linear isento de óleo em refrigeradores domésticos. Os resultados mostraram que o R717 teve maior capacidade de resfriamento. Apesar que o R600a obteve o EER extremadamente melhor, porém é limitado pela configuração mecânica do compressor, já que para atingir as mesmas capacidades frigoríficas dos outros fluidos refrigerantes seria necessário um compressor com maior capacidade, em função do baixo fluxo mássico de fluido refrigerante. O R1234yf mostrou-se uma alternativa viável para substituição do R134a.

Nos sistemas de refrigeração, a Razão de Eficiência Energética (ERR) vem sendo amplamente utilizada como parâmetro de verificação da eficiência após mudanças no controle e/ou até na carga do fluido refrigerante (LI *et al.*, 2020). A razão de eficiência energética (EER) do sistema de refrigeração pode ser calculada como uma razão entre a capacidade de refrigeração e o uso total de energia consumida. Neste sentido, Setiyo *et al.* (2018) apresentaram uma avaliação em laboratório de um protótipo do sistema de refrigeração de ½ ciclo de um veículo movido a GLP que mostrou efeito de refrigeração de mais de 1,2 kW. O valor real do EER obtido neste estudo foi de 2,72 com o intuito do sistema de refrigeração de ½ ciclo prometer ser aplicado aos veículos movidos a GLP como um esforço para reduzir o consumo de combustível e as emissões de escapamento. No mesmo contexto, Deymi-Dashtebayaz *et al.* (2018) realizaram uma análise experimental de um condicionador de ar tipo split de 12000 BTU/h de capacidade nominal, com o intuito de verificar a influência da

carga de massa de refrigerante (540g a 840g) e a temperatura ambiente de (27°C a 45°C) no comportamento do EER. Foi determinado um EER de 2,5 com uma carga de 640g de fluido refrigerante, sendo verificado que com o aumento da temperatura ambiente o EER decresce 30%.

Estratégias de controle mais adequadas em processos de refrigeração através de modelos matemáticos e estatísticos que representem as características dinâmicas podem reduzir custos e tempo através da simulação. Principalmente se envolve a preservação de produtos com alto valor agregado, no caso, simular modelos com boa representatividade do comportamento de um processo existente e/ou em desenvolvimento permitiria conhecer suas condições operacionais sem dispêndios com experimentos. Neste contexto, vários estudos relacionados à supervisão, controle, detecção de falhas, processamentos de sinais, sensores virtuais, controle de qualidade, redução de consumo energético, otimização, dentre outros vêm sendo estudados e implementados (Cezár *et al*., 2019; DANTAS *et al.*, 2016).

Aparecido *et al.* (2018) realizaram um estudo de identificação e estimação de um sistema real baseado na resposta do sensor de álcool MQ-3 onde foi mostrado o uso do System Identification Toolbox do MATLAB® que tem vários modelos para estimação de sistemas como função de transferência, ARX, ARMAX, modelo por espaço de estados, dentre outros. Fizeram o pré-processamento do sinal com filtros analógico e digital. O filtro analógico foi RC da série passa baixas constituído de resistor e capacitor para filtrar altas frequências, sendo o filtro digital média móvel. O modelo estimado foi comparado no Simulkink do MATLAB® para avaliar a resposta do modelo com o sistema real obtendo resultados coerentes.

Dantas *et al.,* (2016) apresentaram uma análise de uma planta piloto de refrigeração por compressão a vapor existente no Laboratório de Controle e Automação de Processos (LCAP) da FEQ/UNICAMP. Desenvolveram modelos lineares ARX e ARMAX para a predição da temperatura de evaporação (Te) de um sistema de refrigeração industrial utilizando como critérios de desempenho a Taxa de Redução de Erro (ERR) e o Erro Médio de Simulação (AOE) por meio do algoritmo FROLS. Para obter os dados de identificação e validação dos modelos, o protótipo de refrigeração foi equipado com sensores de temperatura Pt100, pressostatos, inversores de frequência e medidores de vazão mássica e volumétrica. A aquisição de dados foi realizada utilizando um Controlador Lógico Programável (CLP) por meio do protocolo de comunicação OPC (Open Platform Communications). Obtiveram os modelos ARX com menor número de termos e um erro médio de saída de 0,0419°C e o

modelo ARMAX com 23 termos e erro médio de saída de 0,0250°C. Devido o menor número de termos, o modelo ARX é mais adequado (DANTAS *et al.*, 2016).

Através do levantamento da literatura (YUSOFF *et al.*, 2018; SHAKOURI G; KAZEMI, 2016), pode ser percebido que os modelos matemáticos ARX e ARMAX são amplamente usados. Esses modelos tem sua funcionalidade em diferentes setores, tais como: processos energéticos (YUSOFF *et al.*, 2018), refrigeração (CÉZAR *et al*., 2019), inventário (RACHAD; NSIRI; BENSASSI, 2015), entre outros. No trabalho apresentado em Rachad, Nsiri e Bensassi (2015), usaram um sistema de estoque do depósito de uma empresa de distribuição de mercadorias, onde considerou itens pedidos e despachados para clientes como entradas do sistema e o nível do estoque como saída. Os parâmetros dos modelos foram estimados pelo método do erro de predição através de algoritmos de mínimos quadrados para minimizar o erro. A validação dos modelos foi pelos critérios de menor FPE (Erro Final de Predição de Akaike) e (Best Fit) melhor ajuste dos dados experimentais aos dados simulados, e foi verificado que o modelo linear ARMAX teve melhores ajustes e parâmetros.

Utilizando sistemas de refrigeração termoelétricos como base de operação, Saifizi *et al.* (2013) utilizaram modelos matemáticos arx e armax para encontrar os melhores parâmetros de um controlador PID. Foram analisadas várias composições de ordens dos modelos matemáticos implementados para o sistema termoelétrico com o intuito de otimizar os ajustes do controle proporcional integral e derivativo do sistema. Neste caso particular, o modelo ARX de ordem (2,1) foi melhor do que o modelo ARMAX de ordem (2,1,1) em termos de capacidade de adequação e resposta dos modelos em função dos dados medidos.

A escolha do melhor modelo entre os modelos ARX e ARMAX pode ter vários critérios para escolha e validação do modelo como taxa de redução de erro e erro médio de simulação. Levando em conta que modelos sobre parametrizados são suscetíveis a maior incerteza nos parâmetros, isto resulta em regimes dinâmicos espúrios com perda da generalidade do modelo quando simulado com outros dados experimentais (DANTAS *et al.*, 2016). Portanto, o trabalho apresentado em Mokhlis, Sadki e Bensassi, (2019) utilizou diferentes critérios de validação, tais como: melhor ajuste (Best Fit) dos dados do modelo aos dados experimentais e menor FPE (Erro Final de Predição de Akaike) para identificar o melhor modelo ARX e ARMAX de um servo motor.

Um estudo sobre o processo dinâmico de extração no qual o uso do software MATLAB® obteve o modelo ARX como representativo para resposta do processo real foi apresentado em Yusoff *et al.*, (2018). O modelo foi validado usando melhor ajuste denotado

como $R^2$, predição de um passo à frente, análise residual e de correlação, comparando o modelo estimado com os dados de validação. O modelo ARX111 foi escolhido na modelagem da temperatura do vapor para o processo de extração, onde o residual ficou entre -0,3 e 0,3, tendo o melhor ajuste $R^2$ de 97,68% e a raiz do erro médio quadrático RMSE de 0,0145.

Utilizando o modelo ARMAX, Shakouri G e kazemi (2016) apresentaram um estudo para prever a demanda de energia em setores residenciais e comerciais no Irã. O modelo proposto foi sistematicamente desenvolvido e selecionado com base em várias variáveis exógenas quantificadas. Um processo automatizado de tomada de decisão Fuzzy determinou o melhor modelo dentre 41472 modelos selecionados por meio de um abrangente esforço computacional despendido que estimou os parâmetros, resíduos e suas propriedades. Os critérios usados para avaliar e classificar os modelos são definidos da seguinte forma: função de perda V, Erro de Previsão Final de Akaike (FPE), ajuste definido como $R^2$ , Aptidão de simulação (FIT), que é calculado da mesma forma do $R^2$, testes de normalidade de Jarque-Bera (JB), estatísticas de independência Ljung-Box (LB), Brancura no domínio da frequência do sinal de erro, obtido por uma estimativa de seu espectro de potência (PS),estatísticas t de Student globais (GT), mínimo de estatísticas t de Student (Tmin), critério de dinâmica ou propriedade dinâmica índices: DC, Poder de previsão (PP) e poder de simulação( SP ). A Tabela 1 mostra os 10 melhores modelos com múltiplas entradas de 1 a 8 e diferenciação 0, sendo o modelo 24 o escolhido em primeiro lugar.

Tabela 1 – Os 10 melhores modelos classificados com base na função de utilidade U(x)

| N ° do mod. | D | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | U(x) | V | R | JB | GT | $T_{min}$ | DC | PP | SP |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 275 | 0 | 2 | 4 | 5 | 3 | 1 | 2 | 2 | 1 | 0,9427 | 0,03525 | 0,9962 | 0,5975 | 8,41 | 1,1134 | 0,9648 | 0,9994 | 0,9976 |
| 371 | 0 | 3 | 2 | 5 | 3 | 1 | 2 | 3 | 1 | 0,9447 | 0,03545 | 0,9961 | 0,3292 | 8,56 | 0,9577 | 1,0000 | 0,9992 | 0,9963 |
| 387 | 0 | 3 | 3 | 6 | 3 | 1 | 2 | 2 | 1 | 0,9448 | 0,02794 | 0,9970 | 1,3857 | 15,75 | 1,3861 | 0,9906 | 0,9988 | 0,9971 |
| 361 | 0 | 3 | 2 | 3 | 3 | 1 | 2 | 3 | 1 | 0,9456 | 0,03543 | 0,9961 | 0,3000 | 8,44 | 0,9529 | 1,0000 | 0,9992 | 0,9963 |
| 366 | 0 | 3 | 2 | 4 | 3 | 1 | 2 | 3 | 1 | 0,9456 | 0,03543 | 0,9961 | 0,3000 | 8,44 | 0,9529 | 1,0000 | 0,9992 | 0,9963 |
| 692 | 0 | 4 | 4 | 5 | 3 | 1 | 2 | 2 | 1 | 0,9487 | 0,03581 | 0,9962 | 1,0606 | 15,29 | 1,6312 | 1,0000 | 0,9993 | 0,9970 |
| 687 | 0 | 4 | 4 | 4 | 3 | 1 | 2 | 2 | 1 | 0,9488 | 0,03577 | 0,9962 | 1,0681 | 15,28 | 1,6252 | 1,0000 | 0,9993 | 0,9971 |
| 682 | 0 | 4 | 4 | 3 | 3 | 1 | 2 | 2 | 1 | 0,9488 | 0,03577 | 0,9962 | 1,0681 | 15,28 | 1,6252 | 1,0000 | 0,9993 | 0,9971 |
| 81 | 0 | 1 | 3 | 6 | 3 | 1 | 2 | 2 | 1 | 0,9500 | 0,03393 | 0,9963 | 0,7676 | 15,88 | 1,4529 | 1,0000 | 0,9995 | 0,9989 |
| 24 | 0 | 1 | 1 | 6 | 3 | 1 | 2 | 3 | 1 | 0,9572 | 0,03522 | 0,9963 | 0,5910 | 15,88 | 1,5923 | 0,9717 | 0,9994 | 0,9987 |

Fonte: (SHAKOURI G; KAZEMI, 2016)

Com o tempo pode surgir incompatibilidades do modelo caixa preta e a planta prejudicando o processo de controle. A coluna de destilação binária Wood and Berry foi usada em Uddin *et al.*(2016) como um estudo de caso para demonstrar a aplicação dos modelos ARX e ARMAX na detecção de incompatibilidades. Os resultados mostram que os modelos ARMAX fornecem maior precisão com menor ordem de modelos em comparação com o ARX resultando em menos complexidade computacional.

No setor de energias renováveis, estes modelos também tem sido utilizados por vários autores (LUGNANI *et al.*, 2020; SHAKOURI G; KAZEMI, 2016), isto devido aos distúrbios na rede de geração de energia em função da adição destas fontes renováveis, tais como: solar e eólica, reduzindo a inércia do sistema, o que leva à predição de constante inercial de unidades de geração usando sincrofasores. Em Luganani et al. (2020) foi empregado o modelo matemático ARMAX com o auxílio do Matlab® para estimar a constante de inércia. A validação do modelo foi por comparação da saída do modelo prevista com a saída medida para a janela de tempo de análise. Para ter um único valor que expresse a qualidade do modelo, a Raiz do Erro Quadrático Médio Normalizado (NRMSE) expresso em porcentagem foi usado na avaliação do modelo. O valor mínimo de ajuste foi definido dando um critério de confiança do modelo estimado e a inércia estimada. Os resultados estão todos acima de um limite de ajuste de 80%, resultando em um erro de estimativa menor que 10% (LUGNANI *et al.*, 2020).

A seleção dos dados de estimação do modelo são fundamentais para não gerar um modelo desajustado a sua real finalidade. Klingspor, Hansson e Löfberg (2018) investigaram uma seleção de dados de entradas de estimativa em modelos ARX em comparação com a solução de mínimo quadrados para avaliar as entradas que seriam desprezadas para melhor estimativa do modelo. Neste contexto, Romero-Ugalde *et al.* (2019) usaram gasto energético, carboidrato e insulina como entradas do modelo ARX para prever glicose intersticial(IG) e salientou que dados coletados há muito tempo podem não representar a dinâmica pois a fisiologia dos pacientes evolui com o tempo, como também, os dados tem que ser escolhidos corretamente. Para estimar os parâmetros do modelo usaram o algoritmo de mínimo quadrados e Erro Final de Previsão de Akaike (FPE) para evitar sobre parametrização. Usaram Raiz do Erro Médio Quadrático (RMSE) para medir a precisão do modelo e com dois conjuntos de dados obtiveram os melhores modelos com seus RMSE respectivamente: 16,7±15,6mg/dL e 7,8±4,5mg/dL, sendo o último com melhor precisão do que os encontrados na literatura.

Segundo François *et al*. (2020) apresentou um método para avaliar a resistência térmica da parede do edifício com o aquecimento do ar interno por várias horas onde várias medições de temperaturas e fluxo de calor acontecem para avaliar os modelos propostos: caixa branca proveniente da derivação da equação de calor e ARX caixa preta. A Tabela 2 mostra os resultados e modelo caixa branca foi melhor que o modelo ARX caixa preta.

Tabela 2- Avaliação dos modelos caixa branca e caixa preta ARX

| Modelos ( ✓=sim, x=não, x ✓=não é verdadeiro em todas configurações, NA=não aplicável) | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Modelos | A | B | C+D | A’ | B’ | C’ |
| Caixa branca(W) ou caixa preta(B) | W | W | W | B | B | B |
| Somente medidas superficiais | ✓ | x | ✓ | ✓ | x | ✓ |
| Somente medidas internas | ✓ | x | x | ✓ | x | x |
| Robustez para variações Te em [0,5] K | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | NA | NA |
| Robustez para variações Te em [5,15] K | x ✓ | ✓ | ✓ | x ✓ | NA | NA |
| Duração mínima do experimento(h) | ≈6 | ≈6 | ≈6 | ≈2 | NA | NA |

Fonte: (FRANÇOIS *et al*., 2020)

Foi realizado um estudo para propor um modelo caixa preta para prever com precisão a temperatura da água gelada em um sistema com um chiller de compressão de vapor. O modelo usa variáveis como a velocidade do compressor e a temperatura da água. A Tabela 3 mostra os resultados de vários modelos caixa preta lineares, onde o BJ obteve melhor resultado com maior percentagem de ajuste aos dados experimentais (ROMERO; NAVARRO-ESBRÍ; BELMAN-FLORES, 2011)

Tabela 3 – Avaliação dos modelos caixa preta

| Qualidade da predição do modelo | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Validação experimental | BJ | AMX | OE | ARX |
| 1[480-460]rpm | 69,92% | 71,17% | 68,65% | 69,88% |
| 2[520-500]rpm | 73,79% | 70,15% | 71,38% | 63,72% |
| 3[540-520]rpm | 68,64% | 68,11% | 65,77% | 65,40% |
| 4[560-540]rpm | 76,32% | 62,59% | 66,31% | 52,85% |

Fonte: (ROMERO; NAVARRO-ESBRÍ; BELMAN-FLORES, 2011)

Uma revisão bibliográfica feita por Afroz *et al.* (2018) verificou que vários pesquisadores usaram modelos caixa preta lineares, como ARX, ARMAX, BJ e OE para prever a temperatura ambiente e a umidade relativa de diferentes escritórios em edifícios. Uma pesquisa que investigou diferentes estruturas lineares paramétricas, como BJ, ARX,

ARMAX e OE para identificar a umidade e o comportamento térmico de um escritório em um moderno prédio comercial teve previsões boas com os modelos, mas o BJ foi o melhor. Em semelhança, outra pesquisa para prever a temperatura da água gela em um sistema com chiller de compressão de vapor de velocidade variável, onde foram avaliados modelos polinomiais discretos lineares, teve o modelo BJ como o mais preciso.

## 2.1. CONTRIBUIÇÃO CIENTIFICA

Foi observado em consulta de trabalhos realizados que a sintonia adequada do controlador PID pode ser adquirida com experimentos para achar um modelo dinâmico e implantar o algoritmo no microcontrolador e o PID adaptativo tem melhor controle do que o convencional para uma válvula de expansão eletrônica. Muitos estudos estão inovando e aperfeiçoando o controle PID da válvula de expansão eletrônica como técnicas de otimização bioinspirada e rede neural. No entanto, muitos consumidores de energia não tem o conhecimento necessário e nem os equipamentos e aparatos para implementar estas técnicas de controle, pois muitos microcontroladores que são vendidos com a válvula de expansão eletrônica não possuem o código de programação aberto, ou seja, não permitem implantação de algoritmo e grande parte dos consumidores usam equipamentos mais simples de fácil manuseio com preço acessível.

Mostrar de maneira simples técnicas de sintonia do controle PID para muitos consumidores de energia que não possuem conhecimento e equipamentos para implantar um controle mais complexo como o adaptativo. Com a demonstração quantitativa da melhoria alcançada pela sintonia do controle PID través da razão de eficiência energética (EER) de um protótipo de refrigeração, conscientizar e gerar interesse que a otimização do controle pode melhorar o desempenho de máquinas elétricas reduzindo o gasto desnecessário de energia, pois existe a falta desta demonstração nos trabalhos consultados.

# 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

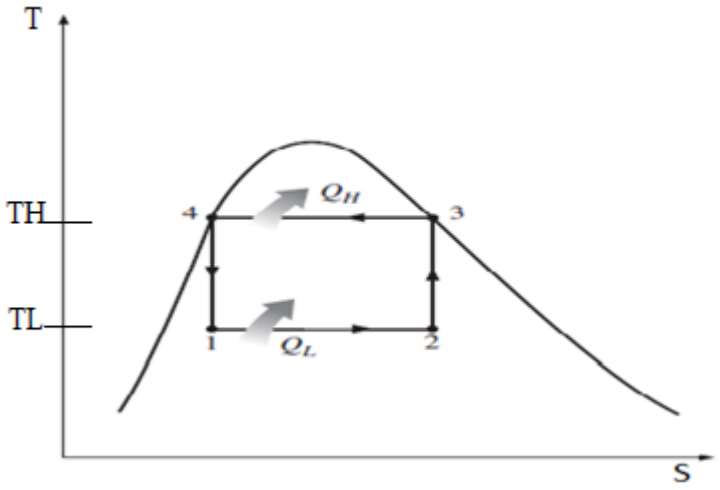
Este capítulo aborda conceitos teóricos da literatura para uma melhor compreensão dos experimentos que envolve o controle e otimização de um protótipo de refrigeração.

## 3.1 INTRODUÇÃO À REFRIGERAÇÃO E AO CICLO DE CARNOT

A finalidade de um sistema de refrigeração é remover calor de um ambiente por intermédio de um fluido refrigerante que vai retirar o calor do produto que estiver presente neste ambiente. O calor é energia em trânsito que flui naturalmente de um corpo de maior temperatura para um de menor temperatura, no entanto, o ciclo de refrigeração precisa de trabalho fornecido ao sistema para funcionar, pois vai retirar calor de um lugar de menor temperatura para outro de maior temperatura.

O Ciclo de Carnot em refrigeração mostrado na Figura 1 é um ciclo ideal (reversível), em cada processo de mudança de temperatura do ciclo, a entropia é constante e tem duas temperaturas fixas, no caso, TH e TL, sendo TL a menor temperatura. O melhor Coeficiente de Performance (COP) é o do ciclo de Carnot que também pode ser chamado de Coeficiente de Performance Reversível (COPrev.). Porque não tem variação no sistema e nem na vizinhança, ou seja, sem perdas, mas serve de modelo comportamental para o ciclo real de refrigeração. Na Figura 1, o fluido refrigerante absorve calor isotermicamente de uma fonte de baixa temperatura TL em quantidade QL no processo 1-2, sendo comprimido isentrópica mente no processo 2-3, onde a temperatura eleva-se para TH e seu estado é vapor saturado. O calor é rejeitado isotermicamente na temperatura TH em quantidade QH no processo 3-4 até se transformar em líquido saturado e expandir isentrópicamente até o estado 1 que tem a temperatura TL (ÇENGEL; BOLOS, 2012).

Figura 1 - Ciclo de Carnot em refrigeração




Fonte: (Adaptado de ÇENGEL; BOLOS, 2012)

No ciclo reversível o calor Q é a temperatura T multiplicada pela variação de entropia ΔS, sendo o trabalho W a diferença do calor em TH e TL, no caso, $w = QH - QL$.Como mostrado na Equação 3.1, as entropias são iguais em $S1 = S4\ e\ S2 = S3$, com isso, o (COPrev.) no ciclo de refrigeração fica conforme a Equação (3.1).

$$COPrev. = \frac{QL}{W} = \frac{TL(S2-S1)}{(TH-TL)(S2-S1)} = \frac{TL}{TH-TL} \tag{3.1}$$

Sendo o COP real a potência térmica retirada pelo evaporador, no caso de refrigeração e a potência térmica liberada para o reservatório quente se for bomba de calor, sendo a potência térmica dividida pela potência do trabalho do compressor fornecido ao sistema. A eficiência η de um sistema de refrigeração por compressão de vapor é a razão do COP real pelo COP de Carnot, no caso, o $COPrev$ conforme a Equação 3.2.

$$\eta = \frac{\text{COP}}{COPrev} \tag{3.2}$$

A razão de eficiência energética EER é a razão da energia térmica retirada pelo evaporador pela energia elétrica consumida e serve para medir a performance do sistema de refrigeração por compressão de vapor, sendo normalmente usada em aparelhos de ar condicionado. Diferente do COP, o EER não é adimensional, pois tem $\frac{BTU}{wh}$ como unidade e as Equações 3.3 e 3.4 mostram o EER teórico e o EER real.

$$EER_{teórico} = 3{,}412.COP_{Carnot} \quad (3.3)$$

$$\text{EER} = \frac{Energia\ térmica\ retirada}{Energia\ elétrica\ consumida} \quad (3.4)$$

## 3.2 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

O ciclo de refrigeração é constituído por 4 estágios bem definidos que compreendem os processos de compressão, condensação, expansão e evaporação. No processo de compressão o fluido refrigerante tem o seu volume reduzido, provocando o aumento da pressão e da temperatura. No ciclo ideal, este processo é isentrópico e adiabático, mas no ciclo real não é isentrópico e nem adiabático devido a perda de calor da compressão para o meio externo. No entanto, a perda de calor na compressão pode ser considerada desprezível em relação ao trabalho realizado. No ciclo de Carnot o fluido é comprimido até vapor saturado, mas no ciclo real é comprimido até vapor superaquecido.

Na condensação o fluido refrigerante é resfriado isotermicamente em pressão constante até chegar ao estado de líquido saturado. No ciclo real vai até o estado de líquido sub-resfriado, no qual, houve mudança de temperatura para abaixo da temperatura de saturação em alta pressão.

A pressão do fluido refrigerante é reduzida no processo de expansão, com efeito, de parte do mesmo evaporar para o fluido ser uma mistura de líquido e vapor. No ciclo ideal este processo é isentrópico e isentálpico, mas no ciclo real é isentálpico e não isentrópico.

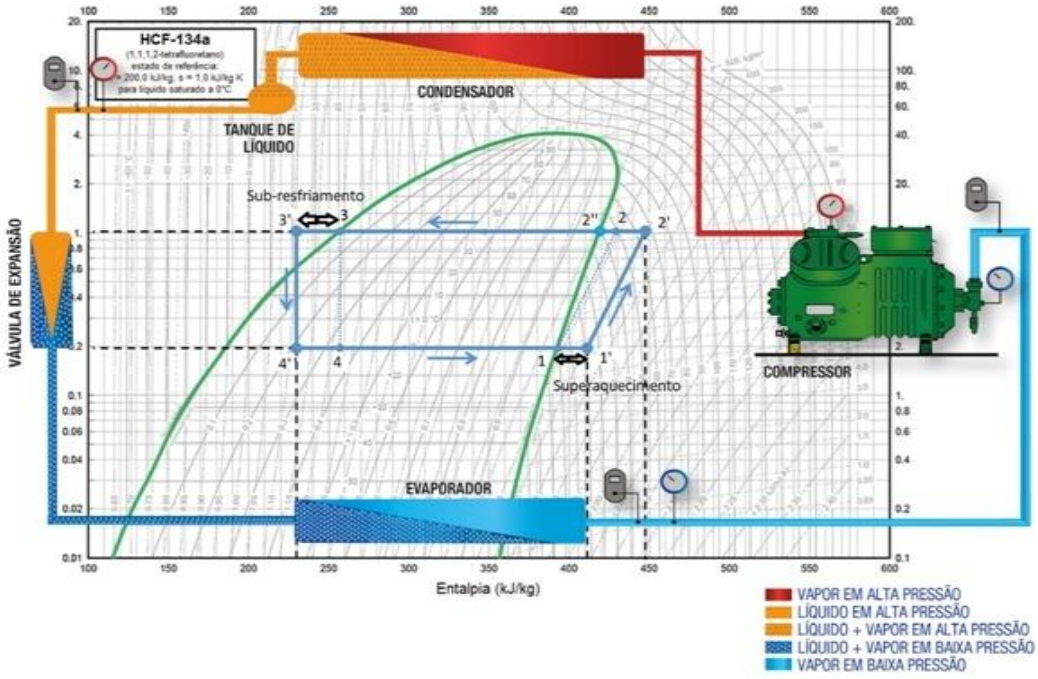
No processo de evaporação, o líquido da mistura líquido e vapor é evaporado isotermicamente em pressão constante até vapor saturado no ciclo ideal. No ciclo real é evaporado até vapor superaquecido, ou seja, houve mudança de temperatura acima da temperatura de saturação em baixa pressão.

A refrigeração por compressão a vapor precisa de um compressor para colocar um fluido refrigerante em movimento no ciclo fechado de refrigeração, onde esse fluido passa pelos componentes do sistema que são o compressor, condensador, dispositivo de expansão e

evaporador para ocorrer a mudança de estado físico do fluido e consequentemente ocorrer a transferência de calor.

O diagrama de Mollier mostrado na Figura 2 é bastante usado devido a entalpia ser basicamente a quantidade de toda energia adquirida pelo fluido e está relacionada com a variação de pressão, volume e energia interna.

Figura 2 – Ciclo de refrigeração no diagrama de Mollier




Fonte: Adaptado de (HEATCRAFT, 2014)

## 3.3 COMPONENTES BÁSICOS DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR

Para que um sistema simples de refrigeração por compressão a vapor funcione, o sistema tem que ter pelo menos estes quatro componentes: compressor, condensador, evaporador e dispositivo de expansão.

### 3.3.1 Compressor

O compressor no sistema de refrigeração tem a função de succionar e comprimir o fluido refrigerante. Abaixo segue segundo Frigocenter (2019), os tipos mais encontrados de compressores.

- Alternativo hermético: A compressão do fluido refrigerante é feita por um pistão que fica dentro de um cilindro e o motor é acoplado não permitindo manutenção no compressor, no caso, é realizado a troca do mesmo em caso de problema.
- Alternativo semi-hermético: A compressão do gás é feita por um pistão que fica dentro de um cilindro e o motor é acoplado, mas permiti manutenção.
- Alternativo aberto: A compressão do gás é feita por um pistão que fica dentro de um cilindro e o motor não é acoplado, tendo sua transmissão por eixo ou correia e polia. Esse tipo de compressor permiti manutenção.
- Alternativo de duplo estágio de compressão; permiti uma grande razão de compressão e alcança baixas temperaturas.
- Centrífugo: Possui um propulsor de alta velocidade com muitas pás, elas giram em um alojamento succionando e comprimindo o fluido refrigerante.
- Rotativo: Tem um rotor excêntrico que gira dentro de um cilindro succionando e comprimindo o fluido refrigerante.
- Scroll: Possui duas partes separadas e em formato espiral, sendo que uma delas fica fixa e a outra gira contra ela inversamente.
- Parafuso semi-hermético: Tem dois rotores em forma de parafuso, sendo eles macho e fêmea que sãointerligados e giram em sentido contrário um do outro. O motor é acoplado, mas permiti manutenção.
- Parafuso aberto: Tem dois rotores em forma de parafuso, sendo eles macho e fêmea que são interligados e giram em sentido contrário um do outro. O motor não é acoplado, tendo sua transmissão por eixo e permiti manutenção.

### 3.3.2 Condensador

No condensador por passagem de um fluido resfriador o vapor superaquecido será liquefeito. Estão elencados abaixo os condensadores que podem ser resfriados a água, evaporativos e resfriados a ar, segundo Ficfrio (2016).

- Resfriados a água: Podem ser casco e tubo, de placas ou tube in tube. O casco e tubo é formado por uma carcaça e tubos, onde o fluido refrigerante entra na parte superior na carcaça e condensa em contato com os tubos onde passam a água, logo após, o fluido refrigerante sai pela parte inferior na forma líquida. O de placas é o mais eficiente devido aumento da área de contato. E como o nome diz, o tube in tube são dois tubos, um dentro do outro trocando calor entre os dois fluidos, no caso, o de maior diâmetro passa água.
- Evaporativos: Os condensadores evaporativos são formados por uma espécie de torre de resfriamento, onde tem no seu interior feixes de tubos os quais passam o fluido refrigerante. Bicos injetores pulverizam água nos feixes de tubos e a água escoa em contra corrente com o ar em direção a bacia do condensador. O fluido refrigerante condensa com o contato da água nos tubos e parcela da água evapora, num mecanismo que combina transferência de calor e massa entre a água e o ar.
- Resfriados a ar: Os condensadores resfriados a ar utilizam o ar como fluido resfriador, podendo ter a convecção natural ou forçada. Construídos com tubos, aletas e coifa com motor elétrico acoplado, para circulação forçada do ar.

### 3.3.3 Evaporador

O evaporador é um trocador de calor em que o fluido refrigerante vai evaporar tirando calor do meio a ser refrigerado. Abaixo estão descritos os tipos de evaporadores segundo IFSC [201-].

- Evaporadores secos: O fluido refrigerante em uma mistura de líquido e vapor entra no evaporador através de um dispositivo de expansão e logo após, ocorre a evaporação do líquido com superaquecimento do vapor.

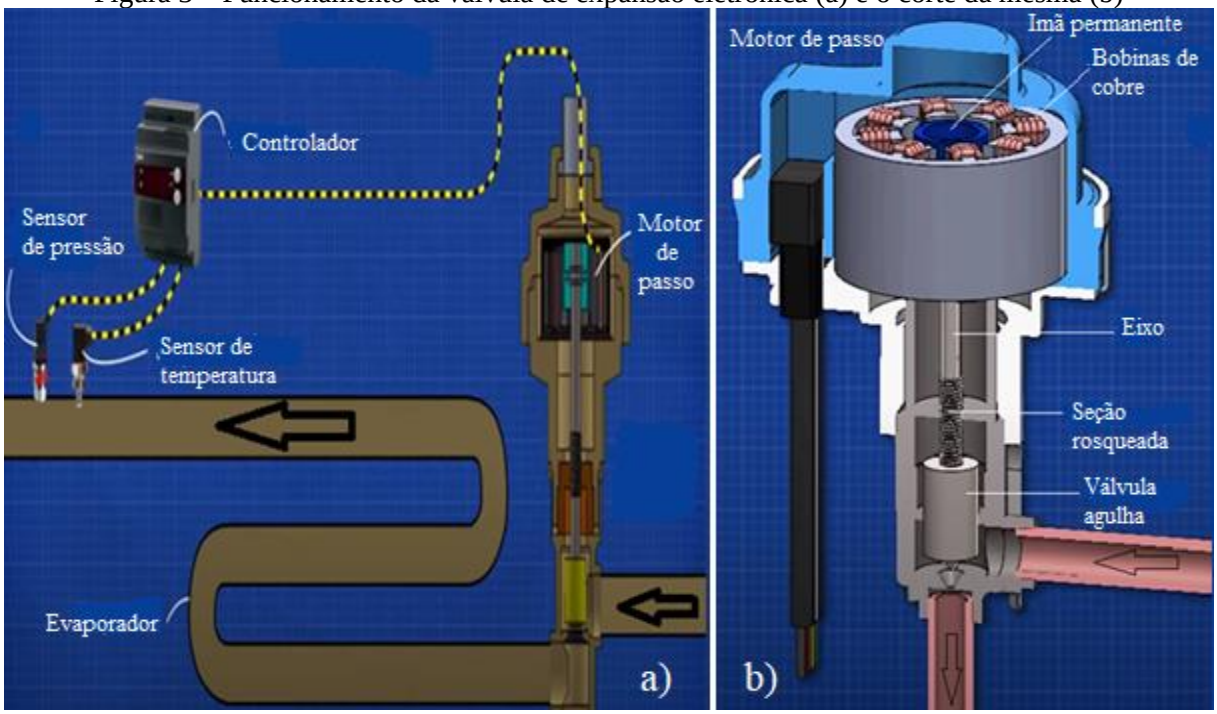
- Evaporadores inundados: O fluido refrigerante na forma líquida após entrar no evaporador por um dispositivo de expansão tipo boia, escoa pelos tubos do evaporador retirando calor e parte do refrigerante evapora formando uma mistura que vai para o separador de líquido.
- Evaporadores com circulação natural de ar: Ficam na parte superior, já que a troca de calor é por convecção natural. Podem ser construídos em tubos de cobre, aço, alumínio ou aço inox, sendo aletado, as aletas podem ser nestes materiais.
- Evaporadores com circulação forçada de ar: São construídos por uma serpentina aleta e ventiladores, montados em um gabinete compacto.
- Evaporadores casco e tubo: São para resfriar líquidos, no caso de serem inundados, o fluido refrigerante escoa por fora dos tubos e o líquido a ser resfriado escoa por dentro dos tubos. O fluido refrigerante escoa por dentro dos tubos e o líquido por fora quando há expansão direta ou recirculação por bomba.
- Evaporadores casco e serpentina: Usados para resfriar líquidos com o fluido refrigerante escoando por dentro dos tubos e o líquido a ser resfriado por fora. Apresenta baixo coeficiente de transferência de calor, sendo seu uso limitado a instalações de pequena capacidade ou em resfriadores intermediários.
- Evaporadores cascata ou Baudelot: Para resfriamento de líquidos são configuradas séries de tubos ou placas, onde o fluido refrigerante escoa no interior e o líquido a ser resfriado escoa na parte externa dos tubos ou placas como uma cascata.
- Evaporadores de placa: Com a finalidade de resfriamento de líquidos, esses evaporadores são construídos a partir de lâminas planas de metal interligadas por curvas de tubo soldadas a placas contíguas. Também podem ser placas rebaixadas ou ranhuras e soldadas entre si. Apresentam um alto coeficiente de transferência global.

### 3.3.4 Dispositivo de Expansão

Os dispositivos de expansão têm a função de reduzir a pressão do fluido refrigerante com a redução da temperatura e evaporação de parte do mesmo. Segundo Antônio [201-] e Ferraz (2008), os dispositivos de expansão usados em refrigeração são esses descritos abaixo.

- Tubo capilar: Consiste em um tubo que varia seu tamanho de 1 a 6 metros e seu diâmetro de 0,5 a 3 milímetros. O comprimento e diâmetro do tubo depende das condições de projeto.
- Válvula de expansão automática: A válvula possui um parafuso de regulagem, uma mola, um diafragma ou fole, a haste da válvula que se apoia no diafragma, o obturador com formato cônico, o orifício e a sede da válvula onde se apoia o obturador. Um filtro ou tela que evita a entrada de impurezas é normalmente instalado na entrada do líquido vindo do condensador. A finalidade da válvula é manter uma pressão de evaporação constante e, portanto, a temperatura de evaporação, alimentando mais ou menos refrigerante de acordo com a carga térmica imposta ao evaporador. É possível fazer ajustes na válvula pelo parafuso de regulagem para a pressão de evaporação desejada conforme projeto.
- Válvula de expansão termostática: Possui um diafragma ou fole, uma haste que se apoia no diafragma, o obturador de forma cônica, o orifício com sua sede onde se apoia o obturador, a mola e o parafuso de regulagem que permite variar a tensão da mola. A cabeça da válvula está ligada a um tubo de pequeno diâmetro na extremidade do qual fica o bulbo termostático que armazena um fluido chamado carga termostática. O fluido do bulbo termostático dilata ou contrai o diafragma de acordo com a carga térmica para passar mais ou menos fluido refrigerante. A função da válvula de expansão eletrônica é reduzir a pressão, controlar a quantidade de fluido refrigerante no evaporador e o superaquecimento.
- Válvula de expansão eletrônica: Este tipo de válvula tem a haste com agulha comandada por um motor de passo acionado por pulsos gerados por um controlador eletrônico. O motor descreve uma pequena fração de rotação (passo) para cada sinal emitido pelo controlador podendo executar uma quantidade de passos por segundo. A válvula tem sua abertura modulada de acordo com o superaquecimento que é medido por transdutores de pressão e temperatura do controlador. A Figura 3a mostra o funcionamento da válvula de expansão eletrônica e a Figura 3b mostra a mesma em corte. Essa válvula reduz a pressão, controla a quantidade de fluido refrigerante no evaporador e o superaquecimento.

Figura 3 – Funcionamento da válvula de expansão eletrônica (a) e o corte da mesma (b)




Fonte: (adaptado de THEENGENEERINGMINDSET,2021)

## 3.4 PROCESSOS DE SUPERAQUECIMENTO E SUB-RESFRIAMENTO EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

A diferença entre a temperatura do vapor superaquecido e a temperatura do vapor saturado é o superaquecimento. No ciclo de refrigeração real o superaquecimento evita a possibilidade de o compressor comprimir o fluido refrigerante na forma líquida, pois iria danificá-lo. Alguns fabricantes estipulam o superaquecimento que seus equipamentos trabalham com a melhor eficiência energética e segurança.

Segundo Silva (2004), O superaquecimento útil ou estático é medido logo após o evaporador em torno de 3 a 7K, enquanto, o superaquecimento total medido na sucção do compressor varia de 8 a 20K. O superaquecimento baixo tem maior quantidade de refrigerante na forma líquida que pode aumentar a diluição do óleo no compressor e consequentemente diminuir suas propriedades de lubrificação, como também, certa quantidade de líquido danifica o compressor por golpe de líquido.

Um superaquecimento alto provoca alta temperatura de descarga com temperatura elevada do compressor e dependendo da temperatura as propriedades de lubrificação do óleo

são comprometidas. Peças mecânicas no compressor com deficiência de lubrificação e alta temperatura sofrem dilatações excessivas não estipuladas para o perfeito funcionamento (SILVA, 2004).

No sistema de refrigeração o superaquecimento pode variar bastante devido distúrbios no sistema como variação da carga térmica. Com isso, a válvula de expansão eletrônica pode ser uma boa escolha como dispositivo de expansão para deixar o superaquecimento mais estável a esses distúrbios, pois usa seus parâmetros de controle para automatizar o ciclo de refrigeração. A válvula abre ou fecha para o fluido refrigerante passar para o evaporador de acordo com os parâmetros configurados para preservar o melhor superaquecimento.

O sub-resfriamento é a diferença entre a temperatura do líquido saturado e a temperatura do líquido resfriado abaixo da temperatura de saturação na saída do condensador. É necessário no ciclo real de refrigeração para garantir que não chegue vapor no dispositivo de expansão e também aumenta a capacidade de refrigeração do ciclo.

## 3.5 FLUIDOS DE TRABALHO

Vários fluidos de trabalhos são utilizados em sistemas de refrigeração e/ou climatização, tais como: fluidos refrigerantes, óleos de lubrificação e fluidos secundários.

### 3.5.1 Fluidos refrigerantes

Existe propriedades desejáveis em um fluido refrigerante no sistema de refrigeração, pois sua função é transferir calor de um ambiente para o outro. O fluido refrigerante deve ter zero potencial de destruição da camada de ozônio (ODP), como também, zero ou baixo potencial de aquecimento global (GWP). É desejável que o fluido refrigerante tenha uma boa eficiência volumétrica com um bom coeficiente de performance no sistema de refrigeração (ORUÇ; DEVECIOGLU; ENDER, 2018).

É desejável no fluido refrigerante essas peculiaridades: um grande calor de vaporização, quimicamente estável, miscível com o óleo refrigerante, não corrosivo, não

inflamável, baixa pressão de vapor e acima da pressão atmosférica, temperatura do ponto crítico elevada em relação a de trabalho e baixa razão de compressão no sistema de refrigeração (MAKHNATCH *et al.*, 2017; GARCIA, 2019).

A Tabela 4 mostra os fluidos refrigerantes mais comumente usados em sistemas de refrigeração e algumas de suas qualidades.

Tabela 4 - Qualidades dos fluidos refrigerantes

| Refrigerantes | GWP | Inflamabilidade | Toxicidade | Preço do refrigerante | Preço do sistema | Eficiência teórica do sistema |
|---|---|---|---|---|---|---|
| HFCs | Alto | Não | Não | Moderado | Baixo | Boa |
| Hidrocarbonetos | Baixo | Sim | Não | Baixo | Baixo para médio | Boa |
| Dióxido Carbono | Baixo | Não | Só em alta concentração | Baixo | Médio | Média |
| Amônia | Baixo | Pode haver ignição | Sim | Baixo | Médio para alto | Boa |

Fonte: (PEIXOTO, [2010?])

### 3.5.2 Óleos de lubrificação

Os óleos lubrificantes podem ser minerais, semissintético e sintéticos. Os minerais são para uma temperatura de evaporação do sistema de refrigeração de até -15°C, enquanto os semissintéticos e sintéticos chegam até -50°C. Na escolha do lubrificante deve se levar em conta a miscibilidade com o fluido refrigerante, temperatura de descarga e evaporação do sistema para ver se o lubrificante mante suas propriedades para lubrificação (REVISTA DO FRIO,2006).

Algumas qualidades na escolha do lubrificante no sistema de refrigeração devem ser observadas como estabilidade química nas temperaturas de descarga, condensação e evaporação do sistema de refrigeração. O óleo lubrificante também deve ter: boa rigidez dielétrica (Kv), boa viscosidade (SSU), baixo ponto de fluidez e ponto de floculação abaixo do ponto de fluidez (FRIOTECH, 2003).

Existem vários cuidados com os óleos lubrificantes, como evitar contaminações com ar, água e sujidades para evitar oxidações, como também, mudanças no pH. Outro cuidado é a viscosidade do óleo, pois diminui com o aumento da temperatura, filmes de óleo tem grande probabilidade de serem destruídos em peças mecânicas com temperaturas entre 85°C e 95°C,

no caso, pode ocorrer contato de metal com metal. A temperatura de descarga não pode exceder 125°C, pois a área de compressão do compressor que tem temperatura maior já apresenta processo de decomposição do óleo (SILVA,2004).

### 3.5.3 Fluidos secundários

O fluido secundário em sistemas de refrigeração vai ser o meio de transporte do calor do ambiente ou produto que queira refrigerar. Em sistemas que não podem ter risco de contaminação do produto com o fluido refrigerante ou lubrificante que na maioria dos casos é miscível com o fluido, esses fluidos secundários resolvem o problema e podem ser água ou soluções para temperaturas abaixo do ponto de fusão da água. Mas sistemas de termo acumulação, onde a finalidade é a economia de energia, também se usa fluido secundário para refrigeração, como também, em sistemas que necessitam de mais contato do fluido secundário com o produto ou meio que se deseja refrigerar.

Um fluido secundário tem que ter boas propriedades, a solução de etilenoglicol é um fluido muito usado em sistemas de refrigeração devido algumas de suas propriedades expressas na Tabela 5. Ele é muito usado em sistemas de refrigeração de temperaturas abaixo do ponto de fusão da água, pois a solução de etilenoglicol dependendo da concentração alcança baixo ponto de fusão.

Tabela 5 - Propriedades da solução de etilenoglicol

| Propriedades termo físicas da solução de etilenoglicol a 4°C | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Concentração da solução [%] | Ponto de fusão [°C] | Massa específica [k/m$^3$] | Calor específico [kJ/kg.k] | Condutividade térmica [ W / m.k ] |
| 20 | -7,87 | 1031,6 | 3,809 | 0,4819 |
| 30 | -14,01 | 1047,1 | 3,641 | 0,4431 |
| 40 | -22,28 | 1061,9 | 3,462 | 0,4075 |
| 50 | -33,70 | 1076,3 | 3,268 | 0,3748 |

Fonte: (MEDEIROS; BARBOSA; FONTES; 2010)

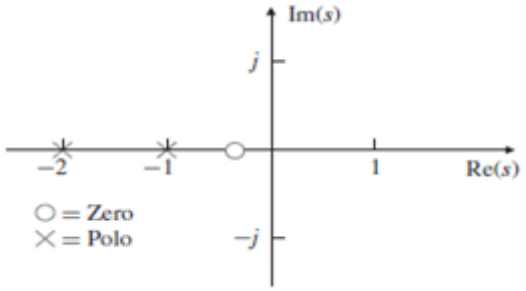
## 3.6 INTRODUÇÃO A FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA E AO CONTROLE EM TEMPO CONTÍNUO

Muitos sistemas podem ser modelados com equações matemáticas conhecendo suas propriedades físicas, térmicas e até mesmo químicas. Isso serve para prever comportamentos dinâmicos no tempo em relação ao seu regime de trabalho, como também, diante de distúrbios. Sabendo o comportamento do sistema é possível fazer o controle com mecanismos que melhoram a operação com otimização e segurança. As modelagens matemáticas de sistemas ou plantas conduzem para equações diferencias que ficam mais fáceis de resolver através da transformada de Laplace que segue para identificar a função de transferência do sistema. A função de transferência é a razão entre o sinal de saída e o sinal de entrada no domínio de Laplace, portanto, para obter a saída no domínio do tempo é só multiplicar o sinal de entrada pela função de transferência e calcular a antitransformada de Laplace, com isso, pode-se prever a resposta dos sistemas a entradas como impulso, degrau ou rampa. A Equação 3.5 exemplifica uma função de transferência de segunda ordem, onde S é a variável complexa do domínio da frequência de Laplace (FELÍCIO,2010; FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI,2013).

$$Gp(s) = \frac{2s+1}{S^2+3s+2} \tag{3.5}$$

A função de transferência da Equação 3.2 tem dois polinômios, um no numerador e outro no denominador. Igualando os dois polinômios a zero e achando as raízes, encontra-se os pólos e zero da função de transferência, no caso, a raiz do numerador é o zero representado por “0” e as raízes do denominado são os pólos representados por “X” conforme o plano da variável complexa S mostrado na Figura 4. Os pólos vão para os zeros e se tiver algum pólo no semi plano positivo o sistema fica instável.

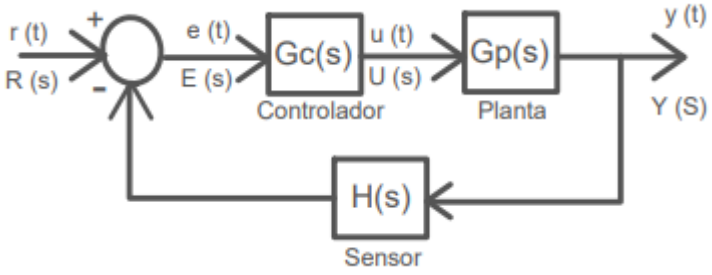
Figura 4 - Plano S




Fonte: (FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI,2013)

A representação de um controle em malha fechada é conforme a Figura 5, onde r(t), R(S), e(t), E(S), Gc(S), u(t), U(s), Gp(S) ,y(t), Y(s), H(S) são respectivamente: comando de referência em tempo contínuo, comando de referência no domínio da frequência de Laplace, erro em tempo contínuo, erro no domínio da frequência de Laplace, função de transferência do controlador, sinal de saída do controlador em tempo contínuo, sinal de saída do controlador no domínio da frequência de Laplace, função de transferência da planta, saída da planta em tempo contínuo, saída da planta no domínio da frequência de Laplace e função de transferência do sensor.

Figura 5 - Controle em malha fechada



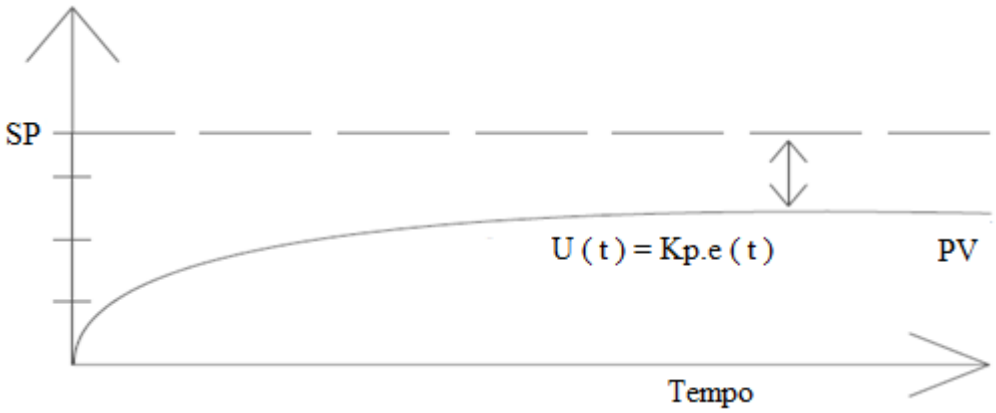

Fonte: (elaborado pelo autor)

### 3.6.1 Controle proporcional

A Figura 6 representa um sistema no qual SP seria a medida desejada que pode ser chamada de set point e pode ser várias situações de controle, como por exemplo: a altura desejada de um drone, temperatura de um processo ou nível de um tanque. A diferença entre o set point e o que quer controlar, no caso, a variável de processo PV, chamasse erro. E a saída

de um controle proporcional U(t) em tempo contínuo pode ser dada como a constante proporcional Kp multiplicada pelo erro e(t). Mesmo o erro sendo inversamente proporcional ao Kp de um controle puramente proporcional, não é possível tornar o erro nulo no regime permanente, pois o efeito do termo proporcional tende a diminuir quando o erro se aproxima de zero (BRITO; MADALOSSO; GUIBES, 2014; KLUEVER,2015).

Figura 6 - Controle proporcional




Fonte: (elaborado pelo autor)

### 3.6.2 Controle proporcional integral PI

Um grande problema no controle puramente proporcional é a incapacidade de zerar o erro. Com intuito de eliminar o erro foi criado o controle Proporcional e Integral PI, pois ele praticamente integra a função erro no tempo, no caso, a saída do controlador U(t) no tempo contínuo é a constante de integração Ki multiplicada pela integração do erro no tempo contínuo e no domínio da frequência. As Equações 3.6 a 3.9 mostram o sinal de saída de um controlador PI, onde Kp, Ki, Ti, e(t) e E(S) são respectivamente: ganho proporcional, ganho integral, tempo integral, erro em tempo contínuo e erro no domínio da frequência (ARRUDA *et al.*, 2008; OGATA, 2010).

$$Ki = \frac{Kp}{Ti} \tag{3.6}$$

$$U(t) = Kp.(e(t) + \frac{1}{Ti}\int e(t)) \tag{3.7}$$

$$U(t) = Kp.e(t) + Ki \int e(t)dt \quad (3.8)$$

$$U(s) = \left(Kp + Ki.\frac{1}{S}\right).E(S) \quad (3.9)$$

### 3.6.3 Controle proporcional derivativo PD

O controle proporcional derivativo PD funciona como uma previsão do erro para o controle, já que ele trabalha com a derivação do sinal do erro. O sobre sinal é reduzido com o aumento do ganho derivativo e também é adicionado amortecimento para o loop fechado do sistema. As Equações 3.10 a 3.13 mostram a saída do controle PD, onde U(t), Kp, Kd, TD, e(t) e E(S) são respectivamente: saída do controle PD, ganho proporcional, ganho derivativo, tempo derivativo, erro em tempo contínuo, erro no domínio da frequência (KLUEVER,2015; OGATA, 2010).

$$Kd = Kp.TD \quad (3.10)$$

$$U(t) = Kp.(e(t) + TD.\frac{de}{dt}) \quad (3.11)$$

$$U(t) = Kp.e(t) + Kd.\frac{de}{dt} \quad (3.12)$$

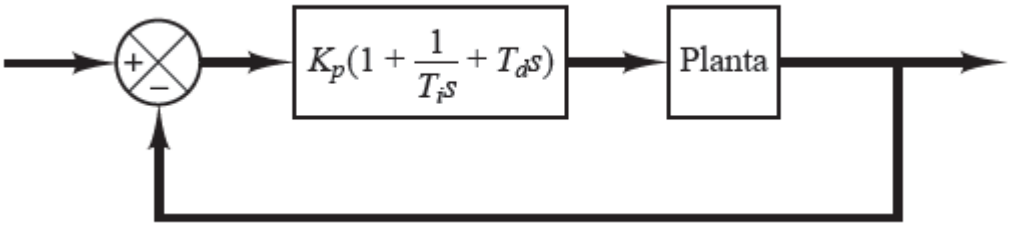
$$U(s) = (Kp. + Kd.s.).E(s) \quad (3.13)$$

### 3.6.4 Controle proporcional integral derivativo PID

A Figura 7 mostra um controle proporcional integral derivativo PID, onde Kp, Ti, Td e S são respectivamente: ganho proporcional, tempo integral, tempo derivativo e variável complexa do domínio da frequência. Este controle é usado em sistemas em que o controle proporcional integral PI não consegue atingir os parâmetros desejados. Em sistemas que o PI

oscila, usa-se o PID para melhorar a estabilidade e velocidade (BARROS; ROSSI; SARTOR, 2015; MATTIELLO *et al*., 2015).

Figura 7 - Controle PID




Fonte: (OGATA, 2010)

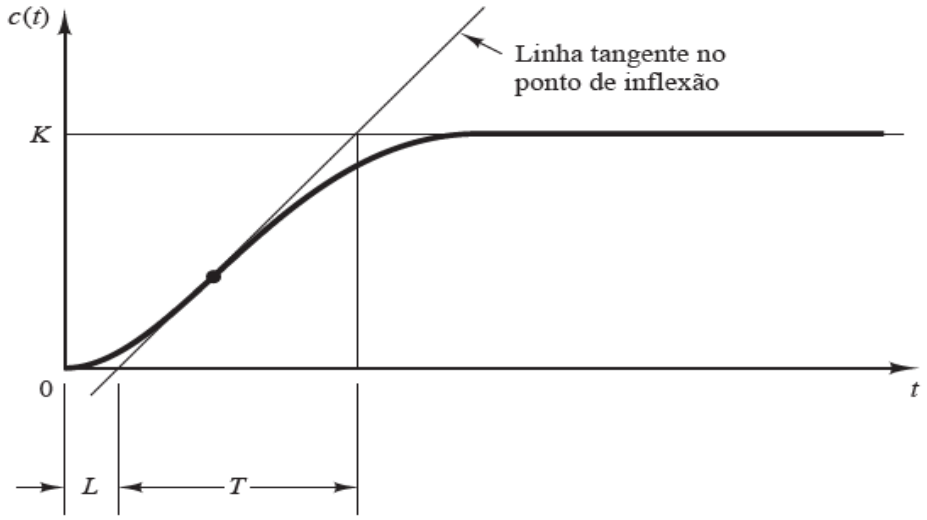
## 3.7 MÉTODOS DE ZIEGLER – NICHOLS PARA SISTEMAS DE CONTROLE

Algumas plantas são complexas para uma abordagem analítica e para obtenção de um modelo matemático. Então algumas abordagens experimentais para conseguir sintonizar controladores PID como os métodos de Ziegler-Nichols são usados (OGATA, 2010).

### 3.7.1 Primeiro método de Ziegler-Nichols

O primeiro método é obtido experimentalmente com a resposta da planta a uma entrada degrau unitário e se a curva de resposta tiver o aspecto como uma curva sigmoide, no caso, um sistema que não tem integradores e sem pólos complexos dominantes, o método pode ser usado. A curva com formato sigmoide tem L e T que são respectivamente o atraso ou tempo morto e a constante de tempo. Essas constantes são adquiridas traçando uma linha tangente ao ponto de inflexão da curva, tendo a intersecção da linha tangente com o eixo dos tempos e a linha c(t) = K, como mostra a Figura 8. Com os dados obtidos conforme a Figura 8, usa-se a Tabela 6 para obter os parâmetros do controlador PID (OGATA, 2010).

Figura 8 - Tempo morto e constante de tempo do 1° método de Ziegler-Nichols




Fonte: (OGATA, 2010)

Tabela 6 - Tabela do primeiro método Ziegler-Nichols

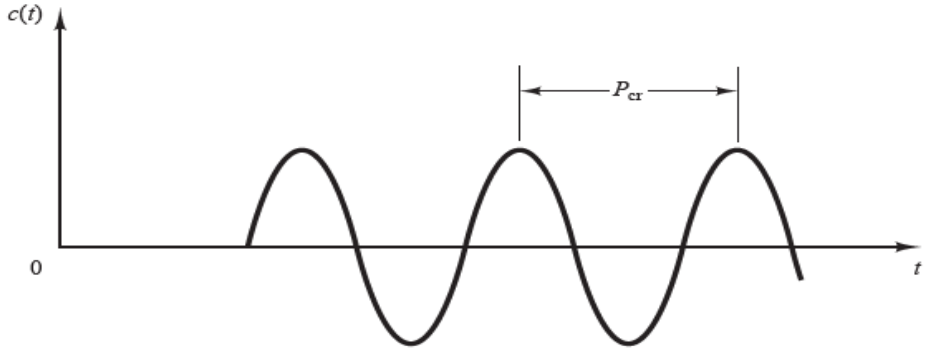
| Tipo de controlador | Kp | Ti | TD |
|---|---|---|---|
| P | $\frac{T}{L}$ | $\infty$ | 0 |
| PI | $0{,}9\frac{T}{L}$ | $\frac{L}{0{,}3}$ | 0 |
| PID | $1{,}2\frac{T}{L}$ | 2L | 0,5L |

Fonte: (OGATA, 2010)

### 3.7.2 Segundo método de Ziegler-Nichols

A metodologia do segundo método de Ziegler-Nichols é aumentar o valor do ganho proporcional Kp até o ganho crítico Kcr, no qual, o sistema oscila com amplitude constante, ou seja, o sistema fica marginalmente estável com o período crítico Pcr mostrado na Figura 9. Com os dados obtidos na Figura 9, usa-se a Tabela 7 para obter os parâmetros do controlador PID (OGATA, 2010).

Figura 9 - Período crítico do segundo método de Ziegler-Nichols




Fonte: (OGATA, 2010)

Tabela 7 - Tabela do segundo método de Ziegler Nichols

| Tipo de controlador | Kp | Ti | TD |
|---|---|---|---|
| P | 0,5Kcr | ∞ | 0 |
| PI | 0,45Kcr | $\frac{1}{1,2}Pcr$ | 0 |
| PID | 0,6Kcr | 0,5Pcr | 0,125Pcr |

Fonte: (OGATA, 2010)

## 3.8 CONTROLE DISCRETO

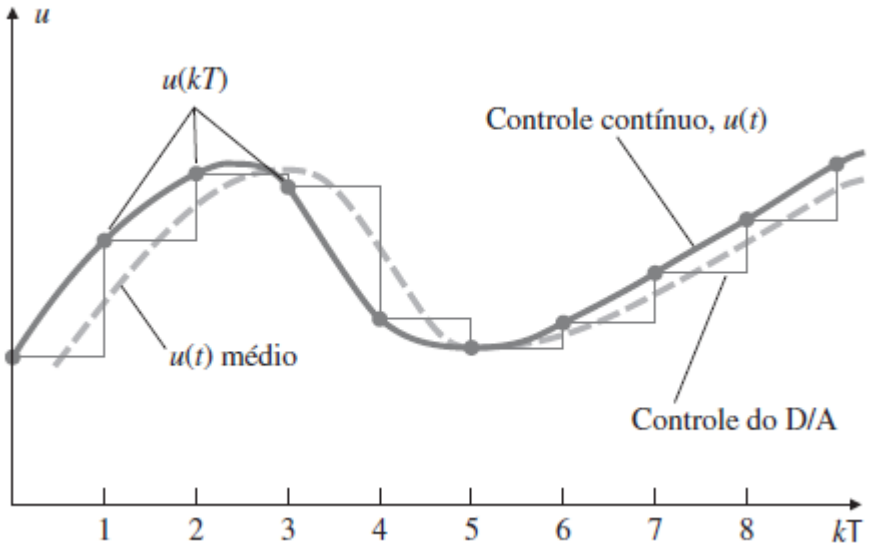
Os computadores, microcontroladores, transdutores, atuadores e conversores A/D | D/A (analógico/digital digital/analógico) estão sendo usados frequentemente no controle de sistema digital em malha fechada devido suas vantagens, no caso, um único controlador digital pode substituir vários controladores analógicos com redução de custo. Além de substituir conjuntos de equipamentos, medidores e botões, os controladores digitais na malha dão um grau de flexibilidade para mudanças no projeto. Pois, quaisquer mudanças podem ser implementadas com mudanças no programa ao invés de modificações dispendiosas de equipamentos. O acompanhamento do controle de processos fica mais fácil com menus e telas de apresentação (NISE, 2013).

### 3.8.1 Conversores AD/DA

Uma planta ou processo funciona em tempo contínuo e sua saída é analógica, no caso, o sinal analógico vai ser convertido em um sinal digital por meio de um conversor AD para leitura do controlador digital. Essa conversão não é instantânea, pois precisa de dois passos. Primeiro o sinal analógico é convertido em um sinal amostrado e logo após num sinal digital através de uma sequência de números binários. O sinal deve ser amostrado com o dobro da última componente de frequência importante para a aplicação do controle, com intuito, de garantir a reprodutibilidade adequada do sinal evitando o aliasing. A frequência mínima de amostragem é chamada de taxa de amostragem de Nyquist (NISE, 2013).

O sinal digital é convertido em analógico pelo conversor DA que altera o número binário para uma tensão analógica e o segurador de ordem zero mantém a tensão durante o período de amostragem. A Figura 10 mostra como o segurador mantém o sinal até a próxima leitura conforme período de amostragem, como também, a comparação com o controle contínuo (FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI,2013).

Figura 10 - Comparação do controle contínuo e discreto




Fonte: (FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI,2013)

### 3.8.2 Dinâmica de sistemas discretos

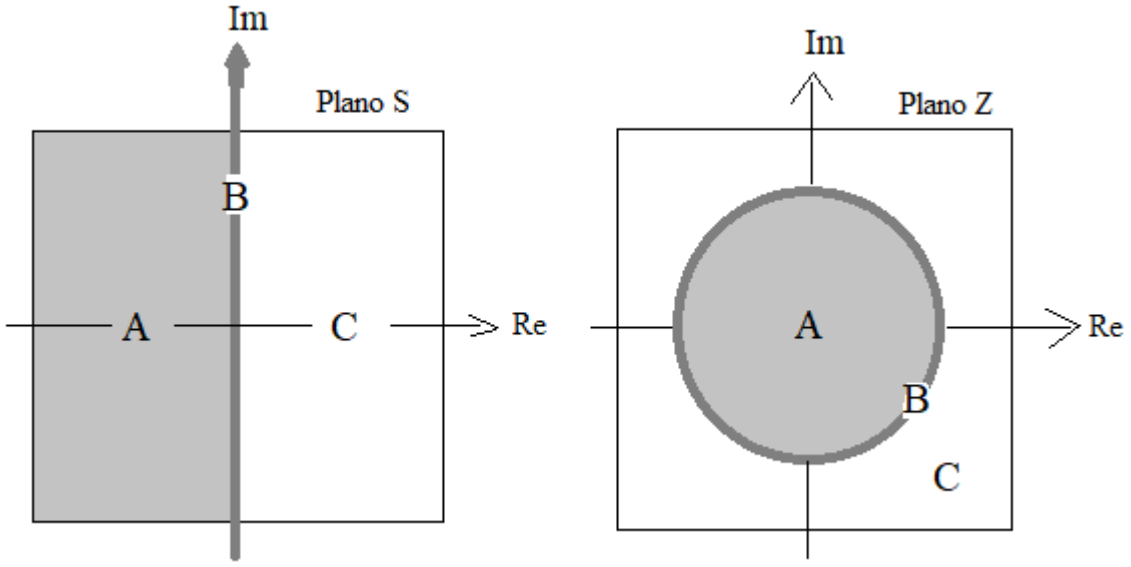
Segundo Franklin, Powell e Emami-Naeini (2013), para análise de sistemas discretos utiliza-se a transformada Z que desempenha o mesmo papel da transformada de Laplace para sistemas contínuos. As Equações 3.14 e 3.15 mostram a transformada Z e sua inversa, onde f(k) é o sinal amostrado, k refere-se aos tempos de amostragens discretos. Na transformada o Z equivale a $e^{ST}$ , onde S é a variável complexa e T o período de amostragem.

$$\mathcal{Z}\{f(k)\} = F(\mathrm{z}) = \sum_{k=0}^{\infty} f(k)\mathrm{z}^{-k} \tag{3.14}$$

$$\mathcal{Z}\{f(k-1)\} = \mathrm{z}^{-1}F(\mathrm{z}) \tag{3.15}$$

No controle contínuo os pólos da função de transferência não podem estar no semi plano direito no plano S para o sistema ser estável e no controle discreto os pólos da função de transferência não podem ultrapassar o raio unitário no plano Z para o sistema ser estável. A Figura 11 mostra as regiões de estabilidade A em comparação aos planos supracitados (FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI, 2013; NISE, 2013).

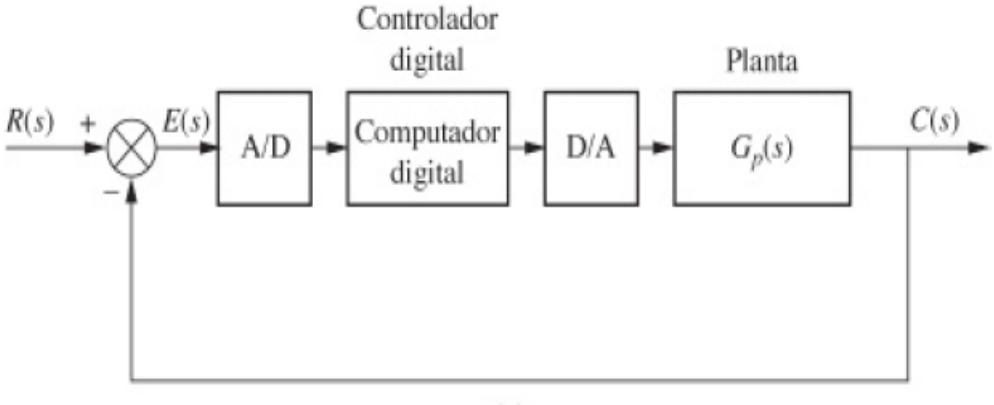
Figura 11 - Região de estabilidade dos pólos da função de transferência




Fonte: (adaptado de FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI, 2013)

No controle discreto em malha fechada conforme a Figura 12, a planta ou processo fica em tempo contínuo e os conversores modificam os sinais de analógico para digital e digital para analógico. O tempo de amostragem no conversor pode alterar a reprodução do sinal com distorção ou até afetar na estabilidade do sistema (FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI,2013; NISE, 2013).

Figura 12 - Controle discreto em malha fechada




Fonte: (FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI,2013)

# 4 METODOLOGIA EMPREGADA

Foi definido o local, estrutura e componentes do protótipo de refrigeração, como também, o controle e aparato de automação. Após a montagem da bancada experimental, um pré-experimento foi feito para ajustar parâmetros e realizar melhorias no protótipo de refrigeração como por exemplo ajustar o fator de potência.

O dispositivo de expansão eletrônico escolhido veio com os parâmetros PID (Proporcional Integral Derivativo) configurados de fábrica, no caso, um controle PI (Proporcional Integral). Para que tivesse algum controle o ganho proporcional ficou mínimo e os outros parâmetros do controle PID foram zerados, com isso, experimentos foram realizados para coleta de dados em dois cenários experimentais. Através dos dados coletados algumas metodologias para sintonia do controle PID foram implementadas, no caso, com o auxílio do software ®Matlab um modelo discreto linear caixa preta foi usado para sintonizar o controle PID, como também, o 1º e 2º método experimental de Ziegler Nichols foram usados para sintonia do controlador.

Após ter o controlador PID sintonizado com a utilização do modelo discreto linear caixa preta e o método de Ziegler Nichols, foi feito o comparativo da eficiência energética do protótipo de refrigeração com os parâmetros PID do fabricante da válvula de expansão eletrônica e os parâmetros PID sintonizados com os métodos supracitados.

## 4.1 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Neste capítulo será apresentado o dimensionamento, construção e montagem do aparato experimental, componentes principais, instrumentos e procedimento experimental dos ensaios do protótipo de refrigeração.

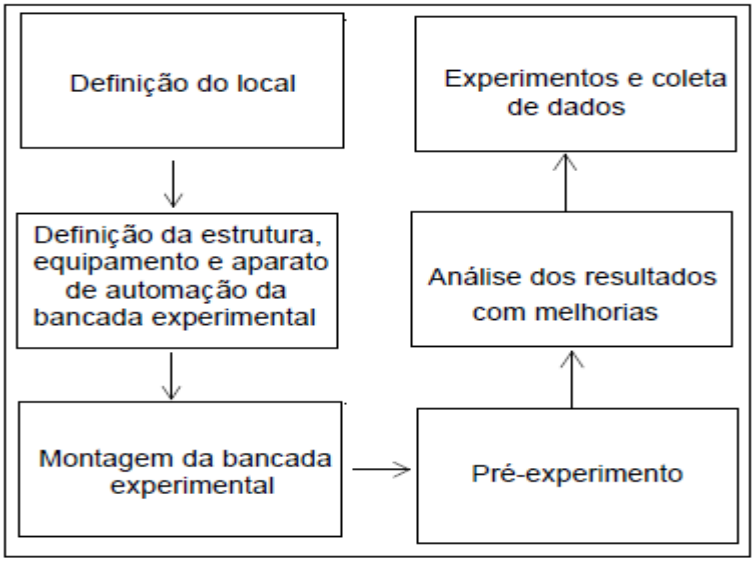
Os ensaios experimentais e a montagem da bancada experimental foram desenvolvidos no Laboratório de Refrigeração e Climatização do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco (IFPE), localizado em Recife, PE. A sala interna deste laboratório possui dimensões de 12,14m x 7,80m x 3,17m, sendo mantida a temperatura ambiente nos

momentos do experimento para não causar interferência no funcionamento em termos de comparação com o mesmo sistema em condições reais na região.

As especificações dos componentes do protótipo estão descritas neste capítulo, como também, configuração elétrica, no entanto, demais detalhes como metodologia de calibração, propagação de incertezas e esquema elétrico encontrasse no Apêndice.

A Figura 13 mostra o fluxograma da metodologia experimental utilizada para a realização e estudo do protótipo de refrigeração com intuito de otimizar o dispositivo de expansão eletrônica.

Figura 13 - Fluxograma da metodologia aplicada




Fonte: (elaborado pelo autor)

Esta metodologia contou com a escolha do local, equipamentos, instrumentos de medição, montagem da bancada, ensaios preliminares, coleta de resultados, modelagem do modelo caixa preta, configuração PID para otimização do dispositivo de expansão eletrônico.

Para otimização da válvula de expansão eletrônica com a melhor configuração do controlador PID foram coletados dados de parâmetros em relação ao tempo de funcionamento como temperaturas do sistema de refrigeração, abertura da válvula de expansão eletrônica, pressões de alta e baixa do sistema, vazão da solução de etilenoglicol, corrente elétrica, tensão, fator de potência, consumo energético e índice de eficiência energética. Sendo necessários os dados supracitados para serem usados na otimização do protótipo de refrigeração ou apenas para verificar se os experimentos estão sendo feitos sem alterações das condições experimentais.

### 4.1.1 Descrição do aparato experimental de refrigeração

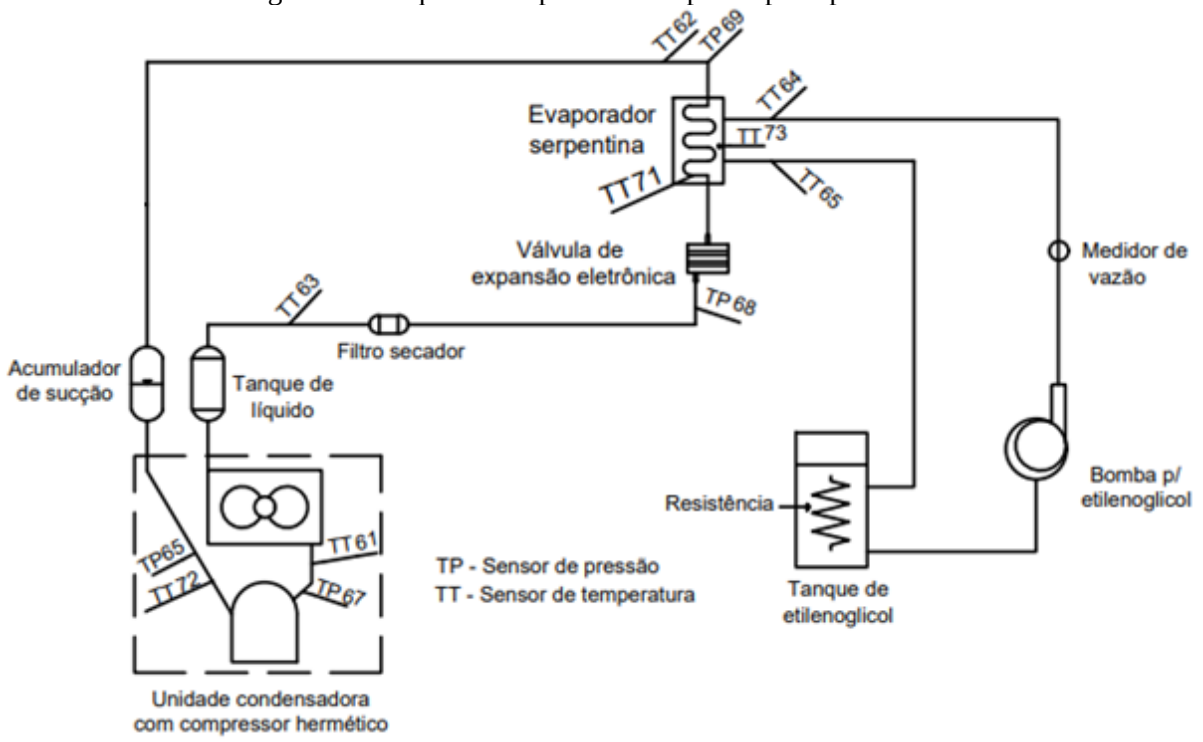
Foi desenvolvido um protótipo de refrigeração de ciclo simples por compressão mecânica conforme Figura 14, com uma solução de etilenoglicol a 50% como fluido secundário, sendo o protótipo um sistema de refrigeração destinado a estudos que utiliza como fluido refrigerante o R-404A com capacidade nominal de aproximadamente 1,00 kW. O protótipo desenvolvido foi instrumentado para a medição de vários parâmetros tais como: temperaturas, pressões, corrente, tensão, fator de potência, consumo energético, vazão da solução de etilenoglicol e umidade relativa que são monitorados através de um sistema de supervisório automatizado.

Figura 14 - Protótipo de refrigeração

Fonte: (elaborado pelo autor)

A carga térmica imposta ao sistema é simulada através de resistência elétrica submersa em um tanque de aquecimento para solução de etilenoglicol que se interliga ao evaporador do protótipo. O evaporador é um trocador de calor do tipo serpentina submersa numa solução de etilenoglicol dentro de um reservatório térmico. A unidade condensadora é do tipo compressor hermético acoplado a um trocador de calor do tipo colmeia de convecção forçada. A Figura 15 mostra o esquema simplificado do protótipo, no entanto, o protótipo pode utilizar o dispositivo de expansão Termostático ou eletrônico, os quais foram testados como pré-experimental para esse experimento que visa otimizar o dispositivo de expansão eletrônico.

Figura 15 - Esquema simplificado do protótipo experimental




Fonte: (elaborado pelo autor)

A unidade condensadora mostrada na Figura 16 com especificações na Tabela 8 foi a TUB- 4040-E da marca Elgin para baixa temperatura de evaporação com faixa de aplicação com o fluido refrigerante R-404A de -30ºC a -10ºC com compressor alternativo hermético e apresenta uma condensação forçada a ar. O sistema possui um acumulador de sucção para evitar retorno de líquido para o compressor em caso de superaquecimento baixo e tanque de líquido para evitar flutuações no sistema. Este componente foi selecionado visando conservação de alimentos, assim como a viabilidade comercial do protótipo de refrigeração no mercado.

Figura 16 - Unidade condensadora do protótipo de refrigeração

Fonte: (elaborado pelo autor)

Tabela 8 – Especificações da unidade condensadora TUB-4040E do protótipo de refrigeração

| Tensão [V] | Corrente do compressor [A] | Consumo do compressor [W] | Ref. Com. [HP] | Óleo do compressor | Fluido Refrigerante |
|---|---|---|---|---|---|
| 220 | 5,8 | 1080 | 1 | Poliol Ester Iso- 32 | R-404A |
| Temperatura de evaporação [ºC] / Capacidade frigorífica [Kcal / h] | | | | | |
| -30 | -25 | -23,3 | -20 | -15 | -10 |
| 685 | 982 | 1090 | 1150 | 1490 | 1900 |

Fonte: (ENGIN, 2018)

Conforme Figura 17, o sistema tem filtro secador para reter impurezas ou por ventura alguma umidade no sistema e um visor de líquido na linha de líquido que mostra a passagem do fluido refrigerante. Caso tenha algum incondensavél passando ou quantidade insuficiente de fluido refrigerante, pode ser visualisado através do visor de líquido, assim como também observar a presença de umidade pela mudança de cor do indicador do visor.

Figura 17 – Filtro secador e visor de líquido

Fonte: (elaborado pelo autor)

Para funcionar como evaporador no protótipo experimental foi dimensionada e construida uma serpentina de cobre na forma helicoidal de 26 metros de comprimento, 3/8’’ de diâmetro e 3/16” de espessura, com o intuito de ser submersa no cooler plástico isolado com borracha elastomérica de capacidade para 38,85 litros que contém o fluido secundário a ser refrigerado como mostrado na Figura 18.

Figura 18 - Serpentina de cobre e cooler

Fonte: (elaborado pelo autor)

Uma resistência elétrica de 625W, conforme Figura 19, simula carga térmica por aquecimento da solução de etilenoglicol no circuito secundário. O recipiente de aço inox com volume de 15,78 litros onde é aquecido o fluido secundário, como também, o circuito onde circula a solução foram isolados com borracha elastomérica.

Figura 19 - Simulação de carga térmica

Fonte: (elaborado pelo autor)

No circuito secundário segundo a Figura 20 , onde circula 55,10 litros da solução de etilenoglicol refrigerada no cooler, tem uma pequena bomba centrifuga do fabricante Eletrobomba Emicol EBE.

Figura 20 - Circuito secundário com solução de etilenoglicol

Fonte: (elaborado pelo autor)

A bomba utilizada no circuito secundário com suas especificações descritas na Tabela 9 é de uso comum em máquinas de lavar roupa com vazão de 12 L / min no experimento e 34 W de potência.

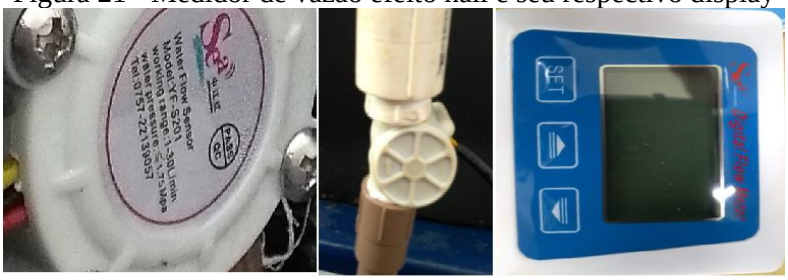
Tabela 9 - Especificações da bomba utilizada no circuito secundário

| 220/240 VCa-60Hz | Comprimento do circuito utilizado pela bomba em [m] | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 0,3 | 0,6 | 0,9 | 1,2 | 1,5 |
| | Vazão em [L / min] | | | | |
| Mínima | 24,1 | 21 | 17,4 | 15 | 11,8 |
| Normal | 24,6 | 21,6 | 18,3 | 15,8 | 12,5 |
| Máxima | 24,9 | 22,2 | 19,1 | 16,2 | 13,1 |

Fonte: (EMICOL, 2019)

No circuito da solução de etilenoglicol também foi colocado um medidor de vazão como mostrado na Figura 21 com seu respectivo display e a Tabela 10 com suas especificações.

Figura 21 - Medidor de vazão efeito hall e seu respectivo display




Fonte: (elaborado pelo autor)

Tabela 10 - Especificações do medidor de vazão Sea water flow sensor

| Tensão de trabalho CC/DC [V] | Faixa de fluxo litros/minuto | Temperatura de trabalho[°C] | Precisão [%] |
|---|---|---|---|
| 5 a 18 | 1 a 30 | -25 a 80 | +/-10 |

Fonte: (HOBBYTRONICS, 2021)

A Figura 22 mostra uma válvula de expansão eletrônica SB88 de 1 mm da Fullgauge com seu aparato de funcionamento e seu controlador PID que foi selecionada levando em consideração a temperatura de evaporação desejada e especificações da capacidade de refrigeração do sistema deduzida pela unidade condensadora adquirida.

Figura 22 - Válvula de expansão eletrônica com seu aparato

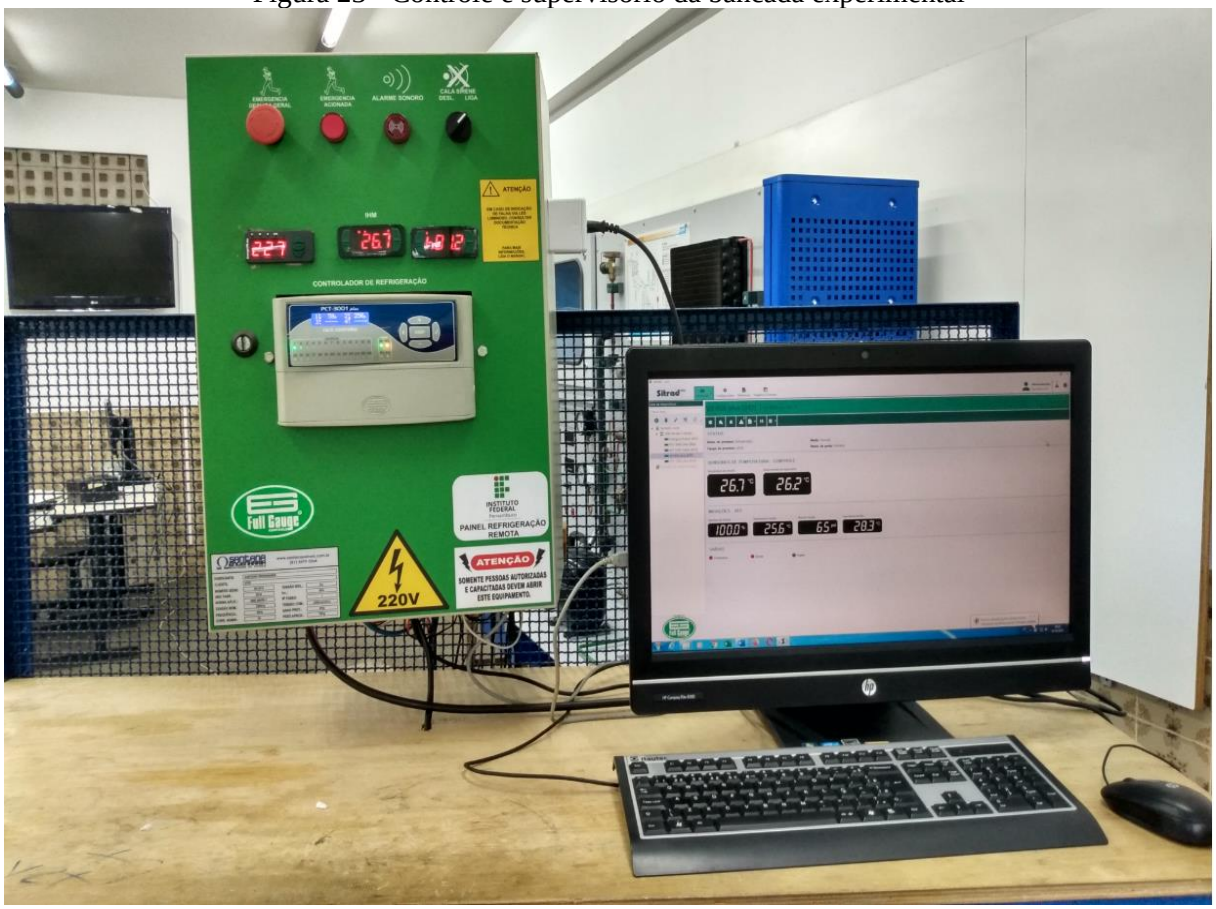
Fonte: (elaborado pelo autor)

4.1.1.1 Sistema de controle e aquisição de dados do protótipo de refrigeração

A bancada experimental possui alguns controladores, computador servidor, dispositivos de proteção, capacitor para correção do fator potência, transdutores de pressão e temperatura. O software de supervisão Sitrad Pro do fabricante dos controladores tem função de monitoramento, controle e registros de dados como tensão, corrente, pressão, consumo energético, fator de potência, temperatura, umidade, abertura de válvula, tempo de funcionamento e gráficos das variáveis. Esses controladores usam a comunicação serial RS-

485 com conversor analógico/digital e digital/analógico, para recepção dos dados pelo software no computador servidor conforme Figura 23.

Figura 23 - Controle e supervisório da bancada experimental




Fonte: (elaborado pelo autor)

A interligação do circuito frigorífico foi feita com solda brasagem e conexões, sendo feita a limpeza do sistema com o fluido R141b logo após teste de estanqueidade com nitrogênio a uma pressão de 2068,43 kPa e processo de vácuo em 0,0667 kPa para posterior carga de fluido refrigerante R-404A.

### 4.1.1.2 Instrumentos de medição do protótipo de refrigeração

Esta seção descreve todos os componentes de instrumentação utilizados no protótipo de refrigeração.

O protótipo de refrigeração usa controle digital e possui um conversor AD/DA chamado de Conv 32 mostrado na Figura 24 que pode conectar ao software Sitrad Pro até 32 instrumentos por comunicação serial R-485, sendo interligado ao computador por cabo USB.

Figura 24 - Conversor AD/DA

Fonte: (elaborado pelo autor)

O controlador PCT-3001 plus Full Gauge, Figura 25 foi usado devido suas seis entradas de temperatura somadas a quatro de pressão, mas devido a configuração do sistema só duas tomadas de pressão estão sendo usadas. Este controlador oferece controle por temperatura e pressão, sendo as resoluções de pressão e temperatura conforme Tabela 11.

Figura 25 - Controlador PCT-3001 plus Full Gauge

Fonte: (FULLGAUGE, 2019)

Tabela 11 – Resoluções do controlador PCT - 3001

| Pressão | Temperatura [°C] |
|---|---|
| 1 [Psi] | 0,1 entre -10 e 100 |
| 0,1 [Bar] | 1,0 no restante da faixa |

Fonte: (FULLGAUGE, 2019)

Foi utilizado o controlador digital para refrigeração Full Gauge VX-950 plus versão 1 que é projetado para controle de válvula de expansão eletrônica, além de controle de

superaquecimento, pressão, degelo e temperatura. As resoluções de pressão e temperatura deste controlador são conforme Tabela 12. O controlador foi usado associado ao IHM VX-950 que visualizar as temperaturas e estado do controlador podendo alterar o valor dos parâmetros das funções e enviar comandos para o controlador VX-950 plus, sendo mostrados os dois na Figura 26.

Tabela 12 - Resoluções do controlador VX-950 plus

| Pressão | Temperatura [°C] |
|---|---|
| 1 [Psi] | 0,1 entre -10 e 100 |
| 0,1 [Bar] | 1,0 no restante da faixa |

Fonte: (FULLGAUGE, 2010)

Figura 26 – Controlador VX-950 e IHM

Fonte: (FULLGAUGE, 2019)

A Figura 27 mostra que os sensores foram instalados no protótipo por conexões, como também, presos por abraçadeiras, sendo e isolados com borracha elastomérica.

Figura 27 – Sensores de pressão e de temperatura do protótipo

Fonte: (elaborado pelo autor)

Os sensores de pressão e de temperatura usados nos controladores PCT-3001 plus e VX-950 são conforme essas especificações nas Tabelas 13 e 14.

Tabela 13 - Especificações dos sensores de pressão Keller PA21-Y

| Faixa de medição [Psi] | Sinal de saída [mA] | Alimentação elétrica [Vdc] | Temperatura de operação [°C] | Margem de erro total 0[°C] a 50[°C] máx. | Margem de erro total-10[°C] a 0[°C] e 50[°C] a 80[°C] máx. |
|---|---|---|---|---|---|
| 0-500 | 4-20 | 8-32 | -40....100 | +/- 1% FS | +/- 1,5% FS |
| 0-200 | 4-20 | 8-32 | -40....100 | +/- 1% FS | +/- 1,5% FS |

Fonte: (KELLER, 2019)

Tabela 14 – Resoluções dos sensores de temperatura NTC SB41 da Full Gauge

| Faixa de operação de -50 a 105 [°C] |
|---|
| 0,1 entre -10 e 100 |
| 1,0 no restante da faixa |

Fonte: (FULLGAUGE, 2019)

O controlador de temperatura e umidade Full Gauge MT-350E Super da Figura 28 é usado para medir a temperatura e umidade do ambiente em que a bancada experimental se encontra com resoluções especificadas na Tabela 15.

Figura 28 - Controlador MT-350E Super

Fonte: (elaborado pelo autor)

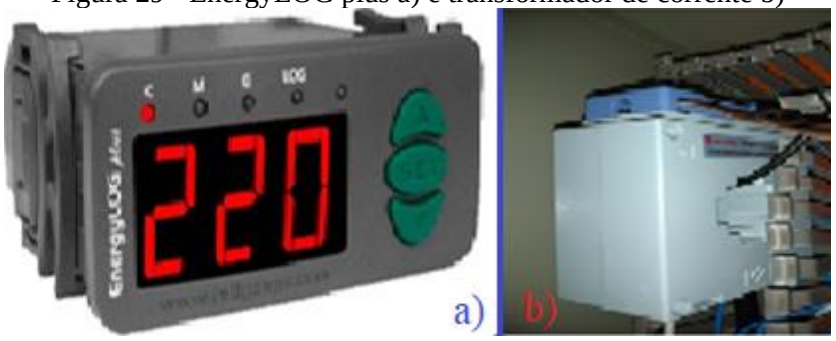
Tabela 15 - Especificações do controlador MT-350E super

| TEMPERATURA DE OPERAÇÃO [°C] | TEMPERATURA DE CONTROLE [°C] | RESOLUÇÃO [°C] | UMIDADE DE CONTROLE % UR | RESOLUÇÃO %UR |
|---|---|---|---|---|
| 0 A 50 | -10 A 70 +/- 1,5 | 0,1 | 10 A 85 | 0,1 |

Fonte: (FULLGAUGE, 2019)

Para monitoramento do consumo de energia elétrica foi usado o controlador EnergyLOG plus que com medições de corrente de 0 a 5 A pode ser usado sem transformador de corrente e com corrente superiores exige instalação do transformador de corrente como o usado na bancada experimental conforme Figura 29. As especificações do controlador EnergyLog plus e do transformador de corrente TC estão nas Tabelas 16 e 17.

Figura 29 - EnergyLOG plus a) e transformador de corrente b)




Fonte: (elaborado pelo autor)

Tabela 16 - Resoluções do controlador EnergyLog plus para faixa de operação do experimento

| Resolução para toda faixa de tensão [Vac] | Resolução para corrente entre 0 e 10[A] | Resolução para energia entre 1 e 10 [KVAh] |
|---|---|---|
| 1 | 0,01 | 10 |
| Resolução para potência aparente entre 100 e 1000 [VA] e aplicado para potência ativa [W] e reativa [Var] | | Resolução para potência aparente entre 1 e 10 [KVA] e aplicado para potência ativa[W] e reativa [Var] |
| 1 | | 10 |

Fonte: (FULLGAUGE, 2019)

Tabela 17 - Especificações do transformador de corrente Elitek TC

| Corrente [A] | Relação de transformação | Exatidão [%] |
|---|---|---|
| 5 a 30 | 6:1 | 0,5 |

Fonte: (etiqueta do transformado de corrente Elitek TC)

### 4.1.2 Instrumentos de medição da concentração e massa da solução de etilenoglicol

Foi usado um refratômetro conforme Figura 30 para verificar a concentração da solução de etilenoglicol (50% de concentração). Este refratômetro permite verificar a temperatura de fusão da solução e consequentemente a concentração por correspondência após consulta na literatura. Com isso, é possível manter a concentração da solução no valor desejável para evitar congelamento ou mudança no seu calor específico.

Figura 30 - Refratômetro para medição da concentração de etilenoglicol

Fonte: (elaborado pelo autor)

Para saber a massa da solução de etilenoglicol usada no experimento foi medido o volume do circuito secundário através de um recipiente e balança de precisão conforme Figura 31 que tem suas especificações na Tabela 18. No caso, tendo o circuito secundário sido preenchido com água para saber o volume e com consulta na literatura sobre o valor da massa específica de acordo com a concentração da solução de etilenoglicol foi sabido sua massa.

Figura 31 - Método para saber o volume do circuito secundário

Fonte: (elaborado pelo autor)

Tabela 18 - Especificações balança CPS-modelo CC 100

| Capacidade de carga [Kg] | Resolução [g] |
|---|---|
| 50 | 10 |

Fonte: (Etiqueta da balança CPS-modelo CC 100)

### 4.1.3 Configuração elétrica do protótipo de refrigeração

Foi usado um capacitor para corrigir o fator de potência usando os dados coletados do controlador Energylog plus conforme Figura 32 e especificações na Tabela 19. O controlador Energylog plus menciona a potência reativa positiva indicando segundo o fabricante que é devido a reatância indutiva, pois se fosse reatância capacitiva o controlador indicaria a potência reativa com sinal negativo.

Figura 32 - Capacitor para correção do fator de potência

Fonte: (elaborado pelo autor)

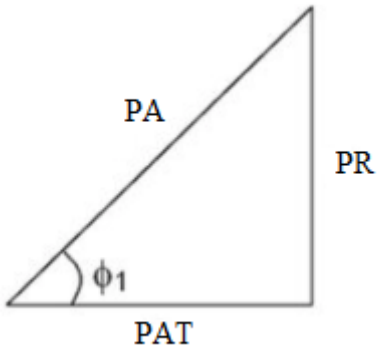
Tabela 19 - Especificações do capacitor de correção do fator de potência

| Tensão [Vca] | Frequência [Hz] | Capacitância [µF] |
|---|---|---|
| 450 | 60 | 17 +/- 2 |

Fonte: (etiqueta do capacitor)

Os cálculos do dimensionamento do capacitor foram feitos com os dados das potências ativa, reativa e aparente que o controlador mostrava quando o protótipo de refrigeração funcionava. Os cálculos foram feitos para um fator de potência de 0,96, pois o favor de potência estava abaixo de 0,92 com o protótipo em funcionamento no modo de refrigeração e o triângulo das potências na Figura 33 onde, PA, PR e PAT são respectivamente potência aparente, potência reativa e potência ativa, sendo essas potências usadas nos cálculos para corrigir o fator de potência.

Figura 33 - Triângulo de potências




Fonte: (elaborado pelo autor)

O fator de potência é o cosseno no triângulo de potências e para aumentar o fator de potência para o valor de 0,96 foi necessário reduzir o ângulo $\phi_1$ do triângulo conforme as Equações 4.1 a 4.4 onde $fp$ , $PRcapacitiva$ , $C$, $V$, $\omega$ e $f$ são respectivamente fator de potência, potência capacitiva, capacitância, tensão, velocidade angular e frequência.

$$fp = \frac{PAT}{PA} \tag{4.1}$$

$$tg16{,}26° = \frac{(PR+(-PR_{capacitiva}))}{PAT} \tag{4.2}$$

$$\omega = 2\pi f \tag{4.3}$$

$$C = \frac{PR_{capacitiva}}{\omega V^2} \tag{4.4}$$

Foram colocados filtros analógicos RC supressores de ruídos em paralelo com cargas indutivas no protótipo de refrigeração para seguir a recomendação do fabricante dos controladores que atende as recomendações da NBR5410 e IEC60364. Os filtros RC possuem capacitor de 0,1 micro Farad, isolamento de 400V e resistor de 100 ohms com potência de 5 W. Também foi instalado um resistor de 120 ohms na terminação final da rede RS 485 para evitar efeitos de reflexão de sinal conforme sugestão do fabricante do controle digital.

### 4.1.4 Calibração dos instrumentos de medição

No Apêndice mostra como foram calibrados os sensores de temperatura e medidor de vazão do protótipo de refrigeração. Todos os valores foram tratados estatisticamente considerando as incertezas associadas às grandezas mensuradas. O forno de calibração ECIL BAT foi usado como referência para calibração dos sensores de temperatura.

## 4.2 METODOLOGIA ANALÍTICA NUMÉRICA – MODELAGEM

Este capítulo relata como foi achado o modelo discreto linear com o software MATLAB® para sintonizar o controle PID, como também, uma breve apresentação dos modelos polinômios lineares usados em tentativas de estimação do modelo.

### 4.2.1 Modelos discretos lineares

Um modelo discreto linear é definido como uma equação de regressão, no caso, linear nos coeficientes, mesmo que os polinômios tenham grau superior a 1, pois com suas equações de diferenças é possível estimar os parâmetros do modelo com o método dos mínimos quadrados conforme exemplificado no item 4.2.2.1, no caso, é formada a matriz de regressores com variáveis conhecidas através dos dados de medições, com efeito, de separar os parâmetros desconhecidos que serão estimados devido o modelo ser linear nestes parâmetros. As Equações 4.5 a 4.7 mostram modelos discretos lineares com sua representação generalizada em modelos polinomiais (AGUIRRE, 2015, 2020a; MATHWORKS, [2020?]a).

$$A(q)y(k) = \frac{B(q)}{F(q)}u(k) + \frac{C(q)}{D(q)}v(K) \tag{4.5}$$

$$y(k) = \frac{B(q)}{F(q)A(q)}u(k) + \frac{C(q)}{D(q)A(q)}v(K) \quad (4.6)$$

$$y(k) = G(q)u(k) + H(q)v(K) \quad (4.7)$$

Normalmente as funções G(q) e H(q) são referidas como as funções de transferência do processo e ruído. O q após a transformada Z da resposta ao impulso do processo fica sendo o z. Sendo, $q^{-1}$ o operador de atraso, de forma que $y(k)q^{-1} = y(k-1), v(k)$ ruído branco, $e(k)$ ruído genérico, y(k) saída no instante k, sendo A(q), B(q), C(q) , D(q) e F(q) os polinômios definidos segundo as Equações 4.8 a 4.12 (AGUIRRE, 2015).

$$A(q) = 1 - a_1 q^{-1} - \ ... - \ {a_{ny}}^{-ny} \quad (4.8)$$

$$B(q) = b_1 q^{-1} + \ ... + b_{nu} q^{-nu} \quad (4.9)$$

$$C(q) = 1 + \ c_1 q^{-1} + \ ... \ c_{nv} q^{-nv} \quad (4.10)$$

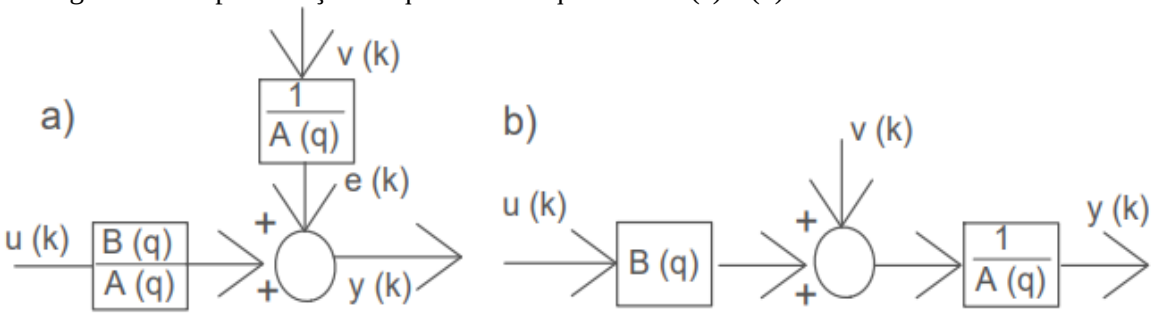
$$D(q) = 1 + d_1 q^{-1} + \ ... \ d_{nd} q^{-nd} \quad (4.11)$$

$$F(q) = 1 + f_1 q^{-1} + \ ... + f_{nf} q^{-nf} \quad (4.12)$$

O software MATLAB® usa modelos polinomiais como ARX (Auto Regressivo com Entradas Exógenas), ARMAX (Auto Regressivo com Média Móvel e Entradas Exógenas), OE (Erro na Saída) e BJ (Box-Jenkis) para identificar modelos discretos lineares. Esses modelos caixa preta que consideram apenas as variáveis de entrada e saída na modelagem usam a mesma equação da representação generalizada dos modelos polinomiais, com diferença apenas no valor de alguns polinômios que podem ser a constante igual a 1.

O modelo ARX mostrado na Figura 34 tem os polinômios C(q), D(q) e F(q) com o valor um. O ruído branco é filtrado por um filtro auto regressivo e devido ao fato do ruído aparecer na equação, o modelo pertence à classe de modelos de erro na equação (AGUIRRE, 2015).

Figura 34 - Representações esquemáticas equivalentes (a) e (b) do modelo ARX




Fonte: (AGUIRRE, 2015)

Segundo Aguirre (2020), um modelo polinomial discreto linear pode ser representado por equações de diferenças, como está exemplificado nas Equações 4.13 a 4.16 um modelo ARX.

$$A(q) = 1 - a_1 q^{-1} - a_2 q^{-2} \tag{4.13}$$

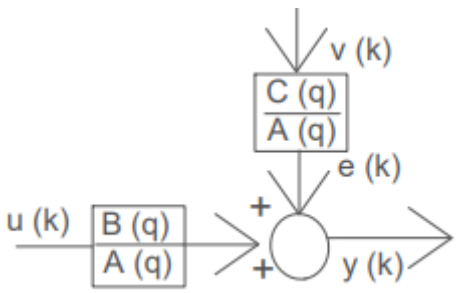
$$B(q) = b_1 q^{-1} - b_2 q^{-2} \tag{4.14}$$

$$(1 - a_1 q^{-1} - a_2 q^{-2}) y(k) = (b_1 q^{-1} + b_2 q^{-2}) u(k) + v(k) \tag{4.15}$$

$$y(k) = a_1 y(k-1) + a_2 y(k-2) + b_1 u(k-1) + b_2 u(k-2) + v(k) \tag{4.16}$$

A Figura 35 mostra a representação esquemática do modelo ARMAX (Auto Regressivo com Média Móvel e Entradas Exógenas).

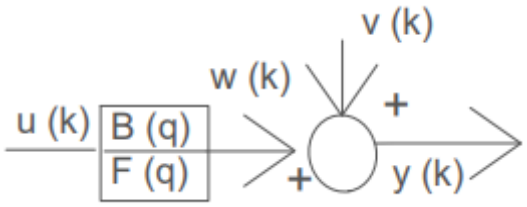
Figura 35 - Representação esquemática do modelo ARMAX




Fonte: (AGUIRRE, 2015)

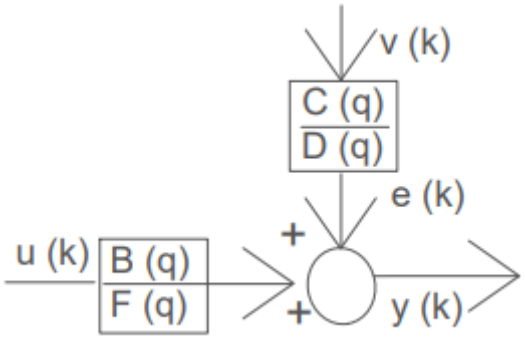
As Figuras 36 e 37 mostram respectivamente a representação esquemática dos modelos OEM (Modelo de Erro na Saída) ou OE (Erro na Saída) e Box-Jenkis.

Figura 36 - Representação esquemática do modelo OE




Fonte: (AGUIRRE, 2015)

Figura 37 - Representação esquemática do modelo Box-Jenkis




Fonte: (AGUIRRE, 2015)

### 4.2.2 Método de predição de erro (PEM)

O método usa otimização numérica para minimizar a função de custo conforme a Equação 4. 17, onde e(t) é o vetor de erro e a função de custo um valor escalar. No caso, e(t) é a diferença entre a saída do valor medido e a saída predita do modelo (MATHWORKS, [2010?]g).

$$Função\ de\ custo = \sum_{t=1}^{N} e^2\ (t) \tag{4.17}$$

4.2.2.1 Estimativa dos parâmetros do modelo ARX

Para demostrar o método PEM, as Equações 4.18 a 4.31 conforme Aguirre (2019), exemplificam a estimação dos parâmetros do modelo ARX com a equação de regressão e aplicação do método dos mínimos quadrados. As letras com um chapéu são as estimativas feitas com os dados e segundo MATHWORKS [2020?]b o Curve Fitting Toolbox do MATLAB® usa o método dos mínimos quadrados lineares para ajustar modelos paramétricos aos dados. Considerando as equações supracitadas, $\overrightarrow{y}$, $\Psi$ ,$\theta$, $\widehat{\theta}$, $\hat{\vec{\theta}}Ma$, $\hat{y}(k|k-1)$, $\xi$(k) são respectivamente: vetor de medidas, matriz de regressores, parâmetros a estimar, parâmetros estimados, solução dos mínimos quadrados para este caso, predição de um passo à frente, erro de predição de um passo à frente.

$$A(q)y(k) = B(q)u(k) + v(k) \tag{4.18}$$

$$y(k) = a_1 y(k-1) + a_2 y(k-2) + b_1 u(k-1) + v(k) \tag{4.19}$$

K=3 $$y(3) = a_1 y(2) + a_2 y(1) + b_1 u(2) \tag{4.20}$$

K=4 $$y(4) = a_1 y(3) + a_2 y(2) + b_1 u(3) \tag{4.21}$$

$$\vdots$$

$$\vec{y} = \underbrace{\begin{bmatrix} y(2) & y(1) & u(2) \\ y(3) & y(2) & u(3) \\ \vdots & \vdots & \vdots \end{bmatrix}}_{\Psi} \underbrace{\begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ b_1 \end{bmatrix}}_{\theta} \tag{4.22}$$

$$\overrightarrow{y} = \Psi\,\theta \tag{4.23}$$

$$\hat{\vec{\theta}}Ma = [\Psi^T\Psi]^{-1}\Psi^T\vec{y} \tag{4.24}$$

$$\hat{\vec{\theta}}Ma = \begin{bmatrix} \widehat{a_1} \\ \widehat{a_2} \\ \widehat{b_1} \end{bmatrix} \tag{4.25}$$

$$y(k) = \widehat{a_1}\, y(k-1) + \widehat{a_2} y(k-2) + \widehat{b_1} u(k-1) \tag{4.26}$$

$$y(k) = \underbrace{(\widehat{a_1}y(k-1) + \widehat{a_2}y(k-2) + \widehat{b_1}u(k-1)}_{\underbrace{\hat{y}(k|k-1)}_{Predição\ de\ um\ passo\ à\ frente}} \quad (4.27)$$

$$y(k) = \widehat{a_1}y(k-1) + \widehat{a_2}y(k-2) + \widehat{b_1}u(k-1) + \underbrace{\xi(k)}_{Erro\ de\ predição\ de\ um\ passo\ à\ frente} \quad (4.28)$$

$$\overrightarrow{y} = \Psi\,\theta \quad (4.29)$$

$$\Psi\,\widehat{\theta} = \hat{y}(k|k-1) \quad (4.30)$$

$$\overrightarrow{y} - \Psi\,\widehat{\theta} = \vec{\xi} \quad (4.31)$$

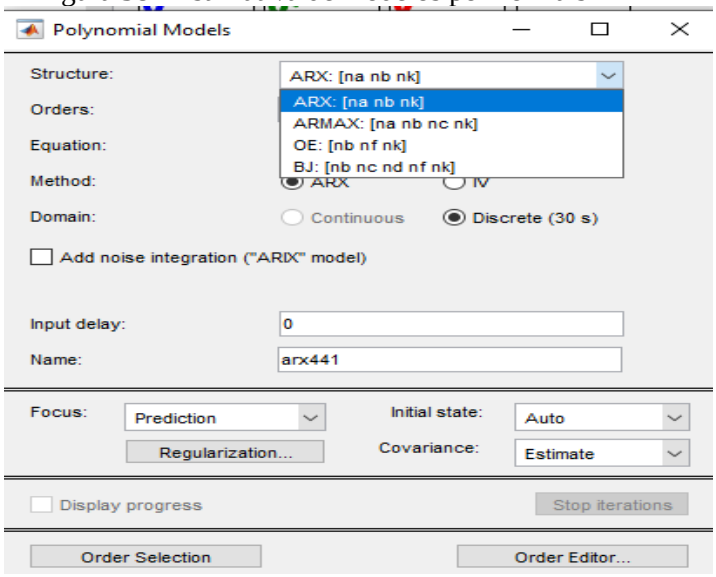
Para a expressão $\overrightarrow{y} - \Psi\,\widehat{\theta} = \vec{\xi}$; se $\overrightarrow{y}$ e $\Psi$ forem construídos com os dados de estimação, $\vec{\xi}$ é o vetor de resíduos do modelo. No caso, se $\overrightarrow{y}$ e $\Psi$ forem construídos com outros dados da planta sem serem os dados de estimação, $\vec{\xi}$ é o vetor de erro de predição de um passo à frente. Neste caso, a função de custo para um modelo ARX com uma entrada e uma saída é conforme a Equação 4.32, considerando que $\overrightarrow{y}$ seja igual aos dados de saída medidos, no entanto, a função de custo muda conforme as complexidades do modelo como várias saídas (MATHWORKS, [2020?]g).

$$função\ de\ custo(ARX, SISO) = \sum_{t=1}^{N}(\overrightarrow{y} - \Psi\,\widehat{\theta})^2 \quad (4.32)$$

### 4.2.3 Estimativa de modelos discretos lineares polinomiais com o software MATLAB®

Utilizando o software MATLAB® é possível estimar modelos de sistemas como por exemplo modelos polinomiais ARX, ARMAX, OE e BJ. Após importar dados experimentas de entrada e saída com a ferramenta Ident do software é possível estimar modelos polinomiais em tempo discreto conforme Figura 38.

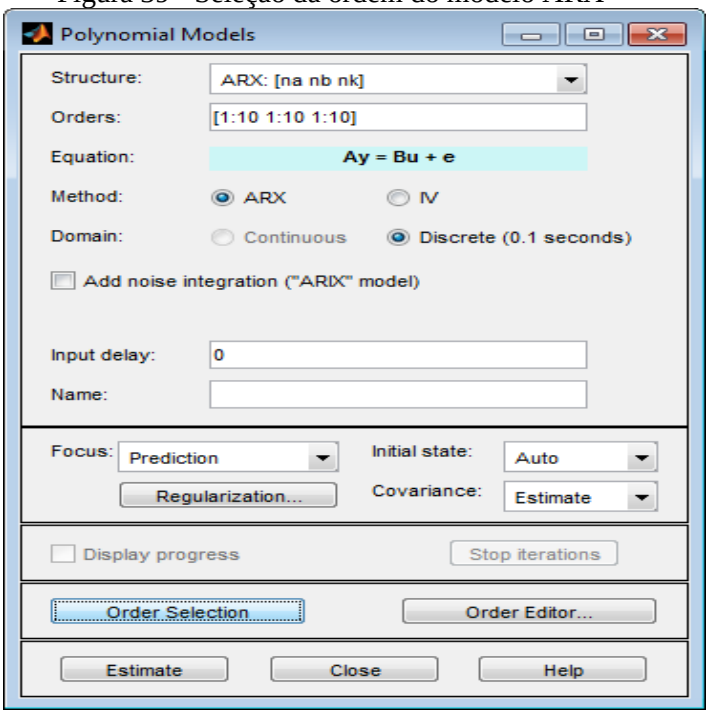
Figura 38 - Estimativa de modelos polinomiais




FONTE: ( MATLAB®)

A Figura 39 mostra a implementação do modelo ARX por meio interativo, no caso, na, nb e nk, estão sendo escolhidos por interação de 1:10 ou outros valores que forem convenientes na escolha. No modelo ARX, na é a ordem do polinômio A(q) com o número de polos, nb é a ordem do polinômio B(q) com o número de zeros e nk é o número de amostras da entrada que ocorrem antes da entrada afetar a saída, também chamado de tempo morto ou atraso de transporte no sistema (MATHWORKS, [2020?]b, [2020?]h).

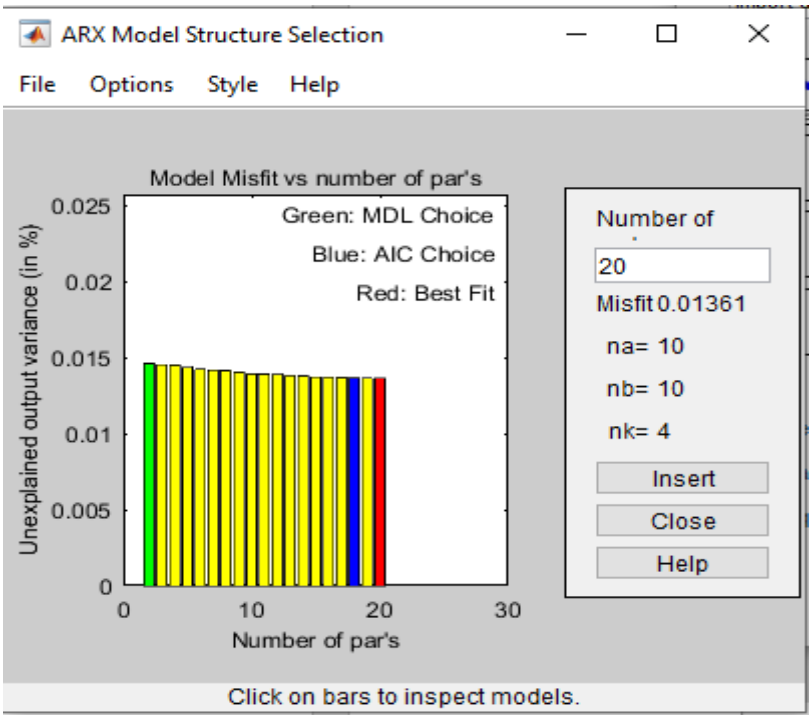
Figura 39 - Seleção da ordem do modelo ARX




Fonte: (MATLAB®)

Na estimação da ordem do modelo ARX, Figura 40, o eixo horizontal representa os números totais de parâmetros na, nb e nk, sendo o eixo vertical a variância da saída inexplicada em porcentagem %. Na Figura 4.28, os três retângulos destacados no gráfico em verde, azul e vermelho correspondem aos melhores parâmetros segundo os critérios de escolha, tais como: Rissanen MDL (Descrição de Comprimento Mínimo), AIC (Critério de Informação de Akaike) e Best Fit que minimiza a soma quadrática da diferença entre a saída medida e a saída do modelo (MATHWORKS, [2020?]b).

Figura 40 - Estimativa dos parâmetros do modelo ARX




Fonte: (MATLAB®)

O critério de Rissanen MDL (Descrição de Comprimento Mínimo) é utilizado para comparar modelos de diferentes complexidades, sendo escolhido o modelo com menor MDL segundo as Equações 4.33 e 4.34 onde e(t,$\theta$),w($\theta$),V, d e N são respectivamente: vetor de erro, matriz de ponderação, função de perda, número de parâmetros estimados e número de amostra de dados (MATHWORKS, [2020?]c; ROSE, 2020).

$$V = \frac{1}{N}\sum_{t=1}^{N} e^{T}(t,\theta)w(\theta)e(t,\theta) \tag{4.33}$$

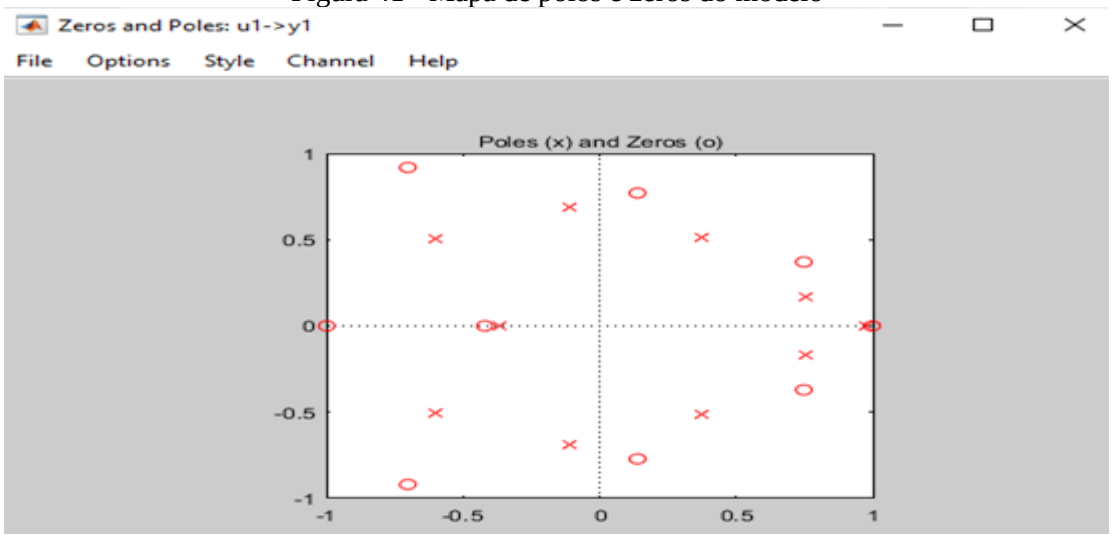
$$MDL = V * (1 + d * \frac{log(N)}{N}) \tag{4.34}$$

A escolha do modelo pelo Critério de Informação de Akaike (AIC) fornece uma medida da qualidade do modelo obtida por meio da simulação em situações onde o modelo é testado em conjuntos de dados diferentes. De acordo com a teoria de Akaike, o modelo mais preciso possui o menor AIC. A Equação 4.35 define AIC onde N, ε(t), $\theta$N, np e ny são respectivamente: número de valores no conjunto de dados de estimativa, vetor de erros de predição, parâmetros estimados, número de parâmetros estimados e número de saídas do modelo (MATHWORKS, [2020?]d).

$$AIC = N * log\ (det\ (\frac{1}{N}\sum_1^N \varepsilon(t,\hat{\theta}N)(\varepsilon(t,\hat{\theta}N))^T)) + 2np + N * (ny * (log(2\pi) + 1)) \quad (4.35)$$

Após a seleção do modelo, é possível avaliar seu comportamento utilizando o mapeamento de pólos e zeros. A Figura 41 exemplifica um mapa de polos e zeros de um modelo. O modelo pode ser ainda otimizado e melhorado, através da avaliação da localização de pólos e zeros que podem ser eliminados por influir de forma desprezível, ou de forma nenhuma na dinâmica do modelo, como também, até prejudicar a representação do modelo por excesso de parâmetros que dão resultados espúrios. Os pólos e zeros do modelo estão representados graficamente com os símbolos x e 0, respectivamente. No tempo discreto os pólos e zeros na origem não são mostrados (AGUIRRE,2015,2020b; MATHWORKS, [2020?]e).

Figura 41 - Mapa de pólos e zeros do modelo




Fonte: (MATLAB®)

### 4.2.4 Critérios para validação do modelo

Existem vários critérios para validação de modelo, pois a finalidade a qual o modelo vai ser usado influi diretamente qual critério será usado, com isso, alguns critérios para validação são mostrados aqui. Segundo Aguirre (2015), os dados de validação têm que ser diferentes dos dados de estimação.

O critério de Erro de Predição Final de Akaike (FPE) de Akaike, conforme descrito na Equação 4.36, onde N, e(t), $\theta$N, d, são respectivamente: número de valores no conjunto de dados de estimação, vetor erro de predição, parâmetros estimados e número de parâmetros estimados. Segundo a teoria de Akaike, o modelo mais preciso possui menor FPE (MATHWORKS, [2020?]f).

$$FPE = det\,(\frac{1}{N}\sum_{1}^{N} e\,(t,\hat{\theta}N)(e\big(t,\hat{\theta}N\big))^{T})(\frac{1+\frac{d}{N}}{1-\frac{d}{N}}) \tag{4.36}$$

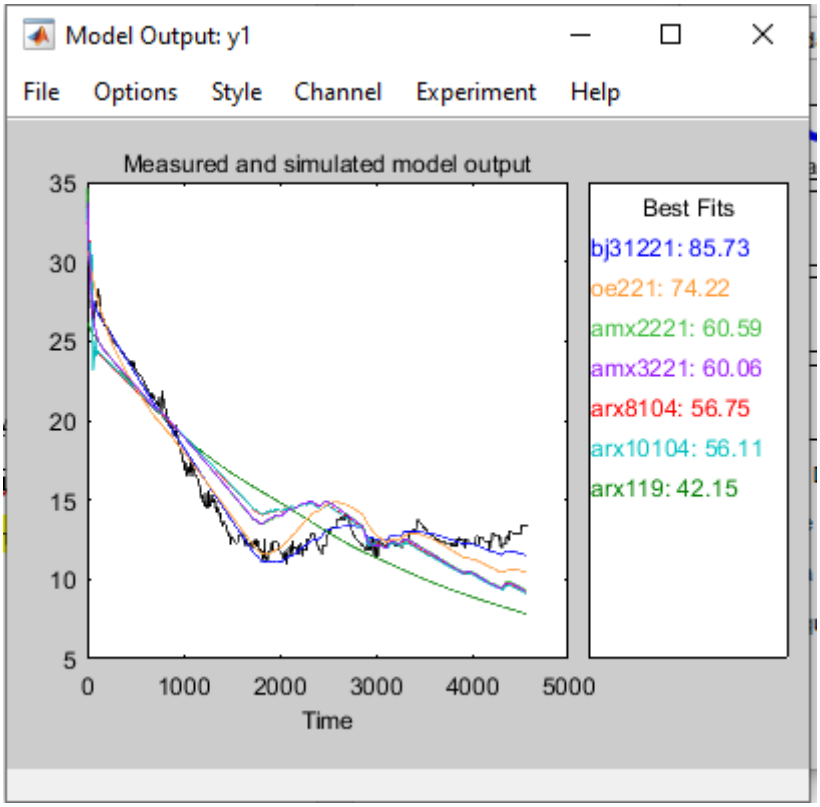
O MSE (Erro quadrático médio) e o RMSE (Raiz do Erro quadrático médio) são mostrados nas Equações 4.37 e 4.38, onde: e(t) e N representam: o vetor de erro o e o número de dados da amostra do conjunto de dados para estimação, respectivamente. Quanto menor são esses valores, o modelo tende a ser mais preciso (MATHWORKS, [2020?]c).

$$MSE = \frac{1}{N}\sum_{t=1}^{N} e(t)^2 \tag{4.37}$$

$$RMSE = (\frac{1}{N}\sum_{t=1}^{N} e(t)^2)^{0,5} \tag{4.38}$$

A saída do modelo (Output Model) no sistema de identificação do MATLAB®, Figura 42, mostra o melhor ajuste FIT (FitPercent) da porcentagem de ajuste de vários modelos. É o ajuste dos dados estimados a partir dos dados experimentais utilizados na construção do modelo matemático caixa preta.

Figura 42 – FIT dos modelos




Fonte: MATLAB®

A porcentagem de ajuste do modelo pode ser expressada através do uso da Raiz do Erro Quadrático Médio Normalizado (NRMSE), conforme Equação 4.39. Onde $ymed$,$\overline{ymed}$ ,ymod e ||.|| são: dados de saída medidos, média dos dados de saída medidos, dados de saída do modelo  pelo foco da predição, norma 2 de um vetor, respectivamente(MATHWORKS, [2020?]c, [2020?]d). A Equação 4.40 mostra o Coeficiente de Desigualde de Theil (TIC) que é usado como métrica de avaliação de modelo para controle (MURRAY-SMITH, 1998).

$$FitPercent = 100\left(1 - \frac{||ymed - ymod||}{||ymed - \overline{ymed}||}\right) \tag{4.39}$$

$$TIC = \frac{||ymed - ymod||}{||ymed|| + ||ymod||} \tag{4.40}$$

### 4.2.5 Validação dinâmica do modelo

A validação dinâmica do modelo pode ser feita com resposta ao degrau para verificar se o modelo responde e representa o sistema não só estatisticamente, mas também em malha fechada, pois a finalidade da aplicação é que define os métodos de validação. Visualmente pode ser comparado a resposta do modelo ao degrau e em caso de quantificação pode ser usado as Equações 4.41 a 4.43 , onde IAE, ISE e ITAE são respectivamente: Integral do Erro Absoluto, Integral do Erro Quadrático e Integral do Erro Absoluto multiplicado pelo tempo (AGUIRRE, 2015; ALVORADO, 2017; MARQUES, 2015).

$$IAE = \int_0^\infty |e(t)|dt \tag{4.41}$$

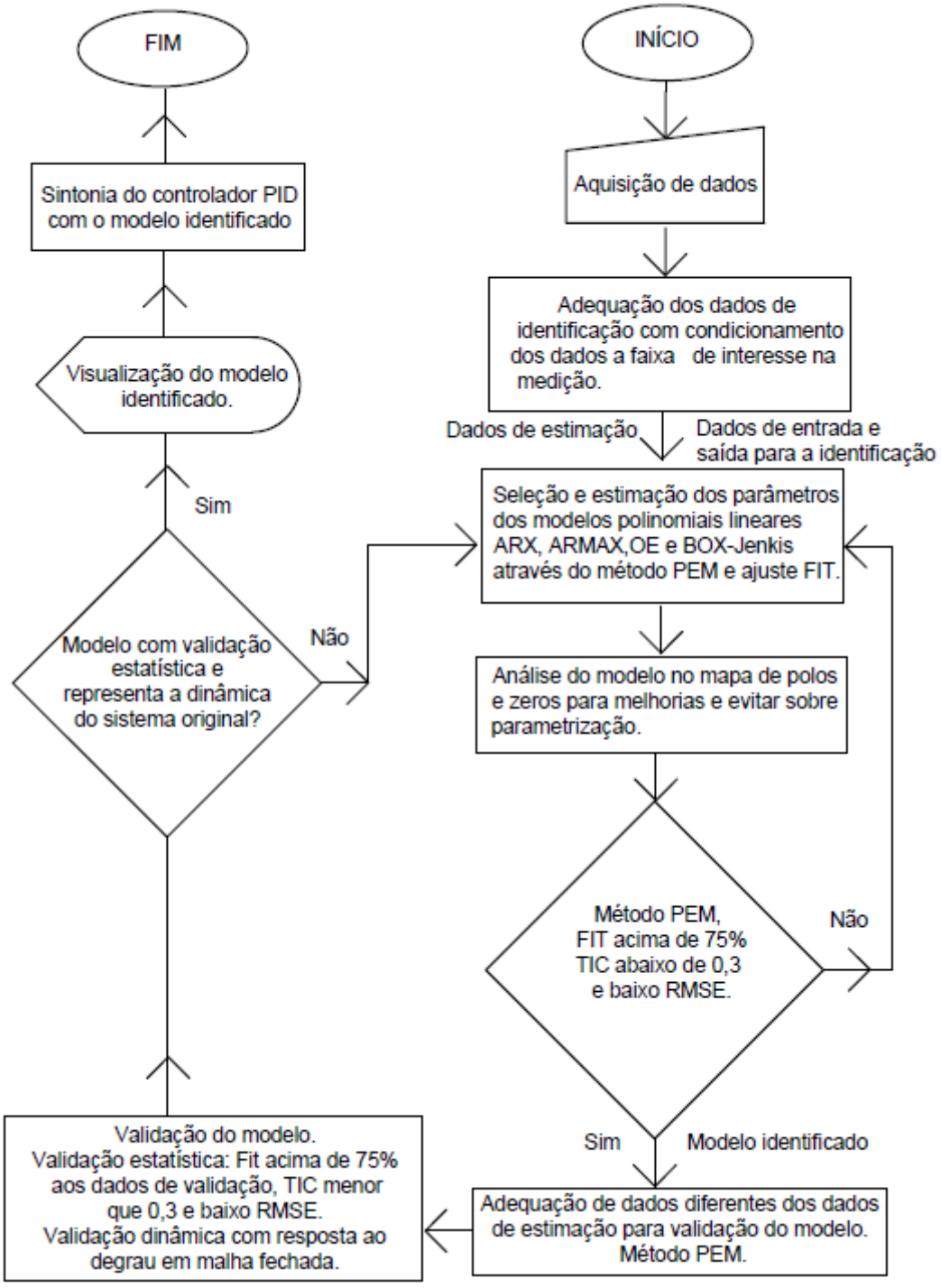
$$ISE = \int_0^\infty e^2 dt \tag{4.42}$$

$$ITAE = \int_0^\infty t|e(t)|dt \tag{4.43}$$

### 4.2.6 Escolha do modelo discreto linear do dispositivo de expansão eletrônico

Para achar um modelo discreto linear que represente a dinâmica do processo em relação ao superaquecimento e a abertura da válvula de expansão eletrônica foram coletados dados experimentais, com o objetivo de construir o modelo com a plataforma computacional MATLAB®. Para coleta dos dados de estimação e validação do modelo, o protótipo refrigerou a solução de etilenoglicol (concentração de 50%) com o ganho proporcional 1, tempo integral zero e tempo derivativo zero para utilização dos dados de abertura percentual da válvula de expansão eletrônica com o superaquecimento. O procedimento para determinar o modelo  foi conforme a Figura 43.

Figura 43 - Procedimento para definir o modelo discreto linear e sintonizar o controlador




Fonte: (elaborado pelo autor)

Para validação do modelo foram considerados os seguintes critérios: ajuste acima de 75% do FitPercente que é a percentagem da (NRMSE) Raiz do Erro Quadrático Médio Normalizado, baixo valor da Raiz do Erro Quadrático Médio (RMSE) e Coeficiente de Desigualdade de Theil (TIC). Estes critérios supracitados foram usados com o Método de Erro de Predição (PEM). Foi verificado a validação dinâmica do modelo através da resposta

ao degrau em malha fechada, com isso, foi possível verificar a representatividade do sistema original. A validação do modelo foi segundo o apresentado na literatura (AGUIRRE, 2015; ALVORADO, 2017;LUGNANI *et al.*, 2020; MARQUES, 2015; RACHAD; NSIRI; BENSASSI, 2015; ROMERO; NAVARRO-ESBRÍ; BELMAN-FLORES, 2011; ROMERO-UGALDE *et al.*, 2019; SIMORGH; RAZMINIA; SHIRYAEV, 2020).

Conforme a Figura 43, o procedimento para definir o modelo discreto linear foi com a aquisição dos dados de estimativa e validação do modelo com vários experimentos, os dados foram adequados a faixa de interesse da medição, ou seja, medições fora do tempo estipulado ou esdrúxulas foram retiradas.

Para estimativa e validação dos parâmetros do modelo discreto linear foi usado o Método de Erro de Predição (PEM) que consiste em minimizar a função de custo. O modelo foi encontrado usando o sistema de identificação do software MATLAB® Software que usa o método dos mínimos quadrados para minimizar a função de custo.

O critério para estimativa do modelo na Figura 43 com a ajuda do software MATLAB® foi o FitPercent (FIT), como também, foi um dos critérios para validação do modelo. O primeiro tipo de modelo a ser testado é o ARX devido a simplicidade de sua estrutura e ter uma ferramenta de interatividade pronta no software com critérios de avaliação para este modelo, consequentemente vem o ARMAX, OE e Box-Jenkis, no caso, os testes começam sempre com parâmetros mínimos  e usa o FIT como métrica para avaliar o melhor modelo, pois a precisão do modelo melhora quando o valor dele se aproxima dos 100%.  Após selecionar os parâmetros do modelo com bom ajuste FIT, o modelo é analisado no mapa de pólos e zero do software para melhorias como reduzir o número de parâmetros desnecessários e evitar a sobre parametrização. Ocorrendo modificação na estrutura do modelo após análise no mapa de pólos e zeros, o método PEM é aplicado novamente para verificar o valor do FIT que não foi encontrado um valor limite na literatura e neste caso foi adotado o valor acima de 75%. Outros critérios são empregados para comparação entre os modelos como baixo valor da Raiz do Erro Quadrático Médio (RMSE) que a precisão do modelo melhora quando seu valor aproximasse de zero e baixo valor do Coeficiente de Desigualdade de Theil (TIC) que são usados com o FIT para validação estatística do modelo. Segundo Murray-Smith (1998), o valor do TIC máximo para o modelo ser aceito no controle é de 0,3, no entanto, quanto mais próximo de zero o valor do TIC, melhor é o modelo para o controle. Os dados para validação do modelo não são os mesmos dados usados para estimar o modelo e seus parâmetros.

A validação dinâmica do modelo é com resposta ao degrau, no caso, com a modificação do setpoint para verificar em malha fechada  se o modelo além da validação estatística acompanha a dinâmica do processo. Após a validação do modelo com o auxílio do pidtool do MATLAB o controlador PID é ajustado.

# 5 ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Estes controladores usados com a válvula de expansão eletrônica possuem software de supervisão e comunicação com serial RS 485 que interliga vários componentes. O conversor analógico digital e digital analógico AD/DA vem configurado com tempo de amostragem de 30 segundos e o tempo mínimo de amostragem é 5 segundos. Estes controladores e conversores permitem algumas configurações de modificação de parâmetros, mas não possuem código aberto, já que tem sua programação definida pelo fabricante. A Tabela 20 mostra as incertezas de várias grandezas mensuradas nos experimentos com o protótipo de refrigeração.

Tabela 20 - Incertezas de várias grandezas mensuradas

| Incerteza da temperatura | | Incerteza da pressão de sucção | Incerteza da pressão de descarga | Incerteza do superaquecimento | | Incerteza da massa | Incerteza do consumo energético | Incerteza da corrente |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| -10°C a 100°C | Restante da faixa | | | 90kpa a 214kpa | 214kpa a 483kpa | | | |
| ±0,1°C | ±0,5°C | ±21kpa | ±55kpa | ±2°C | ±1°C | ±0,2 kg | ±5w.h | ±0,05A |

Fonte: (elaborado pelo autor)

## 5.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS DA BANCADA DE REFRIGERAÇÃO

Esta subseção mostra os resultados experimentais coletados na bancada de refrigeração remota descrita no capítulo 4. Os experimentos foram realizados considerando carga térmica (resistência elétrica) de 0% e 100%.

### 5.1.1 Comportamento energético da bancada de refrigeração com 0% de carga

Foram feitos três experimentos com o protótipo de refrigeração para refrigerar uma solução de 55, 1 L de etilenoglicol a 50 %, a duração de cada experimento foi de duas horas. Foi avaliado o desempenho da válvula de expansão eletrônica com os parâmetros PID de fábrica, no caso, um controle PI com ganho proporcional Kp= 2, tempo integral Ti=25 e

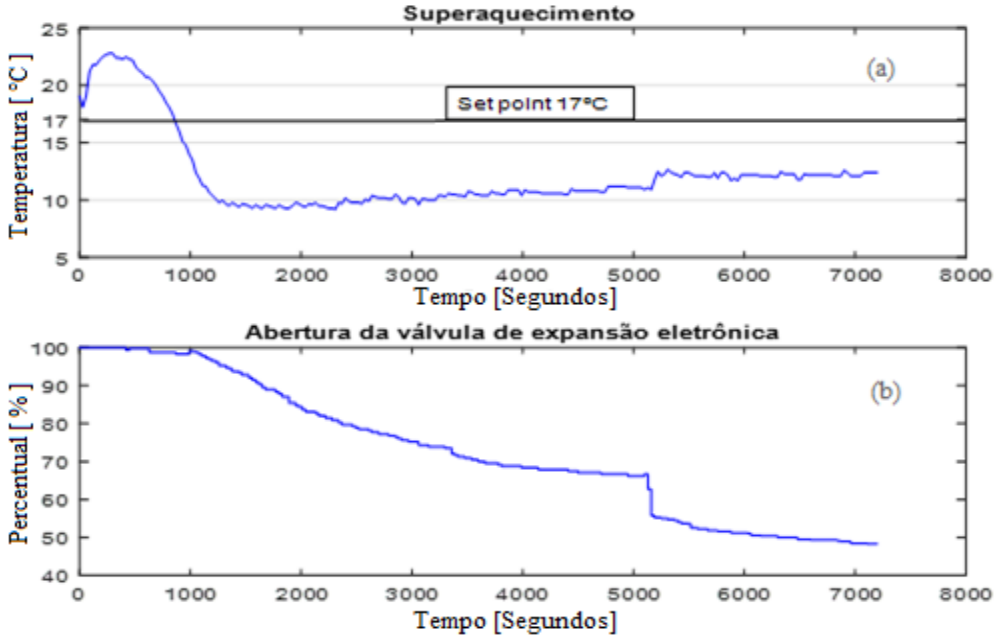
tempo derivativo Td = 0. O set point do superaquecimento total foi de 17ºC, dos três experimentos, o melhor resultado foi tomado como padrão comparativo e parâmetros como EER, superaquecimento, abertura da válvula, corrente, pressão de sucção, pressão de descarga, temperatura de descarga, temperatura da linha de líquido e temperatura ambiente são mostrados para análise.

A Figura 44 mostra os sinais de saída e entrada, no caso, superaquecimento e abertura da válvula de expansão eletrônica que inicia o experimento com abertura de 100%. Os parâmetros de controle PI usados foram os que já vieram configurados de fábrica para comparação e análise. Através dessa análise dos sinais de saída e entrada que possuem um controle proporcional integral com ganho de 2 e tempo integral de 25 pode-se estimar pela teoria o aumento ou diminuição desses parâmetros.

O set point foi de 17 ºC e o erro mostrado na Figura 44(a) entre a temperatura do superaquecimento e o setpoint é bastante acentuado. O sinal de saída do controlador PI conforme mostrado na Equação 3.7 explicita que quanto maior o Ti menor será a atuação integral no controle, no entanto, a ação integral faz-se necessária para zerar ou minimizar o erro. Com isso, a sintonia do controlador neste caso específico só pode ser com redução do Ti e aumento do ganho proporcional para que o erro seja eliminado ou reduzido.

$$U(t) = Kp.(e(t) + \frac{1}{Ti}\int e(t)) \tag{3.7}$$

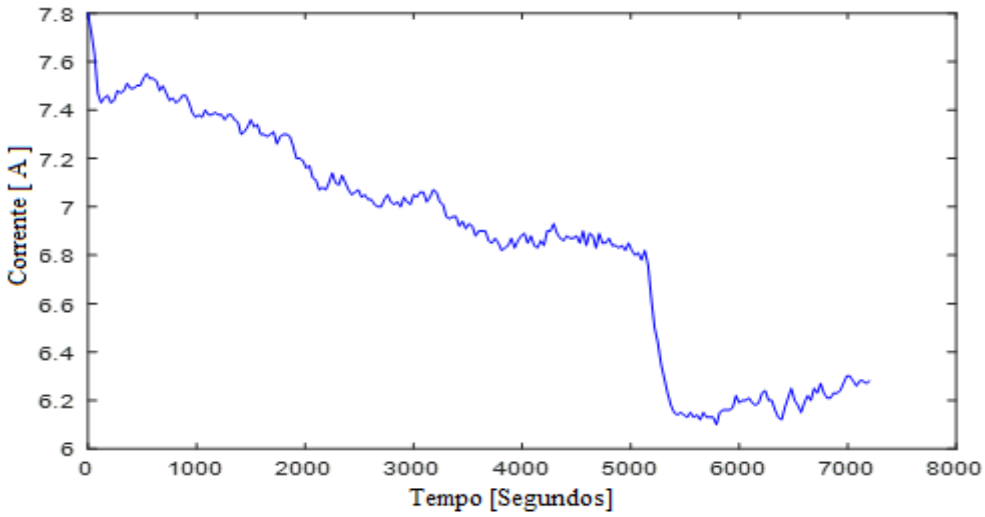
Figura 44 - Sinais de saída(a) e entrada(b) do controle PI com Kp=2 e Ti=25




Fonte: (elaborado pelo autor)

Conforme mostrado na Figura 44 o superaquecimento aumenta com a redução da abertura da válvula de expansão eletrônica e a Figura 45 explicita que a corrente do protótipo de refrigeração diminui com o aumento do superaquecimento no tempo de 5130 segundos.

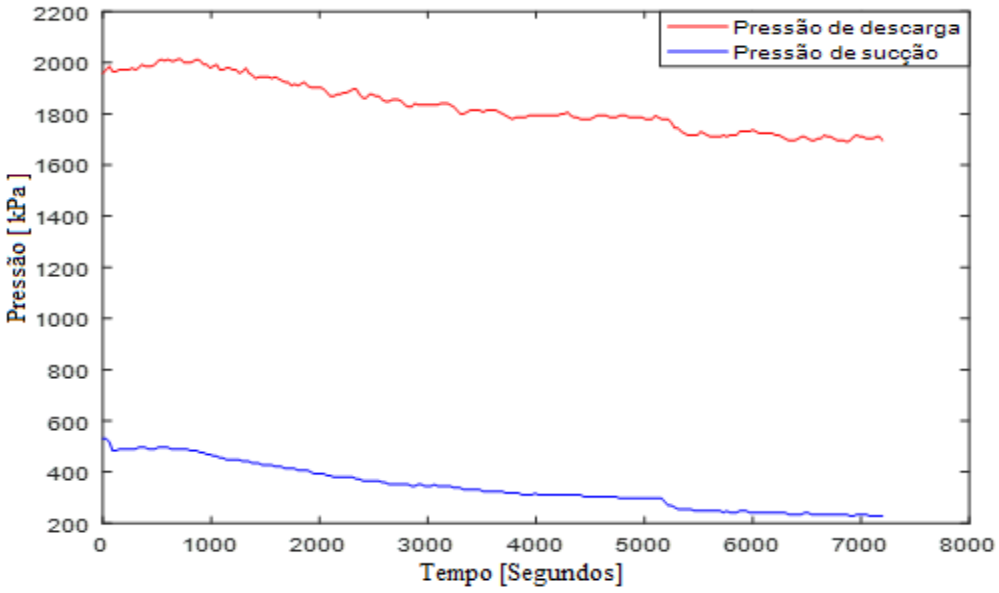
Figura 45 - Corrente do protótipo de refrigeração com Kp=2 e Ti=25




Fonte: (elaborado pelo autor)

A Figura 46 mostra a diminuição mais acentuadas das pressões de descarga e sucção do compressor com o fechamento mais acentuado da válvula de expansão no tempo de 5130 segundos e o aumento do superaquecimento na Figura 44. A diminuição continua das pressões é devido a diminuição continua da carga térmica.

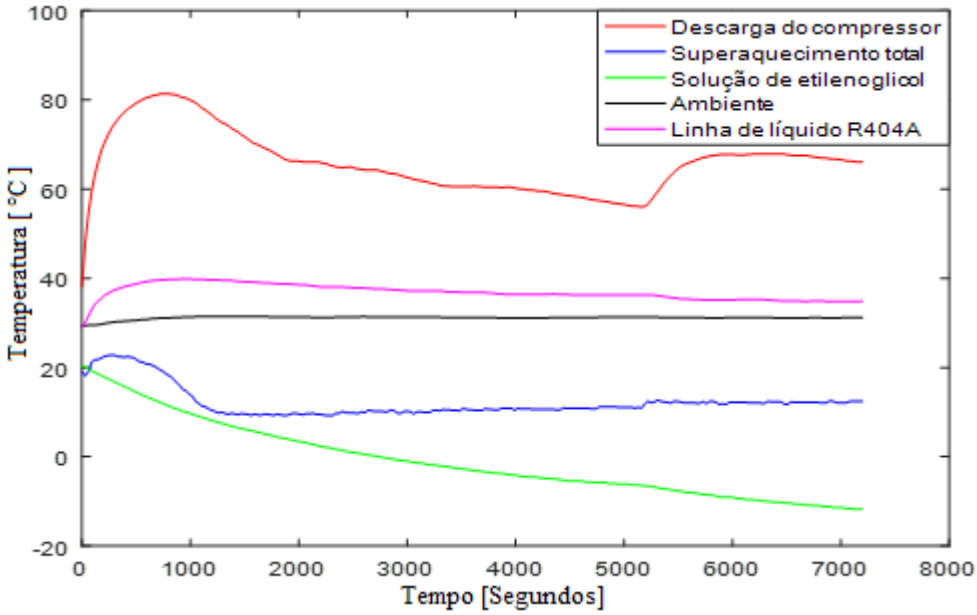
Figura 46 - Pressões do compressor que utiliza R404A como fluido de trabalho




Fonte: (elaborado pelo autor)

As temperaturas do protótipo de refrigeração medidas durante o experimento na Figura 47 mostram o comportamento em relação ao controle PI com configuração do fabricante no processo de refrigeração da solução de etilenoglicol por duas horas. É possível notar um aumento na temperatura de descarga devido ao fechamento mais acentuado da válvula de expansão na Figura 44 no tempo de 5130 segundos, no entanto, o valor da temperatura de descarga não foi elevado. O que permite ainda, aumentar mais o superaquecimento, sem ocasionar distúrbio na temperatura de descarga, o que leva a ganhos operacionais e energéticos do sistema de refrigeração.

Figura 47 - Temperaturas do protótipo de refrigeração




Fonte: (elaborado pelo autor)

### 5.1.2 Comportamento energético da bancada de refrigeração com 100% de carga

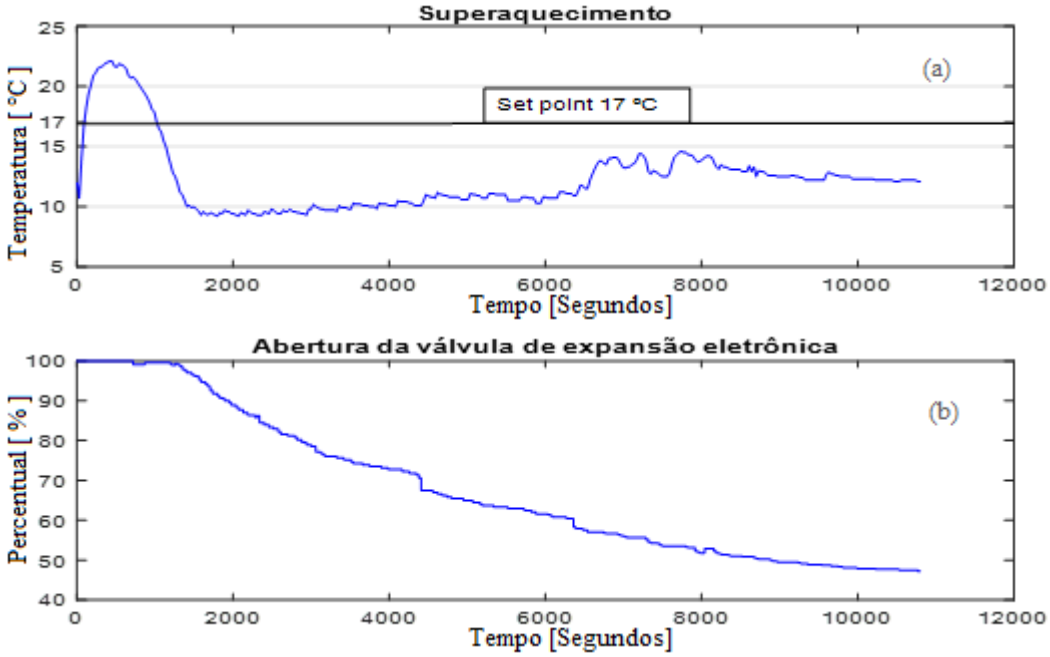
No caso, do cenário experimental com carga de 100%, foram feitos três experimentos com o protótipo de refrigeração para refrigerar uma solução de 55, 1 L de etilenoglicol a 50 %, uma resistência de 625,4W aquecia a solução de etilenoglicol aumentando a carga térmica, a duração de cada experimento foi de três horas. Foi avaliado o desempenho da válvula de expansão eletrônica com sua abertura inicial de 100% e com os parâmetros PID de fábrica, no caso, um controle proporcional integral PI com ganho proporcional Kp= 2, tempo integral Ti=25 e tempo derivativo Td = 0. O set point do superaquecimento total foi estabelecido em

17ºC, sendo o melhor resultado tomado como padrão comparativo, onde os parâmetros utilizados foram: EER, superaquecimento, abertura da válvula, corrente, pressão de sucção, pressão de descarga, temperatura de descarga, temperatura da linha de líquido e temperatura ambiente.

A Figura 48 mostra os sinais de saída e entrada, no caso, superaquecimento e abertura da válvula de expansão do experimento realizado com resistência simulando carga térmica. O experimento foi realizado com os parâmetros de controle PI configurados de fábrica para comparação e análise. Através dessa análise dos sinais de saída e entrada que possuem um controle proporcional integral com ganho de 2 e tempo integral de 25 pode-se estimar pela teoria o aumento ou diminuição desses parâmetros.

O set point foi de 17 ºC e o erro mostrado na Figura 48(a) foi menor do que o experimento sem resistência, mas ainda assim é grande. Como mencionado no experimento sem resistência, quanto maior o Ti menor será a atuação integral no controle, no entanto, a ação integral faz-se necessária para zerar ou minimizar o erro. Com isso, a sintonia do controlador neste caso específico só pode ser com redução do Ti e aumento do ganho proporcional para que o erro seja eliminado ou reduzido. No entanto, devido as oscilações com o acréscimo da resistência o ajuste será pequeno e o ganho proporcional ficará preservado.

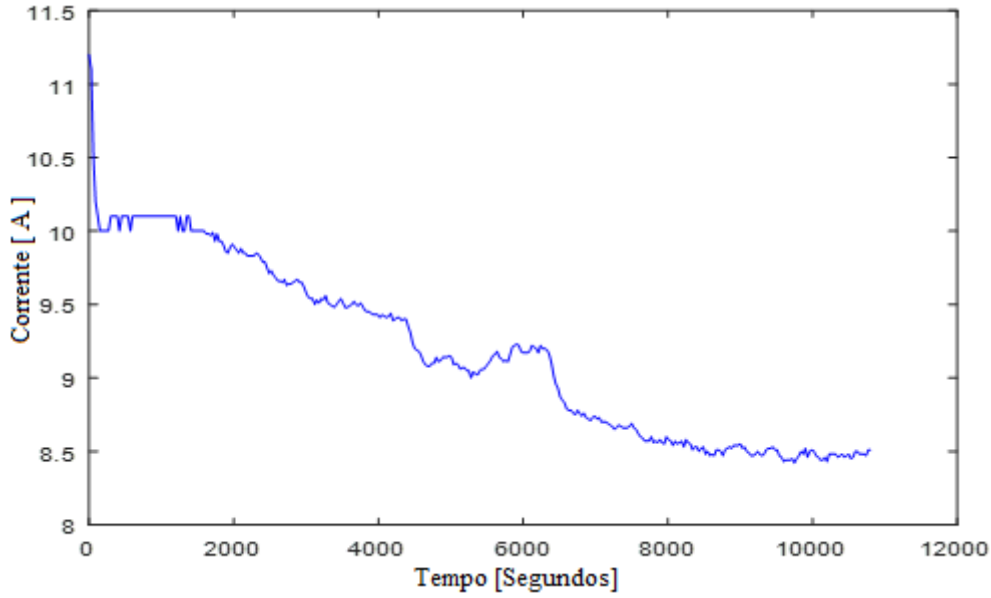
Figura 48 - Sinais de saída(a) e entrada(b) com resistência, mais Kp=2 e Ti=25




Fonte: (elaborado pelo autor)

Conforme mostrado na Figura 48 o superaquecimento aumenta com a redução da abertura da válvula de expansão eletrônica e a Figura 49 explicita que a corrente do protótipo de refrigeração diminui com o a diminuição da abertura da válvula de expansão e aumento do superaquecimento.

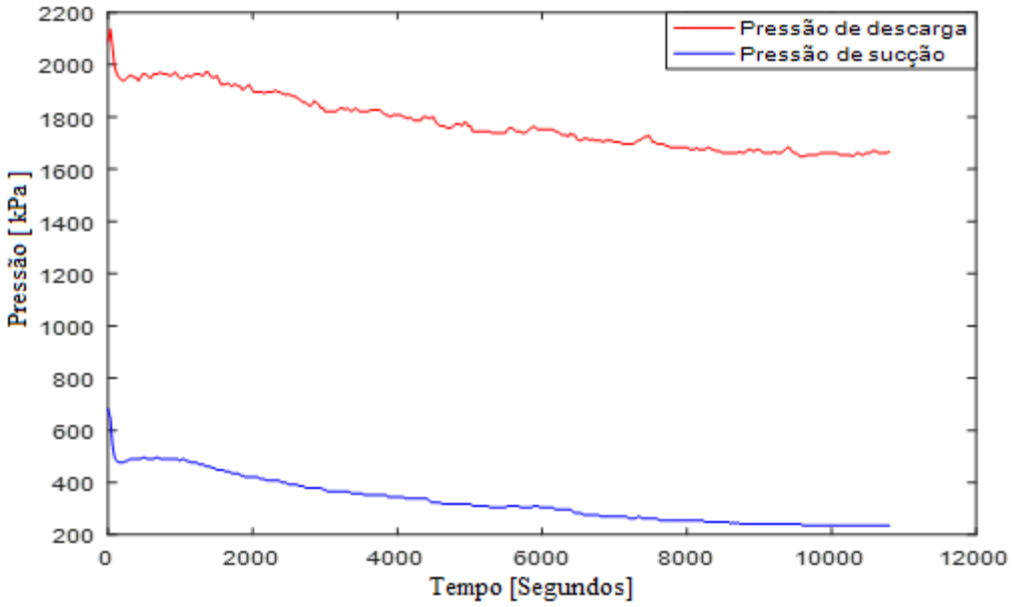
Figura 49 - corrente do protótipo de refrigeração




Fonte: (elaborado pelo autor)

A Figura 50 mostra a diminuição das pressões de descarga e sucção do compressor com a diminuição da abertura da válvula de expansão Figura 48.

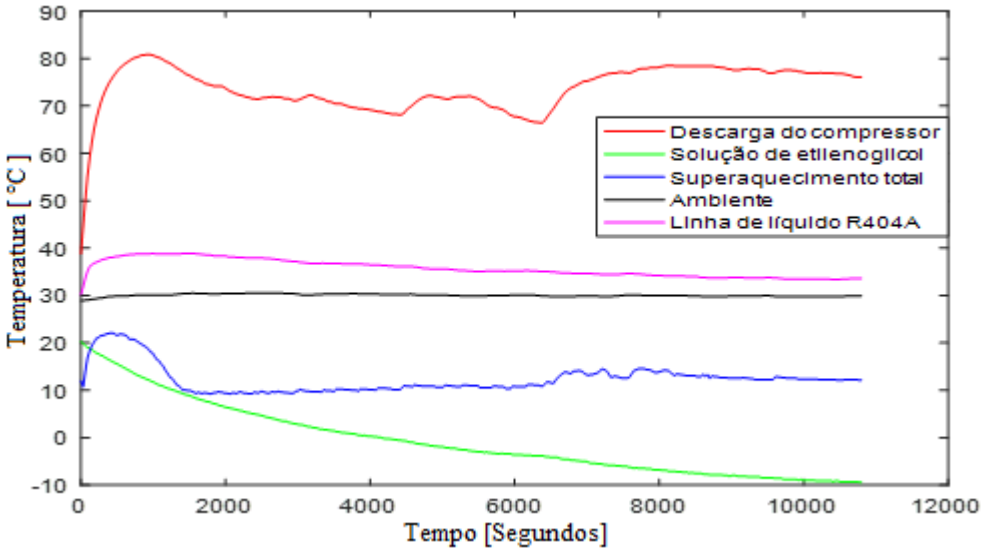
Figura 50 - Pressões do compressor que utiliza R404A como fluido de trabalho




Fonte: (elaborado pelo autor)

As temperaturas do protótipo de refrigeração medidas durante o experimento na Figura 51 mostram o comportamento em relação ao controle PI com configuração de fábrica no processo de refrigeração da solução de etilenoglicol por três horas e com resistência simulando carga térmica. É possível notar um aumento na temperatura de descarga devido a diminuição da abertura da válvula de expansão e aumento do superaquecimento na Figura 48, semelhante ao cenário anterior descrito.

Figura 51 - Temperaturas do protótipo de refrigeração




Fonte: (elaborado pelo autor)

### 5.1.3 Resultados do modelo discreto linear - carga 0%

Usando o sistema de identificação do MATLAB® foi estimado, através do método de predição de erro, um modelo polinomial Box-Jenkis bj31221 com tempo de amostragem de 5 segundos. Pois, o Teorema de amostragem de Nyquist relata que a taxa de amostragem deve ser maior do que o dobro da maior frequência do sinal analisado e a maior frequência do sinal do experimento para controle é 0,1 Hz. No entanto, o conversor tem um mínimo de 5 segundos que dar justamente o dobro e por isso foi utilizado esse tempo de amostragem. A equação 5.1 mostra o modelo polinomial Box-Jenkis validado:

$$y(t) = \left[\frac{B(z)}{F(z)}\right] u(t) + \left[\frac{C(z)}{D(z)}\right] e(t) \qquad (5.1)$$

Onde,

$$B(z) = -0{,}002404z^{-1} - 0{,}0207z^{-2} + 0{,}02219z^{-3}$$

$$C(z) = 1 - 0{,}7957z^{-1}$$

$$D(z) = 1 - 1{,}708z^{-1} - 0{,}7084z^{-2}$$

$$F(z) = 1 - 1{,}695z^{-1} - 0{,}6966z^{-2}$$

Os pólos e zeros da função de transferência da Equação 5.2 do modelo polinomial Bok-Jenkis bj31221 em tempo discreto foram encontrados com o sisotool do MATLAB® conforme a Tabela 21 abaixo:

$$bj31221(z) = \frac{-0{,}0024041z^{-1}(1+9{,}573z^{-1})(1-0{,}9642z^{-1})}{(1-0{,}9938z^{-1})(1-0{,}701z^{-1})} \quad (5.2)$$

Tabela 21 - Polós e zeros do modelo polinomial bj31221

| Pólos | Zeros |
|---|---|
| 0,997 | 0,964 |
| 0,731 | -9,57 |
| -0,0305 | |

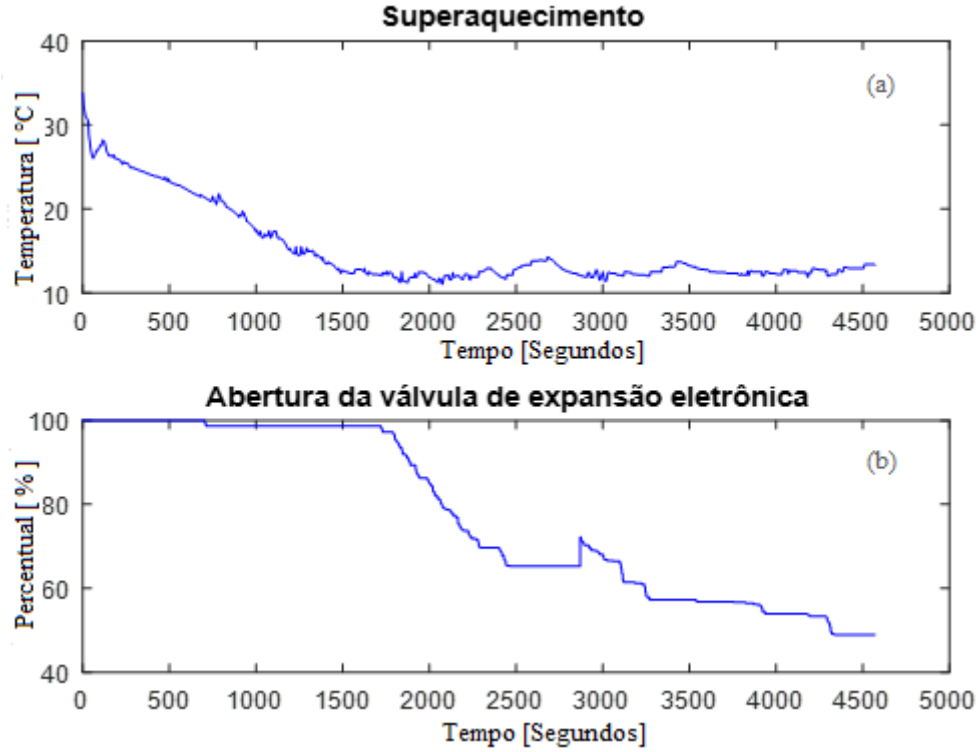
Fonte: (elaborado pelo autor)

### 5.1.3.1 Estimativa do modelo discreto linear do controle do dispositivo de expansão – 0% carga

Para determinar um modelo polinomial discreto linear que represente a dinâmica do processo em relação ao superaquecimento e a abertura da válvula de expansão eletrônica foram coletados dados experimentais. Para coleta dos dados de estimação do modelo, o protótipo refrigerou a solução de etilenoglicol de 20,2ºC a -9ºC com o ganho proporcional 1, tempo integral zero e tempo derivativo zero para utilização dos dados de abertura percentual da válvula de expansão eletrônica com o superaquecimento.

O superaquecimento total começou com o valor de 33,8ºC e set point de 17ºC, os dados de saída e entrada usados para estimação do modelo, neste caso, superaquecimento e abertura da válvula são mostrados na Figura 52. Foi reduzido o tempo de amostragem de 30 segundos para 5 segundos com o intuito de diminuir as incertezas associadas. Pois, o teorema de amostragem de Nyquist relata que a taxa de amostragem deve ser maior do que o dobro da maior frequência do sinal analisado.

Figura 52 - Dados de saída(a) e entrada(b) para estimação do modelo



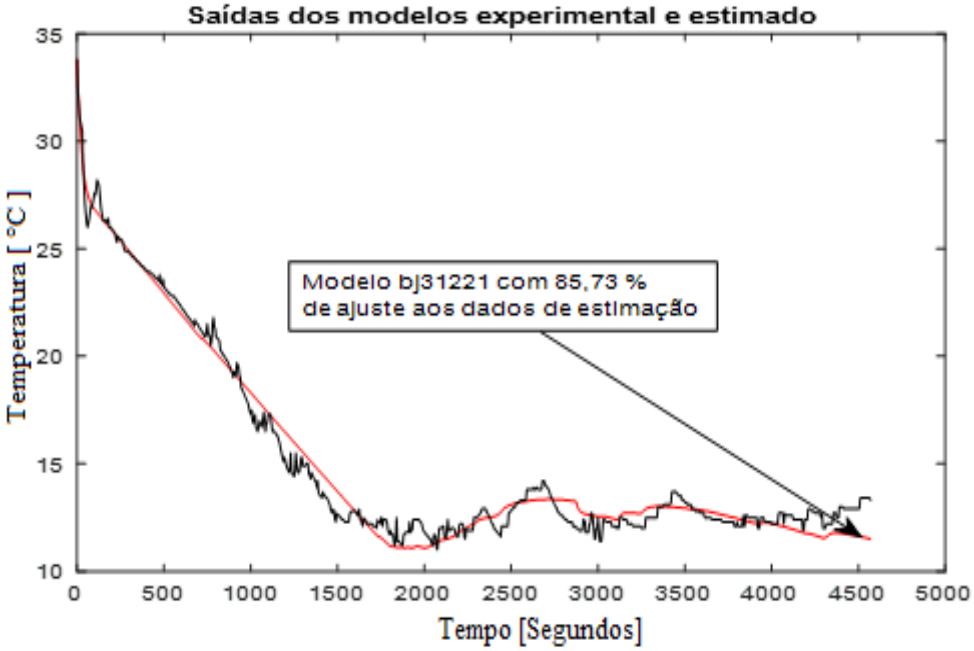

Fonte: (elaborado pelo autor)

Novamente, foi utilizada a ferramenta de identificação de modelo do MATLAB® para determinar o modelo discreto linear do processo de refrigeração. Os critérios utilizados para escolha do modelo foram: bom ajuste FIT (fitPercent) aos dados de estimação que é a percentagem da (NRMSE) Raiz do Erro Quadrático Médio Normalizado, baixo valor da Raiz do Erro Médio Quadrático (RMSE), Coeficiente de Desigualdade de Theil (TIC) menor que 0,3 e boa resposta ao degrau em malha fechada com os parâmetros PID. Segundo o comportamento analisado com a configuração padrão do fabricante da válvula de expansão eletrônica (controlador kp de 2 e TI de 25), se fez necessário, reduzir o TI e aumentar o kp dos parâmetros PI do controle para reduzir o erro em relação ao set point, no caso, um modelo estimado com sintonia de controle PI com valor alto de TI e baixo kp não representa o

processo. Mesmo que o modelo tenha boas métricas estatísticas como bons Fit, RMSE e TIC é necessário que o modelo seja validado com boa resposta ao degrau em malha fechada.

A Figura 53 mostra o ajuste Fit de 85,73% do modelo aos dados de estimativa pelo Método de Predição de Erro (PEM). Neste método o modelo teve TIC de 0,0211 e RMSE de 0,6681.

Figura 53 - Ajuste Fit do modelo bj31221 aos dados de estimativa

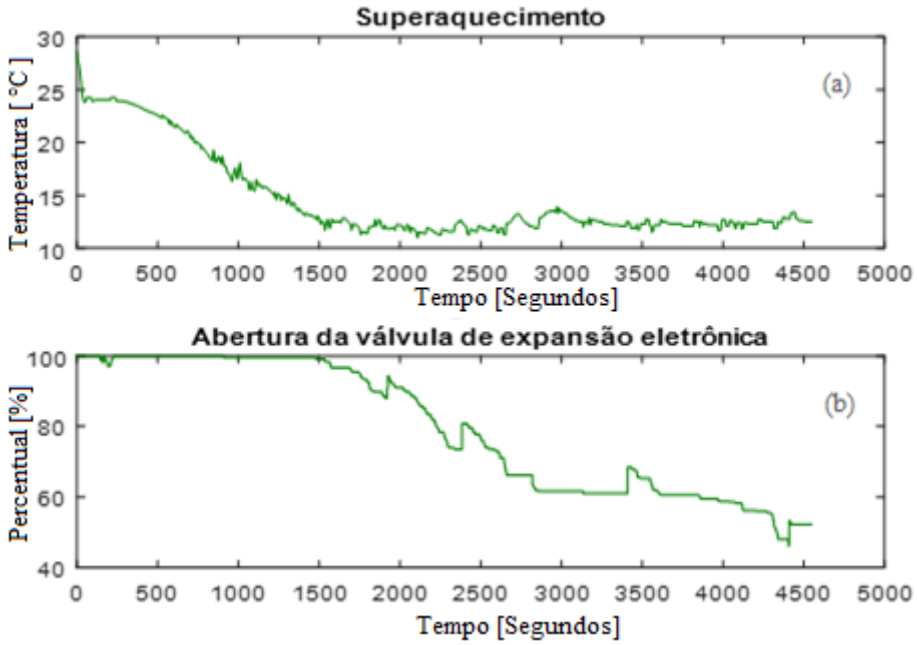



Fonte: (elaborado pelo autor)

5.1.3.2 Validação do modelo discreto linear do controle do dispositivo de expansão – 0% carga

Para validar o modelo bj31221 não foram utilizados os dados da estimativa, portanto, outros dados foram utilizados na validação que são mostrados na Figura 54. O protótipo de refrigeração refrigerou a solução de etilenoglicol de 19,4ºC a -9ºC com o ganho proporcional 1, tempo integral zero e tempo derivativo zero para coleta dos dados de superaquecimento e abertura percentual da válvula de expansão eletrônica. O superaquecimento começou com o valor de 28,6ºC e set point de 17 ºC, os dados de saída e entrada usados para validação do modelo são mostrados na Figura 5.11.

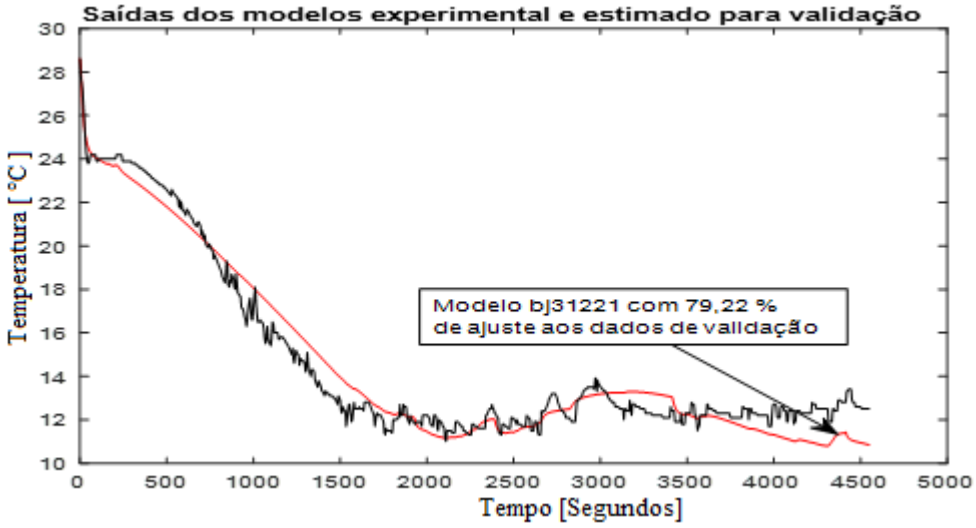
Figura 54 – Dados de saída(a) e entrada(b) para validação do modelo bj31221




Fonte: (elaborado pelo autor)

A Figura 55 mostra o ajuste Fit de 79,22% do modelo aos dados de validação pelo Método de Predição de Erro (PEM). Neste método o modelo teve o TIC de 0,0281 e RMSE de 0,8560.

Figura 55 - Ajuste Fit do modelo bj31221 aos dados de validação

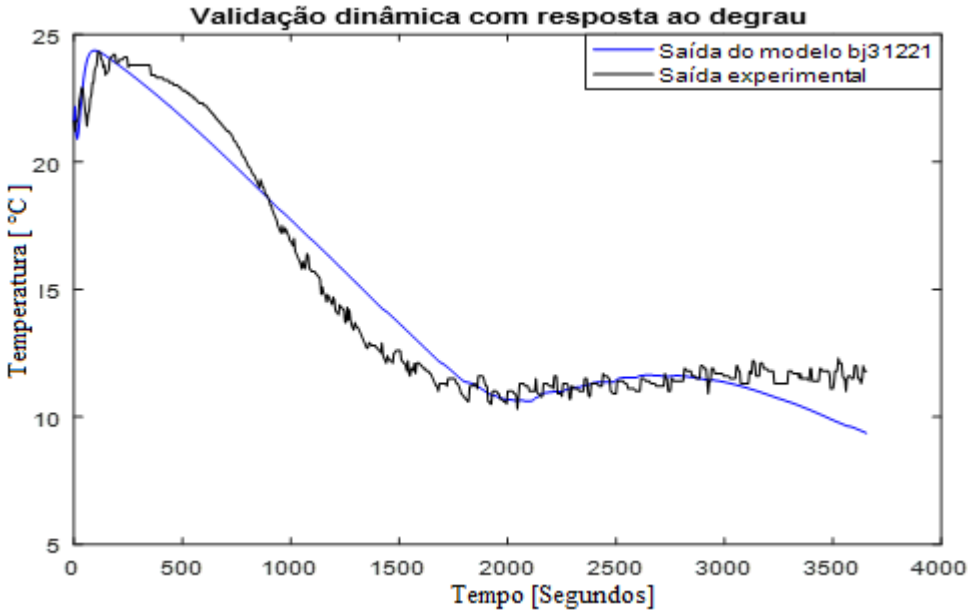



Fonte: (elaborado pelo autor)

A validação dinâmica com resposta ao degrau foi com a modificação do set point experimental e comparando com a saída do modelo. No caso, o controle foi o mesmo da validação com ganho proporcional de 1 e o set point modificado de 17°C para 16°C. O

protótipo refrigerou a solução de etilenoglicol de 20,2 °C a -6°C com o superaquecimento iniciado em 21,6°C. A Figura 56 mostra os dados de saída experimental e os dados de saída do modelo após aplicação do degrau para verificação do acompanhamento da dinâmica da planta.

Figura 56 - Validação dinâmica



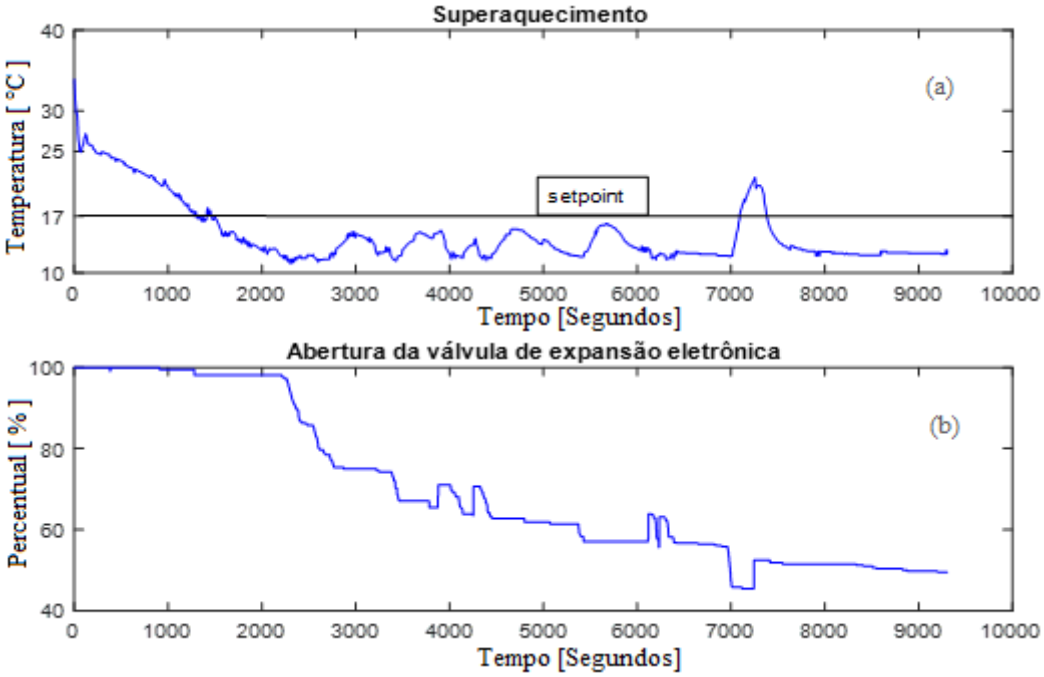

Fonte: (elaborado pelo autor)

### 5.1.4 Resultados do modelo discreto linear - carga 100%

Na mesma forma que foi aplicado no caso de 0% da carga térmica, foi realizado no caso de 100% da carga para determinar o modelo matemático dinâmico do processo considerando o superaquecimento e a abertura da válvula de expansão eletrônica como variáveis de ação, portanto, foram coletados dados experimentais para seu desenvolvimento. Para coleta dos dados de estimação do modelo, o protótipo refrigerou a solução de etilenoglicol de 20,2ºC a -8,0 ºC com resistência de 625,4 W simulando carga térmica. O controle ficou com o ganho proporcional 1, tempo integral zero e tempo derivativo zero no controlador. Para utilização dos dados de abertura percentual da válvula de expansão eletrônica com o superaquecimento.

O superaquecimento total começou com o valor de 33,9ºC e set point de 17 ºC, os dados de saída e entrada usados para estimação do modelo, no caso, superaquecimento e abertura da válvula são mostrados na Figura 57.

Figura 57 – Dados de saída(a) e entrada(b) de estimação do modelo com resistência




Fonte: (elaborado pelo autor)

A Figura 57 mostrou que com o acréscimo da resistência elétrica (carga térmica) aquecendo a solução de etilenoglicol modificou a dinâmica do sistema. O modelo determinado com o sistema de refrigeração sem carga térmica simulada por resistência elétrica não se adequou de forma correta com o processo transiente atual do sistema, devido à perturbação constante introduzida pela resistência elétrica, em função das oscilações.

Na busca do modelo adequado para este tipo de comportamento, foram testados vários modelos discretos polinomiais lineares, tais como: ARX, ARMAX, OE e BOX-Jenkis, mas nenhum apresentou um bom ajuste aos dados e boa resposta a dinâmica do processo em malha fechada com parâmetros PID. Outros modelos diferentes dos mencionados não foram testados, pois não fazem parte deste estudo. No entanto, como a Figura 57 mostrou o sistema com oscilação, o segundo método de Ziegler Nichols foi utilizado para achar os parâmetros do controlador PID.

## 5.2 PARÂMETROS PID OBTIDOS COM MODELO DISCRETO LINEAR E MÉTODO DE ZIEGLER NICHOLS PARA 0% E 100% DE CARGA.

Na determinação dos parâmetros PID do sistema, o modelo encontrado assim como a aplicação do método de Ziegler Nichols foi utilizado de forma simultânea, considerando 0 e 100% da carga térmica.

### 5.2.1 Parâmetros PID com modelo discreto linear com 0% de carga

Foram sintonizados os parâmetros de controle PID com o modelo validado bj31221, através da ferramenta, pidtool do MATLAB®. A Tabela 22 mostra os parâmetros encontrados com o software.

Tabela 22 - Parâmetros PID encontrados com o modelo bj31221

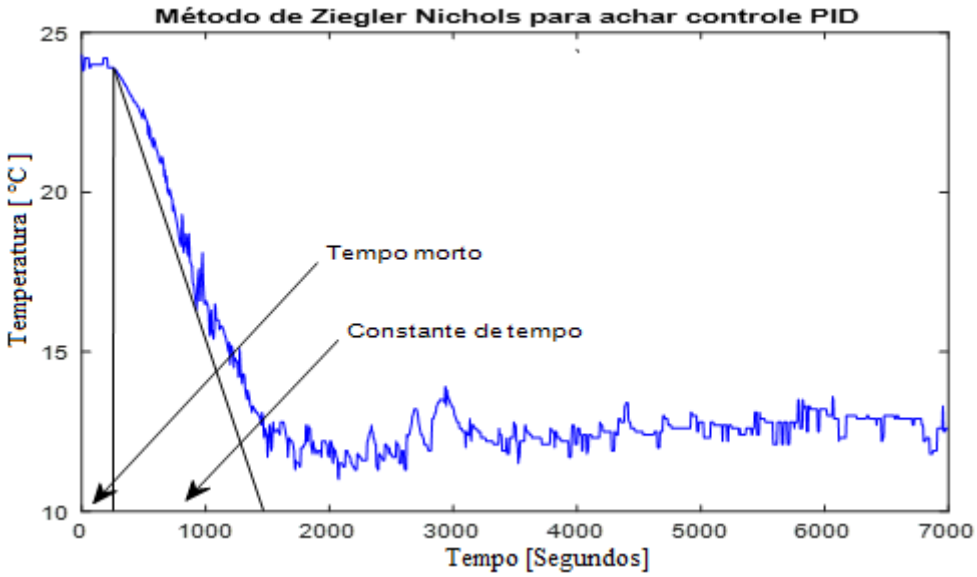
| kp | Ti | Td | Tempo de subida [segundos] | Tempo de acomodação [segundos] | Overshoot [ %] |
|---|---|---|---|---|---|
| -4,6589 | 15,5052 | 0 | 50 | 365 | 14,1 |
| -13,137 | 17,452 | 0 | 15 | 235 | 8,58 |
| -4,9928 | 25,0767 | 0 | 75 | 465 | 13,8 |
| -16,1041 | 29,6325 | 3,4186 | 30 | 305 | 6,21 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

### 5.2.2 Parâmetros PID com método Ziegler Nichols para 0% de carga

Para achar os parâmetros PID do controlador foi usado o primeiro método de Ziegler Nichols com o sinal de saída. Foi considerado o sistema de primeira ordem com atraso e utilizando o método descrito na Figura 58, no qual, obteve-se o tempo morto L, constante de tempo T e ganho. As amostras do sinal com tempo de amostragem de 5 segundos foram representadas em tempo contínuo segundo a Figura 58, portanto, os parâmetros obtidos após a utilização da Tabela 6 são de um controlador em tempo contínuo.

Figura 58 - Primeiro método de Ziegler Nichols

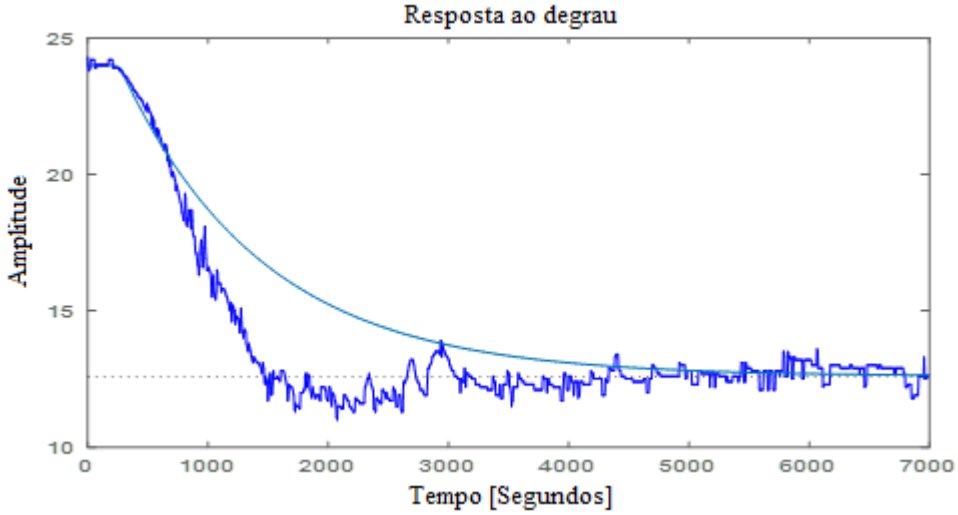



Fonte: (elaborado pelo autor)

Com o primeiro método de Ziegler Nichols foram encontrados: ganho de -11,4, tempo morto de 260 segundos e constante de tempo de 1190 segundos. A Equação 5.3 mostra a função de transferência encontrada e a Figura 59 mostra a resposta ao degrau da mesma.

$$função\ de\ transferência\ = e^{-260s}.\frac{-11{,}4}{1190s+1} \tag{5.3}$$

Figura 59 - Resposta ao degrau da função de transferência encontrada




Fonte: (elaborado pelo autor)

Os parâmetros do controlador PID encontrados com o tempo morto L e constante de tempo T são mostrados na Tabela 24.

Tabela 24 - Controlador PID contínuo pelo primeiro método de Ziegler Nichols

| Tipo de controlador | Kp | Ti | Td |
|---|---|---|---|
| P | 4,58 | ∞ | 0 |
| PI | 4,12 | 867 | 0 |
| PID | 5,49 | 520 | 130 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

O controlador utilizado no protótipo é discreto e para discretizar o controlador em tempo continuo encontrado pelo primeiro método de Ziegler Nichols foi usado o método de Backward Euler. Esse método substitui a variável complexa ‘s’ da função de transferência do controlador descrita na Equação 5.4 pela equação 5.5, onde T é o período de amostragem de 5 segundos.

$$\frac{U(S)}{E(S)} = \left(Kp + Ki.\frac{1}{S} + Kd.s\right) \tag{5.4}$$

$$s = \frac{Z-1}{ZT} \tag{5.5}$$

O controlador discretizado pelo método de Backward ficou conforme a Tabela 25.

Tabela 25 - Controlador discretizado obtido pelo primeiro método de Ziegler Nichols

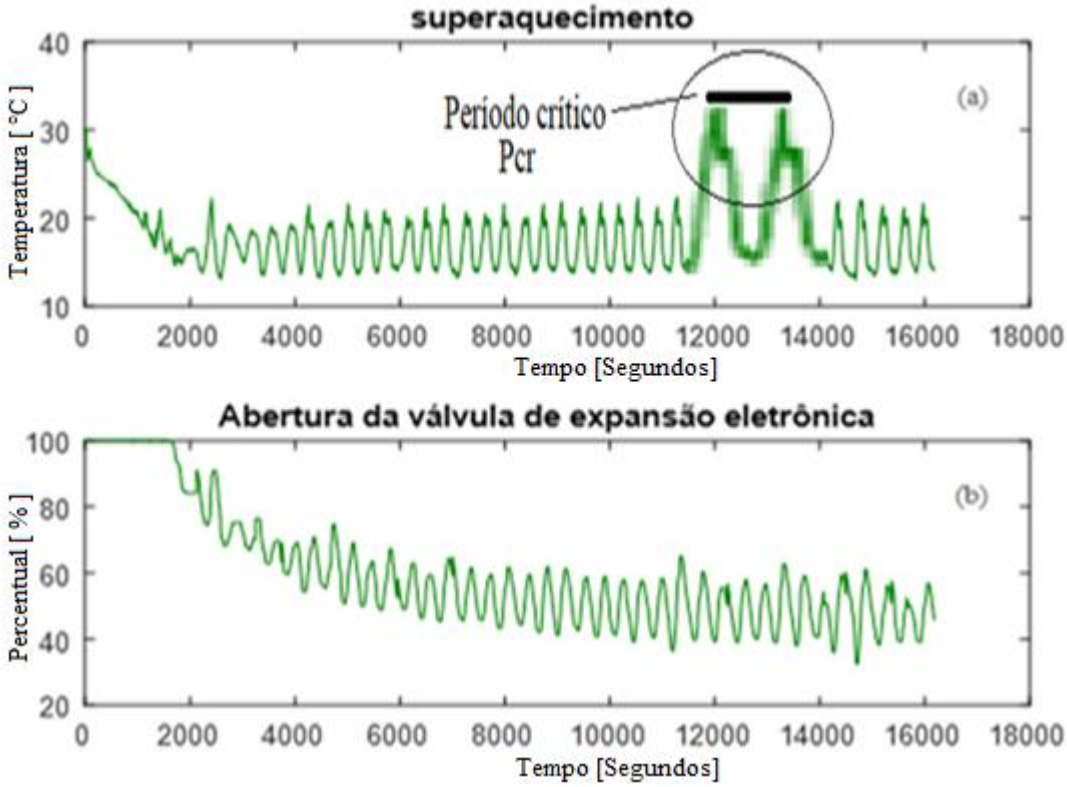
| Tipo de controlador | Kp | Ti | Td |
|---|---|---|---|
| P | 4,58 | ∞ | 0 |
| PI | 4,12 | 173 | 0 |
| PID | 5,49 | 104 | 26 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

### 5.2.3 Parâmetros PID com método Ziegler Nichols para 100% de carga

Para utilização do segundo método de Ziegler Nichos foi zerado o Ti e TD do controlador PID para ir aumentando o ganho proporcional até conseguir uma oscilação constante do superaquecimento, ou seja, que não aumente ou diminua com o passar do tempo, sendo encontrado o ganho crítico Kcr de 4. Como tratasse de um sistema real sujeito a várias incertezas, o período crítico não foi tão exato, ou seja, teve pequenas variações que podem ser desprezadas. Foi calculado a média do período crítico do superaquecimento com a sua incerteza no intervalo de confiança de 95%, o período crítico Pcr calculado tem o valor de 377 ± 3 segundos conforme Figura 60.

Figura 60 - Ganho e período crítico(a) conforme Ziegler Nichols




Fonte: (elaborador pelo autor)

O tempo de amostragem foi de 5 segundos para respeitar o teorema da amostragem de Nyquist. O período e ganho crítico foram calculados em tempo continuo conforme mostrou a Figura 60, no caso, os parâmetros de controle PID encontrados através da Tabela 7 com o ganho e período críticos são de um controlador em tempo contínuo.

Com a utilização do ganho e período crítico foram encontrados os parâmetros PID do controlador em tempo contínuo conforme a Tabela 26.

Tabela 26 - Controlador contínuo obtido pelo método de Ziegler Nichols

| Tipo de controlador | Kp | Ti | TD |
|---|---|---|---|
| P | 2 | ∞ | 0 |
| PI | 1,8 | 314,17 | 0 |
| PID | 2,4 | 188,50 | 47,13 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

O controlador utilizado no protótipo é discreto e para discretizar o controlador em tempo continuo encontrado pelo segundo método de Ziegler Nichols foi usado o método de Backward. Após aplicação do método o controlador discretizado ficou conforme a Tabela 27.

Tabela 27 - Controlador discretizado obtido pelo segundo método de Ziegler Nichols

| Tipo de controlador | Kp | Ti | Td |
|---|---|---|---|
| P | 2 | ∞ | 0 |
| PI | 1,8 | 62,83 | 0 |
| PID | 2,4 | 37,70 | 9,43 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

## 5.3 COMPARAÇÃO ENERGÉTICA ENTRE OS PARÂMETROS PID DA VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA DO FABRICANTE E OS OBTIDOS COM MODELO DISCRETO LINEAR E MÉTODOS DE ZIEGLER NICHOLS CONSIDERANDO CARGAS DE 0% E 100%.

A performance energética de um sistema de refrigeração pode ser avaliada pelo seu EER que é a razão da eficiência energética, no caso, a energia térmica que o protótipo conseguiu retirar pela energia elétrica consumida para realizar o processo de refrigeração. A energia elétrica consumida pelo protótipo no processo de refrigeração foi monitorada e registrada.

Para os experimentos com carga 0%, ou seja, sem resistência elétrica simulando carga térmica, o seu EER foi calculado segundo a Equação 5.6. Onde, E, Q, $\phi$ e h são respectivamente: energia elétrica consumida pelo protótipo de refrigeração (Wh), calor retirada da solução de etilenoglicol (W), fluxo de calor através do isolamento do protótipo em relação a temperatura ambiente e a temperatura da solução de etilenoglicol mais o calor ganho com a circulação da solução através da bomba (W) e tempo em horas. O número 3,412 na Equação 5.6 é para conversão do EER em BTU por Wh

$$\mathrm{EER} = \frac{(\mathrm{Q}+\phi).\mathrm{h}.3{,}412}{\mathrm{E}} \tag{5.6}$$

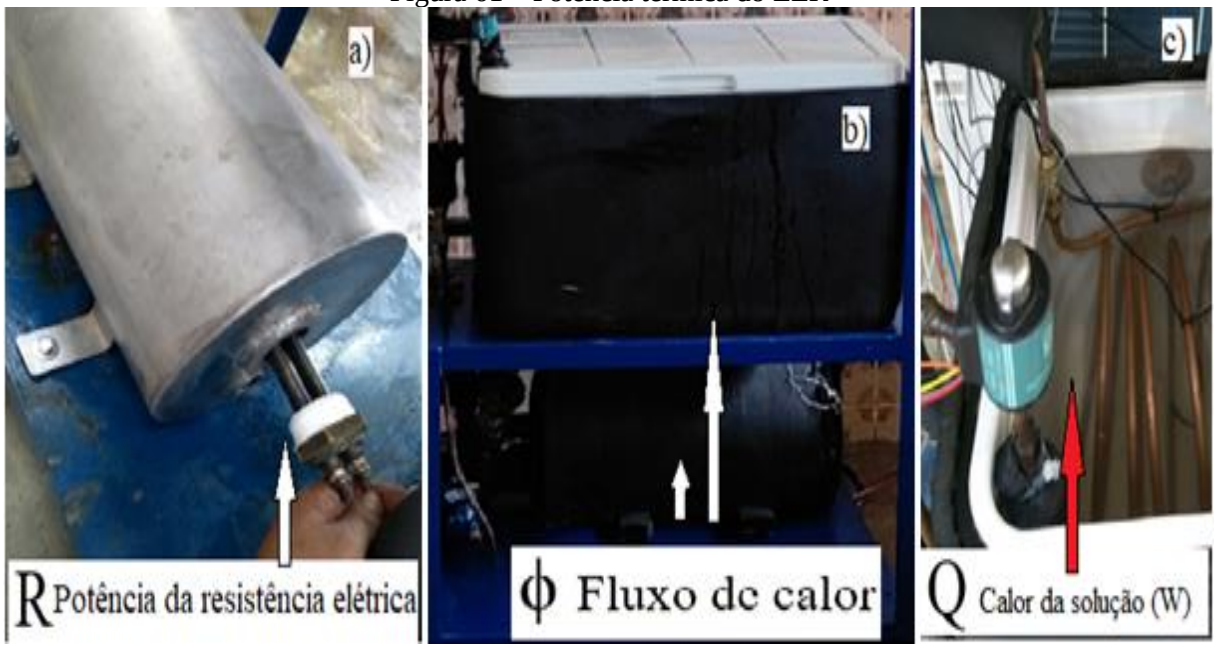
O cálculo do EER do experimento com resistência elétrica simulando carga térmica foi praticamente o mesmo supracitado, com apenas o acréscimo da potência elétrica da resistência R no numerador. O EER de cada experimento foi calculado segundo a Equação 5.7 que tem seu resultado em BTU por Wh. Onde, E, Q, $\phi$, R e h são respectivamente: energia elétrica consumida pelo protótipo de refrigeração (Wh), calor retirado da solução de etilenoglicol (W), fluxo de calor através do isolamento do protótipo em relação a temperatura

ambiente e a temperatura da solução de etilenoglicol mais o calor ganho com a circulação da solução através da bomba (W), potência da resistência elétrica (W) e tempo em horas.

$$\mathrm{EER} = \frac{(\mathrm{Q}+\phi+\mathrm{R}).\mathrm{h}.3{,}412}{\mathrm{E}} \qquad (5.7)$$

Toda solução de etilenoglicol a 50% foi considerada como volume de controle, no caso, a refrigeração retirou a soma de calor inserido na solução conforme o numerador da Equação 5.7 (Q + ϕ + R). As Figuras 61a, 61b e 61c mostram respectivamente a potência da resistência elétrica R, o fluxo de calor ϕ mais o calor ganho com a circulação da solução através da bomba e o calor Q da solução de etilenoglicol a 50% que foram usados no cálculo do EER do protótipo de refrigeração.

Figura 61 – Potência térmica do EER




Fonte: (Elaborado pelo autor)

### 5.3.1 Comparação energética entre os parâmetros PID obtidos e os do fabricante da válvula de expansão eletrônica - 0% Carga

O controlador do protótipo, segundo as especificações do fabricante, só aceita números inteiros positivos, a Tabela 28 mostra os parâmetros usados nos experimentos para avaliar qual controle deu melhor EER para duas horas de funcionamento com base nos parâmetros da Tabela 22. A Tabela 28 mostra a comparação energética de hora em hora entre os parâmetros PID obtidos com o modelo discreto linear que são os controles de 1 ao 4, sendo o controle 5 um ajuste fino e  o controle 6 os parâmetros do fabricante da válvula de expansão eletrônica.

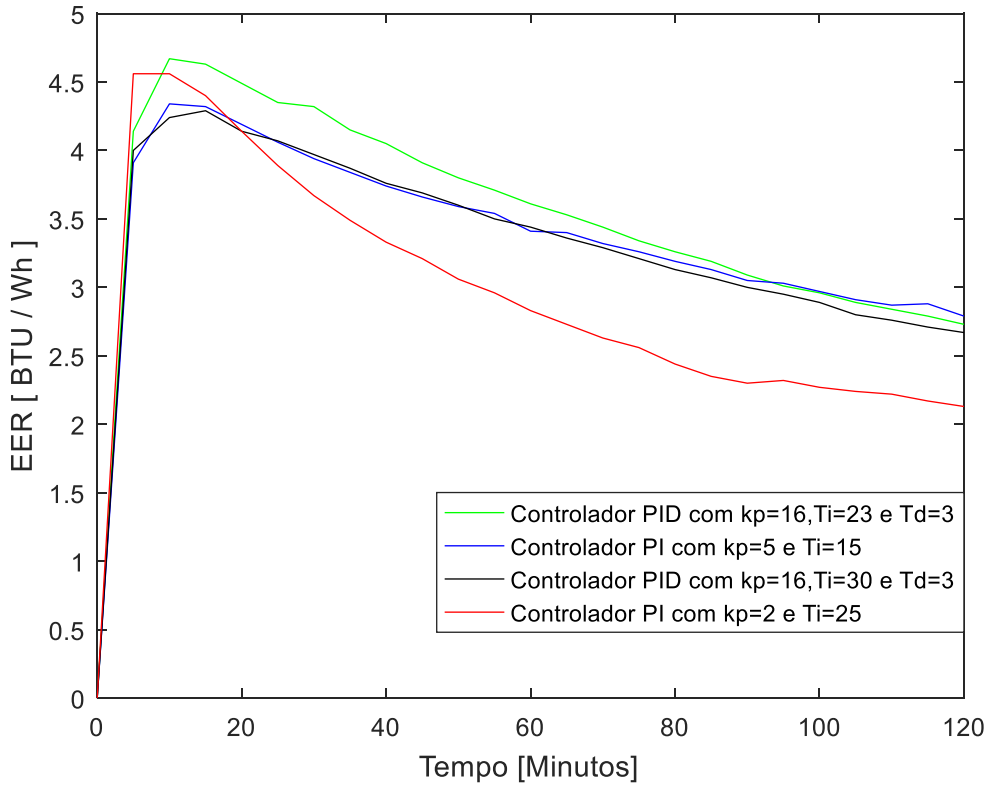
Tabela 28 - Comparação da eficiência obtida com o modelo discreto linear

| kp | Ti | Td | Controle | EER 1 hora de trabalho | Melhor do que o controle 6 em 1h (%) | EER 2 horas de trabalho | Melhor do que o controle 6 em 2h (%) | δEER |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 5 | 15 | | 1 | 3,41 | 20,49 | 2,80 | 31,46 | ±0,03 |
| 13 | 17 | | 2 | 3,41 | 20,49 | 2,70 | 26,76 | ±0,03 |
| 5 | 25 | | 3 | 3,31 | 16,96 | 2,73 | 28,17 | ±0,03 |
| 16 | 30 | 3 | 4 | 3,44 | 21,55 | 2,66 | 24,88 | ±0,03 |
| 16 | 23 | 3 | 5 | 3,61 | 27,56 | 2,73 | 28,17 | ±0,03 |
| 2 | 25 | | 6 | 2,83 | | 2,13 | | ±0,03 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

Em função das oscilações e apresentar uma menor eficiência em relação ao controle PI encontrado para duas horas de funcionamento, houve pouca insistência no controle PID para o protótipo. No entanto, como mostra a figura 62, até o funcionamento de 90 minutos o ajuste do set point com o controle PID teve melhor EER, no entanto, após 90 minutos o controle PI teve melhor eficiência, já que o controle não é adaptativo e tem fixo seus parâmetros no decorrer do processo.  A Figura 62 mostra a comparação dos controladores com melhor EER, ajuste fino e o controlador com os parâmetros de fábrica conforme a Tabela 28.

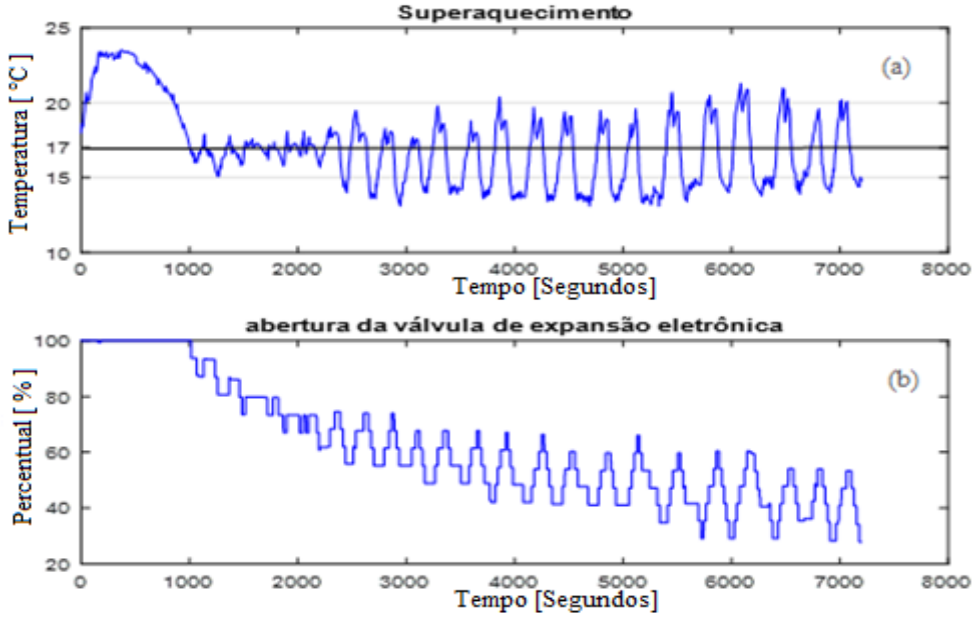
Figura 62 - Comparação do EER entre os controladores




Fonte: (elaborado pelo autor)

A Figura 63 mostra o superaquecimento e abertura da válvula de expansão eletrônica do controle PID que teve o set point de 17ºC e parâmetros PID: kp=16, Ti=23 e Td=3.

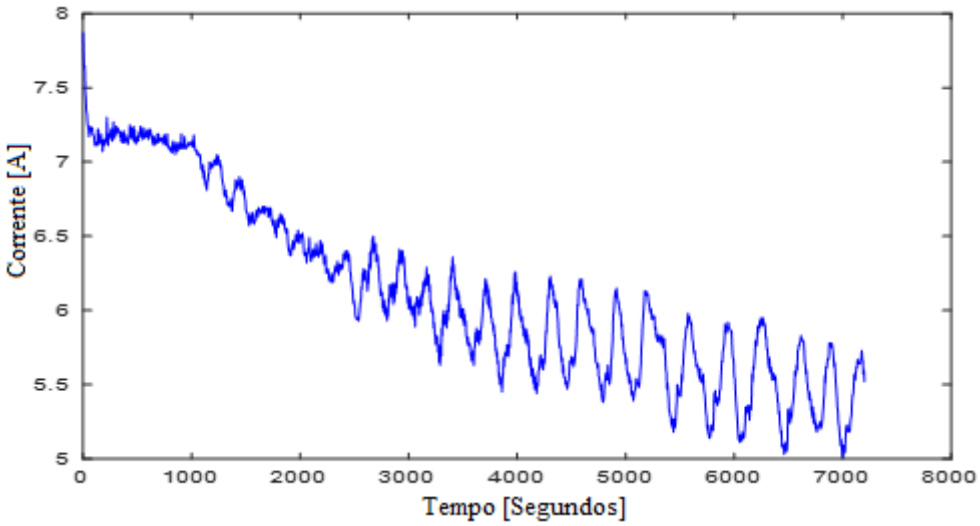
Figura 63 - Sinais de saída(a) e entrada(b) com o controle Kp=16, Ti=23 e Td=3




Fonte: (elaborado pelo autor)

A Figura 64 mostra a corrente do controle PID com kp=16, Ti=23 e Td=3. É possível visualizar que quando a oscilação do controle aumenta na Figura 63, também aumenta a oscilação da corrente do protótipo de refrigeração na Figura 64. Com isso, vale salientar que o controle do superaquecimento em condições normais de operação influi na corrente elétrica consumida.

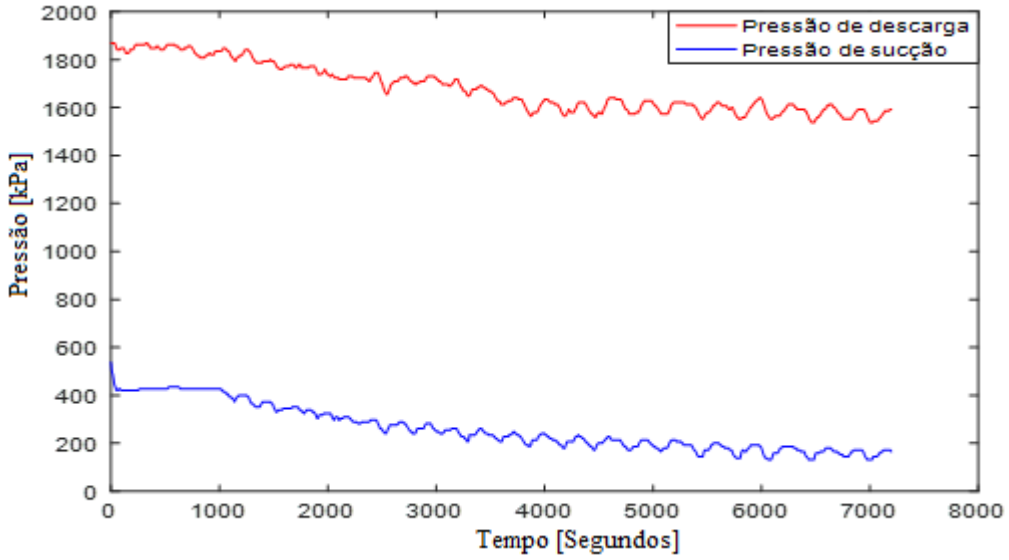
Figura 64 - corrente do protótipo com o controle PID




Fonte: (elaborado pelo autor)

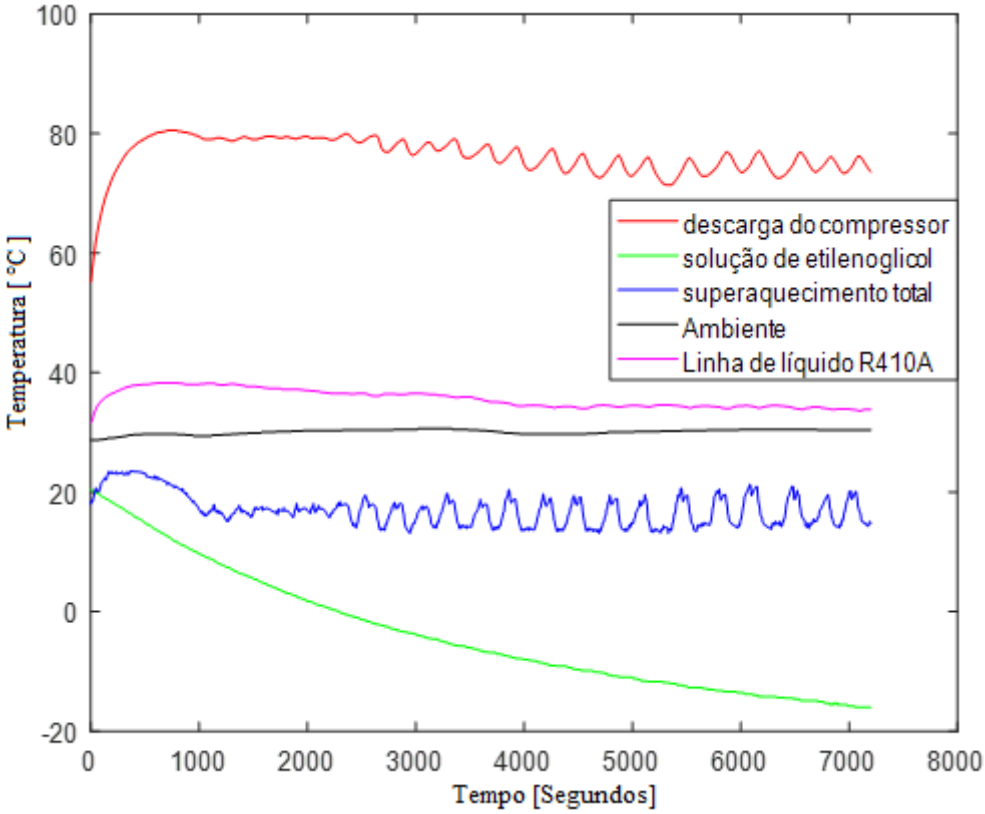
As pressões do compressor e as temperaturas do protótipo são mostradas na Figura 65 e 66, respectivamente, considerando um controlador PID com os seguintes parâmetros: kp = 16, Ti = 23 e Td = 3.

Figura 65 - Pressões de alta e baixa do protótipo com controle PID




Fonte: (elaborado pelo autor)

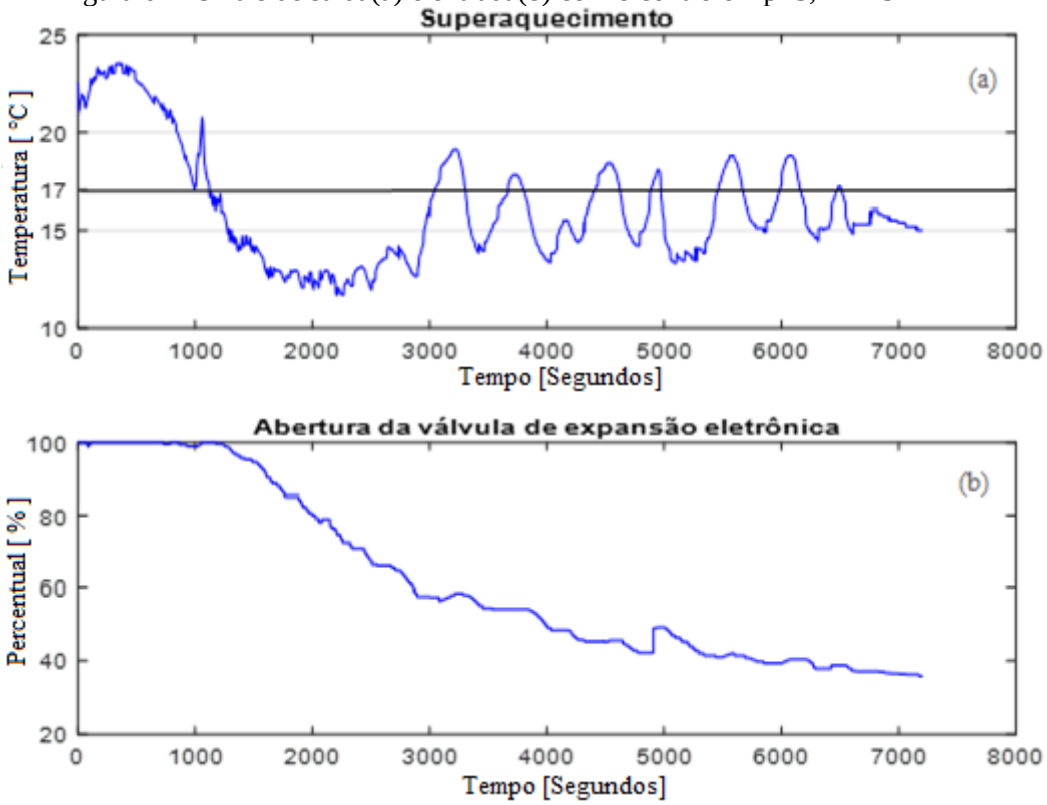
Figura 66 - Temperaturas do protótipo com controle PID




Fonte: (elaborado pelo autor)

O controle PI com ganho proporcional 5 e tempo integral 15 teve o EER de 2,80, no caso, foi melhor que o controle PI com configurações de fábrica que teve EER de 2,13 conforme foi mostrado na Tabela 28. A Figura 67 mostra o superaquecimento e abertura da válvula de expansão eletrônica do controle PI com melhor EER que teve o set point de 17ºC. Como foi visto na Figura 62, até o tempo 90 minutos o controle PID foi melhor, porém, no tempo decorrido de duas horas o controle PI teve um melhor desempenho. Como o controlador não é adaptativo, pois tem seu kp, Ti e Td fixos no processo e a avaliação foi de duas horas de funcionamento, o controle PI mostrou-se melhor nestas condições.

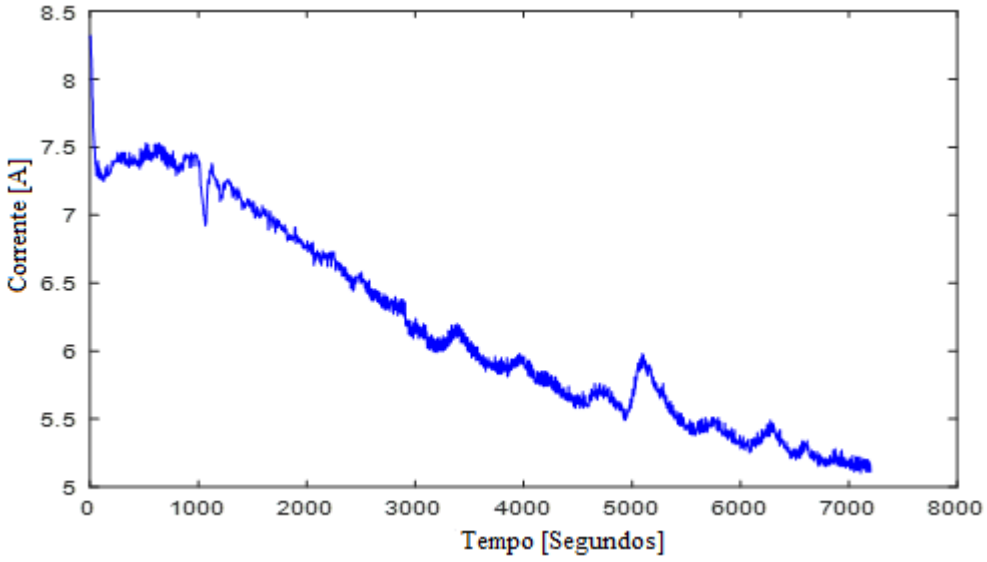
Figura 67 - Sinais de saída(a) e entrada(b) com o controle Kp=5, Ti=15




Fonte: (elaborado pelo autor)

O protótipo com o controle proporcional integral teve uma corrente menor no decorrer do processo de duas horas como mostra a Figura 68.

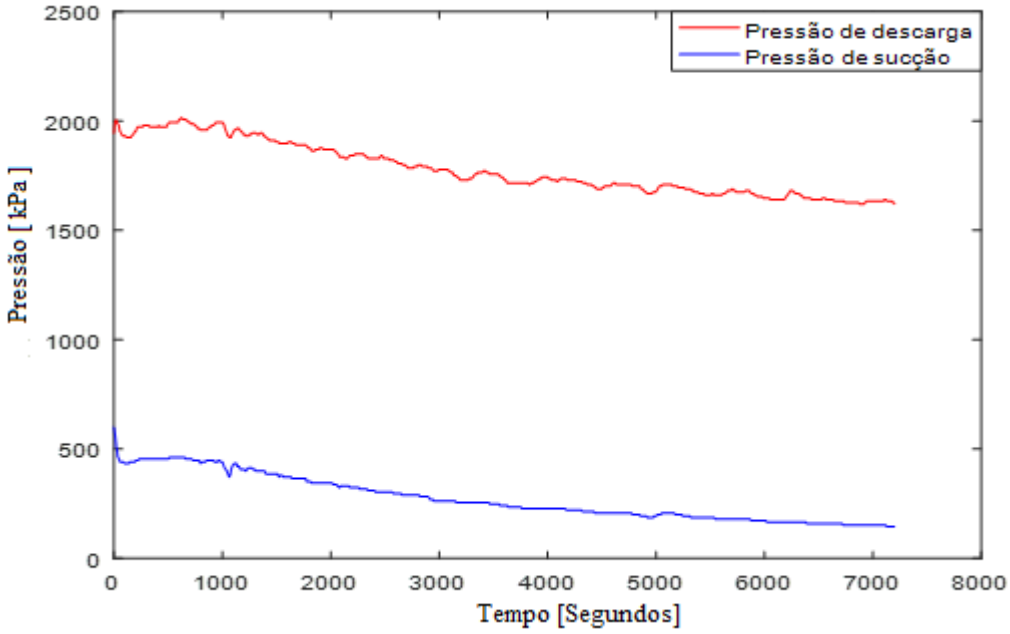
Figura 68 - Corrente do protótipo com controle: kp=5 e Ti=15




Fonte: (elaborado pelo autor)

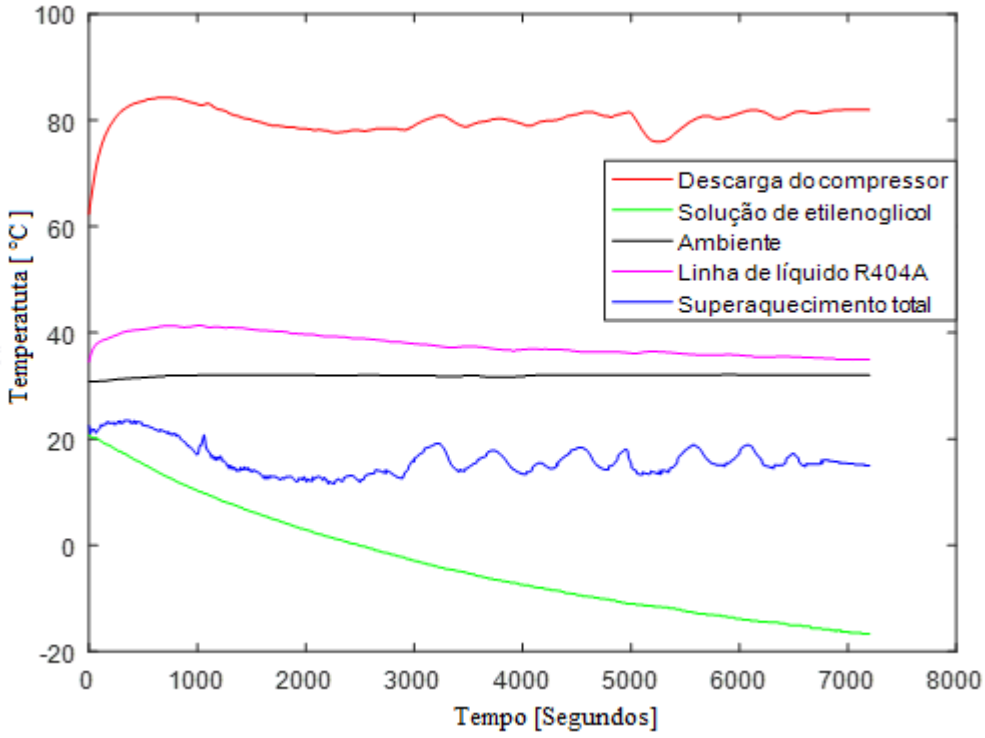
As pressões e as temperaturas do protótipo de refrigeração com o controle proporcionar e integral, são mostradas nas Figuras 69 e 70, respectivamente.

Figura 69 - Pressões do protótipo com controle: kp=5 e Ti=15




Fonte (elaborado pelo autor)

Figura 70 - Temperaturas do protótipo com controle: kp=5 e Ti=15




Fonte: (elaborado pelo autor)

A Tabela 29 mostra a comparação energética entre os parâmetros do controle encontrados com o primeiro método de Ziegler Nichols e os parâmetros de controle do fabricante da válvula de expansão eletrônica que é o controle 3 na tabela.

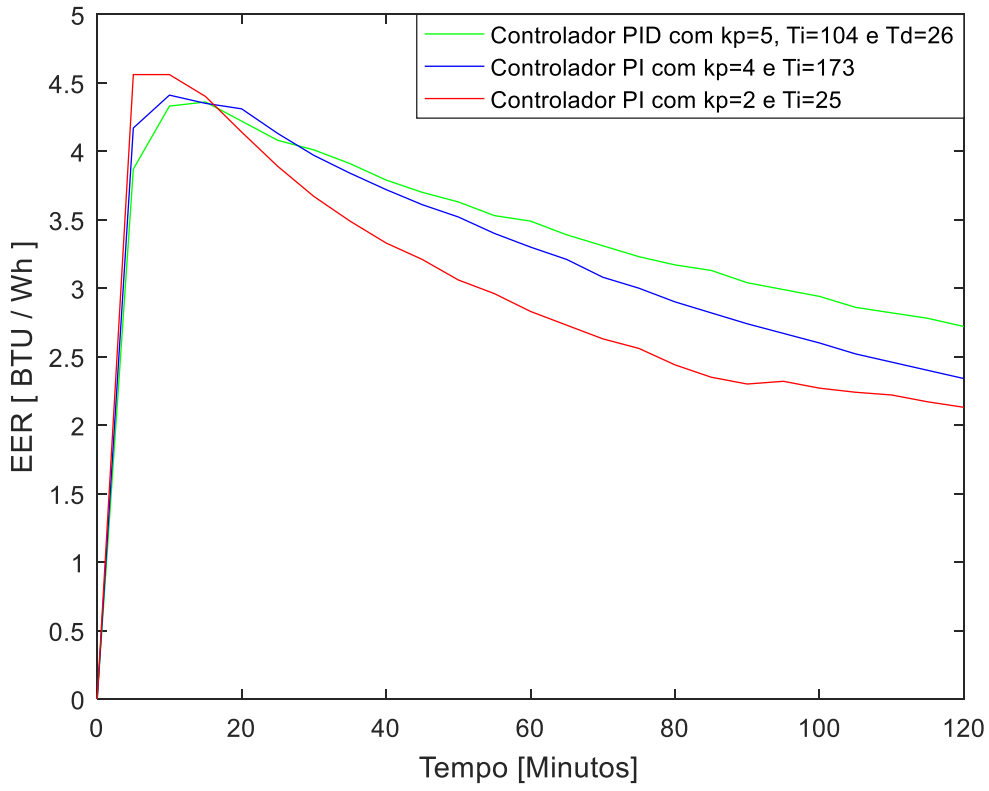
Tabela 29 - Comparação da eficiência energética do controle com 1° método de Ziegler Nichols

| kp | Ti | Td | Controle | EER 1 horas de trabalho | Melhor do que o Controle 3 em 1h (%) | EER 2 horas de trabalho | Melhor do que o Controle 3 em 2h (%) | δEER |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 4 | 173 | | 1 | 3,30 | 16,61 | 2,34 | 9,86 | ±0,03 |
| 5 | 104 | 26 | 2 | 3,49 | 23,32 | 2,73 | 28,17 | ±0,03 |
| 2 | 25 | | 3 | 2,83 | | 2,13 | | ±0,03 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

A Figura 71 mostra o EER em relação ao tempo de duas horas dos controladores encontrados com o primeiro método de Ziegler Nichols conforme a Tabela 29.

Figura 71 - Comparação do EER dos controladores obtido com o 1° método de Ziegler Nichols




Fonte: (elaborador pelo autor)

Quanto maior o valor do EER na Tabela 29 e Figura 71, mais eficiente é o controle do protótipo em termos de refrigeração, economia de energia e controle nos parâmetros de operação. A configuração dos parâmetros de controle do fabricante teve menor EER em relação aos parâmetros encontrados com o 1º método de Ziegler Nichols no tempo decorrido do experimento e o controle PID foi o melhor.

### 5.3.2 Comparação energética entre os parâmetros PID obtidos e os do fabricante da válvula de expansão eletrônica - 100% Carga

A Tabela 30 mostra a comparação energética entre os parâmetros do controle encontrados com o segundo método de Ziegler Nichols que são os controles 1 e 2, sendo o controle 3 um ajuste fino e os parâmetros de controle do fabricante da válvula de expansão eletrônica são o controle 4.

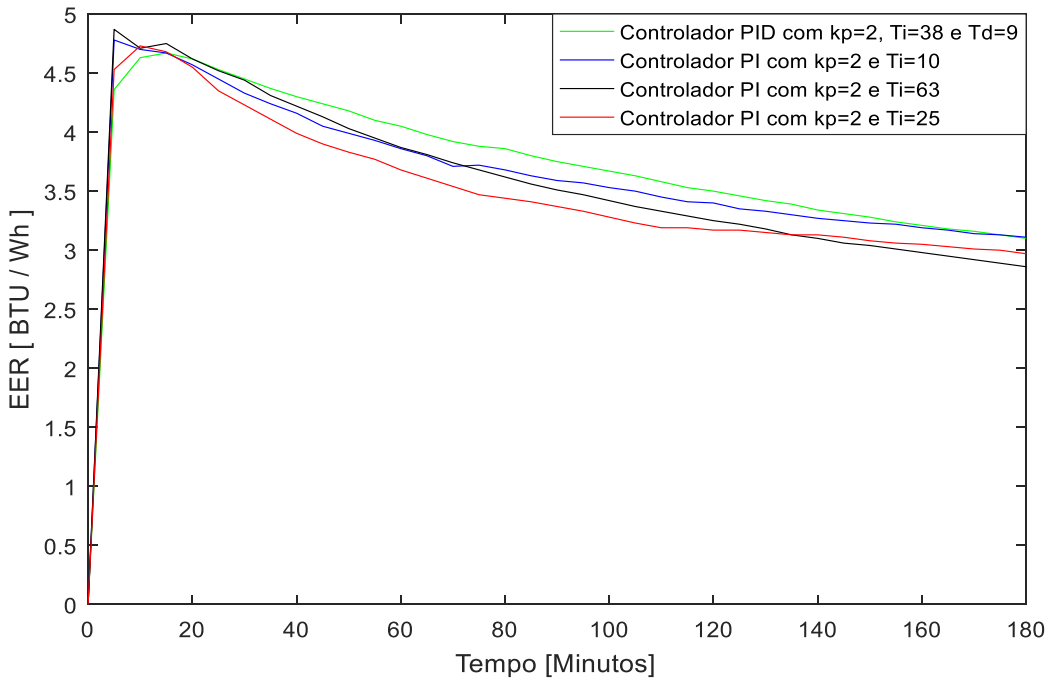
Tabela 30 - Comparação da eficiência energética do controle com 2° método de Ziegler Nichols

| kp | Ti | Td | controle | EER 1 horas de trabalho | Melhor do que o controle 4 em 1h (%) | EER 2 horas de trabalho | Melhor do que o controle 4 em 2h (%) | EER 3 horas de trabalho | Melhor do que o controle 4 em 3h (%) | δEER |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 2 | 63 | | 1 | 3,87 | 5,16 | 3,25 | 2,52 | 2,87 | -3,37 | ±0,01 |
| 2 | 38 | 9 | 2 | 4,05 | 10,05 | 3,50 | 10,41 | 3,07 | 3,37 | ±0,02 |
| 2 | 10 | | 3 | 3,86 | 4,89 | 3,40 | 7,26 | 3,11 | 4,71 | ±0,02 |
| 2 | 25 | | 4 | 3,68 | | 3,17 | | 2,97 | | ±0,01 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

O gráfico da Figura 72 mostra os EER dos controladores da Tabela 30 em relação ao tempo decorrido e é possível notar que alguns controladores passam a ser melhores que outros após algum tempo de experimento.

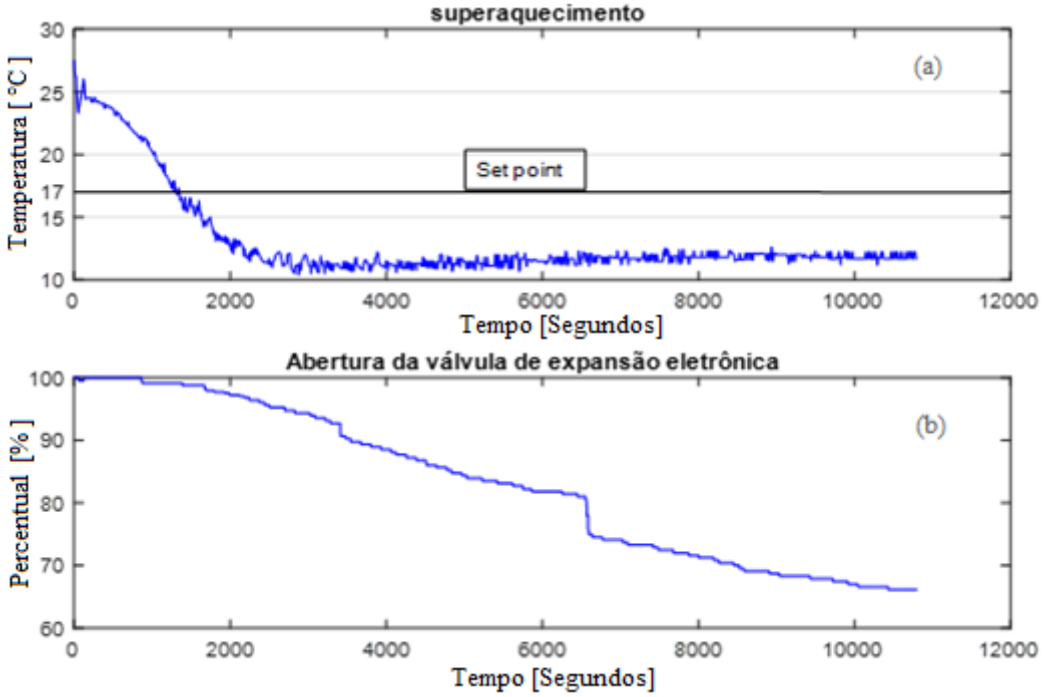
Figura 72 - Comparação dos EER com 100% de carga térmica




Fonte: (elaborado pelo autor)

O superaquecimento com o controle proporcional e integral encontrado com o segundo método de Ziegler Nichols na Figura 73 mostrou ter boa estabilidade, no entanto, tem um grande erro em regime permanente. A tabela 30 mostra que seu EER foi menor do que o EER com configuração de fábrica no tempo total do experimento, no entanto, o gráfico da Figura 72 mostrou que até o tempo de 135 minutos teve EER superior ao do controlador com configuração de fábrica.

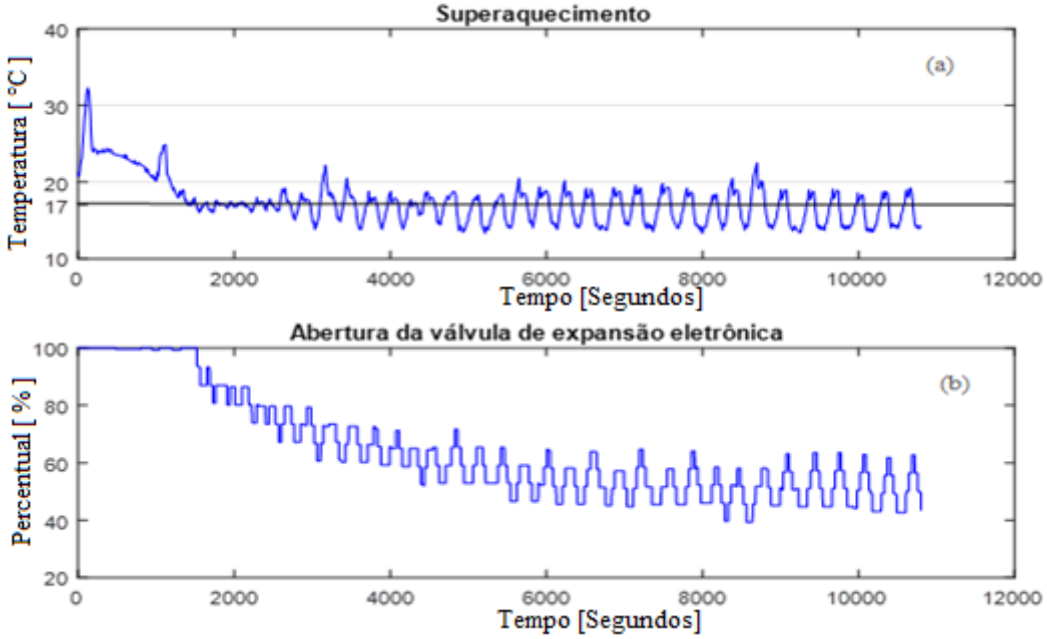
Figura 73- Sinais de saída(a) e entrada(b) com o controle Kp=2 e Ti=63




Fonte: (elaborado pelo autor)

A Figura 74 mostra os sinais de entrada e saída com o controle PID encontrado com o segundo método de Ziegler Nichols. O controle até o tempo decorrido de 2580 segundos teve pequeno erro em relação ao set point, no entanto, após esse tempo aumentou a oscilação e o gráfico da Figura 72 mostrou que ele tem melhor EER até 160 minutos de tempo decorrido

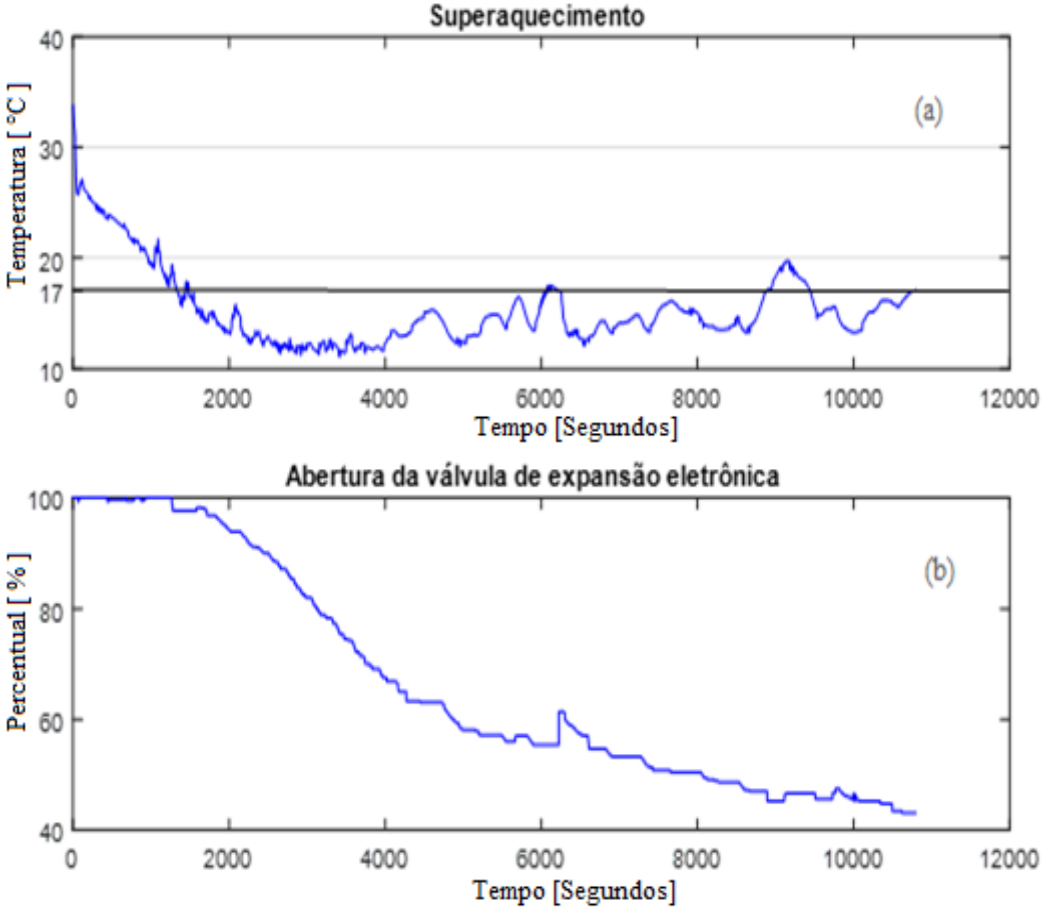
Figura 74 - Sinais de saída(a) e entrada(b) com o controle Kp=2, Ti=38 e Td=9




Fonte: (elaborado pelo autor)

Foi feito um ajuste fino no controle PI encontrado com o segundo método de Ziegler Nichols para reduzir o erro de regime permanente. O controle PI ficou com ganho proporcional 2 e tempo integral 10, com isso, teve o EER de 3,11, no caso, foi melhor que o controle PI com configurações de fábrica que teve EER de 2,97 conforme foi mostrado na Tabela 30. A Figura 75 mostra o superaquecimento e abertura da válvula de expansão eletrônica do controle PI com melhor ERR que teve o set point de 17ºC.

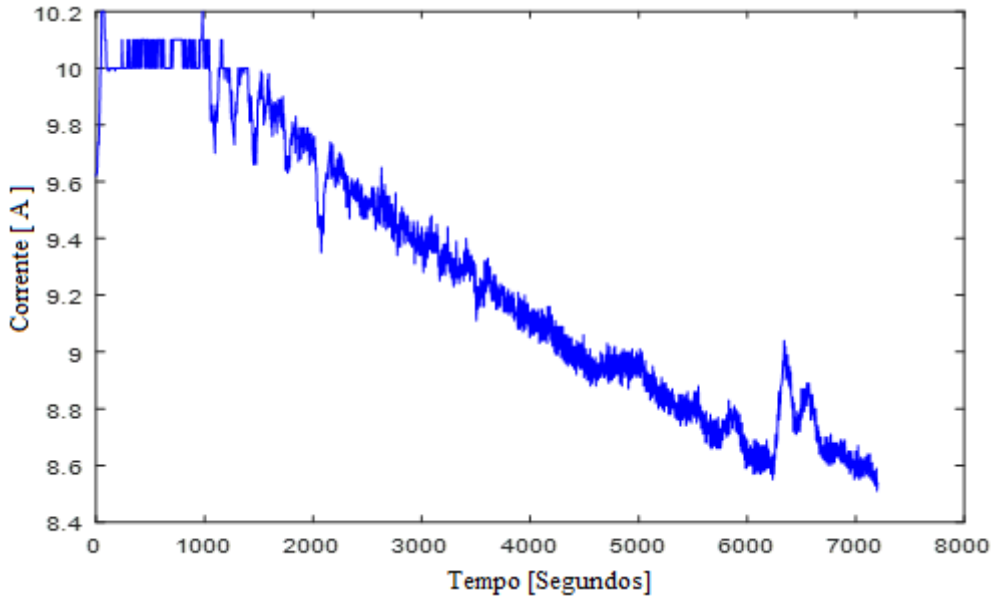
Figura 75 - Sinais de saída(a) e entrada(b) com o controle Kp=2, ti=10




Fonte: (elaborado pelo autor)

O protótipo com o controle proporcional 2 e tempo integral 10 teve uma corrente menor no decorrer do processo como mostra a Figura 76.

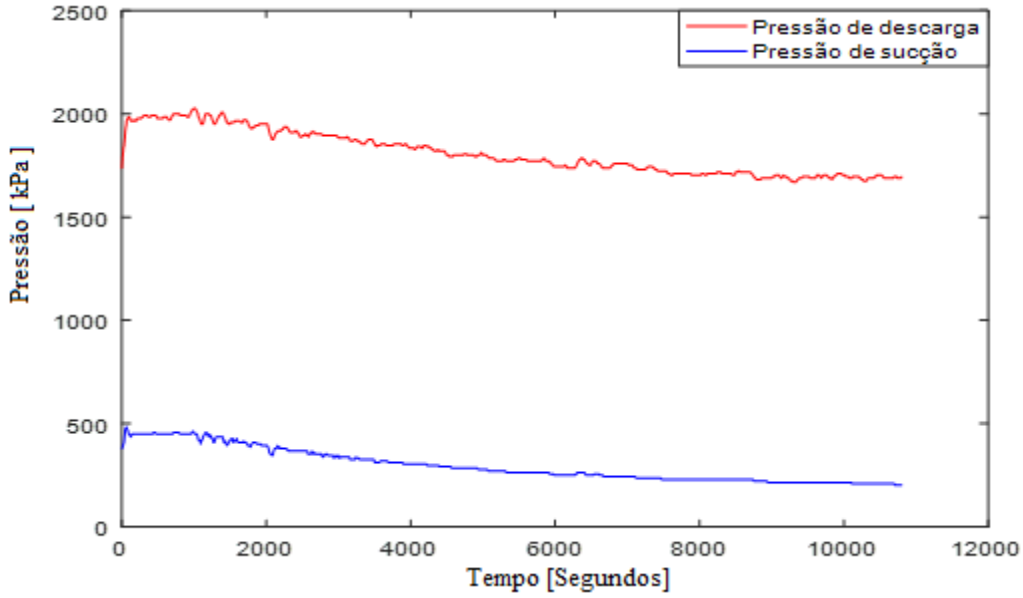
Figura 76 - Corrente do protótipo com controle: Kp=2 e Ti=10




Fonte: (elaborado pelo autor)

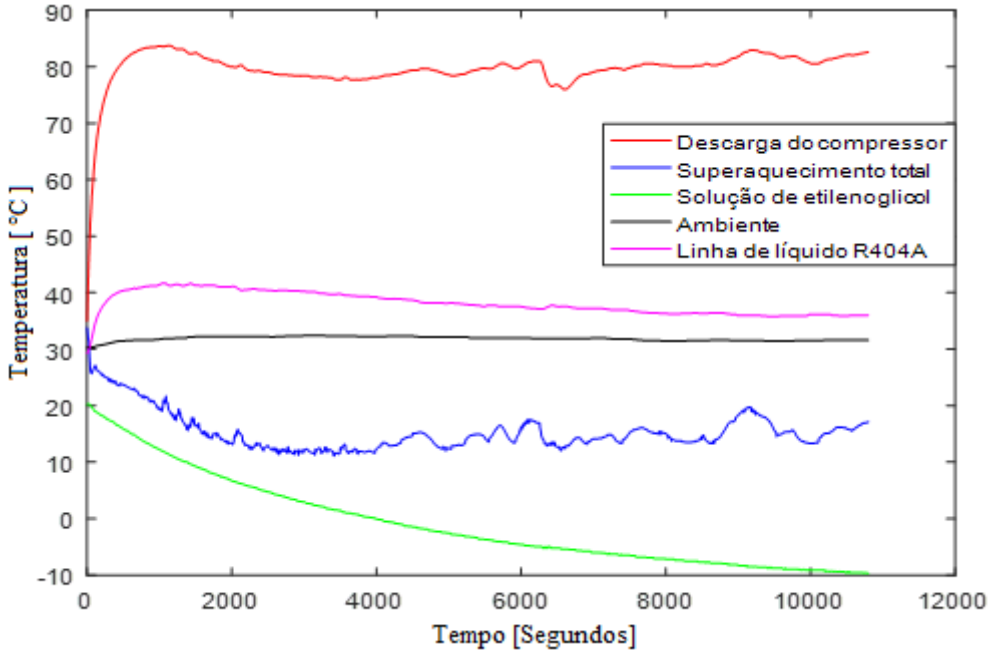
As pressões e as temperaturas do protótipo de refrigeração com o controle proporcionam e integral de melhor EER são mostradas na Figura 77 e 78, respectivamente.

Figura 77 - Pressões do protótipo com controle: Kp=2 e Ti=10




Fonte: (elaborado pelo autor)

Figura 78 - Temperaturas do protótipo com controle: Kp=2 e Ti=10




Fonte: (elaborado pelo autor)

## 5.4 CONSIDERAÇÕES CRÍTICAS FINAIS SOBRE O MODELO DE CONTROLE PARA A VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA DO PROTÓTIPO DE REFRIGERAÇÃO

O modelo discreto linear encontrado só serviu sem simulação de carga térmica por resistência elétrica, ou seja, só com a carga térmica da solução de etilenoglicol. Não representou de forma adequada o sistema real de refrigeração com simulação de carga térmica por resistência elétrica, portanto, o modelo não pode ser usado com a variação de carga térmica. Tem que ser outro modelo para representar o sistema com carga térmica simulada, no entanto, não foi encontrado um modelo que representasse o sistema com os tipos de modelos desse estudo.

Nas Figura 62 e 63 foi observado que para uma faixa de temperatura da solução de etilenoglicol, os parâmetros PID foram melhores do que os parâmetros do controlador PI no experimento com 0% da carga. A Figura 62 explicita que até o funcionamento de 90 minutos o ajuste do set point com o controle PID teve um EER melhor que o controle PI. No entanto,

no decorrer das duas horas do experimento o controle PI foi mais eficiente segundo a Tabela 28.

No experimento com 100% de carga térmica também foi observado que para uma faixa de temperatura da solução de etilenoglicol, os parâmetros PID foram melhores do que os parâmetros PI. A Figura 72 explicita que até o tempo decorrido de 160 minutos o controle PID teve melhor EER que o controle PI, no entanto, a avaliação da eficiência do sistema foi no decorrer de três horas, onde o controle PI teve melhor EER conforme a Tabela 30. Também foi observado na Figura 72 que o controle PI com kp=2 e Ti=63 era mais eficiente do que o controle PI com configuração de fábrica até o tempo decorrido de 135 minutos. Com isso, um controle adaptativo teria uma melhor eficiência.

Vários controles adaptativos são usados como em (WON; LEE, 2017) que fez um estudo para controle de uma planta para liquefazer gás natural, onde o objetivo do controle adaptativo era reduzir o consumo de energia dos compressores enquanto o processo era estabilizado contra distúrbios e mudanças no set point. No caso, o controle foi por MPC (Modelo Preditivo de Controle) que usa o modelo do sistema para prever estados futuros gerando um controle que minimiza a função de custo melhorando a performance do sistema. No caso, por estimador de parâmetros o modelo era atualizado para adaptação do controle e a simulação dos resultados mostraram que a otimização do controle aos distúrbios economizou energia.

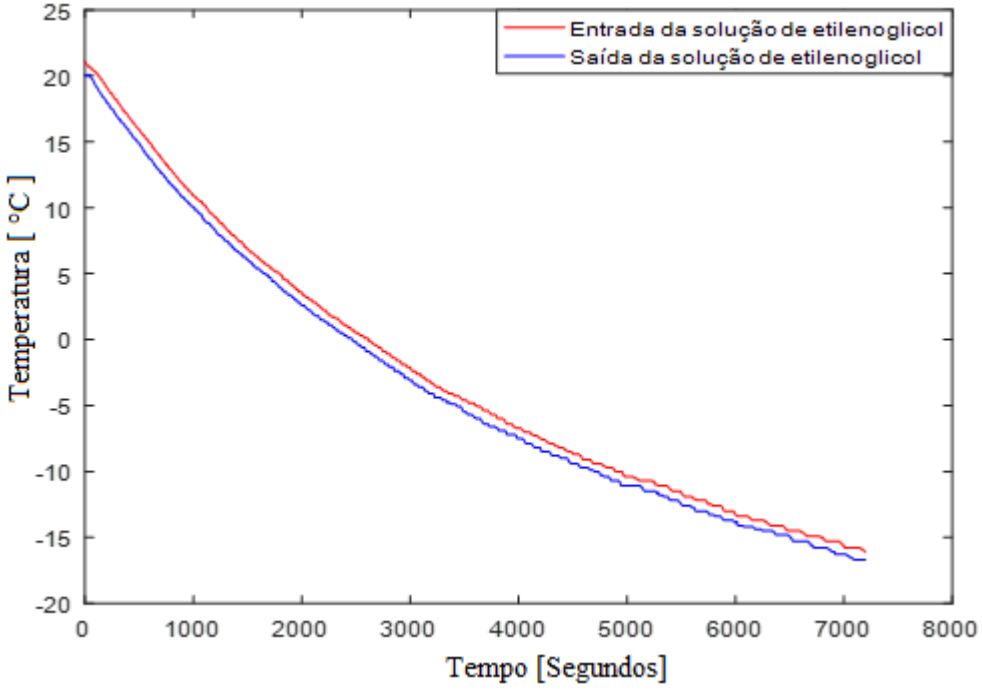
Controles adaptativos são capazes de realizar otimização melhor que controles convencionai e lidar com sistemas de energia, como Ar Condicionados Fotovoltaicos (PVACs). Algumas dificuldades de implementação do controle adaptativo como estudos preliminares sobre o sistema energético, como coleta de dados históricos, desenvolvimento do modelo do sistema que pode ser desafiador e demorado. Como também, alto desempenho de processadores digitais são necessários se modelos não lineares em tempo real estiverem envolvidos e deve-se levar em conta os custos dos dispositivos adicionais para implementar o controle inteligente (ZHAO, B. Y. *et al.*, 2019).

Um estudo foi feito com simulação de um PID adaptativo para controle e melhoria da eficiência energética de um sistema com Ar Condicionado Fotovoltaico (PVACs) sem deterioramento do conforto térmico. Pois, a demanda por energia dos compressores para manter o conforto térmico nem sempre acompanha a disponibilidade de energia solar e o controle por PID adaptativo por simulação mostrou ser mais eficiente que o controle convencional (ZHAO, B. Y. *et al.*, 2019).)

Para controle frequência de carga em sistemas de energia interligados (NOSRATABADI; BORNAPOUR; GHARAEI, 2019) propôs um novo controlador Modificado Preditivo Funcional PID (PFMPID) e o método proposto do Algoritmo de Otimização Grasshopper (GOA) é empregado para obter um controlador ideal. Por simulação o método melhorou vários desempenhos do sistema com ajustes de frequências, rastreando mudanças de carga e perturbações que são melhoradas por vários parâmetros.

A configuração do trocador de calor em serpentina da solução de etilenoglicol mostrou ter baixa eficiência. A diferença de temperatura entre a entrada e saída do trocador de calor da solução de etilenoglicol ficou em média (0,9 ± 0,1) °C conforme Figura 79 que teve seus dados do experimento com melhor EER sem carga térmica por resistência elétrica. Portanto, uma recomendação seria a troca da configuração do trocador de calor, como por exemplo, um trocador tube in tube em contracorrente com a solução para melhorar a troca de calor.

Figura 79 - Trocador de calor da solução de etilenoglicol




Fonte: (elaborado pelo autor)

# 6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste capítulo ocorre comentários sobre os resultados relevantes e sugestões para trabalhos futuros sobre o controle e automatização de um protótipo de refrigeração.

## 6.1 CONCLUSÕES

O controle do protótipo de refrigeração teve um grande distúrbio com a simulação da carga térmica por resistência elétrica, no caso, com 100% da potência da mesma. O superaquecimento oscilou bastante com a resistência elétrica, com isso, não foi encontrado um modelo discreto linear caixa preta dos quais foram estudados nesta dissertação para representar o dispositivo de expansão eletrônico e encontrar a sintonia do controle PID. Foi usado o segundo método de Ziegler Nichols para sintonizar o controlador com carga térmica simulada por resistência elétrica.

Ainda com o protótipo com simulação de carga térmica 100%, o dispositivo de expansão eletrônico com parâmetros PID configurados de fábrica, no caso, um controle PI com ganho proporcional 2 e tempo integral de 25 teve melhor EER do que os parâmetros PI encontrados com o segundo método de Ziegler Nichols para três horas de experimento, no entanto, até o tempo de 135 minutos do experimento, os parâmetros PI do segundo método de Ziegler Nichols teve melhor desempenho. Os parâmetros PID com o segundo método de Ziegler Nichols teve melhor EER do que o controle PI configurado de fábrica. O controle PID encontrado até 2 horas de funcionamento teve uma melhora de 10,41% no EER e no decorrer de 3 horas uma melhora de 3,37 % em relação ao EER do controle PI com configuração de fábrica. No caso, do controle PI encontrado com ajuste fino do segundo método de Ziegler Nichols teve uma melhora no EER de 7,26% no decorrer de 2 horas e 4,71% após três horas de funcionamento em relação ao EER do controle PI com configuração de fábrica. Essa variação do rendimento do EER no decorrer do tempo é devido a redução da temperatura da solução de etilenoglicol que modifica as condições termodinâmicas do sistema e ocasiona que alguns parâmetros de controle sejam melhores do que outros até certo tempo.

Com o controle PID o protótipo de refrigeração com simulação de 100 % de carga térmica por resistência elétrica teve um bom controle e eficiência em relação ao controle PI até certa faixa de temperatura da solução de etilenoglicol e tempo. No entanto, a avaliação do controle com sua eficiência energética foi de três horas e nesse tempo o controle PI encontrado após ajuste fino dos parâmetros encontrados com segundo método de Ziegler Nichols foi melhor em eficiência energética e menor oscilação.

Sem simulação de carga térmica por resistência elétrica, ou seja, só com a carga térmica da solução de etilenoglicol, foi encontrado um modelo discreto linear caixa preta para representar o dispositivo de expansão eletrônico. O modelo encontrado para sintonizar os parâmetros PID do dispositivo de expansão eletrônico com ajuda do software Matlab® foi um modelo polinomial Box-Jenkis bj31221. Os parâmetros PID encontrados com o modelo discreto linear forneceram ao protótipo de refrigeração melhor eficiência energética com EER superior ao de configuração de fábrica do dispositivo de expansão eletrônico, tanto com parâmetros PI ou PID.

Também foi observado com resistência elétrica 0 % que o controle PID teve melhor controle e eficiência do que o controle PI até certa temperatura da solução de etilenoglicol e intervalo de tempo, no entanto, na avaliação de duas horas o controle PI teve melhor desempenho. O melhor controle PI encontrado com o modelo teve uma melhora no EER de 20,49% em uma hora de funcionamento e 31,46% em duas horas de funcionamento em relação ao controle PI com configuração de fábrica. O controle PID encontrado com o modelo e após ajuste fino teve uma melhora do EER de 27,56% em uma hora de funcionamento e 28,17% em duas horas de funcionamento em relação ao controle PI com configuração de fábrica.

O primeiro método de Ziegler Nichols foi usado para achar os parâmetros do controlador PID do dispositivo de expansão eletrônico do protótipo de refrigeração sem simulação de carga térmica por resistência elétrica. Os controles PID e PI achados com o primeiro método de Ziegler Nichols tiveram melhores EERs do que o controle PI configurado de fábrica e o controlador PID foi o melhor, no entanto, os controladores com os parâmetros PI encontrados com o modelo discreto linear tiveram melhor EER e o controlador PID encontrado com o modelo após ajuste fino também. O melhor controlador PI encontrado com o 1º método de Ziegler Nichols teve uma melhora no EER de 16,61% em uma hora de funcionamento e 9,86% em duas horas de funcionamento em relação ao controlador PI com configuração de fábrica. O controlador PID encontrado com o 1º método de Ziegler Nichols

teve uma melhora do EER de 23,32% em uma hora de funcionamento e 28,17% em duas horas de funcionamento em relação ao controle PI com configuração de fábrica. Foi observado que o controle PID encontrado com o 1º método de Ziegler Nichos teve melhor EER que o encontrado com o modelo discreto linear sem o ajuste fino.

## 6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Variar a vazão da bomba de solução de etilenoglicol para alterar o tempo de contato do fluido secundário com a resistência que simula a carga térmica, como também, o tempo de contato com a serpentina do evaporador para obter outros cenários de troca de calor.

Avaliar a troca da configuração do trocador de calor, como por exemplo, um trocador tube in tube em contracorrente para melhorar a eficiência.

Instalar um controle PWM (Modulação por largura de pulso) no protótipo de refrigeração para variar a potência da resistência que simula carga térmica, com isso, será possível obter vários cenários de diferentes cargas térmicas.

Fazer o controle pelo superaquecimento útil ou estático em vez do controle pelo superaquecimento total.

Com os dados dos experimentos avaliar uma otimização do protótipo de refrigeração através de software apropriado.

Avaliar um controle adaptativo no protótipo de refrigeração.

# REFERÊNCIAS

A importância da utilização correta do óleo lubrificante e sua troca periódica. **Friotech**, 2003. Disponível em: http://friotech.com.br/pdf/be12.pdf. Acesso em: 03 de abr de 2020.

AFROZ, Z. *et al.* Modeling techniques used in building HVAC control systems: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2018. v. 83, n. February 2017, p. 64–84.

AGUIRRE, L. A. **Introdução à identificação de sistemas : técnicas lineares e não lineares : teoria e aplicação**. 4. ed. Belo Horizonte: Editora UFMG, 2015.

ALVARADO, C.S.M. **Estudo e implementação de validação de modelos matemáticos no desenvolvimento de sistemas de controle de processos industriais**. 2017.Tese (Doutorado em Engenharia de Sistemas) -Departamento de Engenharia de Telecomunicações e Controle, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo,2017.

ANTONIO. Dispositivos de expasão. **IME**, [201-]. Disponível em: http://aquarius.ime.eb.br/~antonio/dispositivo_de_expansao_4.pdf. Acesso em: 03 de mar de 2020.

APARECIDO, L. *et al.* Identificação de sistemas por função de transferência utilizando system identification toolbox do matlab 1.**regrasp**, 2018. v.3, p. 24–36,2018.

Apostila de treinamento técnico avançado**. HEATCRAFT DO BRASIL,** 2014.

APREA, C. *et al.* Enhancing the heat transfer in an active barocaloric cooling system using ethylene-glycol based nanofluids as secondary medium. **Energies**, 2019. v. 12, n. 15.

ARRUDA, L. V. R. DE et al. Um método evolucionário para sintonia de controladores PI/PID em processos multivariáveis. **Controle y Automação**, 2008. v. 19, n. 1, p. 1–17.

BARROS, J. De S. G.; ROSSI, L. A.; SARTOR, K. Uso de controlador PID como tecnologia eficiente em sistema de aquecimento de creche suína. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, 2015. v. 19, n. 5, p. 476–480.

BRITO, R. C.; MADALOSSO, E.; GUIBES, G. A. O. Seguidor de Linha Para LEGO ® Mindstorms Utilizando Controle PID.**Computer on the beach**, 2014.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES,M.A. **Termodiâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.

CHEN, J.; YU, J. Dynamic simulation of an air-source heat pump water heater using novel modified evaporator model. **Applied Thermal Engineering**, 2018. v. 144, n. May, p. 469–478.

Condensador. **FICFRIO**, 2016. Disponível em: https://www.ficfrio.com.br/arquivado/revistas/imagem/ID24_FF97PREVIEW.pdf. Acesso em : 06 de  out de 2020.

DANTAS, T. S. S. *et al.* Identificação De Modelos Lineares Arx E Armax Em Processo De Refrigeração. **Journal of Chemical Engineering and Chemistry**, 2016. v. 2, n. 3, p. 081–091.

DARAZ, A. *et al.* Ziegler Nichols Based Integral Proportional Controller for Superheated Steam Temperature Control System. **International Journal of Electrical and Computer Engineering**, 2017. v. 11, n. 5, p. 601–605.

DEYMI-DASHTEBAYAZ, M. *et al.* Experimental evaluation of refrigerant mass charge and ambient air temperature effects on performance of air-conditioning systems. **Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung**, 2018. v. 54, n. 3, p. 803–812.

Electronic Expansion Valve - How it works ETS 5M HVAC.**The Engineering Mindset**, 2021. 1 vídeo (13min 40seg). Publicado pelo canal The Engineering Mindset. Disponível em: https://www.youtube.com/watch?v=LqUEIMl6bBM. Acesso em 04 de mar de 2021.

Emicol. Eletrobomba. Brasil. 2019. Disponível em: https://www.emicol.com.br/arquivos/downloads/Componentes.pdf. Acesso em: 05 set. de 2020.

ESTIMAÇÃO de Modelos ARX. Luis Antonio Aguirre, 2019. 1 vídeo (15min 53seg). Publicado pelo canal Luis Antonio Aguirre. Disponível em: https://www.youtube.com/watch?v=cVFb-ndczTU. Acesso em: 01 de out. de 2020.

Evaporadores. **IFSC**,[201-]. Disponível em : https://wiki.sj.ifsc.edu.br/wiki/images/7/75/Evaporadores_mfl.pdf. Acesso em: 05 de set de 2020.

FELÍCIO, L. C. **Modelagem da Dinâmica de sistemas e Estudo da Resposta**. 2. Ed. São Carlos: RiMa, 2010.

FERRAZ, F. Apostila de refrigeração. **CEFET-BA**, 2008. Disponível em: https://fabioferrazdr.files.wordpress.com/2008/09/ref13.pdf. Acesso em: 01 de set. de 2020.

FRANÇOIS, A. *et al.* Estimation of the thermal resistance of a building wall with inverse techniques based on rapid active in situ measurements and white-box or ARX black-box models. **Energy and Buildings**, 2020. v. 226.

FRANKLIN, G.F.; POWELL,J.D.; EMAMI-NAEINI,A. **Sistemas de controle para engenharia**. 6. ed. Poto Alegre: Bookman, 2013.

Full Gauge. **Conversores: Conv32.** Brasil. 2019. Disponível em: https://www.fullgauge.com.br/produtos/conversores. Acesso em: 13 nov. de 2020.

Full Gauge. **Pressão: PCT – 3001 plus.** Brasil. 2019. Disponível em: https://www.fullgauge.com.br/produtos/pressao. Acesso em: 13 nov. de 2020.

Full Gauge. **Vx-950 plus.** Brasil. 2019. Disponível em: https://www.fullgauge.com.br/produto-vx-950-plus. Acesso em: 13 nov. de 2020.

GARCIA, C.T.R.Fluido refrigerante-história e aplicação. **BEQ**, 2019. Disponível em: https://betaeq.com.br/index.php/2019/05/28/fluidos-refrigerantes-historia-e-aplicacao/ . Acesso em: 01 de out. de 2020.

HUANG, L. *et al.* Theoretical and experimental research on using quasi saturation isentropic compression discharge temperature to control refrigerant mass flow rate. **Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung**, 2019. v. 55, n. 2, p. 489–500.

JEFFERSON. Produtos da Elgin refrigeram Vacina Corona Vac no Instituto Butantan. **Elgin**, 2021.Disponível em:http://blog.elgin.com.br/blog/produtos-da-elgin-refrigeram-vacina-coronavac-no-instituto-butantan/?utm_campaign=Refrigera%C3%A7%C3%A3o+de+Vacinas&utm_content=Produtos+da+Elgin+refrigeram+Vacina+CoronaVac+no+Instituto+Butantan+%281%29&utm_medium=email&utm_source=EmailMarketing&utm_term=Refrigera%C3%A7%C3%A3o+de+Vacinas. Acesso em: 10 de abr de 2021.

KLINGSPOR, M.; HANSSON, A.; LÖFBERG, J. Input selection in ARX model estimation using group lasso regularization. **IFAC-PapersOnLine**, 2018. v. 51, n. 15, p. 897–902.

KLUEVER,C. A. **Dynamics systems**: modeling, simulation, and control. Hoboken: John Wiley and Sons, 2015.

LI, Z. *et al.* Comparative study on energy efficiency of low GWP refrigerants in domestic refrigerators with capacity modulation. **Energy and Buildings**, 2019. v. 192, p. 93–100.

LI,Z. *et al.* Optimal refrigerant charge and energy efficiency of an oil-free refrigeration system using R134a. **Applied Thermal Engineering**, 2020. v. 164, n. October 2019, p. 114473.

LUGNANI, L. *et al.* ARMAX-based method for inertial constant estimation of generation units using synchrophasors. **Electric Power Systems Research**, 2020. v. 180, n. October 2019, p. 106097.

LUYBEN, W. L. Control of compression refrigeration processes with superheat or saturated boiling. **Chemical Engineering and Processing - Process Intensification**, 2019. v. 138, n. February, p. 97–110.

MABU SARIF, B.; ASHOK KUMAR, D. V; VENU GOPALA RAO, M. Comparison Study of PID Controller Tuning using Classical/Analytical Methods. **International Journal of Applied Engineering Research**, 2018. v. 13, n. 08, p. 5618–5625.

MAIA, A. A. T. *et al.* Superheating control using an adaptive PID controller. **HVAC and R Research**, 2014. v. 20, n. 4, p. 424–434.

MAKHNATCH, P. *et al.* Remplacement du R404A par du R449A comme alternative à plus faible GWP dans un système de froid indirect de supermarché. **International Journal of Refrigeration**, 2017. v. 76, p. 184–192.

MARQUES, M.P. **Modelagem fenomenológica e controle de uma planta piloto de neutralização de pH**. 2015. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Sistemas) - Departamento de Engenharia de Telecomunicações e Controle, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo,2015.

MathWorks**. Akaike's Final Prediction Error for estimated model**. United States. [2020?]f. Disponível em : https://www.mathworks.com/help/ident/ref/fpe.html. Acesso em: 21 nov. 2020.

MathWorks. **Akaike's Information Criterion for estimated model**. United States. [2020?]d. Disponível em : https://www.mathworks.com/help/ident/ref/aic.html. Acesso em: 10 nov. 2020.

MathWorks. **Estimate parameters of ARX, ARIX, AR, or ARI model.** United States. [2020?]h. Disponível em : https://www.mathworks.com/help/ident/ref/arx.html. Acesso em: 09 nov. 2020.

MathWorks. **Least-Squares Fitting**. United States. [2020?]a. Disponível em: https://www.mathworks.com/help/curvefit/least-squares-fitting.html. Acesso em: 20 nov. 2020.

MathWorks. **Loss Function and Model Quality Metrics**. United States. [2020?]c. Disponível em : https://www.mathworks.com/help/ident/ug/model-quality-metrics.html. Acesso em: 21 nov. 2020.

MathWorks. **Norm**. United States. [2020?]d. Disponível em: https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/norm.html. Acesso em: 14 nov. 2020.

MathWorks. **Pem – Prediction error minimization for refining linear and nonlinear models.** United States. [2020?]g. Disponível em: https//www.mathworks.com/help/ident/ref/idgrey.pem.html;jsessionid=7e10736062a9a256b67827a6e85b. Acesso em: 28 de out. 2020.

MathWorks. **Pole-Zero Simplification**. United States. [2020?]e. Disponível em: https://www.mathworks.com/help/control/ug/pole-zero-simplification.html. Acesso em: 18 nov. 2020.

MathWorks. **Preliminary Step – Estimating Model Orders and Input Delays.** United States. [2020?]b. Disponível em: https:https//www.mathworks.com/help/ident/ug/preliminary-step-estimating-model-orders-and-input-delays.html. Acesso em: 13 nov. 2020.

MATTIELLO, C. D. *et al.* Controle de Atitude para Veículos Aéreos Não Tripulados do Tipo Quadricóptero : PID vs Lógica Fuzzy. **Computer on the beach,** 2015.

MEDEIROS, P.S.G.; BARBOSA, C.R.F.; FONTES, F.A.O. Propriedades termofísicas de fluidos secundários à base de álcool para termoacumulação. **Holos**, 2010. v. 4.

MODELOS FIR e ARX. Luis Antonio Aguirre, 2020a. 1 vídeo (16min 56seg). Publicado pelo canal Luis Antonio Aguirre. Disponível em: https://www.youtube.com/watch?v=09Dxfp_RsD4. Acesso em: 26 de out. de 2020.

MOKHLIS, S. E.; SADKI, S.; BENSASSI, B. System Identification of a DC Servo Motor Using ARX and ARMAX Models. **Proceedings - 2019 4th International Conference on Systems of Collaboration, Big Data, Internet of Things and Security, SysCoBIoTS 2019**, 2019. p. 19–22.

MURRAY-SMITH, D. J. Methods for the external validation of continuous system simulation models: A review. **Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems**, 1998. v. 4, n. 1, p. 5–31.

NISE, N.S. **Engenharia de sistemas de controle**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

NOSRATABADI, S. M.; BORNAPOUR, M.; GHARAEI, M. A. Grasshopper optimization algorithm for optimal load frequency control considering Predictive Functional Modified PID controller in restructured multi-resource multi-area power system with Redox Flow Battery units. **Control Engineering Practice**, 2019. v. 89, n. June, p. 204–227.

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. 5. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

Óleos e lubrificantes. **Revista do frio**, 2006. Disponível em: https://revistadofrio.com.br/oleos-e-lubrificantes/. Acesso em: 10 de jun de 2020.

ORUÇ, V.; DEVECIOĞLU, A. G.; ENDER, S. Improvement of energy parameters using R442A and R453A in a refrigeration system operating with R404A. **Applied Thermal Engineering**, 2018. v. 129, p. 243–249.

PANOEIRO, N. M. *et al.* Development of an Adaptive PID Controller for Superheating Control Employing Artificial Bee Colony * Corresponding Author. **International Compressor Engineering, Refrigeration and Air Conditioning, and High Performance Buildings Conferences**, 2016. p. 1–8.

PEDERSEN, T. S. *et al.* Predictive Functional Control of Superheat in a Refrigeration System using a Neural Network Model. **IFAC-PapersOnLine**, 2017. v. 50, n. 1, p. 43–48.

PEIXOTO, R.A.Uso de fluidos refrigerantes hidrocarbonetos em refrigeração doméstica, comércial e ar condicionado estacionário. **IMT.** [2010?]. Disponível em: http://protocolodemontreal.org.br/eficiente/repositorio/Apresentacoes/Seminario%20Difusao%20do%20Uso%20de%20Fluidos%20Refrigerantes/870.pdf. Acesso em: 07 de mar de 2020.

RACHAD, S.; NSIRI, B.; BENSASSI, B. System Identification of Inventory System Using ARX and ARMAX Models. **International Journal of Control and Automation**, 2015. v. 8, n. 12, p. 283–294.

ROMERO, J. A.; NAVARRO-ESBRÍ, J.; BELMAN-FLORES, J. M. A simplified black-box model oriented to chilled water temperature control in a variable speed vapour compression system. **Applied Thermal Engineering**, 2011. v. 31, n. 2–3, p. 329–335.

ROMERO-UGALDE, H. M. *et al.* ARX model for interstitial glucose prediction during and after physical activities. **Control Engineering Practice**, 2019. v. 90, n. December 2018, p. 321–330.

ROSE, William. **mdl(m).** MATLAB Central File Exchange. United States. 2020. Disponível em: https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/56300-mdl-m. Acesso em: 21 nov. 2020.

SAIFIZI, M. *et al.* Comparison of ARX and ARMAX models for thermoelectric refrigerator. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**, 2013. v. 50, n. 1, p. 1–3.

SELEÇÃO de Estrutura de Modelos Lineares. Luis Antonio Aguirre, 2020b. 1 vídeo (19min 57seg). Publicado pelo canal Luis Antonio Aguirre. Disponível em: https:https//www.youtube.com/watch?v=rW1ItftZENc. Acesso em: 19 de out. de 2020.

SETIYO, M. *et al.* Refrigeration effect and energy efficiency ratio (EER) calculation of 1/2 cycle refrigeration system on LPG-fueled vehicles. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**, 2018. v. 403, n. 1.

SHAKOURI G, H.; KAZEMI, A. Selection of the best ARMAX model for forecasting energy demand: case study of the residential and commercial sectors in Iran. **Energy Efficiency**, 2016. v. 9, n. 2, p. 339–352.

SHUXUE, X. *et al.* Experiment study of an enhanced vapor injection refrigeration/heat pump system using R32. **International Journal of Thermal Sciences**, 2013. v. 68, p. 103–109.

SILVA, A. Análide de irregularidades nos compressores alternativos. **friotech**, 2004. Disponível em: http://www.friotech.com.br/pdf/dica.pdf. Acesso em: 07 de fev de 2020.

SIMORGH, A.; RAZMINIA, A.; SHIRYAEV, V. I. System identification and control design of a nonlinear continuously stirred tank reactor. **Mathematics and Computers in Simulation**, 2020. v. 173, p. 16–31.

SWAMY, K. A. Tuning of PID Controller for superheated Steam Temperature System using Modified Nichols Tuning Algorithm. **International Journal of Engineering and Advanced Technology, 2013**. v. I, n. 5, p. 541–543.

Tabela T: Distribuição de t-Student segundo os graus de liberdade e uma dada probabilidade num teste bicaudal, **UFF**, 2015. Disponível em: http://www.epi.uff.br/wp-content/uploads/2015/05/Tabela-T.pdf. Acesso em 03 de fev. de 2020.

Tipos de compressor para sistemas de refrigeração, **FRIGOCENTER**, 2019. Disponível em: https://frigocenter.com.br/blog/2019/03/06/tipos-de-compressores-para-sistemas-de-refrigeracao/ . Acesso em: 04 de fev. de 2020.

UDDIN, F. *et al.* Comparison of ARX and ARMAX Decorrelation Models for Detecting Model-Plant Mismatch. **Procedia Engineering**, 2016. v. 148, p. 985–991.

VINTHER, Kasper *et al.* Evaporator superheat control with one temperature sensor using qualitative system knowledge. **Proceedings of the American Control Conference**, 2012. p. 374–379.

WON, W.; LEE, K. S. Delta-operator-based adaptive model predictive control and online optimization of a natural gas liquefaction process. **Chemical Engineering Science**, 2017. v. 162, p. 21–32.

YUSOFF, Z. M. *et al.* The study of dynamic response using ARX model in extraction process. **Journal of Fundamental and Applied Sciences**, 2018. v. 9, n. 4S, p. 145.

ZHAO, B. Y. *et al.* An adaptive PID control method to improve the power tracking performance of solar photovoltaic air-conditioning systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2019. v. 113, n. February.

# APÊNDICE A – CURVA DE CALIBRAÇÃO DOS SENSORES DE TEMPERATURA DO PROTÓTIPO DE REFRIGERAÇÃO

Devido aos erros de diversas variáveis que geram as incertezas na medição, um padrão para calibração dos sensores de temperatura foi tomado para garantir a fidedignidade dos dados obtidos com os experimentos

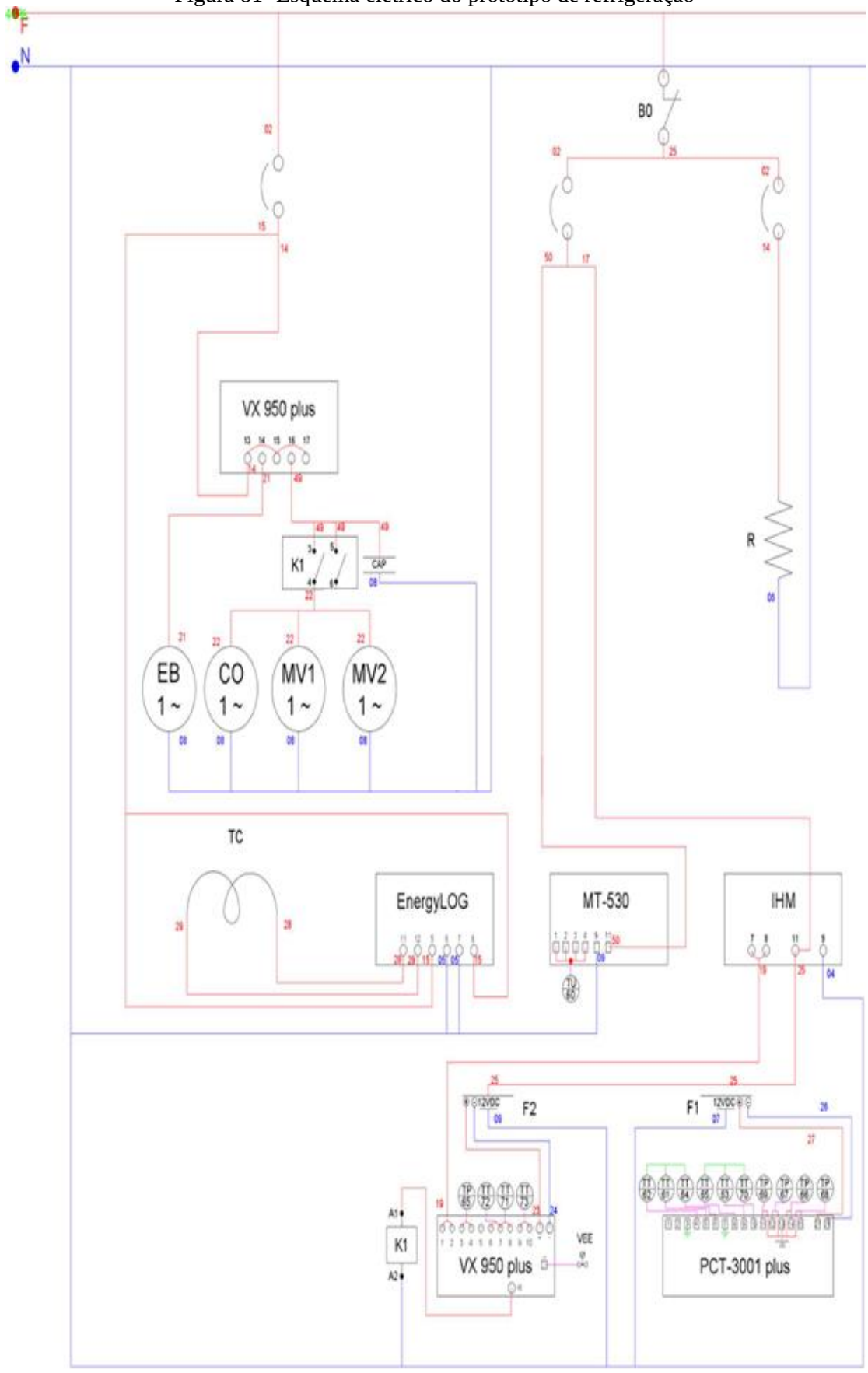
Para calibração dos sensores de temperatura tipo NTC (Coeficiente de Temperatura Negativa) que diminuem sua resistência com o aumento da temperatura, foi usado o forno Bat de calibração conforme a Figura 80. Esse forno possui dois blocos de calibração, um para temperaturas 50ºC abaixo da temperatura ambiente até 140°C e o outro bloco para calibração em temperaturas de 150°C a 1200°C.

Figura 80 - Forno de calibração ECIL BAT

Fonte: (elaborado pelo autor)

O protótipo de refrigeração tem seus sensores conforme esquema elétrico exposto na Figura 81 que mostra a ligação nos controladores para monitoramento e operação do protótipo de refrigeração. Para funcionamento do protótipo não precisa de tantos componentes de monitoramento e controle, mas a configuração é para os experimentos realizados e outros que estão por vir.

Figura 81- Esquema elétrico do protótipo de refrigeração




Fonte: (elaborado pelo autor)

A Tabela 31 mostra a legenda do esquema elétrico do protótipo para conhecimento dos componentes e sensores calibrados.

Tabela 31- Legenda do esquema elétrico do protótipo de refrigeração

| | |
|---|---|
| Bo | Botoeira de emergência |
| F 1 | Fonte 1 |
| F 2 | Fonte 2 |
| TC | Transformador de corrente |
| TT 61 | Sensor de temperatura 61 (descarga do compressor) |
| TT 62 | Sensor de temperatura 62 (saída do evaporador) |
| TT 63 | Sensor de temperatura 63 (linha de líquido R404A) |
| TT 64 | Sensor de temperatura 64 (entrada da solução etilenoglicol) |
| TT 65 | Sensor de temperatura 65 (saída da solução etilenoglicol) |
| TT 70 | Sensor de temperatura 70 (ambiente) |
| TT 71 | Sensor de temperatura 71 (serpentina evaporador) |
| TT 72 | Sensor de temperatura 72 (sucção compressor) |
| TT 73 | Sensor de temperatura 73 (solução de etilenoglicol) |
| TP 65 | Sensor de pressão 65 (sucção compressor) |
| TP 66 | Sensor de pressão 66 (sucção) |
| TP 67 | Sensor de pressão 67 (descarga do compressor) |
| TP 68 | Sensor de pressão 68 (saída do condensador) |
| TP 69 | Sensor de pressão 69 (saída do evaporador) |
| VEE | Válvula de expansão eletrônica |
| -------- | Sinal elétrico |
| TU 60 | Sensor de umidade e temperatura ambiente (60) |
| CAP | Capacitor |
| CO | Compressor |
| MV 1 | Motor ventilador 1 |
| MV 2 | Motor ventilador 2 |
| EB | Eletrobomba |
| R | Resistência |
| K1 | Contatora |
| VX 950 Plus | Controle e monitoramento de temperatura, pressão e VEE |
| EnergyLOG | Monitoramento do consumo de energia elétrica |
| PCT-3001 plus | Controle e monitoramento de temperatura e pressão |
| MT-530 | Monitoramento de temperatura e umidade |
| IHM | Interface homem máquina |

Fonte: (elaborado pelo autor)

Foram calibrados os sensores de temperatura do protótipo de refrigeração com o forno de calibração ECIL BAT como referência, o mesmo é representado na Figura 80. Seis medições foram realizadas para cada sensor com intervalos de 5 minutos após estabilização da temperatura do forno de calibração e sensor de temperatura. As Tabelas 32 a 40 mostram a média das temperaturas de cada sensor e seu erro associado, como também, o desvio padrão amostral.

Tabela 32 - Medições do sensor 61

| Média das 06 medições do sensor [°C] | Temperatura da referência (forno) [°C] | Erro Absoluto | Erro relativo [%] | Desvio padrão amostral |
|---|---|---|---|---|
| 79,65 | 80 | 0,35 | 0,44 | 0 |
| 59,5 | 60 | 0,5 | 0,83 | 0 |
| 39,4 | 40 | 0,6 | 1,5 | 0 |
| 19,6 | 20 | 0,4 | 2 | 0 |
| 0,03 | 0 | 0,33 | | 0,052 |
| -19,53 | -20 | 0,47 | 2,33 | 0,052 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

Tabela 33 - Medições do sensor 62

| Média das 06 medições do sensor [°C] | Temperatura da referência (forno) [°C] | Erro absoluto [°C] | Erro relativo % | Desvio padrão amostral |
|---|---|---|---|---|
| 79,8 | 80 | 0,2 | 0,25 | 0 |
| 59,6 | 60 | 0,4 | 0,67 | 0 |
| 39,5 | 40 | 0,5 | 1,25 | 0 |
| 19,7 | 20 | 0,3 | 1,5 | 0 |
| 0,1 | 0 | 0,1 | | 0 |
| -19,5 | -20 | 0,5 | 2,5 | 0 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

Tabela 34- Medições do sensor 63

| Média das 06 medições do sensor [°C] | Temperatura da referência (forno) [°C] | Erro absoluto [°C] | Erro relativo % | Desvio padrão amostral |
|---|---|---|---|---|
| 80,2 | 80 | 0,2 | 0,25 | 0 |
| 60 | 60 | 0 | 0 | 0 |
| 39,82 | 40 | 0,18 | 0,46 | 0,041 |
| 19,8 | 20 | 0,2 | 1 | 0 |
| 0,083 | 0 | 0,083 | | 0,041 |
| -19,5 | -20 | 0,5 | 2,5 | 0 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

Tabela 35 - Medições do sensor 64

| Média das 06 medições do sensor [°C] | Temperatura da referência (forno) [°C] | Erro absoluto [°C] | Erro relativo % | Desvio padrão amostral |
|---|---|---|---|---|
| Fora de faixa do controlador | 80 | | | 0 |
| Fora de faixa do controlador | 60 | | | 0 |
| 39,93 | 40 | 0,07 | 0,17 | 0,052 |
| 19,92 | 20 | 0,08 | 0,42 | 0,041 |
| -0,1 | 0 | 0,1 | | 0 |
| -19,83 | -20 | 0,57 | 2,83 | 0,103 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

Tabela 36 - Medições do sensor 65

| Média das 06 medições do sensor [°C] | Temperatura da referência (forno) [°C] | Erro absoluto [°C] | Erro relativo % | Desvio padrão amostral |
|---|---|---|---|---|
| 80,26 | 80 | 0,26 | 0,32 | 0 |
| 59,9 | 60 | 0,1 | 0,17 | 0 |
| 39,68 | 40 | 0,28 | 0,71 | 0,041 |
| 19,8 | 20 | 0,2 | 1 | 0 |
| 0 | 0 | 0 | | 0 |
| -19,6 | -20 | 0,4 | 2 | 0 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

Tabela 37 - Medições do sensor 70

| Média das 06 medições do sensor [°C] | Temperatura da referência (forno) [°C] | Erro absoluto [°C] | Erro relativo % | Desvio padrão amostral |
|---|---|---|---|---|
| 80,3 | 80 | 0,3 | 0,37 | 0 |
| 60 | 60 | 0 | 0 | 0 |
| 39,8 | 40 | 0,2 | 0,5 | 0 |
| 19,8 | 20 | 0,2 | 1 | 0 |
| -0,1 | 0 | 0,1 | | 0 |
| -19,72 | -20 | 0,28 | 1,42 | 0,041 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

Tabela 38 - Medições do sensor 71

| Média das 06 medições do sensor [°C] | Temperatura da referência (forno) [°C] | Erro absoluto [°C] | Erro relativo % | Desvio padrão amostral |
|---|---|---|---|---|
| Fora de faixa do controlador | 80 | | | 0 |
| Fora de faixa do controlador | 60 | | | 0 |
| 39,9 | 40 | 0,1 | 0,25 | 0 |
| 20,07 | 20 | 0,07 | 0,34 | 0,052 |
| 0,2 | 0 | 0,2 | | 0 |
| -19,43 | -20 | 0,56 | 2,83 | 0,103 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

Tabela 39 - Medições do sensor 72

| Média das 06 medições do sensor [°C] | Temperatura da referência (forno) [°C] | Erro absoluto [°C] | Erro relativo % | Desvio padrão amostral |
|---|---|---|---|---|
| Fora de faixa do controlador | 80 | | | 0 |
| Fora de faixa do controlador | 60 | | | 0 |
| 39,7 | 40 | 0,3 | 0,75 | 0 |
| 19,9 | 20 | 0,1 | 0,5 | 0 |
| 0,1 | 0 | 0,1 | | 0 |
| -19,5 | -20 | 0,5 | 2,5 | 0 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

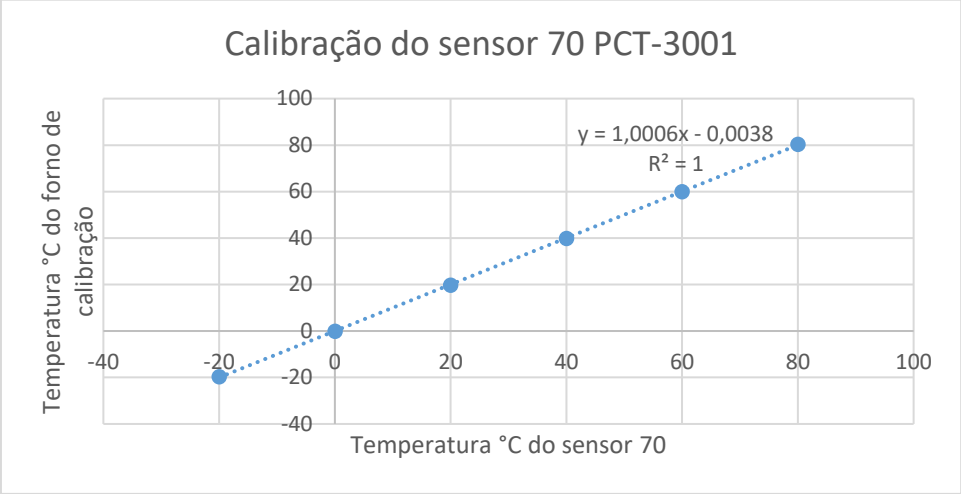
Tabela 40 - Medições do sensor 73

| Média das 06 medições do sensor [°C] | Temperatura da referência (forno) [°C] | Erro absoluto [°C] | Erro relativo % | Desvio padrão amostral |
|---|---|---|---|---|
| 79,9 | 80 | 0,1 | 0,12 | 0 |
| 59,7 | 60 | 0,3 | 0,5 | 0 |
| 39,6 | 40 | 0,4 | 0,1 | 0 |
| 19,8 | 20 | 0,2 | 1 | 0 |
| 0,1 | 0 | 0,1 | | 0 |
| -19,5 | -20 | 0,5 | 2,5 | 0 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

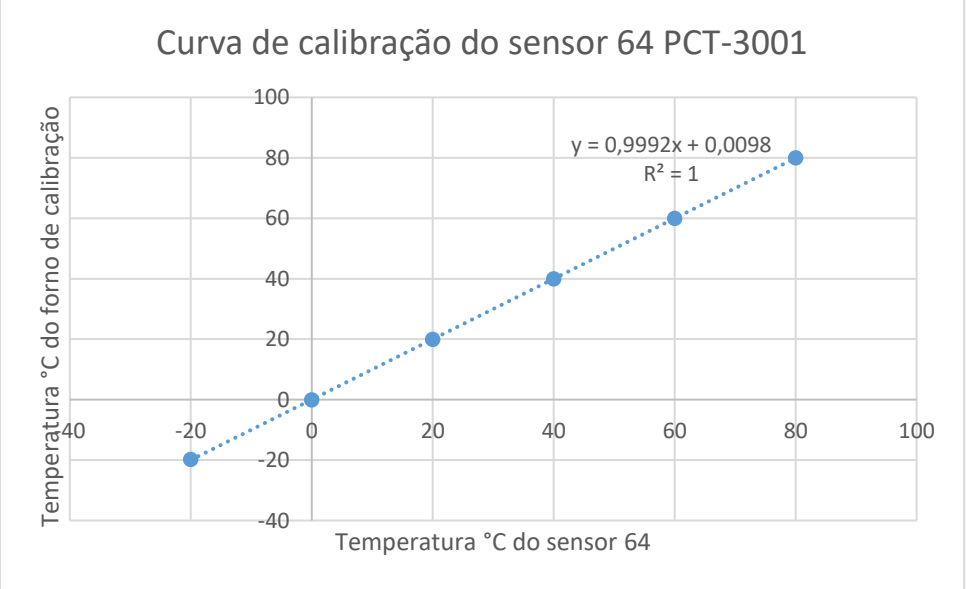
As Figuras 82 a 90 mostram as curvas de calibração dos sensores de temperatura do protótipo de refrigeração que usaram o forno de calibração como referência.

Figura 82- Curva de calibração do sensor de temperatura 70



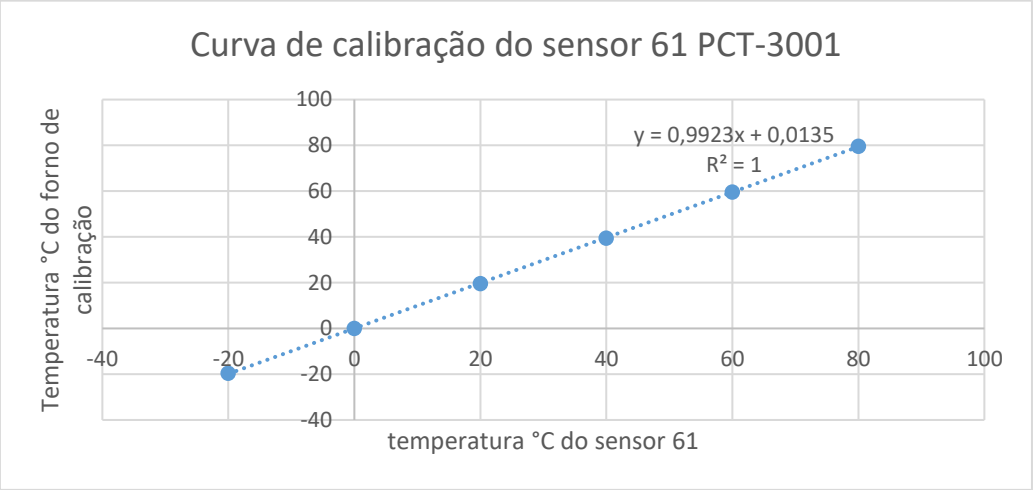

Fonte: (elaborado pelo autor)

Figura 83 - curva de calibração do sensor de temperatura 64



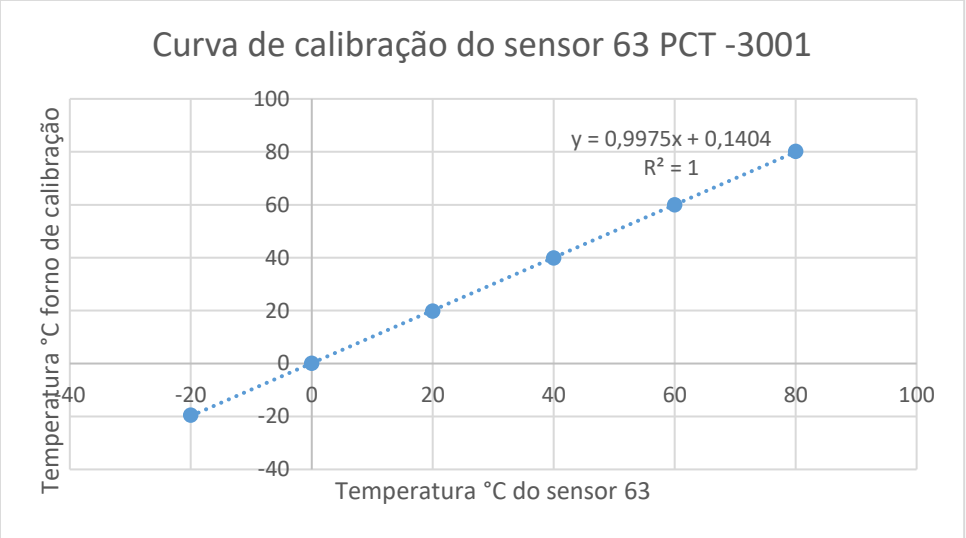

Fonte: (elaborado pelo autor)

Figura 84 - curva de calibração do sensor de temperatura 61



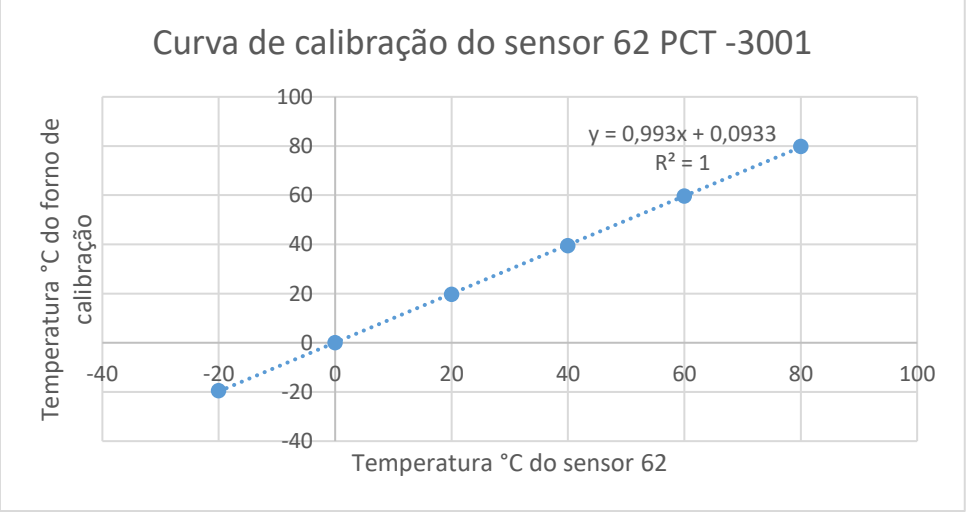

Fonte: (elanborado pelo autor)

Figura 85 - curva de calibração do sensor de temperatura 63



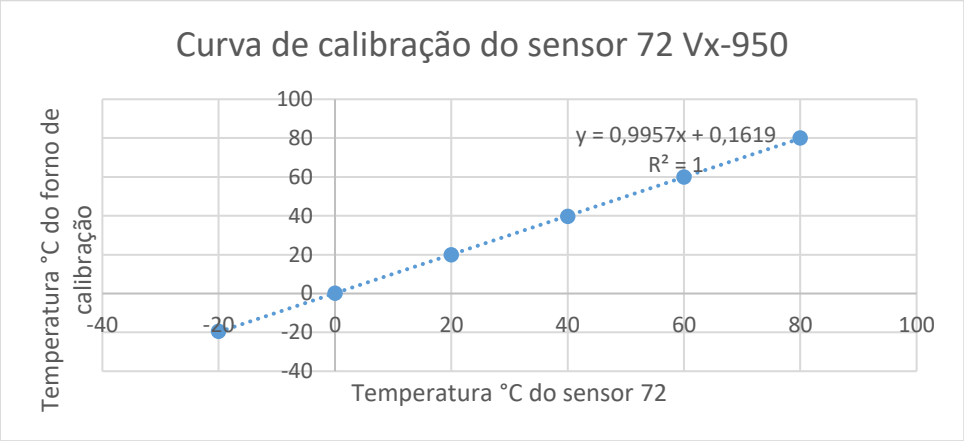

Fonte: (elaborado pelo autor)

Figura 86 - curva de calibração do sensor de temperatura 62



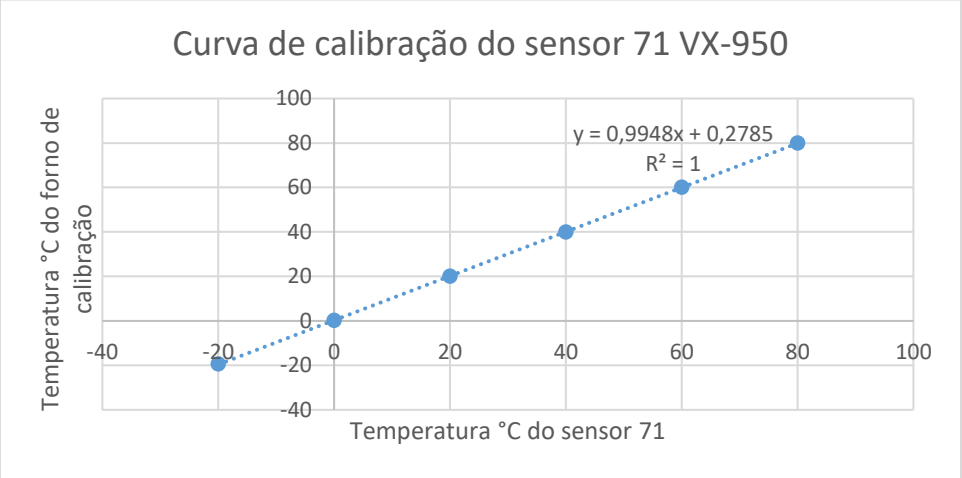

Fonte: (elaborado pelo autor)

Figura 87 - curva de calibração do sensor de temperatura 72



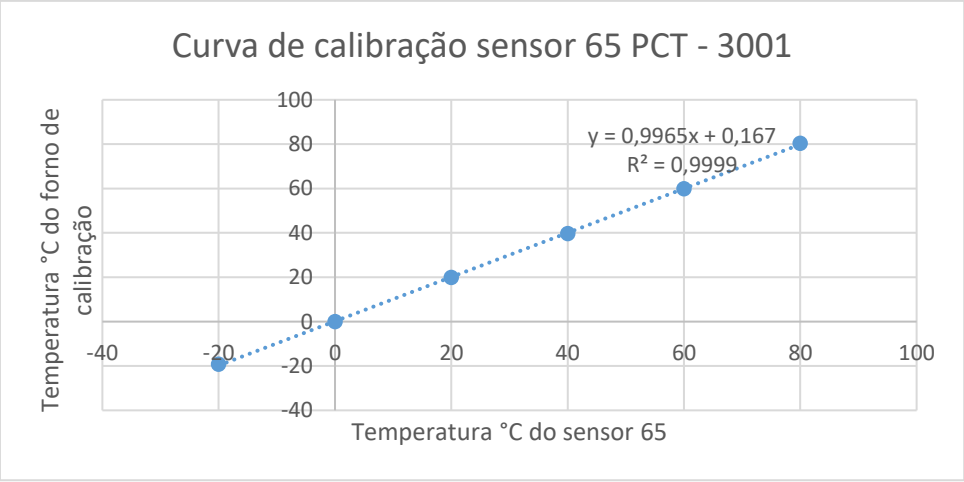

Fonte: (elaborador pelo autor)

Figura 88 - curva de calibração do sensor de temperatura 71



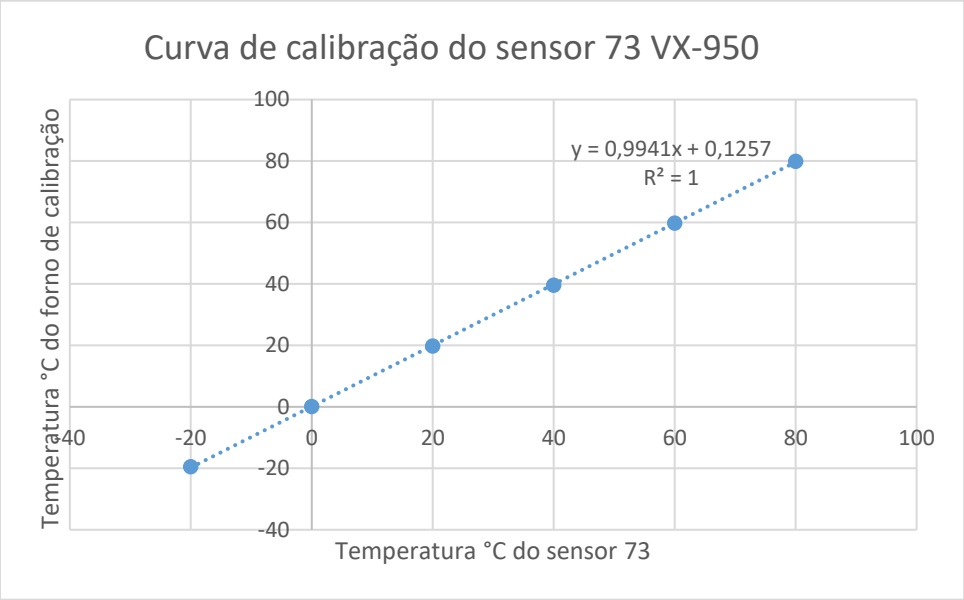

Fonte: (elaborado pelo autor)

Figura 89 - curva de calibração do sensor de temperatura 65




Fonte: (elaborado pelo autor)

Figura 90 - curva de calibração do sensor de temperatura 73




Fonte: (elaborado pelo autor)

# APÊNDICE B – ANÁLISE DE INCERTEZA EXPERIMENTAL

Mesmo que o experimento seja cuidadosamente planejado e com toda sofisticação possível, os erros sempres estão presentes nas medições experimentais. O erro não pode ser conhecido exatamente na medição e a incerteza é uma estimativa do efeito de todos os erros na medição.

- ✓ **Incerteza da curva de calibração dos sensores de temperatura**

A incerteza da curva de calibração dos sensores de temperatura foi a incerteza combinada da média das medições com a incerteza sobre as resoluções. A incerteza da média teve um intervalo de confiança de 95% e 5 graus de liberdade. Neste caso, a incerteza experimental estatística teve menos de 30 amostras, sendo adequado a utilização da distribuição t-Student mostrada na Tabela 41 em lugar da distribuição Normal.

Tabela 41 - Distribuição de t-Student

Tabela T: Distribuição de t-Student segundo os graus de liberdade e uma dada probabilidade num teste bicaudal (primeira linha)

*Para um teste monocaudal, considere metade do valor de probabilidade apontado*

| N° de graus de liberdade | Probabilidade para um teste bicaudal | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0,95 | 0,90 | 0,80 | 0,70 | 0,60 | 0,50 | 0,40 | 0,30 | 0,20 | 0,10 | 0,05 | 0,02 | 0,01 | 0,001 |
| 1 | 0,0787 | 0,1584 | 0,3249 | 0,5095 | 0,7265 | 1,0000 | 1,3764 | 1,9626 | 3,0777 | 6,3138 | 12,7062 | 31,8205 | 63,657 | 636,619 |
| 2 | 0,0708 | 0,1421 | 0,2887 | 0,4447 | 0,6172 | 0,8165 | 1,0607 | 1,3862 | 1,8856 | 2,9200 | 4,3027 | 6,9646 | 9,9248 | 31,5991 |
| 3 | 0,0681 | 0,1366 | 0,2767 | 0,4242 | 0,5844 | 0,7649 | 0,9785 | 1,2498 | 1,6377 | 2,3534 | 3,1824 | 4,5407 | 5,8409 | 12,9240 |
| 4 | 0,0667 | 0,1338 | 0,2707 | 0,4142 | 0,5686 | 0,7407 | 0,9410 | 1,1896 | 1,5332 | 2,1318 | 2,7764 | 3,7469 | 4,6041 | 8,6103 |
| 5 | 0,0659 | 0,1322 | 0,2672 | 0,4082 | 0,5594 | 0,7267 | 0,9195 | 1,1558 | 1,4759 | 2,0150 | 2,5706 | 3,3649 | 4,0321 | 6,8688 |
| 6 | 0,0654 | 0,1311 | 0,2648 | 0,4043 | 0,5534 | 0,7176 | 0,9057 | 1,1342 | 1,4398 | 1,9432 | 2,4469 | 3,1427 | 3,7074 | 5,9588 |
| 7 | 0,0650 | 0,1303 | 0,2632 | 0,4015 | 0,5491 | 0,7111 | 0,8960 | 1,1192 | 1,4149 | 1,8946 | 2,3646 | 2,9980 | 3,4995 | 5,4079 |
| 8 | 0,0647 | 0,1297 | 0,2619 | 0,3995 | 0,5459 | 0,7064 | 0,8889 | 1,1081 | 1,3968 | 1,8595 | 2,3060 | 2,8965 | 3,3554 | 5,0413 |
| 9 | 0,0645 | 0,1293 | 0,2610 | 0,3979 | 0,5435 | 0,7027 | 0,8834 | 1,0997 | 1,3830 | 1,8331 | 2,2622 | 2,8214 | 3,2498 | 4,7809 |
| 10 | 0,0643 | 0,1289 | 0,2602 | 0,3966 | 0,5415 | 0,6998 | 0,8791 | 1,0931 | 1,3722 | 1,8125 | 2,2281 | 2,7638 | 3,1693 | 4,5869 |
| 11 | 0,0642 | 0,1286 | 0,2596 | 0,3956 | 0,5399 | 0,6974 | 0,8755 | 1,0877 | 1,3634 | 1,7959 | 2,2010 | 2,7181 | 3,1058 | 4,4370 |
| 12 | 0,0640 | 0,1283 | 0,2590 | 0,3947 | 0,5386 | 0,6955 | 0,8726 | 1,0832 | 1,3562 | 1,7823 | 2,1788 | 2,6810 | 3,0545 | 4,3178 |
| 13 | 0,0639 | 0,1281 | 0,2586 | 0,3940 | 0,5375 | 0,6938 | 0,8702 | 1,0795 | 1,3502 | 1,7709 | 2,1604 | 2,6503 | 3,0123 | 4,2208 |
| 14 | 0,0638 | 0,1280 | 0,2582 | 0,3933 | 0,5366 | 0,6924 | 0,8681 | 1,0763 | 1,3450 | 1,7613 | 2,1448 | 2,6245 | 2,9768 | 4,1405 |
| 15 | 0,0638 | 0,1278 | 0,2579 | 0,3928 | 0,5357 | 0,6912 | 0,8662 | 1,0735 | 1,3406 | 1,7531 | 2,1314 | 2,6025 | 2,9467 | 4,0728 |
| 16 | 0,0637 | 0,1277 | 0,2576 | 0,3923 | 0,5350 | 0,6901 | 0,8647 | 1,0711 | 1,3368 | 1,7459 | 2,1199 | 2,5835 | 2,9208 | 4,0150 |
| 17 | 0,0636 | 0,1276 | 0,2573 | 0,3919 | 0,5344 | 0,6892 | 0,8633 | 1,0690 | 1,3334 | 1,7396 | 2,1098 | 2,5669 | 2,8982 | 3,9651 |
| 18 | 0,0636 | 0,1274 | 0,2571 | 0,3915 | 0,5338 | 0,6884 | 0,8620 | 1,0672 | 1,3304 | 1,7341 | 2,1009 | 2,5524 | 2,8784 | 3,9216 |
| 19 | 0,0635 | 0,1274 | 0,2569 | 0,3912 | 0,5333 | 0,6876 | 0,8610 | 1,0655 | 1,3277 | 1,7291 | 2,0930 | 2,5395 | 2,8609 | 3,8834 |
| 20 | 0,0635 | 0,1273 | 0,2567 | 0,3909 | 0,5329 | 0,6870 | 0,8600 | 1,0640 | 1,3253 | 1,7247 | 2,0860 | 2,5280 | 2,8453 | 3,8495 |
| 21 | 0,0635 | 0,1272 | 0,2566 | 0,3906 | 0,5325 | 0,6864 | 0,8591 | 1,0627 | 1,3232 | 1,7207 | 2,0796 | 2,5176 | 2,8314 | 3,8193 |
| 22 | 0,0634 | 0,1271 | 0,2564 | 0,3904 | 0,5321 | 0,6858 | 0,8583 | 1,0614 | 1,3212 | 1,7171 | 2,0739 | 2,5083 | 2,8188 | 3,7921 |
| 23 | 0,0634 | 0,1271 | 0,2563 | 0,3902 | 0,5317 | 0,6853 | 0,8575 | 1,0603 | 1,3195 | 1,7139 | 2,0687 | 2,4999 | 2,8073 | 3,7676 |
| 24 | 0,0634 | 0,1270 | 0,2562 | 0,3900 | 0,5314 | 0,6848 | 0,8569 | 1,0593 | 1,3178 | 1,7109 | 2,0639 | 2,4922 | 2,7969 | 3,7454 |
| 25 | 0,0633 | 0,1269 | 0,2561 | 0,3898 | 0,5312 | 0,6844 | 0,8562 | 1,0584 | 1,3163 | 1,7081 | 2,0595 | 2,4851 | 2,7874 | 3,7251 |
| 26 | 0,0633 | 0,1269 | 0,2560 | 0,3896 | 0,5309 | 0,6840 | 0,8557 | 1,0575 | 1,3150 | 1,7056 | 2,0555 | 2,4786 | 2,7787 | 3,7066 |
| 27 | 0,0633 | 0,1268 | 0,2559 | 0,3894 | 0,5306 | 0,6837 | 0,8551 | 1,0567 | 1,3137 | 1,7033 | 2,0518 | 2,4727 | 2,7707 | 3,6896 |
| 28 | 0,0633 | 0,1268 | 0,2558 | 0,3893 | 0,5304 | 0,6834 | 0,8546 | 1,0560 | 1,3125 | 1,7011 | 2,0484 | 2,4671 | 2,7633 | 3,6739 |
| 29 | 0,0633 | 0,1268 | 0,2557 | 0,3892 | 0,5302 | 0,6830 | 0,8542 | 1,0553 | 1,3114 | 1,6991 | 2,0452 | 2,4620 | 2,7564 | 3,6594 |
| 30 | 0,0632 | 0,1267 | 0,2556 | 0,3890 | 0,5300 | 0,6828 | 0,8538 | 1,0547 | 1,3104 | 1,6973 | 2,0423 | 2,4573 | 2,7500 | 3,6460 |
| 60 | 0,0630 | 0,1262 | 0,2545 | 0,3872 | 0,5272 | 0,6786 | 0,8477 | 1,0455 | 1,2958 | 1,6706 | 2,0003 | 2,3901 | 2,6603 | 3,4602 |
| 90 | 0,0629 | 0,1260 | 0,2541 | 0,3866 | 0,5263 | 0,6772 | 0,8456 | 1,0424 | 1,2910 | 1,6620 | 1,9867 | 2,3685 | 2,6316 | 3,4019 |
| 120 | 0,0628 | 0,1259 | 0,2539 | 0,3862 | 0,5258 | 0,6765 | 0,8446 | 1,0409 | 1,2886 | 1,6577 | 1,9799 | 2,3578 | 2,6174 | 3,3735 |
| 150 | 0,0628 | 0,1259 | 0,2538 | 0,3861 | 0,5255 | 0,6761 | 0,8440 | 1,0400 | 1,2872 | 1,6551 | 1,9759 | 2,3515 | 2,6090 | 3,3566 |
| 180 | 0,0628 | 0,1258 | 0,2537 | 0,3859 | 0,5253 | 0,6759 | 0,8436 | 1,0394 | 1,2863 | 1,6534 | 1,9732 | 2,3472 | 2,6034 | 3,3454 |
| 210 | 0,0628 | 0,1258 | 0,2537 | 0,3858 | 0,5252 | 0,6757 | 0,8433 | 1,0390 | 1,2856 | 1,6521 | 1,9713 | 2,3442 | 2,5994 | 3,3375 |
| 240 | 0,0628 | 0,1258 | 0,2536 | 0,3858 | 0,5251 | 0,6755 | 0,8431 | 1,0387 | 1,2851 | 1,6512 | 1,9699 | 2,3420 | 2,5965 | 3,3315 |
| 270 | 0,0628 | 0,1258 | 0,2536 | 0,3857 | 0,5250 | 0,6754 | 0,8430 | 1,0384 | 1,2847 | 1,6505 | 1,9688 | 2,3402 | 2,5942 | 3,3269 |
| 300 | 0,0628 | 0,1258 | 0,2536 | 0,3857 | 0,5250 | 0,6753 | 0,8428 | 1,0382 | 1,2844 | 1,6499 | 1,9679 | 2,3388 | 2,5923 | 3,3233 |
| 400 | 0,0627 | 0,1257 | 0,2535 | 0,3856 | 0,5248 | 0,6751 | 0,8425 | 1,0378 | 1,2837 | 1,6487 | 1,9659 | 2,3357 | 2,5882 | 3,3150 |
| 500 | 0,0627 | 0,1257 | 0,2535 | 0,3855 | 0,5247 | 0,6750 | 0,8423 | 1,0375 | 1,2832 | 1,6479 | 1,9647 | 2,3338 | 2,5857 | 3,3101 |
| 800 | 0,0627 | 0,1257 | 0,2534 | 0,3855 | 0,5246 | 0,6748 | 0,8421 | 1,0371 | 1,2826 | 1,6468 | 1,9629 | 2,3310 | 2,5820 | 3,3027 |
| 1000 | 0,0627 | 0,1257 | 0,2534 | 0,3854 | 0,5246 | 0,6747 | 0,8420 | 1,0370 | 1,2824 | 1,6464 | 1,9623 | 2,3301 | 2,5808 | 3,3003 |

Fonte: (UFF, 2015)

A incerteza da média da temperatura foi calculada segundo a Equação B1, onde $\delta\bar{T}, tst, Dpa\ e\ N$ são respectivamente: incerteza da média, t tabelado para 5 graus de liberdade e 95% de confiança, desvio padrão amostral e número de amostras.

$$\delta\bar{T} = tst * \frac{Dpa}{\sqrt{N}} \quad \text{(B1)}$$

A incerteza da curva de calibração de temperatura foi calculada segundo a Equação B2, onde $\delta T$, $\sum \delta\bar{T}^2$,δtd e δF são respectivamente: incerteza da curva de calibração, soma quadrática das incertezas da média para cada temperatura de calibração na curva, incerteza dos sensores em cada faixa de temperatura e incerteza do forno de calibração. Essa incerteza foi calculada para cada curva de calibração dos sensores de temperatura, sendo que todas as curvas deram a mesma incerteza de ± 0,1 °C na faixa de -10°C a 100°C e no restante da faixa ±0,5°C devido a incerteza do sensor de temperatura mudar no restante da faixa.

$$\delta T = (\sum \delta\bar{T}^2 + \delta td^2 + \delta F^2)^{0,5} \quad \text{(B2)}$$

- ✓ **Incerteza dos sensores de pressão de sucção do compressor**

A medição da pressão de sucção do sistema de refrigeração usou o sensor de pressão até 200 psig com 1,5% de precisão sobre escala completa de medição e 1 psig de resolução do controlador que da uma incerteza de 0,5 psig. A incerteza da pressão de sucção foi calculada segundo a equação B3, onde $\delta ps\ e\ \delta p$ são respectivamente: incerteza da escala completa de medição de sucção e incerteza sobre a resolução da pressão no instrumento. A incerteza da pressão de sucção foi de ± 3psig.

$$\delta\text{pressão_sucção} = \sqrt{\delta ps^2 + \delta p^2} \quad \text{(B3)}$$

- ✓ **Incerteza dos sensores de pressão de descarga do compressor**

A medição da pressão de descarga do sistema de refrigeração usou o sensor de pressão até 500 psig com 1,5% de precisão sobre escala completa de medição e 1 psig de resolução do controlador que da uma incerteza de 0,5 psig. A incerteza da pressão de sucção foi

calculada segundo a equação B4, onde $\delta pd\ e\ \delta p$ são respectivamente: incerteza da escala completa de medição de descarga e incerteza sobre a resolução da pressão no instrumento. A incerteza da pressão de descarga foi de ± 8 psig.

$$\delta\text{pressão_descarga} = \sqrt{\delta pd^2 + \delta p^2} \quad \text{(B4)}$$

- ✓ **Incerteza do superaquecimento**

A incerteza do superaquecimento foi calculada conforme a equação B5, onde $\delta ts\ e\ \delta ev$ são respectivamente: incerteza da temperatura de sucção e incerteza da temperatura de evaporação. Para faixa de pressão de 31 a 13 psig a incerteza foi de ± 2 °C e da faixa de pressão de 31 a 70 psig a incerteza foi de ± 1°C. Isso devido a variação da incerteza da temperatura de evaporação de acordo com a variação da pressão.

$$\delta\text{superaquecimento} = \sqrt{\delta ts^2 + \delta ev^2} \quad \text{(B5)}$$

- ✓ **Incerteza da massa**

A massa da solução de etilenoglicol a 50% teve sua incerteza calculada após ter a incerteza do volume, pois foi medido o volume do tanque inox onde fica a resistência de aquecimento, o volume do recipiente que fica a serpentina submersa e o volume da tubulação da solução de etilenoglicol. A incerteza do volume total de 55,1 L foi calculada com a Equação B6, onde $\delta V\ e\ \sum \delta v^2$ são respectivamente a incerteza do volume e o somatório quadrático das incertezas dos volumes. A incerteza encontrada foi de ± 0,2 L.

$$\delta V = (\sum \delta v^2)^{0,5} \quad \text{(B6)}$$

O volume foi transformado de litros para metros cúbicos e logo em seguida multiplicado pela massa específica da solução de etilenoglicol a 50% para obter a sua massa. Para transformar o volume da solução em massa foi só divisão e multiplicação por constantes, a incerteza passa pelo mesmo processo, ou seja, é dividida e multiplicada por constantes. O

valor da massa específica da solução de etilenoglicol 50% é de 1076,3 Kg/m$^3$ e isso dar após transformar o volume de 55,1 L o valor de 59, 3 Kg ± 0,2 Kg.

- ✓ **Incerteza do consumo energético do protótipo**

Metade da resolução do equipamento de medição na faixa de 1Kw.h a 10 kw.h, no caso, ±5w.h.

- ✓ **Incerteza do EER (Razão de Eficiência energética)**

A Tabela 42 mostra o significado das letras no cálculo do EER que foi uma propagação de incertezas.

Tabela 42 - Dados para propagação de incertezas do EER

| | |
|---|---|
| EER | Razão de eficiência energética $(\frac{BTU}{wh})$ |
| Q | Potência térmica retirada da solução de etilenoglicol a 50% $(w)$ |
| $\phi$ | Fluxo de calor que passa pelo isolamento do protótipo de refrigeração mais o calor obtido com a circulação da solução através do funcionamento da bomba. |
| R | Potência da resistência elétrica $(w)$ |
| E | Consumo energético do protótipo de refrigeração $(wh)$ |
| m | Massa da solução de etilenoglicol 50% $(kg)$ |
| c | Calor específico da solução de etilenoglicol a 50% $(\frac{kJ}{kg.k})$ |
| t | Tempo em segundos |
| h | Tempo em horas |
| ΔT | Variação de temperatura da solução de etilenoglicol (k) |
| CAT | Q + $\phi$ |
| CATR | Q + $\phi$ +R |
| δ | Incerteza |

Fonte: (elaborado pelo autor)

O cálculo do EER sem carga térmica (Resistência elétrica) é dado pela Equação B6.

$$EER = \left(\frac{CAT}{E}\right).h.3{,}412 \quad \text{(B6)}$$

Para ter a incerteza do EER é necessário fazer a propagação de incertezas que começa com a propagação da incerteza de Q nas equações B7 a B12. Para o EER sem resistência elétrica os experimentos foram feitos com o tempo de duração de duas horas.

$$Q = \left(\frac{m.c.1000.\Delta T}{t}\right).h.3{,}412 \quad \text{(B7)}$$

$$\frac{\partial Q}{\partial m} = \left(\frac{c.1000.\Delta T}{t}\right).h.3{,}412 \quad \text{(B8)}$$

$$\frac{\partial Q}{\partial \Delta T} = \left(\frac{m.c.1000}{t}\right).h.3{,}412 \quad \text{(B9)}$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = -\left(\frac{m.c.\Delta T.1000}{t^2}\right).h.3{,}412 \quad \text{(B10)}$$

$$\frac{\partial Q}{\partial h} = \left(\frac{m.c.1000.\Delta T}{t}\right).3{,}412 \quad \text{(B11)}$$

$$\delta Q = (\frac{\partial Q}{\partial m})^2.\delta m^2 + (\frac{\partial Q}{\partial \Delta T})^2.\delta \Delta T^2 + (\frac{\partial Q}{\partial \Delta t})^2.\delta \Delta t^2 + +(\frac{\partial Q}{\partial \Delta h})^2.\delta \Delta h^2)^{0,5} \quad \text{(B12)}$$

Propagando a incerteza em ϕ para achar a incerteza do EER segundo as Equações B13 a B18. Em ϕ o tempo em segundos está relacionado ao tempo da variação da temperatura da solução de etilenoglicol a 50% com a refrigeração desligada e a bomba funcionando para verificar a transferência de calor pelo isolamento do protótipo. Esse tempo em segundos foi tomado com experimento a parte para contabilizar o tempo do fluxo de calor pelo isolamento com a variação da temperatura da solução de etilenoglicol.

$$\phi = \left(\frac{m.c.1000.\Delta T}{t}\right).h.3{,}412 \quad \text{(B13)}$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial m} = \left(\frac{c.1000.\Delta T}{t}\right).h.3{,}412 \quad \text{(B14)}$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \Delta T} = \left(\frac{m.c.1000}{t}\right).h.3{,}412 \quad \text{(B15)}$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = -\left(\frac{m.c.\Delta T.1000}{t^2}\right).h.3{,}412 \quad \text{(B16)}$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial h} = \left(\frac{m.c.\Delta T.1000}{t}\right).3{,}412 \quad \text{(B17)}$$

$$\delta\phi = (\frac{\partial \phi}{\partial m})^2.\delta m^2 + (\frac{\partial \phi}{\partial \Delta T})^2.\delta \Delta T^2 + (\frac{\partial \phi}{\partial \Delta t})^2.\delta \Delta t^2 + +(\frac{\partial \phi}{\partial \Delta h})^2.\delta \Delta h^2)^{0,5} \quad \text{(B18)}$$

A Equação B19 mostra a propagação da incerteza de CAT para obter a incerteza do EER.

$$\delta\text{CAT} = \sqrt{\delta Q^2 + \delta\phi^2} \quad \text{(B19)}$$

As Equações B20 a B22 mostram como chegou na incerteza do EER sem resistência elétrica.

$$\frac{\partial EER}{\partial CAT} = \frac{1}{E} \quad \text{(B20)}$$

$$\frac{\partial EER}{\partial E} = -\frac{CAT}{E^2} \quad \text{(B21)}$$

$$\delta EER = (\frac{\partial EER}{\partial CAT}^2.\delta CAT^2 + (\frac{\partial EER}{\partial E})^2.\delta E^2)^{0,5} \quad \text{(B22)}$$

cálculo do EER com carga térmica simulada (Resistência elétrica) é dado pela Equação B23.Os experimentos com resistência elétrica tiveram a duração maior, no caso, três horas.

$$EER = \left(\frac{CATR}{E}\right).h.3{,}412 \quad \text{(B23)}$$

Para calcular o EER com resistência elétrica pode seguir os passos anteriores e continuar da Equação B24.

$$\delta\text{CATR} = (\delta Q^2 + \delta\phi^2 + \delta R^2)^{0,5} \quad \text{(B24)}$$

As Equações B25 a B27 mostram como chegou na incerteza do EER com resistência elétrica.

$$\frac{\partial EER}{\partial CATR} = \frac{1}{E} \quad \text{(B25)}$$

$$\frac{\partial EER}{\partial E} = -\frac{CATR}{E^2} \quad \text{(B26)}$$

$$\delta EER = (\frac{\partial EER}{\partial CATR}^2 . \delta CATR^2 + (\frac{\partial EER}{\partial E})^2 . \delta E^2)^{0,5} \quad \text{(B27)}$$

# APÊNDICE C – CALIBRAÇÃO DO MEDIDOR DE VAZÃO

O medidor de vazão com seu respectivo display Sea digital flow meter possui uma constante K de ajuste do valor da vazão medido e esse K foi calibrado primeiramente com água e em seguida com a solução de etilenoglicol conforme as Tabelas 43 e 44.

Tabela 43 – Ajuste do valor de K do display do medidor de vazão para água pura

| Valor da constante K no display | Volume real em [L] | Volume indicado em [L] | Erro relativo [%] |
|---|---|---|---|
| 10 | 5,41 | 3,39 | 37,34 |
| 6,27 | 5,41 | 5,62 | 3,88 |
| 6,62 | 5,41 | 5,38 | 0,55 |
| 6,62 | 3,788 | 3,38 | 0,58 |

Fonte: (elaborado pelo autor)

Tabela 44 – Ajuste do valor de K do display do medidor de vazão para solução de etilenoglicol a 50 %

| Valor da constante K no display | Volume real em [L] | Volume indicado em [L] | Erro relativo [%] |
|---|---|---|---|
| 6,62 | 3,634 | 3,42 | 5,89 |
| 6,23 | 3,664 | 3,62 | 1,20 |

Fonte: (elaborado pelo autor)