



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DE UM CONTROLADOR PARA O AJUSTE DA**  
**TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA DE UMA BOMBA DE**  
**CALOR A CO<sub>2</sub> COM EVAPORADOR SOLAR**

**CARLOS EDUARDO CASTILLA ALVAREZ**

Belo Horizonte 13 de Março de 2015

**CARLOS EDUARDO CASTILLA ALVAREZ**

**PROJETO DE UM CONTROLADOR PARA O AJUSTE DA  
TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA DE UMA BOMBA DE  
CALOR A CO<sub>2</sub> COM EVAPORADOR SOLAR**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia E Sustentabilidade  
Orientador: Prof. Ricardo Nicolau Nassar Koury  
Universidade Federal de Minas Gerais  
Co-orientador: Prof. Antônio Augusto Torres Maia  
Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2015



**Universidade Federal de Minas Gerais**  
**Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica**

Av. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha - 31.270-901 - Belo Horizonte – MG

Tel.: +55 31 3499-5145 - Fax.: +55 31 3443-3783

www.demec.ufmg.br - E-mail: [cpgmec@demec.ufmg.br](mailto:cpgmec@demec.ufmg.br)

**PROJETO DE UM CONTROLADOR PARA O AJUSTE DA  
TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA DE UMA BOMBA DE  
CALOR A CO<sub>2</sub> COM EVAPORADOR SOLAR**

**CARLOS EDUARDO CASTILLA ALVAREZ**

Dissertação defendida e aprovada em 13, de março de 2015, pela Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia E Sustentabilidade**"

“A tarefa não é tanto ver aquilo que ninguém viu, mas pensar o que ninguém ainda pensou sobre aquilo que todo mundo vê.” (Arthur Schopenhauer)

## AGRADECIMENTOS

Durante todo o período de elaboração desta tese, inúmeras dificuldades foram encontradas. Mas todas elas foram superadas devido à ajuda direta ou indireta de algumas pessoas. Assim, agradeço, principalmente a:

Aos meus pais, Jose Luís Castilla Soto e Ana Malena Alvarez Prieto, pelo exemplo, apoio incondicional, amor e incentivo, sem importar a distância e o tempo.

À minha irmã Diana Carolina Castilla Alvarez por seu amor, cuidados e apoio incondicional que transcende distâncias e fronteiras.

A toda minha família por todo o apoio emocional e carinho oferecido.

Ao professor Dr. Ricardo Koury, por ter aceitado ser meu orientador neste trabalho de mestrado, pela confiança depositada em mim, pelo apoio, dedicação e ensinamentos constantes.

Ao professor Dr. Antônio Augusto Torres Maia, por ter aceitado ser o co-orientador deste trabalho de mestrado, pelas contribuições, conselhos, orientações e ensinamentos.

Ao professor, Dr. Luiz Machado, pelo apoio, contribuições e acompanhamento constante no desenvolvimento deste trabalho.

Aos professores, Dr. Marcelo Araújo Câmara e Alexandre Mendes Abrao, pelo apoio, contribuições no desenvolvimento deste trabalho.

A todos os meus professores do Mestrado, pelos preciosos e valiosos ensinamentos que, de alguma forma, auxiliaram no desenvolvimento deste trabalho.

Aos meus amigos do Mestrado Tatiana Martins, Ludgero Damasceno, Ahmad Arabkoohsar, pela companhia e por fazer minha vida no Brasil melhor.

Aos meus amigos Oscar Sandoval e Juan Garcia pela convivência neste período e seus conselhos.

À Marina Costa e à Samira Lott, secretárias do Programa de Pós-graduação de Engenharia e do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG pelo carinho, disposição, apoios e constantes ajudas.

À empresa Maxtemper, em especial ao seu diretor Sr. Cornélio, pelo apoio na construção de parte do dispositivo experimental.

Ao CNPq - Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, pela concessão da minha bolsa de estudos.

Meus sinceros agradecimentos.

## RESUMO

A crescente preocupação mundial com o impacto ambiental causado pela sociedade contemporânea leva ao aumento do interesse na utilização de fontes de energia renováveis e de maior eficiência. Nesse contexto, há um grande interesse na utilização de Bombas de calor para aquecimento de água residencial. Por este motivo, neste trabalho é apresentado um controle da temperatura de saída da água de uma bomba de calor com evaporador solar de expansão direta para o aquecimento de água residencial que utiliza o CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante. Durante o desenvolvimento deste trabalho foram realizados testes experimentais com uma bomba de calor para avaliar a resposta dinâmica do sistema a perturbações do tipo degrau na vazão de água. Com os dados obtidos do processo foi possível identificar o modelo do sistema. Posteriormente, um controlador PID (Proporcional-Integral-Derivativo) foi desenvolvido e sintonizado utilizando técnicas extraídas da literatura. O controlador proposto foi avaliado quanto à robustez, rejeição de distúrbios, tempo de estabilização e erro em regime permanente através de simulações computacionais. Com a utilização de métodos de validação quantitativos foi possível obter uma função de transferência com uma porcentagem de similitude comparada com os dados experimentais superior à 80%. Empregando diferentes índices de desempenho foi observado que dentre as técnicas estudadas a melhor metodologia para sintonizar o controlador do sistema foi o método ITAE – servo. O controlador sintonizado por este método demonstrou ser o melhor para controlar a temperatura de saída da água, com um erro regime permanente de  $5.2 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}$ , e um tempo assentamento de 225s.

**Palavras-chave:** Bomba de Calor, Controle, Dióxido de Carbono, Evaporador Solar.

## ABSTRACT

The growing global concern about the environmental impact caused by contemporary society leads to an increased interest in the use of renewable and more efficient energy sources. In this context, there is great interest in the use of heat pumps for domestic water heating. This work presents a control algorithm for the water outlet temperature of a heat pump with a direct expansion solar evaporator for residential water heating, that uses CO<sub>2</sub> as its refrigerant. During the development of this study, several experimental tests were made with a prototype of a heat pump for domestic use, in order to evaluate the dynamic system response to step-like perturbations in the water flow. With the data obtained in this process, it was possible to identify the system dynamic model. After that, a PID (Proportional-Integral-Derivative) controller was developed and tuned using methods described in the literature. The developed controller was evaluated through computational simulations in order to determine its robustness, disturb rejection, stabilization time and error in a steady state. Thanks to the usage of quantitative validation methods, it was possible to develop a transfer function that has a similarity percentage greater than 80% when compared to the experimental data. Using different performance rates, among the studied methods, the best tuning method for the heat pump controller system was determined as being the ITAE-servo method. The controller tuned by this method turned out to be the best as to control the outlet temperature of the water, with a steady state error of  $5.2 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}$  and a stabilization time of 225s.

**Key Words:** Heat Pump, Control, Carbon Dioxide, Solar Evaporator



## SUMÁRIO

<b>RESUMO.....</b>	<b>6</b>
<b>NOMENCLATURA .....</b>	<b>12</b>
<b>LISTA DE FIGURAS.....</b>	<b>14</b>
<b>LISTA DE GRÁFICOS .....</b>	<b>16</b>
<b>LISTA DE TABELAS.....</b>	<b>18</b>
<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>20</b>
1.1    Objetivo da pesquisa.....	23
1.2    Estrutura da dissertação .....	24
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>25</b>
2.1    Introdução.....	25
2.2    Bombas de calor .....	25
2.3    Dióxido de Carbono/ R744.....	26
2.4    Ciclo de Compressão de Vapor Transcrítico.....	27
2.5    Bombas de Calor Assistidas Por Energia Solar.....	28
2.6    Controle De Sistemas .....	29
2.7    Controle Manual e Controle Automático .....	30
2.8    Controle em Malha Aberta e Malha Fechada.....	31
2.8.1    Sistema de Controle em Malha Aberta.....	31
2.8.2    Sistema de Controle em Malha Fechada .....	32
2.9    Controlador (PID).....	32
2.10    Trabalhos desenvolvidos por investigadores nas áreas de interesse desta pesquisa.	33
2.10.1    Bombas de calor com evaporador solar.....	33
2.10.2    Controle na temperatura de saída da água nas bombas de calor .....	39
2.10.3    Bombas de calor que trabalham com CO <sub>2</sub> .....	41
2.10.4    Bombas de calor que trabalham com CO <sub>2</sub> e evaporador solar.....	44
2.11    Conclusões.....	45
<b>3. MATERIAIS E MÉTODOS.....</b>	<b>47</b>

3.1	Introdução.....	47
3.2	Visão geral do protótipo .....	47
3.3	Componentes da bomba de calor.....	48
3.3.1	Evaporador solar.....	48
3.3.2	Compressor.....	49
3.3.3	Condensador / Resfriador de gás.....	50
3.3.4	Válvula de expansão.....	52
3.3.5	Painel de controle .....	52
3.3.6	Acumulador de líquido .....	53
3.3.7	Filtro secador .....	53
3.3.8	Válvulas.....	54
3.4	Sensores instalados na bomba de calor.....	55
3.4.1	Medidor de vazão .....	55
3.4.2	Medidor de pressão.....	56
3.4.3	Medidores de temperatura .....	57
3.4.4	Sensor de potência ativa .....	57
3.4.5	Sensor de radiação solar .....	58
3.5	Sistema de aquisição de dados .....	58
3.6	Planejamento experimental .....	59
3.6.1	Objetivo do experimento .....	59
3.6.2	Destino dos resultados.....	60
3.6.3	Procedimento de execução .....	60
3.7	Avaliação prévia da incerteza de medição .....	61
3.8	Metodologia de Identificação .....	62
3.8.1	Testes dinâmicos e coletas de dados .....	63
3.8.2	Escolha do modelo matemático que representará o sistema.....	64
3.8.3	Funções de transferência para sistemas de primeira ordem com atraso .....	65
3.8.4	Estimação dos parâmetros do modelo .....	66
3.8.5	Métodos de validação do modelo .....	69
3.9	Projeto do controlador .....	70
3.9.1	Métodos de Sintonia de controladores PID .....	72
3.9.2	Índices de Qualidade .....	75
3.10	Conclusão .....	77

<b>4.</b>	<b>RESULTADOS</b> .....	<b>78</b>
4.1	Introdução.....	78
4.2	Identificação do sistema .....	78
4.2.1	Resultado dos testes dinâmicos .....	78
4.2.2	Resultado da estimação dos parâmetros da função de transferência.....	82
4.2.3	Avaliação das funções de transferências obtidas.....	83
4.2.4	Resultado da identificação do sistema.....	87
4.3	Controle do sistema da bomba de calor.....	88
4.4	Conclusões.....	98
<b>5.</b>	<b>CONCLUSÕES</b> .....	<b>99</b>
5.1	Trabalhos futuros.....	101
	<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....	<b>102</b>
	<b>APÊNDICE A</b> .....	<b>108</b>
	Calibração dos sensores empregados no desenvolvimento deste trabalho.....	108
	A.1 Calibração dos termopares .....	108
	A.2 Calibração do sensor de vazão .....	109
	A.3 Calibração do sensor de potência .....	109
	A.4 Calibração dos sensores de radiação .....	110

## NOMENCLATURA

<b>Letras Latina</b>		<b>Unidades</b>
$a_0$	Constante que acompanha a variável em função do tempo	
$a_1$	Constante que acompanha a primeira derivada em função do tempo	
$a_i$	Sinal de saída do controlador no tempo atual	
$a_{i-1}$	Sinal de saída do controlador no instante anterior	
$b$	Constante que acompanha o estímulo do sistema em função do tempo	
$e$	Incerteza	
$ECM$	Erro quadrado médio	
$e_a$	Erro aleatório	
$e_g$	Erro grosseiro	
$e_s$	Erro sistemático	
$e(t)$	Sinal de erro no tempo	
$e_\infty$	Erro em regime permanente	
$FIT$	Porcentagem da variação da saída	
$f(t)$	Estímulo do sistema em função do tempo	
$G(s)$	Função de transferência em termos de Laplace	
$G_c(s)$	Função de transferência em termos de Laplace	
$IAE$	Integral do erro absoluto	
$IE$	Integral do erro	
$ITAE$	Integral do erro absoluto ponderado no tempo	
$K_c$	Ganho proporcional do controlador	
$K_p$	Constante de ganho da função de transferência	[°C L <sup>-1</sup>
	min]	
$MAPE$	Média de erro absoluto percentual	
$M_{so}$	Máximo desvio	
$n$	Número de amostras	
$RMSU$	Raiz quadrada da média do esforço de controle	

$S$	Operador de Laplace	
$SO$	Sinal de sobressalto	
$t$	Tempo	[s]
$tA$	Tempo de assentamento	[s]
$tS$	Tempo de subida	[s]
$U_0$	Sinal de estímulo inicial	
$U_f$	Sinal de estímulo final	
$u_{(t)}$	Sinal de saída do controlador	
$y_0$	Resposta do sistema inicial	
$Y_i$	Valor da variável experimental	
$\hat{Y}_i$	Valor da variável estimado pelo modelo	
$\bar{Y}_i$	Valor da média da variável experimental	
$y_f$	Resposta do sistema final	
$y_{SP}$	Sinal do set-point	
$y(t)$	Resposta do sistema em função do tempo	

### Letras gregas

### Unidades

$\Delta t$	Variação do tempo	[s]
$\Delta y$	Variação da resposta do sistema	
$\Delta U$	Variação do sinal de estimulação do sistema	
$\theta$	Constante de atraso da função de transferência	[s]
$\lambda$	Parâmetro de ajuste do método de sintonização IMC	
$\tau$	Constante de tempo da função de transferência	[s]
$\tau_D$	Tempo derivativo do controlador	
$\tau_I$	Tempo integrativo do controlador	

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 - Linha do tempo dos tratados a respeito do aquecimento global.....	22
FIGURA 2.1 - Controle manual de um sistema térmico .....	30
FIGURA 2.2 - Controle automático de um sistema térmico .....	31
FIGURA 2.3 - Sistema de controle em malha aberta.....	31
FIGURA 2.4 - Sistema de controle em malha fechada .....	32
FIGURA 2.5 - Desenho do coletor/evaporador da bomba de calor .....	35
FIGURA 2.6 - Desenho esquemático da bomba de calor com assistência solar.....	35
FIGURA 2.7 - Desenho esquemático da bomba de calor de expansão direta.....	36
FIGURA 2.8 - Diagrama esquemático da bomba de calor.....	37
FIGURA 2.9 - Desenho esquemático da bomba de calor desenhada neste projeto .....	38
FIGURA 2.10 - Diagrama esquemático da bomba de calor feita para o estudo do controle da temperatura de saída da água.....	40
FIGURA 2.11 - Desenho da bomba de calor a CO <sub>2</sub> híbrida.....	44
FIGURA 3.1 - Representação do protótipo da bomba de calor em vista isométrica. ....	47
FIGURA 3.2 - Representação esquemática do evaporador projetado.....	48
FIGURA 3.3 - Compressor da bomba de calor .....	49
FIGURA 3.4 - Condensador / Resfriador da bomba de calor .....	50
FIGURA 3.5 - Válvula de agulha SWAGELOK Modelo SS-31RS4 .....	52
FIGURA 3.6 - Indicação dos comutadores no Painel de Controle.....	53
FIGURA 3.7 - Acumulador da bomba de calor.....	53
FIGURA 3.8 - Filtro secador da bomba de calor .....	54
FIGURA 3.9 - Ubiquação das válvulas na bomba de calor.....	54
FIGURA 3.10 - Medidor de vazão eletromagnético VMS PRO.....	55
FIGURA 3.11 - Manômetro PHD.IL .....	56
FIGURA 3.12 - Sensor de potência ativa.....	58
FIGURA 3.13 - Sensor de radiação solar.....	58
FIGURA 3.14 – Interfase de apresentação dos dados da bomba de calor.....	59
FIGURA 3.15 - Diagrama de blocos de um processo de primeira ordem com um atraso $\theta$ ....	65
FIGURA 3.16 - Diagrama de blocos de um sistema de primeira ordem com atraso no espaço de Laplace.....	66

FIGURA 4.1 - Laço de controle implementado para testar os controladores .....89

## LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1.1 - Distribuição de energéticos para aquecimento de água – valores percentuais do 2011 e projeção 2021.....	21
GRÁFICO 2.1 - Comparação do ciclo transcrito do CO <sub>2</sub> como o ciclo do R-134a. ....	28
GRÁFICO 3.1 - Método geral de dois pontos.....	68
GRÁFICO 4.1 - Comportamento das temperaturas na bomba de calor durante o 1° teste.....	79
GRÁFICO 4.2 - Comportamento das temperaturas na bomba de calor durante o 2° teste.....	80
GRÁFICO 4.3 - Temperaturas da saída da água e aumento da vazão de água no resfriador de gás para uma temperatura de evaporação de 3,3 °C (1° teste).....	81
GRÁFICO 4.4 - Temperaturas da saída da água e redução da vazão de água no resfriador de gás para uma temperatura de evaporação de 3,3 °C (1° teste).....	81
GRÁFICO 4.5 - Temperaturas da saída da água e aumento da vazão de água no resfriador de gás para uma temperatura de evaporação de 13,12 °C (2° teste).....	81
GRÁFICO 4.6 - Temperaturas da saída da água e redução da vazão de água no resfriador de gás para uma temperatura de evaporação de 13,12 °C (2° teste).....	82
GRÁFICO 4.7 - Comparação dos métodos implementados para o cálculo da função de transferência com os dados da TAB. 4.1 .....	84
GRÁFICO 4.8 - Comparação dos métodos implementados para o cálculo da função de transferência com os dados da TAB. 4.2.....	85
GRÁFICO 4.9 - Comparação dos métodos implementados para o cálculo da função de transferência com os dados da TAB. 4.3.....	86
GRÁFICO 4.10 - Comparação dos métodos implementados para o cálculo da função de transferência com os dados da TAB. 4.4.....	87
GRÁFICO 4.11 - Comportamento do ganho e das constantes de tempo com a temperatura de evaporação da bomba de calor.....	88
GRÁFICO 4.12 - Resposta da temperatura na planta com os controladores a mudança no set-point e um distúrbio no sinal de controle .....	90
GRÁFICO 4.13 - Resposta do erro dos controladores a mudança no set-point e um distúrbio no sinal de controle.....	90
GRÁFICO 4.14 - Ação dos controladores a mudança no set-point e um distúrbio no sinal de controle.....	91

GRÁFICO 4.15 - Resposta da temperatura da água com diferentes plantas a mudança no set-point e um distúrbio no sinal de controle .....	93
GRÁFICO 4.16 - Resposta do erro do controlador com diferentes plantas a mudança no set-point e um distúrbio no sinal de controle .....	94
GRÁFICO 4.17 - Ação do controlador com diferentes plantas a mudança no set-point e um distúrbio no sinal de controle .....	94
GRÁFICO 4.18 - Resposta da temperatura da água para o teste de robustez com um distúrbio de 0.35 L/min com as diferentes plantas .....	96
GRÁFICO 4.19 - Resposta do erro do controlador para o teste de robustez com um distúrbio de 0.35 L/min com as diferentes plantas .....	96
GRÁFICO 4.20 - Ação do controlador para o teste de robustez com um distúrbio de 0.35 L/min com as diferentes plantas .....	97
GRÁFICO A.1 - Curva de calibração do sensor de vazão .....	109
GRÁFICO A.2 - Curva de calibração do sensor de Potência.....	110

## LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 - Principais características do sistema .....	39
TABELA 3.1 - Grandezas relativas ao evaporador solar .....	49
TABELA 3.2 - Características do compressor da bomba de calor .....	50
TABELA 3.3 - Grandezas relativas ao condensador/resfriador de gás.....	51
TABELA 3.4 - Variável que permite testar cada válvula.....	55
TABELA 3.5 - Principais características técnicas do sensor de vazão .....	56
TABELA 3.6 - Principais características técnicas do sensor de pressão.....	57
TABELA 3.7 - Convenção na instalação dos termopares na bomba de calor .....	57
TABELA 3.8 - Incerteza dos instrumentos empregados na bomba de calor .....	62
TABELA 3.9 - Percentual de variação na resposta e valores das constantes para a estimação de parâmetros dos modelos FOPDT pelo método de dois pontos sobre a curva de reação do processo .....	68
TABELA 3.10 - Efeitos na resposta de um sistema PID em malha fechada .....	71
TABELA 3.11 - Regras de sintonia de controladores PID paralelo.....	75
TABELA 4.1 - Parâmetros da função de transferência para aumento da vazão de água tipo degrau e uma temperatura de evaporação de 3,3 °C (1° teste) .....	82
TABELA 4.2 - Parâmetros da função de transferência para redução da vazão de água tipo degrau e uma temperatura de evaporação de 3,3 °C (1° teste) .....	83
TABELA 4.3 - Parâmetros da função de transferência para aumento da vazão de água no resfriador de gás para uma temperatura de evaporação de 13,12 °C (2° teste). .....	83
TABELA 4.4- Parâmetros da função de transferência para redução da vazão de água no resfriador de gás para uma temperatura de evaporação de 13,12 °C (2° teste). .....	83
TABELA 4.5 - Resultados da análise dos métodos de erro para o GRA. 4.7.....	84
TABELA 4.6 - Resultados da análise dos métodos de erro para o GRA. 4.8.....	85
TABELA 4.7 - Resultados da análise dos métodos de erro para o GRA. 4.9.....	86
TABELA 4.8 - Resultados da análise dos métodos de erro para o GRA. 4.10.....	87
TABELA 4.9 - Parâmetros do controlador PID calculados a partir do sistema identificado...	89
ABELA 4.10 - Parâmetros de qualidade dos diferentes métodos quando é feita uma mudança no set-point .....	92

TABELA 4.11 - Parâmetros de qualidade dos diferentes métodos quando é feito um distúrbio .....	93
TABELA 4.12 - Parâmetros de qualidade para a planta identifica e suas duas variações como 20% a mais e 20% a menos em todos os parâmetros .....	95
TABELA 4.13 - Parâmetros de qualidade para um distúrbio de 0,35 L/ min para a planta identifica e suas duas variações como 20% a mais e 20% a menos em todos os parâmetros...	97
TABELA A.1 - Resultado da calibração dos termopares.....	108
TABELA A.2 - Constantes de calibração dos sensores de radiação solar .....	110

# 1. INTRODUÇÃO

Na atualidade existe uma crescente preocupação com o impacto ambiental causado pelo aumento na demanda energética da indústria e o aumento no consumo residencial de energia na população mundial. Nestes tempos é praticamente impossível conceber um desenvolvimento socioeconômico de uma nação que não esteja acompanhado de um aumento na produção e distribuição de energia. Atualmente só países com um maior desenvolvimento demonstraram ter a capacidade de aproveitar ao máximo a energia produzida incrementando a eficiência e o rendimento dos processos onde a energia é empregada.

Segundo os dados fornecidos pela Empresa de Pesquisas Energéticas EPE (2012a), o Brasil contava em 2009 com 2,2% da capacidade instalada de geração elétrica no mundo, ocupando com isso o nono lugar entre os países que mais consomem energia. Este trabalho também afirma que 80,4% do total desta energia gerada no Brasil é fornecida por uma ampla rede de usinas hidroelétricas. Como é possível discernir desses dados, a matriz energética do Brasil está completamente desbalanceada por conta da elevada dependência da energia hidráulica que apresenta um forte componente de aleatoriedade, pois este tipo de geração de energia depende da ocorrência de chuvas nas bacias que abastecem os reservatórios. Em fevereiro de 2014, as 10 maiores usinas hidrelétricas estavam operando com seus reservatórios abaixo da metade de sua capacidade, ameaçando a produção de energia elétrica.

A energia hidráulica sempre foi dominante no Brasil, que é um dos países mais ricos do mundo em recursos hídricos. Mas em outubro de 2012 quase todas as termoelétricas brasileiras foram acionadas a plena carga por conta dos níveis baixos dos reservatórios, provocando assim a emissão de milhões de toneladas de gás carbônico e o aumento nas tarifas pagas pelos usuários. O desenvolvimento econômico brasileiro a longo prazo depende da diversificação da sua matriz energética e de achar soluções a curto prazo para diminuir o consumo de energia ou melhorar os processos aos quais é fornecida a energia elétrica.

Uma das particularidades do consumo da energia na matriz energética do Brasil é a ampla parcela de energia destinada para o aquecimento de água residencial. Segundo os dados da EPE em seu relatório “Avaliação da Eficiência Energética EPE” (2012b), 73 de cada 100 casas da população brasileira contavam com pelo menos um chuveiro elétrico em 2011.

De acordo com uma pesquisa do EPE (2012b), a energia elétrica é a forma de energia preponderantemente utilizada para o aquecimento de água para banho. O uso de outros métodos para aquecer água ainda é pequeno. Há, portanto, um grande potencial para a penetração de sistemas de aquecimento baseados em gás natural ou energia termo-solar.

O GRA 1.1 mostra as perspectivas de evolução do aquecimento de água em termos percentuais. Ressalta-se que apesar do chuveiro elétrico perder participação no mercado futuro, devido ao aumento do número de domicílios com aquecimento de água, a quantidade de chuveiros elétricos em valores absolutos tende a aumentar. Só o aquecimento de água por energia solar é o que mais expandirá no horizonte decenal.

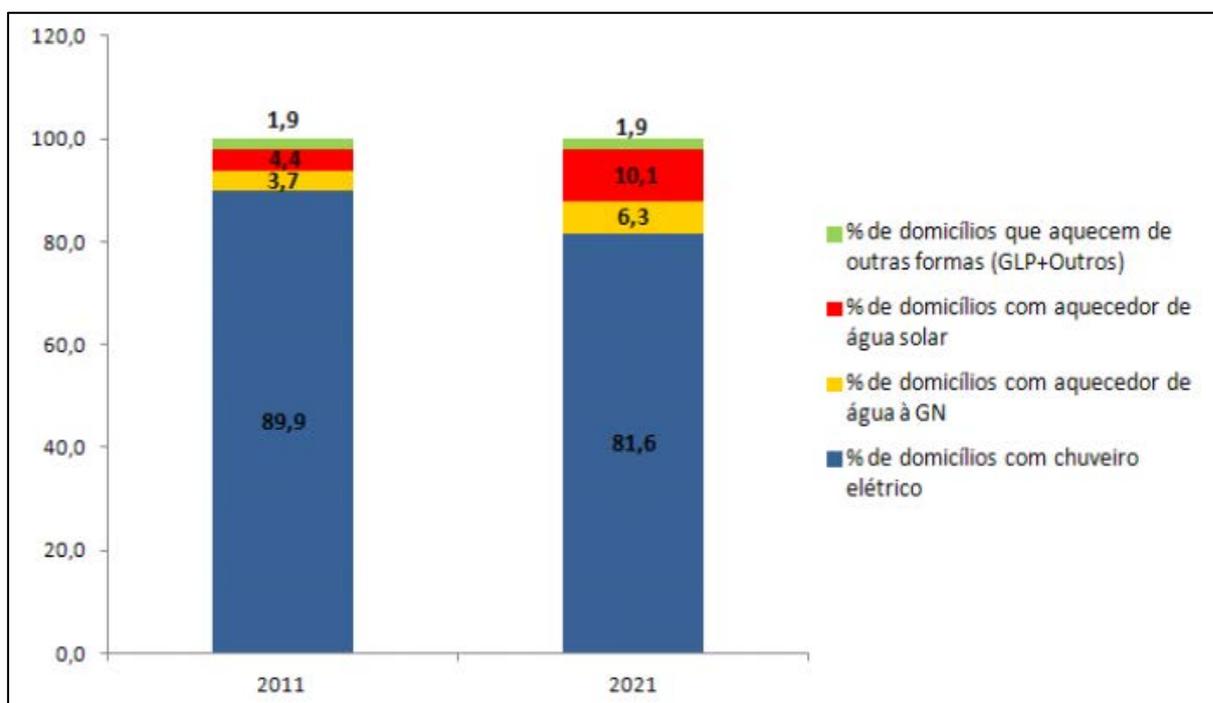


GRÁFICO 1.1 - Distribuição de energéticos para aquecimento de água – valores percentuais do 2011 e projeção 2021

FONTE –EPE, (2012b), p. 41

Devido às características do consumo da energia elétrica residencial do Brasil, justifica-se estudos de formas alternativas de aquecimento de água que possam contribuir para solucionar um problema que é de vital importância para o Brasil. Uma das mais promissoras soluções para este problema é a utilização da bomba de calor como substituta do chuveiro elétrico.

Como o próprio nome já diz, a bomba de calor tem a função de bombear calor (energia térmica), de uma fonte a temperatura baixa para uma fonte a temperatura mais alta. O ponto de temperatura alta é representado pela água quente e o ponto baixo, geralmente, pelo ar ambiente. O ambiente em que vivemos representa um enorme reservatório de energia, que

ao mesmo tempo é o nosso referencial energético. Para atingir qualquer condição acima ou abaixo da temperatura do ambiente é necessário fornecer trabalho. Com o objetivo de aproveitar a energia disponível no ambiente, a bomba de calor transfere esta energia para a água, através de um ciclo de refrigeração e aquecimento por compressão de vapor. Este ciclo de compressão geralmente tem um coeficiente de performance (COP) superior a 3 (KONG (2011), STARKE (2013)), o que indica que por cada unidade de potência gasta no sistema terá 3 unidades de calor como resultado do processo, enquanto na melhor suposição o COP do chuveiro elétrico é de 1.

Alguns dos fluidos refrigerantes utilizados em sistemas de refrigeração por compressão de vapor são responsáveis por contribuir para o aquecimento global e destruir a camada de ozônio. Inúmeros protocolos e acordos internacionais foram feitos com o objetivo de diminuir as emissões de substância nocivas para a camada de ozônio e restringir a utilização dos fluidos sintéticos halogenados encontrados comumente nestes sistemas (FIG.1.1).

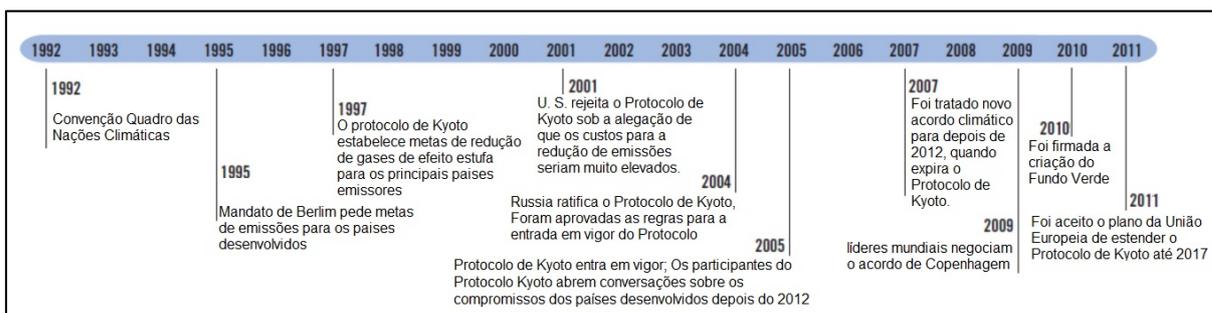


FIGURA 1.1 - Linha do tempo dos tratados a respeito do aquecimento global

A primeira destas tentativas foi o Protocolo de Montreal. O Protocolo de Montreal é um tratado internacional no qual os países signatários se comprometem a substituir as substâncias que demonstraram reação química com o ozônio na parte superior da estratosfera. Dentre as substâncias destruidoras da camada de ozônio estão os Clorofluorcarbonos (CFCs), Halons, Tetracloretos de Carbono (CTCs) e Hidroclorofluorcarbono (HCFCs).

Outro importante protocolo assinado pela comunidade internacional foi o Protocolo de Kyoto, Ele uma emenda ao tratado internacional sobre mudanças climáticas conduzido pela Convenção das Nações Unidas sobre Mudanças Climáticas. O Protocolo de Kyoto tem como atribuição estabelecer limites de emissão obrigatória para a redução das emissões de gases de efeito estufa para os países signatários, tendo como principal objetivo a estabilização das concentrações de gases de efeito estufa na atmosfera em níveis que evitem uma interferência perigosa no sistema climático.

Como consequência da diminuição da camada de ozônio devido aos CFCs, estes protocolos determinaram a substituição dos fluidos sintéticos halogenados, provocando uma verdadeira revolução na indústria de ar condicionado, bombas de calor e de refrigeração em geral, em decorrência das restrições impostas pelos protocolos.

Com a entrada em vigor destes tratados à indústria e à comunidade científica estão considerando o retorno dos fluidos naturais como o Dióxido de Carbono. Este fluido foi um dos primeiros refrigerantes utilizados em sistemas de refrigeração por compressão mecânica, sendo largamente utilizado até a Segunda Guerra Mundial. O declínio deve-se em grande parte ao advento dos fluidos sintéticos halogenados (CFCs, HCFCs) considerados seguros e ideais para os sistemas de refrigeração daquela época.

Sistemas de aquecimento por bombas de calor utilizando o Dióxido de Carbono como fluido de trabalho vêm ganhando notória importância no cenário mundial principalmente em países como Noruega, Itália, Coreia e Japão. Pesquisas recentes têm demonstrado que a utilização de bombas de calor para aquecimento de água representa uma das aplicações em que o uso do CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante apresenta melhores resultados.

Na procura por melhorar ainda mais a eficiência das bombas de calor, em alguns trabalhos os pesquisadores têm utilizado um evaporador solar para aproveitar a energia fornecida pelo sol e, assim, conseguir aumentar o aproveitamento da energia utilizada pela bomba de calor. A implantação deste tipo de evaporador torna o rendimento da bomba de calor dependente das condições climáticas do entorno de onde ela está instalada. Assim, na ausência de nuvens a temperatura de saída de água da bomba de calor vai ser muito quente para o banho e com a presença de nuvens a água não atingirá a temperatura desejada.

## 1.1 Objetivo da pesquisa

O objetivo desta dissertação é projetar um controlador para ajustar a temperatura da água de uma bomba de calor com evaporador solar estático operando com CO<sub>2</sub>, em níveis confortáveis para banho.

Além desses objetivos, também serão abrangidos os seguintes tópicos:

- Identificar um modelo matemático que represente o comportamento físico da bomba de calor;
- Validar o modelo matemático com os dados experimentais obtidos no protótipo;
- Selecionar a melhor estratégia de controle para implementar no projeto;

- Realizar simulações em computador para analisar o comportamento da temperatura na saída da água com a presença do controlador;
- Executar simulações computacionais para avaliar a robustez do controle selecionado.

## **1.2 Estrutura da dissertação**

Este trabalho está dividido em seis capítulos, sendo o primeiro esta introdução onde é apresentado de forma clara o entorno mundial e nacional do gasto da energia elétrica, a necessidade de aumentar a eficiência dos sistemas de aquecimento de água residencial e os objetivos do trabalho. No capítulo dois (2) descrevem-se os principais trabalhos desenvolvidos pela comunidade científica relacionados ao tema desta dissertação. No capítulo três (3) é feita uma descrição da bomba de calor e a metodologia dos experimentos necessários para o desenvolvimento deste trabalho. Também é apresentado a metodologia empregada na identificação do modelo matemático e do desenvolvimento do controlador. No capítulo quatro (4) são apresentados os resultados obtidos depois de aplicar as metodologias de identificação e controle descritas no capítulo anterior. No capítulo cinco (5) são apresentadas as principais conclusões obtidas e sugestões para trabalhos futuros. No capítulo seis (6) são apresentadas as referências bibliográficas empregadas na realização deste trabalho.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Introdução

Neste capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica dos principais estudos relacionados com as bombas de calor (construção, COP e materiais). Serão discutidas, também as principais propriedades do dióxido de carbono quando este é utilizado como fluido refrigerante nos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, entre estas particularidades também serão indagadas as características do ciclo transcrito de compressão de vapor. Nesta revisão também será abordada o tema do controle da temperatura em sistemas residenciais de aquecimento de água para banho.

### 2.2 Bombas de calor

As máquinas frigoríficas são máquinas com capacidade de transferir energia entre fluidos. Este tipo de máquina é normalmente associado a unidades de ar condicionado ou refrigeradores, no entanto pode também ser utilizado para aquecimento de ar, água ou outro fluido (bomba de calor). Estes sistemas funcionam com fluidos refrigerantes os quais absorvem calor quando evaporam e liberam calor quando condensam.

A designação de bomba de calor é utilizada quando o calor é liberado pelo condensador (calor útil), é utilizado para aquecer ar, água ou outro fluido. É designada como máquina frigorífica quando o sistema é utilizado para retirar calor de um local através do seu evaporador (2014).

Fonseca Júnior (2012) relata que as bombas de calor possuem uma vasta faixa de aplicação que se estende das residências até os mais variados ramos industriais. Dentro dessa faixa existem aplicações de aquecimento para baixa temperatura (40 °C - 70 °C), na qual estão inclusas as aplicações residenciais, e para altas temperaturas (>70 °C), referentes aos processos industriais. As indústrias químicas, alimentícias e de celulose utilizam largamente as bombas de calor nas quais o processo de aquecimento é requerido na forma de água quente, vapor ou ar quente. De acordo com Baldassin Jr *et al.*, (2007) a bomba de calor é uma opção econômica quando é comparada a outras tecnologias de aquecimento de água residencial como resistências elétricas, GLP e óleo diesel.

Segundo os dados publicados pelo relatório da UNEP, (2010), o mercado das bombas de calor para aquecimento de água tem crescido largamente na Europa, Japão, China e na Austrália devido a incentivos governamentais na tentativa de reduzir os impactos ambientais pela queima de combustíveis fósseis e o alto consumo de energia elétrica dos sistemas de aquecimento obsoletos como os chuveiros elétricos.

Mais de um milhão de bombas de calor do tipo ar-água foram vendidas em todo mundo em 2008. Previsões de vendas mostram crescimento acentuado nos EUA, Japão, China e Europa. Deste montante pode se atribuir 500 mil unidades no Japão, 300 mil na Europa, 190 mil na China e 10 mil nos EUA e Austrália.

O governo japonês oferece subsídios para introduzir aquecedores de água com R744 (CO<sub>2</sub>), onde esses sistemas oferecem água quente entre 80 °C e 90 °C, com eficiências de 3 a 4 vezes superiores aos aquecedores elétricos. A utilização de CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante é bastante explorada pelos japoneses e desperta também o interesse dos europeus, pois esses sistemas podem operar com temperaturas externas de até -20 °C.

### **2.3 Dióxido de Carbono/ R744**

O dióxido de carbono é um fluido refrigerante que vem sendo utilizado há mais de um século. Tem boa compatibilidade química com os materiais comuns e uma solubilidade boa com diversos óleos lubrificantes. Não tem Potencial de Destruição da Camada de Ozônio (*Ozone Depletion Potential, ODP*) e apresenta um Potencial de Aquecimento Global (*Global Warming Potential, GWP*) insignificante (Peixoto, 2011).

O R744 é classificado pelas normas como refrigerante A, não inflamável, tóxico em concentrações moderadas, acima de 5% em volume no ar, é de baixo custo e disponível em qualquer quantidade, em qualquer parte do mundo, tendo ainda propriedades bem conhecidas e documentadas. A grande diferença entre CO<sub>2</sub> e outros refrigerantes comuns é sua relação pressão-temperatura e, particularmente, sua baixa temperatura crítica de 31 °C. Isso significa que ou o ciclo opera com uma temperatura baixa e limitada de condensação, ou deve ser um ciclo transcrito, que difere dos ciclos de compressão convencionais.

Um ciclo de refrigeração com refrigerante CO<sub>2</sub> opera com altas pressões (5 a 10 vezes maior que sistemas com R134a). No entanto, o risco de acidentes é baixo devido ao baixo volume e baixa carga de refrigerante no sistema. O ciclo transcrito básico é potencialmente menos eficiente que um ciclo de compressão convencional em função das grandes perdas termodinâmicas.

O dióxido de carbono está sendo utilizado em sistemas de refrigeração para supermercados, tanto em sistemas de expansão direta quanto em sistemas em cascata, com dióxido de carbono no estágio de baixa temperatura e amônia ou R404A no estágio de média temperatura. Além desse uso, outra aplicação desenvolvida e comercialmente disponível é constituída por bombas de calor para aquecimento de água residencial. Outras aplicações estão em fase de desenvolvimento e avaliação, tais como ar-condicionado veicular e equipamentos compactos de refrigeração.

O R744 tem alta capacidade volumétrica de refrigeração, quando comparado aos refrigerantes sintéticos, e, dependendo das condições de aplicação, chega a ser de 5 a 8 vezes maior a do R22. Isso significa trabalhar com compressores, componentes e tubulações de tamanhos reduzidos. Possui também ótimas características para transferência de calor, além de ser estável química e termodinamicamente. Possui uma excelente miscibilidade com os óleos lubrificantes, o que facilita sua separação e diminui o arrasto para o sistema, aumentando conseqüentemente a transferência de calor nos evaporadores e condensadores.

Como se trata de um refrigerante natural o CO<sub>2</sub> não tem a necessidade de ser recuperado, tratado ou reciclado, tais medidas são obrigatórias apenas para os fluidos sintéticos, tornando-o muito atrativo para determinadas aplicações em que a infraestrutura é deficiente, como é o caso de muitos supermercados (Silva, 2011).

#### **2.4 Ciclo de Compressão de Vapor Transcrítico**

O ciclo transcrito é caracterizado pelo fato de existir um processo durante o ciclo, quando as condições de pressão e temperatura superam o ponto crítico, caracterizado termodinamicamente como o ponto em que não há distinção entre as fases líquida e vapor de uma substância. Para o caso do CO<sub>2</sub>, como pode ser observado no GRA 2.1, a temperatura crítica é de 31,1 °C, portanto o processo 2-4 do gráfico se caracteriza por se encontrar na região acima do ponto crítico. Já no caso do R134a, os processos ocorrem abaixo do ponto crítico, lado direito do gráfico. Nesse caso, a maior diferença entre os ciclos com CO<sub>2</sub> e o R134a se dá na linha após a compressão onde, no sistema convencional ocorre a mudança de fase (vapor-líquido), conhecida como condensação do fluido, ao passo que, no ciclo transcrito, o vapor altamente superaquecido é resfriado, sem mudança de fase, conhecido como resfriamento de gás ou *Gas Cooler*, termo comumente encontrado na literatura internacional (Bandarra Filho, 2011).

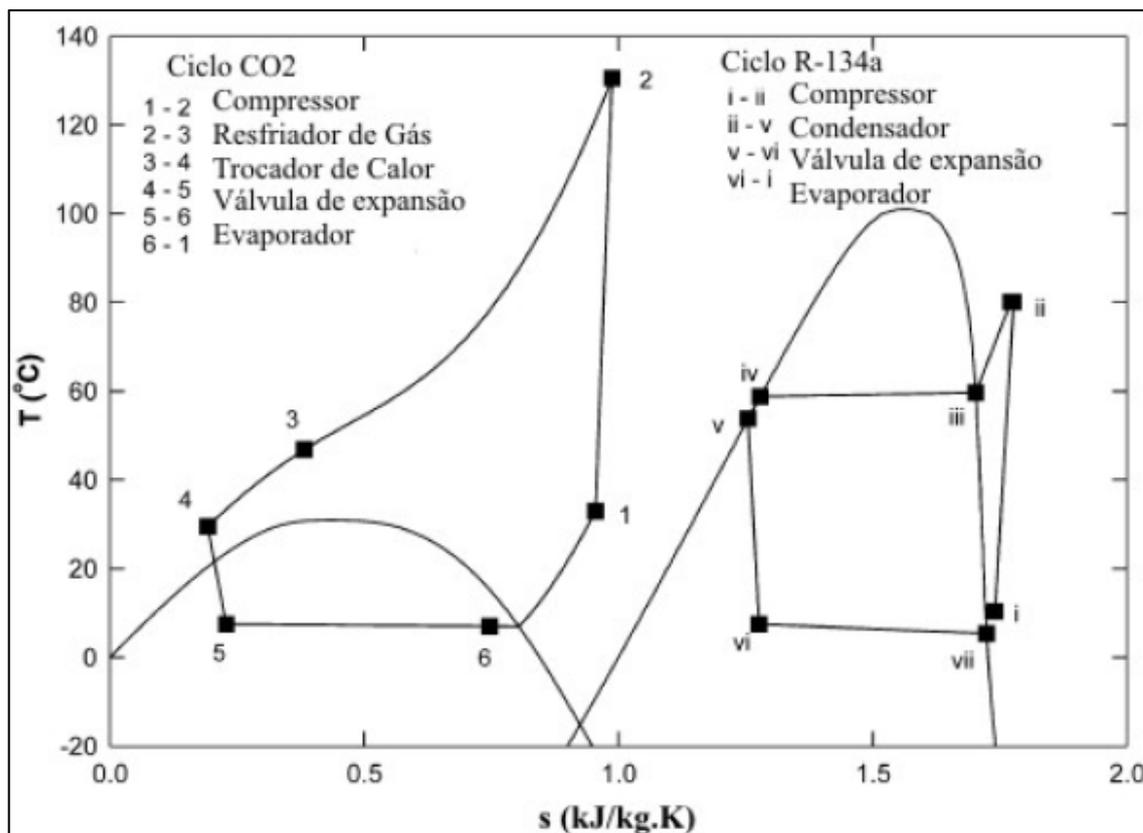


GRÁFICO 2.1 - Comparação do ciclo transcrito do CO<sub>2</sub> como o ciclo do R-134a.

FONTE - BANDARRA FILHO (2011), p. 8

Do ponto de vista termodinâmico, o ciclo de refrigeração transcrito é inerentemente menos eficiente que o ciclo de refrigeração subcrítico convencional (Lorentzen e Pettersen, 1992). A operação do sistema utilizando CO<sub>2</sub> a temperaturas ambientes superiores à 31,1 °C – sua temperatura crítica – passa a representar portanto uma penalidade em relação a outros fluidos refrigerantes de operação subcrítica. Entretanto, propriedades termofísicas diferenciadas garantem que as perdas termodinâmicas apresentadas pelo CO<sub>2</sub> sejam parcialmente compensadas por ganhos significativos na transferência de calor nos trocadores e por um processo de compressão mais eficiente (LORENTZEN, (1995); KIM *et al.*,(2004)).

## 2.5 Bombas de Calor Assistidas Por Energia Solar

Um sistema de bomba de calor solar assistida é composto de uma unidade de ciclo de compressão de vapor combinado com um coletor solar e este sistema possui um elevado coeficiente de desempenho (Chaturvedi e Shen, 1984; Kuang, Sumathy e Wang, 2003). Sistemas de bombas de calor com assistência solar podem ser classificados em sistemas convencionais SAHP (*Solar Assisted Heat Pump*) e sistemas de SAHP de expansão direta ou DX- SAHP (*Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump*). Em um sistema convencional, o sistema de coletor solar não atua como evaporador e é composto por uma bomba de calor

(evaporador, condensador, compressor e válvula de expansão) e coletor solar. O sistema de DX - SAHP consiste basicamente de um trocador de calor como condensador, uma válvula de expansão, um compressor, e um coletor solar que é utilizado como o evaporador do sistema de bomba de calor. O refrigerante é vaporizado diretamente no coletor - evaporador solar, onde a mudança de fase de líquido para vapor ocorre devido à entrada de energia solar. Assim, ao contrário dos sistemas convencionais SAHP, onde dois componentes separados do sistema são utilizados para o mesmo fim, os dois processos, isto é, recolher a energia solar e a vaporização do refrigerante, são realizados num mesmo dispositivo. Nos últimos anos, é possível observar um crescente interesse por bombas de calor assistidas por radiação solar devido ao fato de que esses sistemas convertem energia primária em energia térmica de uma forma muito mais eficiente, o que resulta em valores de COP mais elevados.

Como já foi discutido anteriormente, a presença de um evaporador com assistência solar nas bombas de calor torna a eficiência do dispositivo dependente das condições climáticas de onde a máquina esteja. É por isto que um sistema de controle é necessário para manter as condições desejadas. Em seguida são apresentados os conceitos básicos de controle de processos.

## 2.6 Controle De Sistemas

O controle Automático tem como finalidade a manutenção de certa variável ou condição num certo valor (fixo ou variante). Este valor que se pretende é o valor desejado. Para atingir esta finalidade o sistema de controle automático opera do seguinte modo:

- Medida do valor atual da variável que se quer regular;
- Comparação do valor atual com o valor desejado (sendo este o último indicado ao sistema de controle pelo operador humano ou por um computador). Determinação do desvio;
- Utilização do desvio (ou erro) para gerar um sinal de correção;
- Aplicação do sinal de correção ao sistema a ser controlado de modo a eliminar o desvio, isto é, de maneira a reconduzir-se a variável ao valor desejado. O sinal de correção introduz, pois, variações de sentido contrário ao erro.

Resumidamente pode-se definir Controle Automático como a manutenção do valor de uma certa condição através da sua média, da determinação do desvio em relação ao valor desejado, e da utilização do desvio para se gerar e aplicar uma ação de controle capaz de reduzir ou anular o desvio.

## 2.7 Controle Manual e Controle Automático

Para ilustrar o conceito de controle manual e automático serão utilizados os processos térmicos das FIG 2.1 e FIG 2.2. Inicialmente, considere o caso em que um operador têm a função de manter a temperatura da água quente em um dado valor. Neste caso, um termômetro está instalado na saída do sistema, medindo a temperatura da água quente. O operador observa a indicação do termômetro e, baseado nela, efetua o fechamento ou abertura da válvula de controle de vapor para que a temperatura desejada seja mantida. Deste modo, o operador é que está efetuando o controle através de sua observação e de sua ação manual, sendo portanto, um caso de “Controle Manual”.

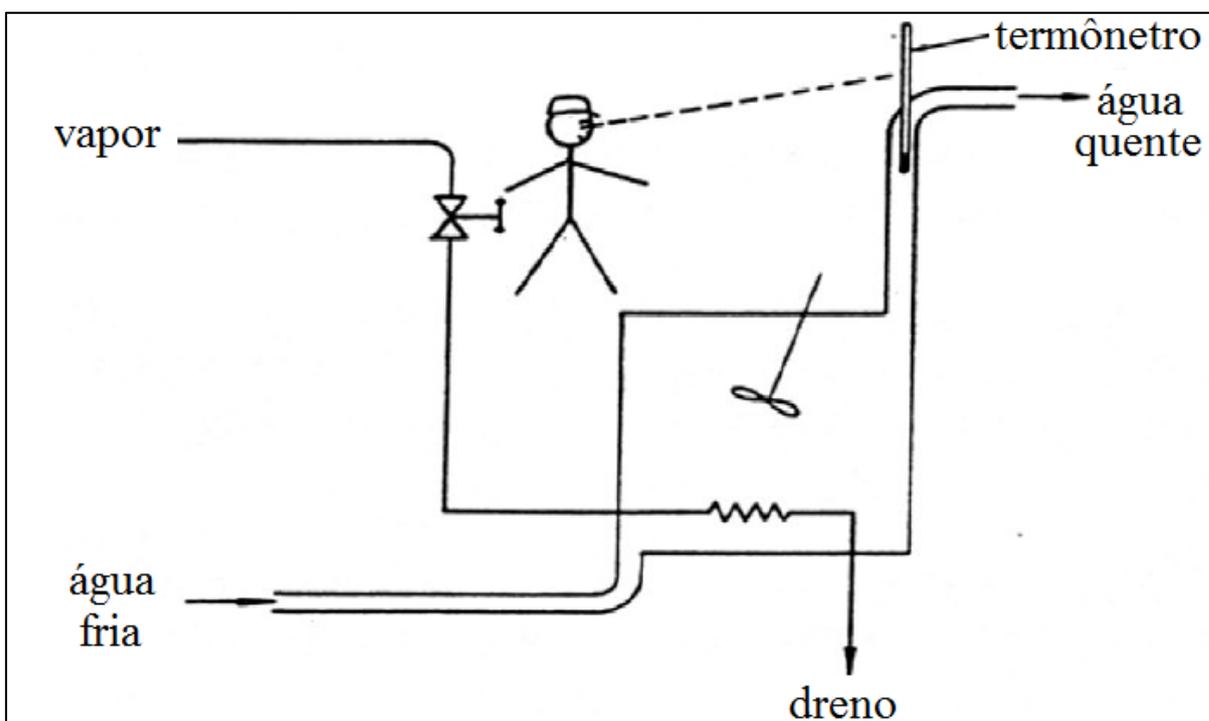


FIGURA 2.1 - Controle manual de um sistema térmico

FONTE – OLIVEIRA, (1999), p. 10

Considere agora o caso da FIG 2.2, onde no lugar do operador foi instalado um instrumento capaz de substituí-lo no trabalho de manter a temperatura da água quente em um valor desejado. Neste caso, este sistema atua de modo similar ao operador, tendo então um detector de erro, uma unidade de controle e um atuador junto à válvula, que substituem respectivamente os olhos do operador, seu cérebro e seus músculos. Desse modo, o controle da temperatura da água quente é feito sem a interferência direta do homem, atuando então de maneira automática e constituindo, portanto um caso de “Controle Automático”.

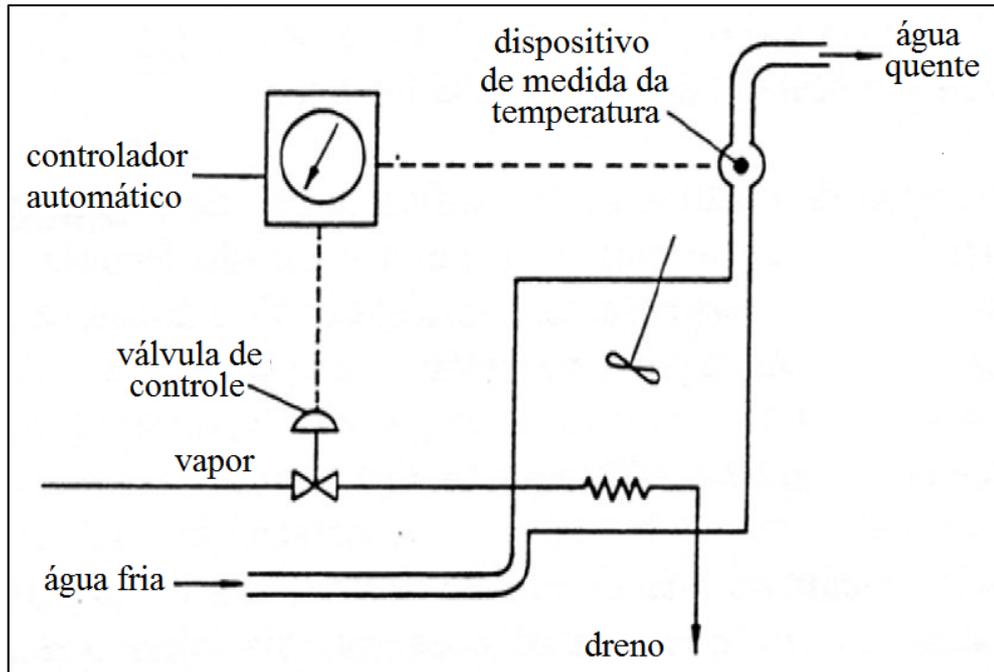


FIGURA 2.2 - Controle automático de um sistema térmico

FONTE – OLIVEIRA, (1999), p. 10

## 2.8 Controle em Malha Aberta e Malha Fechada

Os sistemas de controle são classificados em dois tipos: sistemas de controle em malha aberta e sistemas de controle em malha fechada. A distinção entre eles é determinada pela ação de controle, que é a componente responsável pela ativação do sistema para produzir a saída.

### 2.8.1 Sistema de Controle em Malha Aberta

É aquele sistema no qual a ação de controle é independente da saída, portanto a saída não tem efeito na ação de controle. Neste caso, conforme mostrado na FIG 2.3, a saída não é medida e nem comparada com a entrada. Um exemplo prático deste tipo de sistema é a máquina de lavar roupa. Após ter sido programada, as operações de molhar, lavar e enxaguar são feitas baseadas nos tempos pré-determinados. Assim, após concluir cada etapa ela não verifica se esta foi efetuada de forma correta (por exemplo, após ela enxaguar, ela não verifica se a roupa está totalmente limpa).

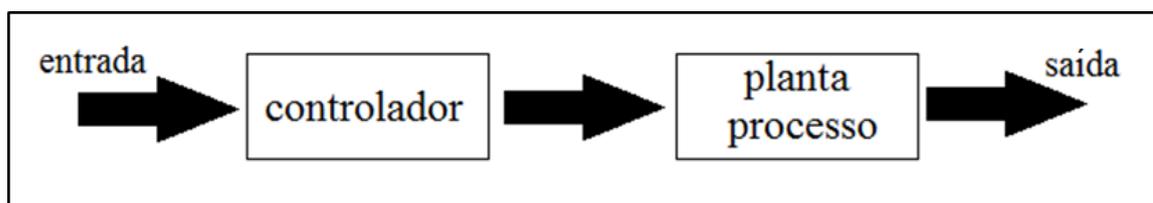


FIGURA 2.3 - Sistema de controle em malha aberta

### 2.8.2 Sistema de Controle em Malha Fechada

É aquele no qual a ação de controle depende, de algum modo, da saída. Portanto, a saída possui um efeito direto na ação de controle. Neste caso, conforme pode ser visto através da FIG 2.4, a saída é sempre medida e comparada com a entrada a fim de reduzir o erro e manter a saída do sistema em um valor desejado. Um exemplo prático deste tipo de controle é o controle de temperatura da água de um chuveiro. Neste caso, o homem é o elemento responsável por efetuar a medição da temperatura e, baseado nesta informação, determinar uma relação entre a água fria e a água quente com o objetivo de manter a temperatura da água no valor por ele tido como desejado para o banho.

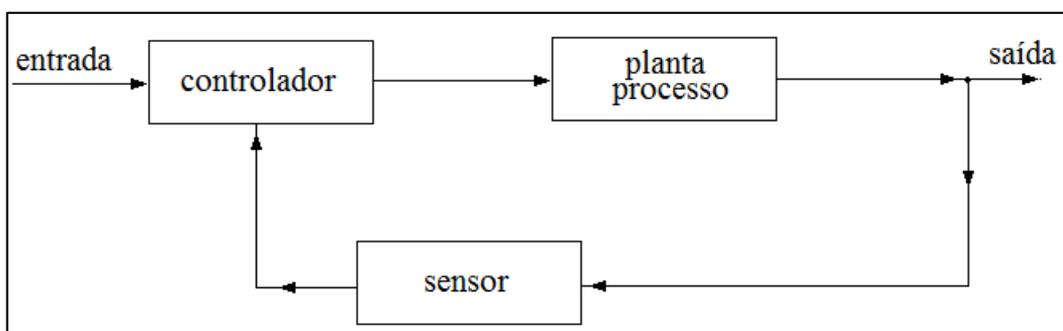


FIGURA 2.4 - Sistema de controle em malha fechada

## 2.9 Controlador (PID)

A combinação das ações proporcional, integral e derivativa para gerar um só sinal de controle dá origem ao que é denominado de controlador proporcional-integral-derivativo ou simplesmente PID, como é comumente conhecido. O objetivo é aproveitar as características de cada uma dessas ações para obter uma melhoria tanto no comportamento transitório como no regime permanente do sistema controlado.

Os controladores PID são largamente utilizados, uma vez que são capazes de solucionar a grande maioria dos problemas de controle que surgem em processos industriais. Essa expressiva utilização deve-se ao fato desse controlador ser de fácil implementação, baixo custo e versátil na capacidade de estabilizar os comportamentos transitório e de regime permanente dos processos sob controle. Assim, além da ação proporcional que atua conforme o valor do erro, existe um compromisso entre a velocidade de atuação (diferenciador) e erro nulo no regime permanente (integrador). Em outras palavras, o controlador PID pode ser visto como um controlador que leva em consideração o presente, o passado e o futuro do erro em sua atuação. Metodologias de sintonia de controladores são apresentadas no Capítulo 3.

## 2.10 Trabalhos desenvolvidos por investigadores nas áreas de interesse desta pesquisa

Nesta seção são apresentados os principais trabalhos de pesquisa afins aos tópicos tratados nesta dissertação. Os trabalhos foram dispostos em ordem cronológica para permitir ao leitor apreciar a evolução dos temas com o passo do tempo.

### 2.10.1 Bombas de calor com evaporador solar

Sporn e Ambrose (1955) foram pioneiros a apresentar o conceito e os benefícios da união de um evaporador solar a uma bomba de calor. A partir deste trabalho, várias pesquisas contribuíram para a evolução e viabilização do sistema. Chaturvedi *et al.*, (1982) mostraram estratégias para a diminuição do custo de implantação desse sistema. Um modelo termodinâmico foi desenvolvido nesse trabalho para analisar o desempenho térmico de coletores solares de duas fases. Os resultados indicaram que, mesmo com a utilização de coletores solares simples como evaporador da bomba de calor, o coeficiente de performance do dispositivo pode chegar a 6, obtido sob condições ambientes realistas desde que exista uma relação correta entre a capacidade de evaporação do coletor e a capacidade de bombeamento do compressor.

Chaturvedi e Shen (1984) realizaram experimentos com o objetivo de obter conhecimento básico dos aspectos operacionais do sistema de expansão direta de uma bomba de calor com assistência solar DX – SAHP e validar o modelo teórico de desempenho térmico de regime estacionário. Consistente com os objetivos acima referidos, e para minimizar o número de variáveis, os experimentos foram realizados sob condições de céu claro, de modo que um estado quase constante das condições dos testes poderia ser obtido. Para a maioria dos testes, o sistema foi iniciado bem antes do meio-dia solar, e o estado de equilíbrio de operação foi alcançado geralmente em torno do meio-dia. Os dados foram obtidos para diversas condições ambientais e operacionais com a temperatura ambiente variando de - 4 até 22 °C, a temperatura de condensação de 40 até 50 °C, a radiação solar e no plano do coletor variando de 700 - 1000 W/m<sup>2</sup>. Os dados obtidos neste estudo mostram que para um sistema tipo DX – SAHP o COP aumenta com o aumento da temperatura do ambiente e também é identificada uma clara tendência no aumento do COP da ordem de 30 a 50% nos sistemas com assistência solar em comparação com os sistemas convencionais.

Axaopoulos *et al.* (1998) desenvolveram um sistema de bomba de calor com assistência solar de expansão direta DX – SAHP para a produção de água quente. Também foi feita uma comparação de seu desempenho experimental, em condições ambientais similares com um sistema convencional de termossifão solar. Ambos os sistemas foram monitorados desde 1993 até 1997 durante os períodos de verão e de inverno. A bomba de calor construída

consistiu em um coletor solar onde circula o fluido refrigerante Freon R12 sem vidros ou isolamento no evaporador, um pequeno compressor hermético com capacidade de 350 W e um trocador de calor imerso no tanque de armazenamento da água como condensador. A bomba de calor foi controlada por um termostato localizado no interior do tanque de armazenamento de água, enquanto uma válvula de expansão termostática do refrigerante regula o fluxo de refrigerante para o coletor solar. O coletor solar consistiu de um único painel com uma área de 2m<sup>2</sup> formada a partir de um tubo de cobre disposto em forma de serpentina. O sistema contava também com um reservatório cilíndrico de aço colocado verticalmente com um volume de 158 litros, isolado com poliuretano de 6 cm de espessura. Os resultados experimentais deste trabalho provaram que o desempenho das bombas de calor com assistência solar, na região de Atenas, é superior a 3. Em uma escala maior, COPs entre 4 e 5 podem ser esperados. A comparação entre estes dois sistemas provou que o desempenho da bomba de calor é melhor do que a do aquecedor por termossifão sob todas as condições climáticas. O sistema de evaporador/coletor combinado funciona bem e pode fornecer água quente na temperatura desejada durante todo o dia.

Huang e Chyng (2001) desenvolveram e estudaram as características de um aquecedor de água tipo bomba de calor com assistência solar de expansão direta. A bomba de calor desenhada tinha capacidade para armazenar 105 litros em seu reservatório, usando um coletor solar como evaporador e um pequeno compressor R134a tipo alternativo com uma potência nominal de 250 W. A bomba de calor foi concebida para funcionar a uma temperatura de evaporação inferior à temperatura ambiente. O COP para a bomba de calor construída neste trabalho encontrava-se na faixa de 2,5 - 3,7 e a temperatura de saída da água entre 61 e 25 °C.

Chyng et al. (2003), realizaram uma modelagem e simulação de sistemas de um aquecedor do tipo bomba de calor com assistência solar de expansão direta (DX – SAHP). A bomba de calor empregava um coletor/evaporador. O coletor era do tipo de tubo em placa, com um tubo de cobre (6 mm de diâmetro) e uma placa de cobre (0,4 mm de espessura). Os tubos de cobre foram soldados na placa de cobre. A superfície do coletor foi dividida em quatro partes: uma superfície superior (50 cm x 3,74 cm), uma superfície frontal (50 cm x 120 cm) e duas superfícies laterais (60 cm x 74 cm) cada, tal como é mostrado na FIG 2.5. A área de superfície total do coletor é de 1,86 m<sup>2</sup>.

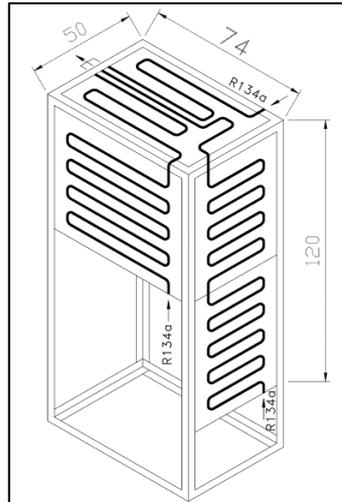


FIGURA 2.5 - Desenho do coletor/evaporador da bomba de calor

FONTE - CHYNG et al., (2003), p. 35

A unidade de refrigeração foi montada no interior da bomba de calor. Um pequeno compressor hermético de R134a tipo alternativo com cilindrada 5,29 cc, velocidade de 3520 rev/min e uma potência de 250 W foi adotado. O desenho do trocador de calor (condensador) de termossifão e o circuito do termossifão são mostrados na FIG 2.6. Uma bobina helicoidal feita de tubo de cobre com 6 mm de diâmetro foi colocada imersa dentro de uma tubulação de água em linha reta. A água absorve o calor do condensador do vapor refrigerante no interior do tubo de cobre e induz uma força de empuxo para circulação natural ao longo do circuito. O SAHP usa um tanque de 105 L para armazenamento de água quente.

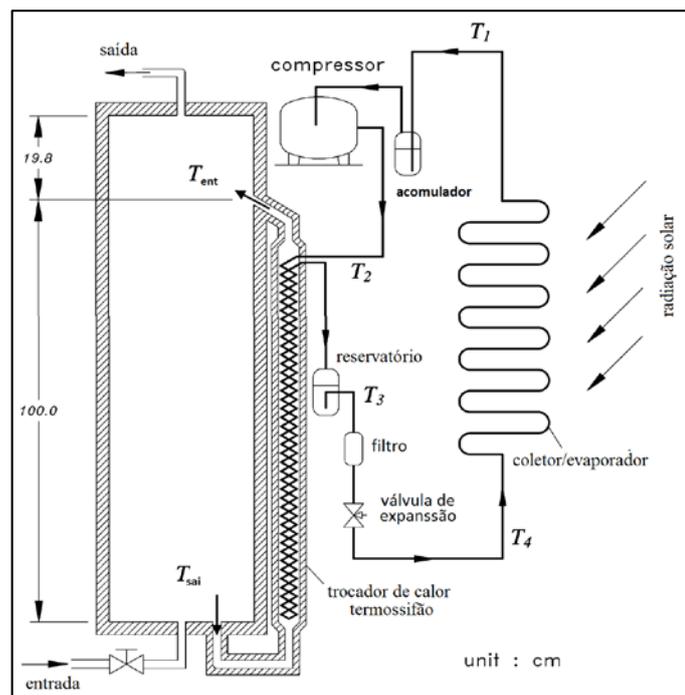


FIGURA 2.6 - Desenho esquemático da bomba de calor com assistência solar

FONTE – CHYNG et al., (2003), p. 3

Este trabalho mostrou que o COP da bomba de calor era de 1,7 - 2,5 no decorrer do ano e depende das condições climáticas e das estações. Neste protótipo o COP foi superior a 2,0 para a maioria do tempo ao longo ano e o tempo de funcionamento diário variava de 4 a 8 h.

Kuang *et al.* (2003), realizaram estudos analíticos e experimentais em uma bomba de calor assistida por energia solar de expansão direta de um sistema de aquecimento de água (ver FIG 2.7), em que um coletor plano de 2 m<sup>2</sup> atua como uma fonte de calor e como um evaporador para o refrigerante. Um modelo de simulação foi desenvolvido para prever o desempenho térmico a longo prazo do sistema. O COP médio mensal variou entre 4 e 6, enquanto a eficiência do coletor variou de 40 a 60%. Os resultados simulados foram utilizados para obter um projeto otimizado e determinar uma estratégia adequada para o controle operacional do sistema. O efeito de vários parâmetros, incluindo a insolação, temperatura ambiente, a área do coletor, o volume de armazenamento e a velocidade de rotação do compressor, no desempenho térmico do sistema foram avaliados. Os resultados indicaram que o desempenho do sistema é regulado fortemente pela a mudança de insolação solar, área de coletor e a velocidade do compressor. Os resultados experimentais obtidos em condições climáticas de inverno mostraram concordar razoavelmente com a simulação de computador.

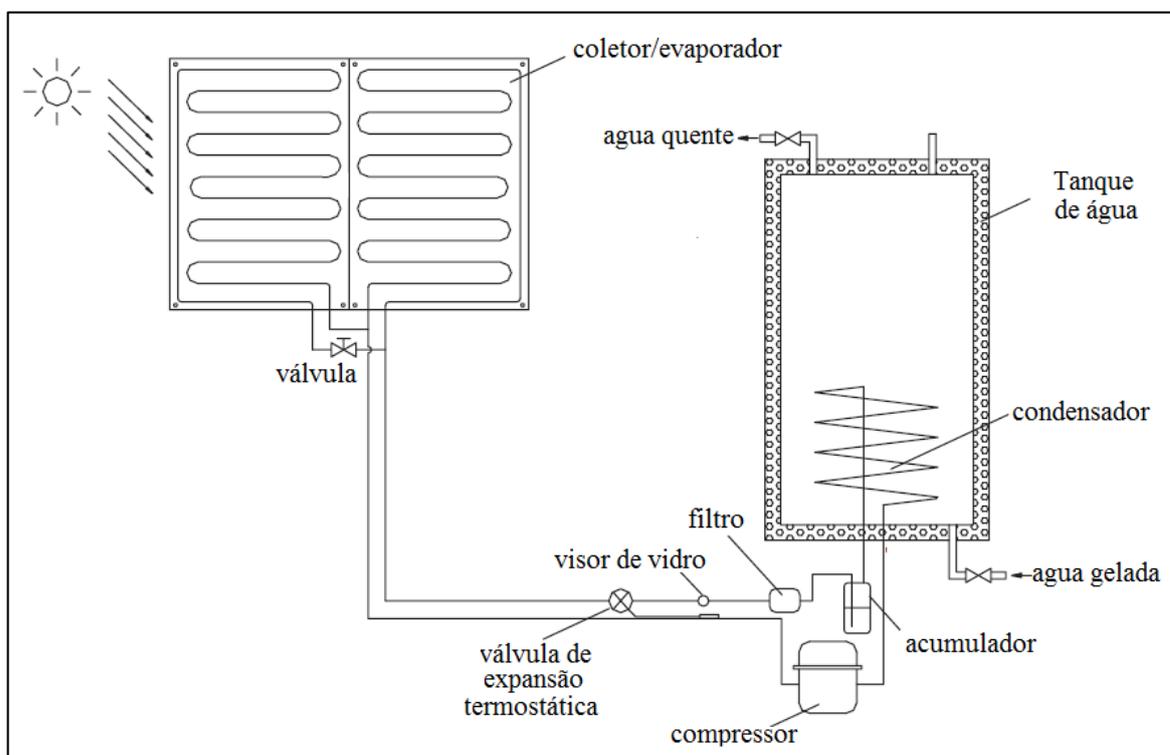


FIGURA 2.7 - Desenho esquemático da bomba de calor de expansão direta

FONTE – KUANG *et al.*,(2003), p. 533

Li *et al.*,(2007) analisaram e apresentaram uma bomba de calor assistida com expansão solar direta para o aquecimento de água. Este sistema consiste principalmente de um coletor/evaporador de 4,20 m<sup>2</sup> para efetuar a expansão direta, um compressor tipo hermético rotativo de R22 com potência de entrada nominal de 0,75 kW, um tanque de armazenamento de água com capacidade para 150 L, um condensador de cobre tipo serpentina com 60 m de comprimento imerso no reservatório e uma válvula de expansão termostática. A pesquisa experimental sob clima típico de primavera em Xangai mostrou que o COP do sistema pode atingir 6,61, quando 150 L de água são aquecidos a partir de 13,4 °C até atingirem 50,5 °C em 94 minutos, com a temperatura ambiente média 20,6 °C e intensidade da radiação solar média 955 W/m<sup>2</sup>. O COP do sistema é 3,11 em uma noite chuvosa com temperatura ambiente média de 17,1 °C. Os valores médios do COP e da eficiência do coletor foram de 5,25 e 1,08, respectivamente. Através da análise da exergia para cada componente do sistema eles calcularam que a maior perda de exergia ocorre no compressor, seguido do coletor/evaporador, depois no condensador e por último na válvula de expansão.

Dikici e Akbulut (2008), avaliaram experimentalmente uma bomba de calor solar assistida (SAHP) com coletores planos para aquecimento doméstico. O sistema foi localizado em uma das salas de ensaio na Universidade Firat, Elazig, Turquia. Os experimentos foram realizados no mês de Janeiro de 2003. Uma visão geral esquemática do sistema da bomba de calor é apresentada na FIG 2.8.

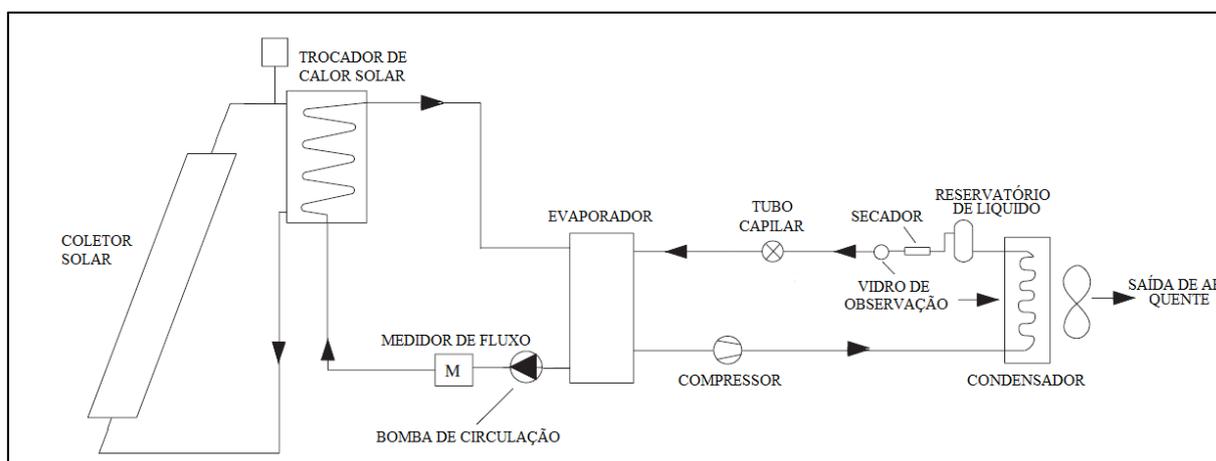


FIGURA 2.8 - Diagrama esquemático da bomba de calor  
 FONTE - DIKICI e AKBULUT, (2008), p. 1963

O sistema consiste principalmente de um circuito para a obtenção do calor a partir de coletores solares de placa plana de 11,1 m<sup>2</sup> de área. Os coletores foram montados virados para o sul com um ângulo de 38° em relação à horizontal no terraço em frente à sala de testes. Para evitar o congelamento da água sob as condições da temporada de inverno, uma solução de propilenoglicol 30% circula por estes painéis. No ciclo de refrigeração foi utilizado R22

como fluido refrigerante. A transferência de calor do coletor solar passa primeiro por um circuito fechado para posteriormente ser entregue ao evaporador da bomba de calor (ver FIG 2.8). O propilenoglicol transfere o seu calor para o fluido da bomba de calor que circula no evaporador. O refrigerante, que flui através do circuito fechado na bomba de calor (R22), evapora-se por absorção de calor a partir da solução de água - glicol e em seguida entra no compressor, para depois ser jogado no condensador instalado no ambiente que se deseja aquecer. O COP obtido para este sistema foi de 3,08, e este valor é bastante próximo ao relatado por outros pesquisadores em condições de operação experimental similares.

Kong *et al.* (2011), desenvolveram uma bomba de calor solar de expansão direta para fornecer água quente para uso doméstico durante todo o ano (FIG 2.9). O sistema emprega, principalmente, um coletor/evaporador de placa plana com uma superfície de 4,2 m<sup>2</sup>, um compressor elétrico hermético do tipo rotativo, um tanque de armazenamento da água quente com um volume de 150 L e uma válvula de expansão termostática. O R22 é utilizado como fluido de trabalho no sistema. Um modelo foi desenvolvido para prever o desempenho térmico do sistema. O modelo numérico proporcionava parâmetros operacionais tais como calor trocado, COP do sistema e a eficiência do coletor. As comparações entre os resultados da simulação e os resultados experimentais mostram que o modelo é capaz de fornecer previsões satisfatórias.

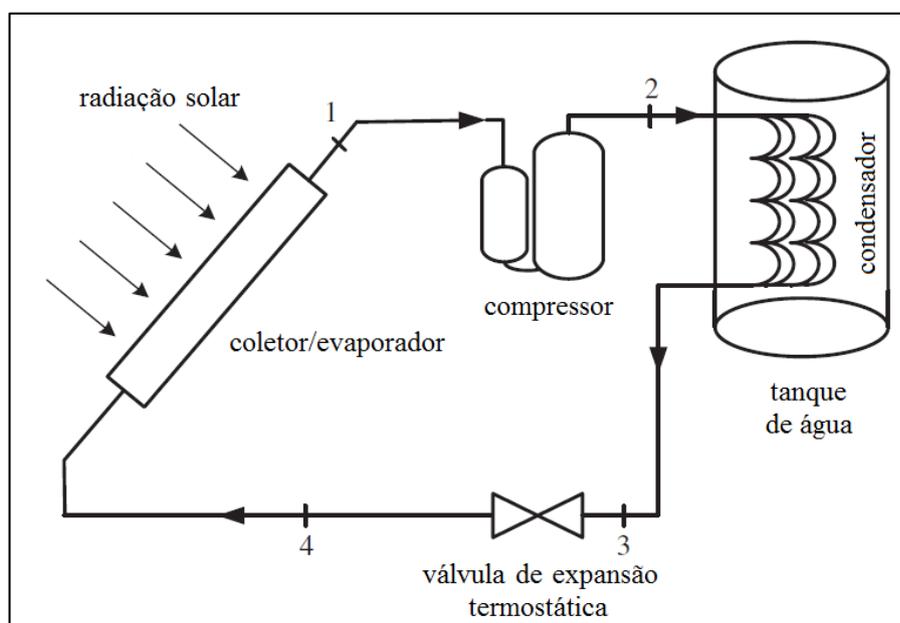


FIGURA 2.9 - Desenho esquemático da bomba de calor desenhada neste projeto

FONTE - KONG *et al.*, (2011), p. 6832

Şevik *et al.*, (2013) desenvolveram um sistema de bomba de calor com assistência solar (SAHP) simples e de baixo custo, para ser empregado na secagem do cogumelo. Foi examinado experimentalmente o sistema de secagem que conta com uma bomba calor e um sistema de aquecimento com coletores solares. Estes sistemas podiam ser usados separadamente ou em conjunto. Um programa de computador foi desenvolvido para o controle dos sistemas. Cogumelos foram secos com uma temperatura do ar de secagem de 45 °C e 55 °C e vazão mássica de 310 kg/h. Os cogumelos foram secos usando só o sistema de bomba de calor, só os coletores solares e os dois sistemas em conjunto, com tempos de secagem da ordem de 250 até 220 min, 270 até 165 min e 230 até 190 min, respectivamente. Os coeficientes de desempenho do sistema (COP) obtidos foram de 2,1 até 3,1.

Como não há normas específicas para testar as bombas de calor assistidas por energia solar de expansão direta para água quente sanitária, Facão e Carvalho (2014) desenvolveram novas metodologias de teste apoiadas por experimentos de laboratório. Duas metodologias foram desenvolvidas para a medição de desempenho dos sistemas. Um sistema com as características indicadas na TAB 2.1 foi construído e testado em Lisboa durante um ano, cobrindo quase todas as possíveis condições meteorológicas locais. Foi analisada a influência da temperatura média diária do ar, temperatura do ponto de orvalho e irradiação solar. O COP médio foi calculado para duas cidades em Portugal (Lisboa e Porto) e para quatro cidades adicionais na Europa (Davos, Atenas, Helsínquia e Estrasburgo). O estabelecimento de um procedimento para calcular o COP médio destes tipos de sistemas é muito importante de acordo com as novas diretivas mundiais.

TABELA 2.1 - Principais características do sistema

Potencia nominal do compressor	455 W
Fluido	R134a
Volume nominal do reservatório	300 L
Volume efetivo do reservatório	274 L
Superfície do evaporador	0.8 x 2 = 1.6 m <sup>2</sup>
Temperatura de saída da água	50 °C

FONTE - FACÃO e CARVALHO, (2014), p. 69

### **2.10.2 Controle na temperatura de saída da água nas bombas de calor**

Chiang *et al.* (2011), desenvolveram um controlador baseado no microcontrolador MCS-51 para controlar uma bomba de calor, de modo que o tamanho do controlador do sistema pudesse ser reduzido significativamente. Durante a operação, o controlador determina a temperatura da água quente. Quando a temperatura da água excede a faixa normal, o compressor será desligado automaticamente. Por exemplo, quando a temperatura máxima da

água quente é de 60 °C, se a temperatura da água quente for de 50 °C, o compressor é ativado até que a temperatura atinja 60 °C (controle on/off). Os resultados experimentais demonstram que o controlador MCS- 51 proposto pode substituir um controlador baseado em PLC, mostrando ser uma solução barata e eficaz para controlar bombas de calor.

Choi (2013), propôs um esquema de controle de temperatura de saída da água de uma bomba de calor água-água utilizada no abastecimento de água quente. O estudo incidiu sobre os quatro seguintes esquemas para o controle da temperatura: (1) o uso de um aquecedor elétrico auxiliar, (2) variar a velocidade de rotação do compressor, (3) ajustar a vazão da água, e (4) a adição de calor para o fluxo do fluido secundário da fonte de calor. A FIG 2.10 mostra o arranjo experimental concebido para medir o desempenho dos sistemas desenvolvidos para controlar a temperatura de saída da água na bomba de calor. O dispositivo de ensaio é composto de uma bomba de calor água - água. A capacidade de aquecimento nominal da bomba de calor testada foi de 5,8 kW. O fluido de trabalho utilizado foi o R134a.

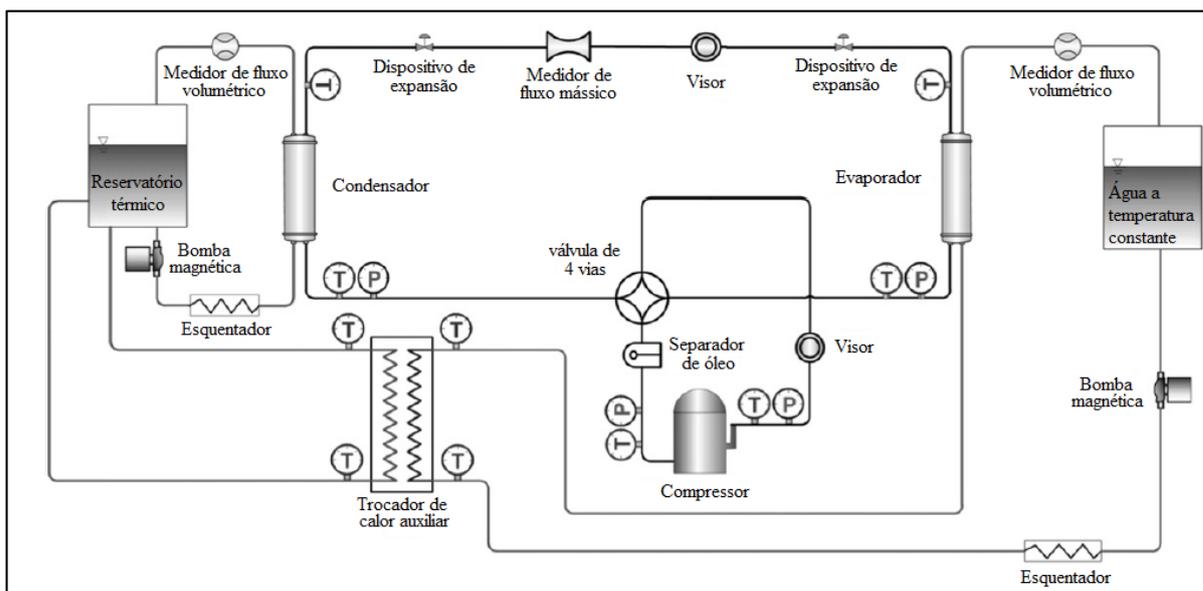


FIGURA 2.10 - Diagrama esquemático da bomba de calor feita para o estudo do controle da temperatura de saída da água.

FONTE - Choi, (2013), p. 21

A unidade da bomba de calor consiste de um compressor, dois trocadores de calor, e um dispositivo de expansão. Um trocador de calor auxiliar também foi instalado para aumentar a temperatura de saída da água e testar o desempenho do sistema. Um compressor de velocidade variável tipo vertical, foi adotado na bomba de calor. Uma válvula de expansão eletrônica foi utilizada como o dispositivo de expansão. Os fluxos do fluido secundário para os trocadores de calor são controlados por uma bomba de velocidade variável e uma válvula manual da agulha. A água foi utilizada como o fluido secundário para condensador, e uma

solução de água / glicol, com concentração de 15%, foi disposta para o evaporador. Um aquecedor elétrico foi instalado na linha de fluxo secundário após do condensador para um aquecimento adicional da água quente. Um aquecedor elétrico adicional foi instalado na linha de fluxo do fluido secundário antes do evaporador para investigar o efeito no processo de elevar a temperatura de saída da água. As temperaturas e pressão do refrigerante na configuração de teste foram monitoradas. Um medidor de fluxo mássico foi instalado entre o condensador e dispositivo de expansão para medir a taxa de fluxo de refrigerante. Os sensores de temperatura foram termopares tipo T, e o consumo de energia do sistema foi medido por meio de medidor de energia. As principais conclusões deste trabalho foram que com os esquemas (2) e (3), o sistema apresentou maior desempenho do que os outros.

### **2.10.3 Bombas de calor que trabalham com CO<sub>2</sub>**

Neksa *et al.*(1998), foram uns dos primeiros autores que apresentam as vantagens de utilizar sistemas de bomba de calor como CO<sub>2</sub> para o aquecimento de água. Eles desenvolveram um prototipo que apresentou um COP de aquecimento de 4,3 durante o aquecimento da água a partir de 9 °C a 60 °C, e uma temperatura de evaporação de 0 °C. Os resultados deste estudo levaram a um COP de cerca de 4 para as condições climáticas de Oslo, usando ar ambiente como fonte de calor. Assim, o consumo de energia primária pode ser reduzido em mais de 75 % em comparação com os sistemas elétricos ou alimentados a gás. Outra vantagem significativa dos sistema de bombas de calor em comparação com os aquecedores de água convencionais, é que pode ser produzida sem dificuldades operacionais, água quente com temperaturas de até 90 °C.

Neksa (2002) , apresentou uma visão geral de algumas das atividades no campo da bomba de calor a CO<sub>2</sub>. Foram examinadas as características importantes do processo transcrito do CO<sub>2</sub> aplicado às bombas de calor, e também foram discutidos os resultados teóricos e experimentais de várias aplicações de bombas de calor. Também foram apresentadas as bancadas de teste construídas para explorar plenamente as características específicas, tanto do fluido como do processo transcrito, e os resultados mostraram que o CO<sub>2</sub> é uma alternativa atraente para substituir os fluidos sintéticos.

White *et al.* (2002), apresentaram um protótipo bomba de calor CO<sub>2</sub> transcrito para o aquecimento da água a temperaturas superiores a 65 °C. A capacidade de aquecimento foi de 115 kW, a uma temperatura de evaporação de 0,3 °C e uma temperatura de saída da água quente de 77,5 °C, com um coeficiente de performance (COP) de aquecimento de 3,4. Os dados de desempenho foram apresentados para o compressor, o resfriador de gás e o recuperador, bem como para o sistema global da bomba de calor. Os dados de desempenho

dos equipamentos foram incorporados a um modelo computacional para permitir pesquisas com os parâmetros de desempenho da bomba de calor. Previsões do modelo demonstraram que a temperatura da água quente pode ser aumentada 65 para 120 °C, com uma redução relativamente pequena na capacidade de aquecimento e de COP de 33 e 21%, respectivamente. Previsões do modelo também destacam o potencial para melhorias significativas da capacidade, eliminando o recuperador em favor de um refrigerador de gás maior.

Cecchinato *et al*, (2005), pesquisaram duas bombas de calor ar / água para esquentar água da torneira. A comparação foi feita em termos de eficiência energética, entre um sistema de trabalho com CO<sub>2</sub> e um sistema semelhante trabalhando com HFC R134a. Tal comparação foi efetuada por meio de um modelo de simulação de uma máquina refrigeração / bomba de calor, caracterizado por uma representação detalhada dos trocadores de calor, com base na sua subdivisão em volumes elementares. Os resultados demonstram que o dióxido de carbono é um substituto interessante para os fluidos sintéticos, se o desenho do sistema é otimizado para aproveitar as suas propriedades.

Stene (2005), realizou um estudo teórico e experimental para um sistema de bomba de calor com CO<sub>2</sub> para o aquecimento de espaços residenciais e também o aquecimento de água. Foi construído e testado extensivamente um protótipo de bomba de calor de 6,5 kW para documentar o desempenho e estudar o comportamento dos sistemas e componentes, sobre uma ampla gama de condições de funcionamento. A bomba de calor a CO<sub>2</sub> foi equipada com um resfriador de gás partido em três para o pré-aquecimento de água quente para uso residencial, aquecimento de baixa temperatura de espaços e o reaquecimento da água quente de uso residencial. A bomba de calor a CO<sub>2</sub> foi testada em três modos diferentes: só aquecimento de espaços, só aquecimento de água sanitária e aquecimento ambiente e de água simultaneamente. A unidade da bomba de calor transferia calor para um sistema de aquecimento de chão em temperaturas de alimentação / entorno de 33/28, 35/30 ou 40/35 °C, e a temperatura alvo da água sanitária foi de 60, 70 ou 80 °C. A maioria dos testes foram realizados a uma temperatura de evaporação de - 5 °C, e a temperatura média de entrada da água da cidade de 6,5 a 8 °C. Os resultados experimentais demonstraram que o sistema de bomba de calor a CO<sub>2</sub> salmoura - água pode alcançar o mesmo ou maior fator de desempenho médio do que a maioria dos sistemas de bomba de calor salmoura-água achados na literatura, desde que: (1) a demanda de aquecimento de produção de água quente constitui pelo menos 25% da demanda total anual de aquecimento da residência, (2) a temperatura de retorno do sistema de aquecimento de espaços esteja perto de 30 °C ou inferior, (3) a

temperatura da água da cidade esteja perto de 10 °C ou inferior e (4) as perdas de exergia no tanque de água quente sanitária sejam pequenas.

Yokoyama *et al.* (2007), analisaram por simulação numérica o desempenho de uma bomba calor CO<sub>2</sub> empregada para o aquecimento de água. Um modelo de simulação foi criado com base em equações termodinâmicas, e os valores dos parâmetros do modelo foram estimados com base em dados medidos para os dispositivos existentes. O desempenho calculado foi comparado com o medido, e o modelo de simulação foi validado. O desempenho do sistema foi calculado considerando-se as mudanças médias de temperaturas da água e do ar ambiente da cidade. As principais conclusões deste estudo foram (1) Com um aumento da temperatura ambiente, o COP da bomba de calor aumenta, mas a eficiência de armazenamento diminui. Como resultado, a eficiência do sistema não aumenta necessariamente. (2) Com o aumento da temperatura ambiente, o tempo de funcionamento da bomba de calor de CO<sub>2</sub> torna-se mais curto, e o consumo de energia diminui.

Em Sarkar *et al.* (2009) , foi apresentado um protótipo de um sistema de bomba de calor a CO<sub>2</sub> transcrito para refrigeração e aquecimento de água simultânea com base em estudos de simulação numérica. O comportamento e o desempenho do sistema foram estudados experimentalmente para vários parâmetros, tais como a pressão do sistema, a taxa de fluxo de massa de água, a temperatura de entrada de água e a abertura da válvula de expansão. Por fim, as previsões do modelo de simulação do sistema foram validadas pelos dados dos testes. Os resultados dos testes mostram que o efeito da vazão mássica de água pode ser modesto para o evaporador e o resfriador de gás, enquanto que o efeito da temperatura da água à entrada para o resfriador de gás é significativo no desempenho do sistema. A abertura da válvula de expansão tem um efeito significativo, quando ela está perto da condição de fechamento da válvula por completo.

Yu *et al.* (2014) apresentaram uma pesquisa para avaliar o desempenho de um resfriador de gás tubo em tubo, operando acima e próximo da pressão crítica. Um modelo de transferência de calor tubo em tubo aplicável para CO<sub>2</sub> com fluido supercrítico e água também foi desenvolvido e validado. A capacidade de transferência de calor total medida variou 1,31 até 4,06 kW em várias condições de teste. Os cálculos mostram boa concordância com os resultados experimentais. Os resultados demonstram que a variação de temperatura de CO<sub>2</sub> tende a mostrar-se muito lenta perto da região crítica, quando comparada com a região de entrada. No entanto, esse fenômeno torna-se mais pronunciado quando a pressão de entrada fica perto da pressão crítica (73,8 bar). O cálculo também revela um fenômeno peculiar que a

taxa de transferência de calor local tem picos de transferência de calor dentro do trocador de calor perto da região crítica devido ao aumento drástico de calor específico ( $c_p$ .)

#### 2.10.4 Bombas de calor que trabalham com $CO_2$ e evaporador solar

Deng *et al.* (2012), desenvolveram uma bomba de calor híbrida assistida por energia solar, para atender as demandas anuais de refrigeração, aquecimento e água quente de um edifício (ver FIG 2.11). O experimento foi então realizado para validar os resultados calculados do projeto do sistema. O resultado experimental mostrou que o coeficiente de desempenho (COP) da bomba de calor  $CO_2$  híbrida funcionado em modo convencional pode atingir 2,64.

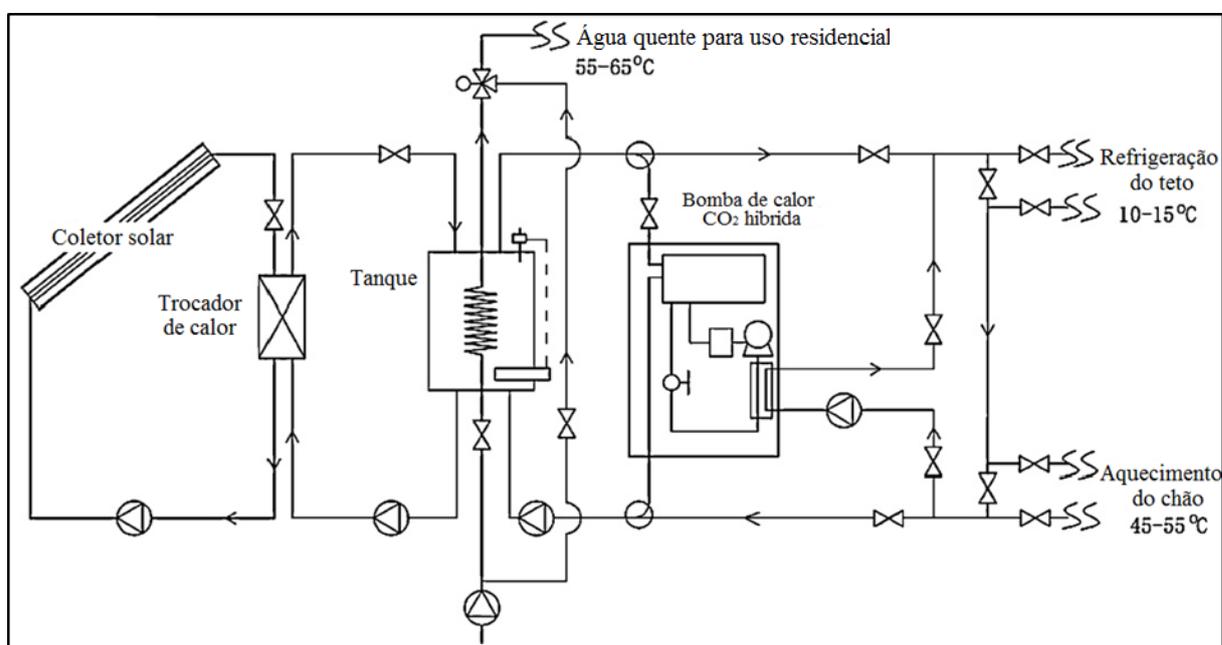


FIGURA 2.11 - Desenho da bomba de calor a  $CO_2$  híbrida

FONTE - Deng *et al.*, (2012), p. 339

Além disso, a simulação do sistema mostrou que, em comparação com a bomba de calor convencional a  $CO_2$ , a bomba de calor híbrida a  $CO_2$  pode reduzir o consumo de energia elétrica em até 13,7%. A eficiência exergética da bomba de calor a  $CO_2$  híbrida e a influência das condições ambientais sobre o COP também foram discutidas para a avaliação de desempenho. Finalmente, a viabilidade da utilização da bomba de calor a  $CO_2$  híbrida foi confirmada através de uma análise dos resultados experimentais e simulados. Um estudo para a otimização deste sistema é detalhado em Deng *et al.* (2013).

Até a data que foi feita esta pesquisa bibliográfica poucos trabalhos foram desenvolvidos na área das bombas de calor a  $CO_2$  que utilizaram um evaporador solar de expansão direta. Nesta área existem poucos trabalhos e a maioria consistem no modelamento

matemático, mas estes estudos não possuem uma validação experimental. Dentre estes trabalhos é possível mencionar o trabalho de Raisul et al. (2012), Kokila e Rajakumar (2013) e Islam e Sumathy (2013).

Em 2013 foi desenvolvida uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> com evaporador solar de expansão direta, utilizada no aquecimento de água para uso residencial. Sobre este protótipo foram desenvolvidos duas teses de doutorado, sendo o primeiro trabalho feito por Faria (2013) que desenvolveu uma análise teórica e uma pesquisa experimental do comportamento dinâmico do conjunto evaporador solar-válvula de expansão desta bomba de calor operando em modo transcrito. Este modelo foi validado com testes no dispositivo para concluir que o modelo desenvolvido apresenta-se como uma ferramenta útil na análise do comportamento dinâmico do evaporador da bomba de calor. O segundo trabalho foi o trabalho de Oliveira (2013), onde foi desenvolvido um modelo matemático do resfriador/condensador em regime transiente para CO<sub>2</sub> com sua respectiva validação experimental. O modelo foi escrito em linguagem FORTRAN baseando-se nas equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento. O modelo matemático se mostrou como uma ferramenta fundamental para o estudo do funcionamento da bomba de calor e a consequente otimização do seu projeto, Castilla *et al.*, (2014b) e Castilla *et al.*,(2014a) foram os primeiros trabalhos feitos neste protótipo para desenvolver o controle da temperatura da água. As características desta bomba de calor serão discutidas no capítulo de Materiais e Métodos deste trabalho.

## 2.11 Conclusões

Esta revisão bibliográfica foi dividida em duas partes. Na primeira parte foram apresentados os principais conceitos e elementos relacionados com as bombas de calor, as vantagens e desafios da utilização do CO<sub>2</sub> como fluido de trabalho nas bombas de calor, as características do ciclo transcrito do CO<sub>2</sub> e a teoria de controle básica, conceitos básicos para o entendimento e desenvolvimento deste trabalho. A segunda parte desta revisão consistiu em um estudo organizado de forma cronológica dos trabalhos e pesquisas desenvolvidas nas áreas de bombas de calor com evaporador solar, o controle da temperatura de saída da água em bombas de calor, bombas de calor que trabalham com CO<sub>2</sub>, e por fim os estudos desenvolvidos sobre bombas de calor que trabalham com CO<sub>2</sub> e tem um evaporador solar de expansão direta, sendo esta última o tipo de bomba de calor objeto de estudo deste trabalho.

Neste trabalho foi apresentada uma revisão bibliográfica cronológica das principais pesquisas a nível mundial dos temas relacionados com as bombas de calor e a

importância de mudar os fluidos refrigerantes por outros que sejam menos danosos ao meio ambiente, Dentre o discutido, é importante ressaltar que:

- a) Com a chegada das novas normas e tratados internacionais sobre o aquecimento global e a proteção do meio ambiente, é importante que a comunidade científica contemple o retorno dos fluidos naturais como o Dióxido de Carbono, que já foi utilizado nos sistemas por compressão mecânica como substituto dos atuais fluidos que são pouco amigáveis com o meio ambiente.
- b) Sendo o Brasil um país onde 22% do total da energia gerada é destinada para o uso residencial e, desta energia, 24% é empregada para o aquecimento de água residencial, uma solução ecologicamente responsável poderia ser mudar os sistemas de aquecimento de água elétricos por sistemas de aquecimento por bomba de calor que apresentam um COP superior aos sistemas elétricos.
- c) Um sistema de bomba de calor pode aumentar sua eficiência quando o evaporador do ciclo de compressão de vapor é combinado com um coletor solar. Com os estudos feitos neste trabalho este fato, que também já foi tratado em trabalhos como (Chaturvedi e Shen, 1984; Kuang, Sumathy e Wang, 2003), foi corroborado.
- d) Com os testes feitos no protótipo e a sustentação dos trabalhos citados é possível concluir que o CO<sub>2</sub>, ainda que trabalhando num ciclo transcrito, que por definição já é um ciclo menos eficiente, é um bom fluido de trabalho nas bombas de calor, pois suas características termodinâmicas fazem que esta penalidade seja compensada.
- e) Quando foi feita a revisão bibliográfica deste trabalho foi complicado achar registro de trabalhos recentes relativos às bombas de calor com assistência solar que trabalhem com CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante. O máximo que foi possível encontrar foram avaliações matemáticas do sistema e estimativa por meio de modelos matemáticos da eficiência dos sistemas. Esta pouca informação que existe sobre este tipo de sistema faz com que o presente trabalho e os trabalhos relacionados com estes sistemas tenham maior relevância científica.

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

#### 3.1 Introdução

O objetivo deste capítulo é realizar uma descrição do protótipo com uma breve explicação de cada um de seus componentes, o planejamento experimental dos testes e uma análise das incertezas dos dados obtidos nos testes experimentais. No final deste capítulo são apresentados a metodologia empregada nos testes realizados na bomba de calor e o procedimento seguido para a identificação do sistema e o projeto do controlador.

#### 3.2 Visão geral do protótipo

O banco de testes é composto por uma bomba de calor operando com CO<sub>2</sub> para aquecimento de água de uso residencial operando com um ciclo de compressão de vapor, e um sistema de medição e aquisição de dados. A FIG 3.1 apresenta um esquema dos diversos componentes do banco de ensaios.

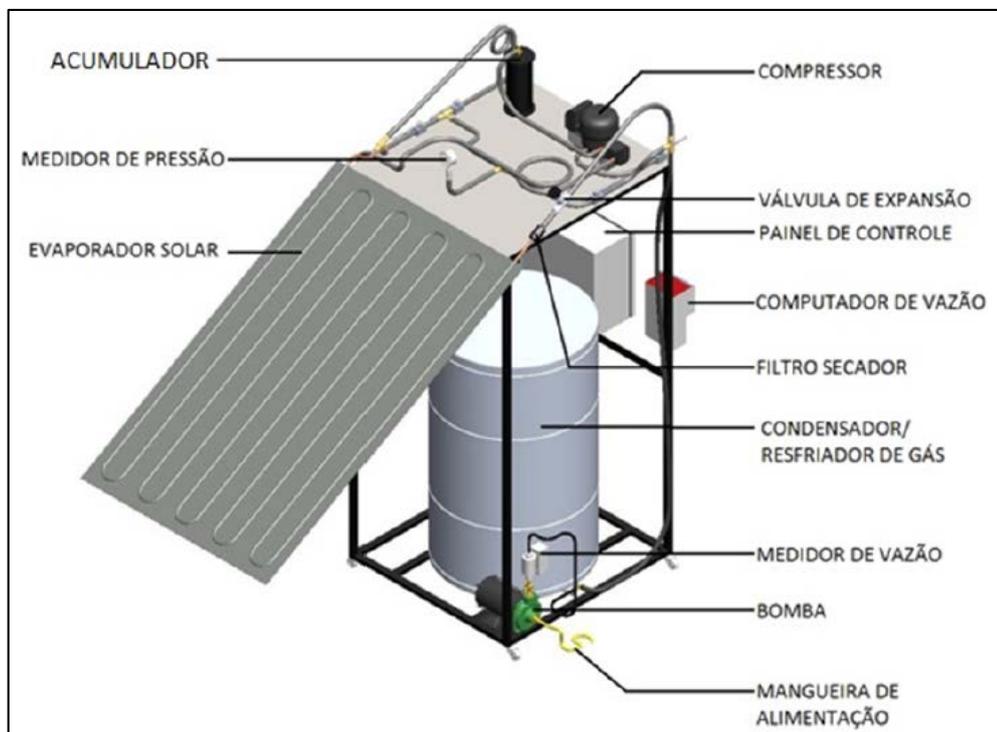


FIGURA 3.1 - Representação do protótipo da bomba de calor em vista isométrica.  
FONTE - Faria, (2013), p. 56

### 3.3 Componentes da bomba de calor

A seguir, são apresentados os componentes da bomba de calor com uma breve descrição de seu funcionamento.

#### 3.3.1 *Evaporador solar*

O evaporador é o componente responsável por favorecer a troca de calor entre a fonte fria e o fluido refrigerante durante a expansão do mesmo, levando-o de uma situação de mistura líquido e vapor saturados para vapor superaquecido. O evaporador é constituído basicamente por um tubo disposto na forma de serpentina acoplado a uma placa plana de cobre (ver FIG. 3.2).

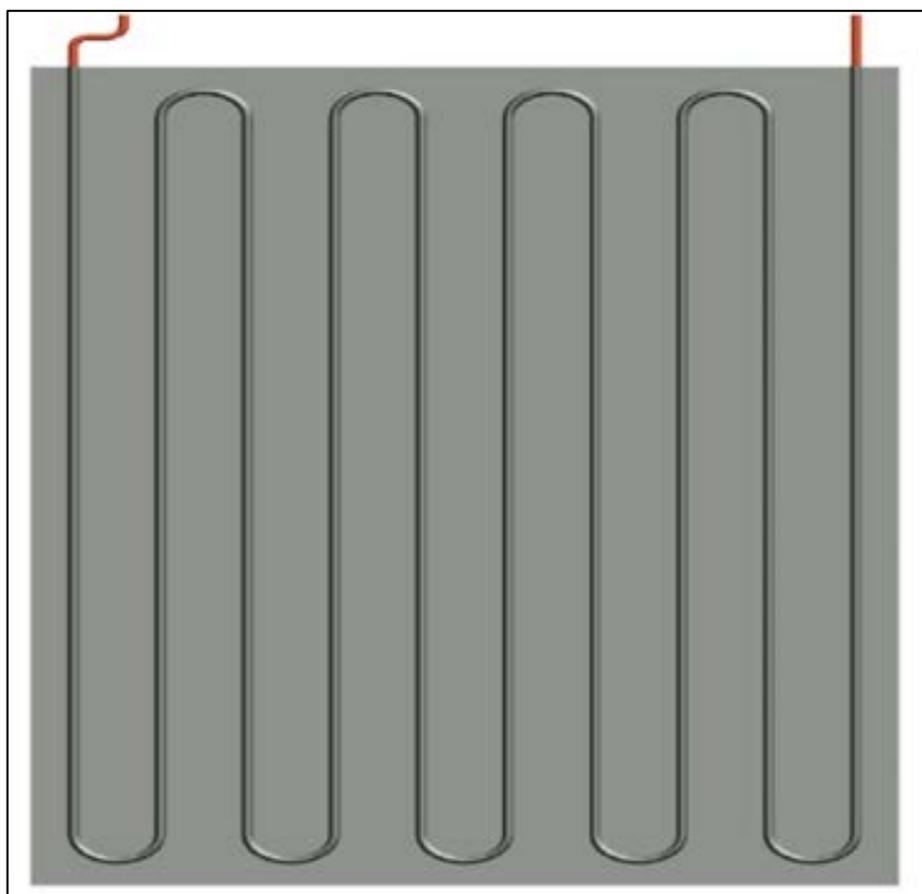


FIGURA 3.2 - Representação esquemática do evaporador projetado

FONTE - Faria, (2013), p. 66

Essa configuração foi escolhida objetivando-se que o coletor opere recebendo calor proveniente da radiação solar, além da possibilidade de se obter energia também de outras fontes como a condensação, a convecção natural e forçada para realizar a expansão do fluido. A TAB 3.1 mostra os parâmetros de projeto e os parâmetros de dimensionamento do evaporador da bomba de calor.

TABELA 3.1 - Grandezas relativas ao evaporador solar

Tipo	Evaporador solar de expansão direta
Material do tubo e da aleta	Cobre para ambos
Fluido primário	CO <sub>2</sub>
Temperatura de entrada	5 °C
Temperatura de saída	15 °C
Fluido secundário	Ar
Temperatura do Ar	25 °C
Radiação solar media considerada	700 W/m <sup>2</sup>
Diâmetro interno do tubo	6 mm
Diâmetro externo do tubo	7,58 mm
Comprimento do tubo	16,3 m
Aleta	
Espessura	1 mm
Eficiência	0,98
Área do coletor	1,57 m <sup>2</sup>

### 3.3.2 Compressor

O compressor é o mecanismo que tem a função de fornecer trabalho à bomba de calor, aumentando a pressão do fluido refrigerante e, conseqüentemente, aumentando sua temperatura.



FIGURA 3.3 - Compressor da bomba de calor

FONTE - Faria, (2013), p. 68

A bomba de calor utiliza um compressor hermeticamente fechado apresentado na FIG 3.3. Isso se deve ao fato de que para baixas potências as manutenções no compressor são relativamente pequenas, também um compressor fechado reduz a possibilidade de fuga do fluido refrigerante para o ambiente, visto que uma mínima fuga pode significar um mau funcionamento da bomba de calor.

Os dados mais relevantes do compressor são apresentados na TAB 3.2.

TABELA 3.2 - Características do compressor da bomba de calor

Fluido de trabalho	CO <sub>2</sub>
Tipo	Reciproco
Voltagem e frequência nominal	127 V / 60 Hz
Número de fase	Monofásico
Torque de partida	Alto
Máxima pressão de alta	12 MPa
Potência	0,5 CV
Deslocamento	1,75 cm <sup>3</sup>

### 3.3.3 Condensador / Resfriador de gás

O resfriador de gás apresenta-se como um dos principais componentes da bomba de calor representando um importante fator no desempenho dos sistemas que operam com CO<sub>2</sub> em modo transcrito.



FIGURA 3.4 - Condensador / Resfriador da bomba de calor  
 FONTE - Faria, (2013), p. 77

A utilização de um resfriador do tipo inundado traria prejuízos ao COP da bomba de calor devido ao fato que conforme houvesse aumento na temperatura da água, a temperatura de saída do fluido no resfriador aumentaria e isto diminuiria a capacidade do sistema, ou seja, provocaria uma redução no COP. Dessa forma o protótipo tem um trocador de calor de tubo concêntrico em contracorrente enrolado na parte exterior do reservatório como é apresentado na FIG 3.4. A TAB 3.3 mostra os parâmetros de projeto bem como os parâmetros do dimensionamento do condensador.

TABELA 3.3 - Grandezas relativas ao condensador/resfriador de gás

Tipo	Tubos concêntricos com fluidos escoando em contracorrente
Número de passes	Um
Material	Cobre para ambos tubos
Fluido primário	CO <sub>2</sub>
Pressão de CO <sub>2</sub>	7450 kPa
Temperatura de entrada do CO <sub>2</sub>	65 °C
Temperatura de saída do CO <sub>2</sub>	25 °C
Vazão mássica do CO <sub>2</sub>	33,12 kg/h
Fluido Secundário	H <sub>2</sub> O
Pressão	90,00 kPa
Temperatura de entrada da água	20 °C
Temperatura de saída da água	45 °C
Vazão mássica da água	90,00 kg/h
Diâmetro interno do tubo que conduz o CO <sub>2</sub>	6 mm
Diâmetro externo do tubo que conduz o CO <sub>2</sub>	7,58 mm
Diâmetro interno do tubo que conduz H <sub>2</sub> O	12 mm
Diâmetro externo do tubo que conduz H <sub>2</sub> O	12,70 mm
Comprimento do Condensador/Resfriador	24,3 m
Área de transferência de calor interna	0,4580 m <sup>2</sup>
Área de transferência de calor externa	0,9160 m <sup>2</sup>
Área de seção transversal do CO <sub>2</sub>	28,27 mm <sup>2</sup>
Área de seção transversal H <sub>2</sub> O	113,09 mm <sup>2</sup>

### 3.3.4 *Válvula de expansão*

O controle da vazão de fluido refrigerante que entra no evaporador é normalmente realizado utilizando tubo capilar, válvula de expansão termostática, válvula de expansão eletrônica ou válvulas de agulha. Para sistemas que trabalham com condições de carga térmica variável, os dispositivos de controle do evaporador exercem um papel fundamental, pois devem fornecer uma vazão de fluido suficiente, com um grau de superaquecimento adequado na saída do evaporador.

A válvula agulha apresenta a vantagem de ser um dispositivo simples com um controle muito preciso quando a carga térmica é constante, porém apresenta como desvantagem a necessidade de ajuste quando ocorrem variações na carga térmica do evaporador. A válvula agulha utilizada no protótipo é o modelo SS-31RS4, fabricante SWAGELOK com um diâmetro de orifício de 1,6 mm<sup>2</sup>, conforme FIG 3.5.



FIGURA 3.5 - Válvula de agulha SWAGELOK Modelo SS-31RS4

FONTE - Faria, (2013), p. 74

### 3.3.5 *Painel de controle*

Tem a função de ligar e desligar o compressor e a bomba de água na entrada do resfriador de gás por meio dos comutadores, como é apresentado na FIG 3.6.



FIGURA 3.6 - Indicação dos comutadores no Painel de Controle

### 3.3.6 *Acumulador de líquido*

O acumulador está na bomba de calor para evitar a entrada de fluido na fase líquida ao compressor FIG 3.7. Este não é mais do que um pequeno reservatório onde se garante que a saída seja apenas vapor. O volume de líquido que lá se acumula é função das condições de operação. A regra prática determina que o acumulador de líquido deve ser dimensionado para reter 50% do volume total de fluido da instalação.



FIGURA 3.7 - Acumulador da bomba de calor

### 3.3.7 *Filtro secador*

O filtro é empregado nesta bomba de calor para eliminar o lubrificante e as partículas estranhas nas tubulações do sistema refrigeração. É constituído por um envoltório metálico, no interior do qual se encontra uma tela de malha fina, feito de níquel ou bronze.

Este está alocado na entrada do evaporador solar. O filtro destina-se a evitar que impurezas fluam para o evaporador juntamente com o refrigerante líquido (ver FIG 3.8).



FIGURA 3.8 - Filtro secador da bomba de calor

O filtro secador, além da função de filtro descrita anteriormente, é destinado a eliminar a umidade que apesar dos cuidados tomados antes e durante a carga do fluido, sempre está presente nas instalações de refrigeração, ocasionando diversos problemas. O filtro é constituído por um corpo com elementos filtrantes cheio de material altamente higroscópicos (sílica gel).

### 3.3.8 Válvulas

A abertura e o fechamento das válvulas possibilitam a medição da pressão em diferentes pontos da bomba de calor. A medição da pressão deve ser feita sempre abrindo uma válvula e mantendo as outras três fechadas. A FIG 3.9 apresenta a localização das válvulas na bomba de calor.

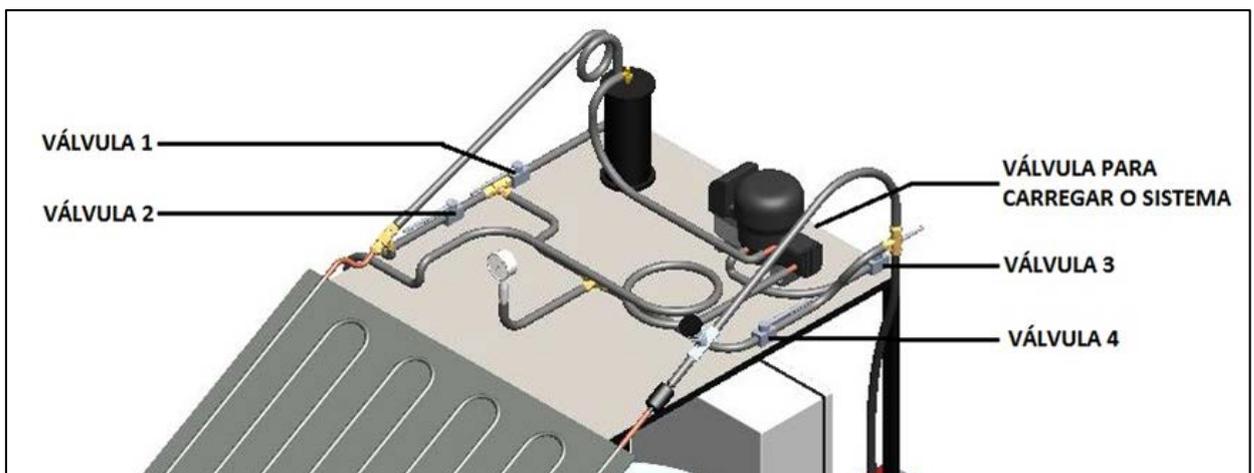


FIGURA 3.9 - Ubiquação das válvulas na bomba de calor

Na TAB 3.4 são especificadas as pressões que cada válvula possibilita medir.

TABELA 3.4 - Variável que permite testar cada válvula

Válvula aberta	Variável testada
1	Pressão na saída do resfriador
2	Pressão na saída do evaporador
3	Pressão na saída do resfriado
4	Pressão na entrada do evaporador

### 3.4 Sensores instalados na bomba de calor

A bomba de calor foi instrumentada com medidores de temperatura, pressão, vazão, radiação solar e potência elétrica que são descritos a seguir.

#### 3.4.1 Medidor de vazão

A vazão volumétrica da água é medida através de um medidor de vazão eletromagnético da marca Incontrol, modelo VMS PRO (ver FIG 3.10). A sua faixa de medição é de 0,08 a 4,0 m<sup>3</sup>/h e incerteza de 0,25% do fundo de escala as principais características técnicas deste sensor são apresentadas na TAB 3.5.



FIGURA 3.10 - Medidor de vazão eletromagnético VMS PRO

TABELA 3.5 - Principais características técnicas do sensor de vazão

<b>Caraterística</b>	<b>Valor</b>
Princípio da medida	Eletromagnético
Diâmetro nominal	12 mm
Faixa de vazões	1 a 67,8 L/min
Fluido	Água
Sentido de fluxo	Unidirecional
Máxima temperatura de operação	70 °C
Consumo de potencia	1 W
Exatidão	$\pm 0,25$ % F.E.
Material do eletrodo	AISI 316
Material do corpo	PVC

### 3.4.2 Medidor de pressão

Para a medição da pressão, foi utilizado um manômetro do tipo PHD.IL (ver FIG 3.11), marca ZURICH com uma precisão de 0,25% do fundo de escala. Mais caraterísticas do sensor de pressão são apresentadas na TAB 3.6. A medição de pressão é feita utilizando-se um sistema de by-pass pelo qual, através do fechamento e abertura de válvulas, permite-se obter as pressões no evaporador e resfriador de gás.

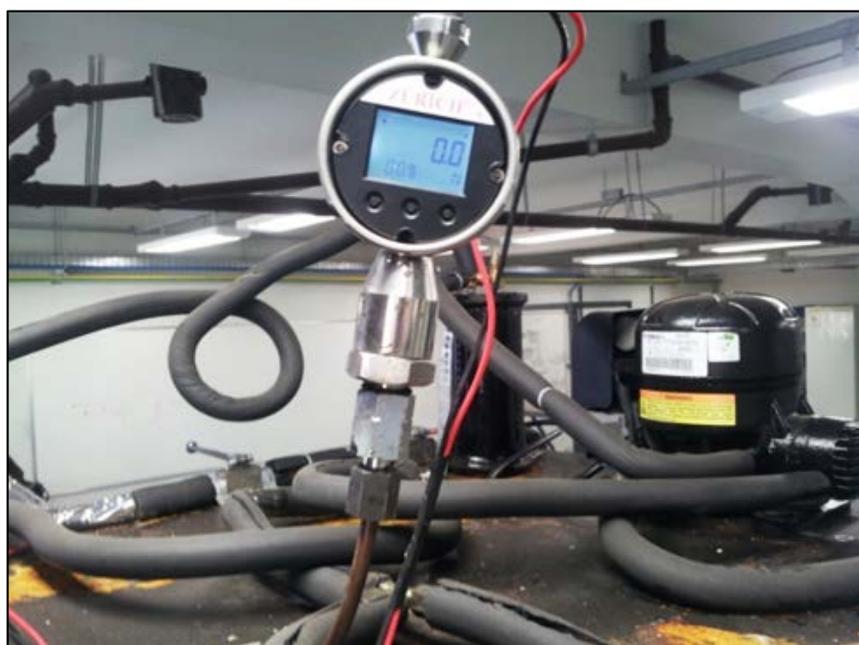


FIGURA 3.11 - Manômetro PHD.IL

TABELA 3.6 - Principais características técnicas do sensor de pressão

<b>Caraterística</b>	<b>Valor</b>
Faixa de medida	100 mbar até 200 bar
Display	LCD com iluminação
Precisão	$\pm 0,5$ bar
Temperatura de operação	-20 a 70 °C
Alimentação	10 a 45 Vcc

### 3.4.3 Medidores de temperatura

A bomba de calor possui sete (7) termopares do tipo T (cobre-constantan) como uma incerteza de medição de  $\pm 0,5$  °C, com 1,5 mm de diâmetro, marca ECIL. Os termopares foram obtidos com certificado de calibração e instalados na entrada e saída de cada um dos componentes da bomba de calor conforme a convenção apresentada na TAB 3.7.

TABELA 3.7 - Convenção na instalação dos termopares na bomba de calor

<b>Nome do termopar</b>	<b>Variável a testar</b>
T1	Temperatura de entrada do evaporador
T2	Temperatura na saída do evaporador
T3	Temperatura na entrada do resfriador
T4	Temperatura na entrada do evaporador
T5	Temperatura de saída da água
T6	Temperatura de entrada da água
TA	Temperatura ambiente

### 3.4.4 Sensor de potência ativa

A bomba de calor conta também como um medidor de potência ativa ETP 30 da ABB o qual entrega o valor da potência consumida pelo compressor com uma incerteza de  $\pm 5\%$  da medida. Este valor é muito importante para calcular o COP da bomba de calor, e o sensor é apresentado na FIG 3.12.



FIGURA 3.12 - Sensor de potência ativa

### 3.4.5 Sensor de radiação solar

No protótipo existem dois sensores de radiação solar, para mensurar a radiação que incide no evaporador que está inclinado  $30^\circ$  com a horizontal e a radiação incidente no plano horizontal. Os sensores instalados são BLACK & WHITE PYRANOMETER, MODEL 8-48 com incerteza de  $\pm 5\%$  da medição apresentado na FIG 3.13.



FIGURA 3.13 - Sensor de radiação solar

## 3.5 Sistema de aquisição de dados

Os sinais gerados pelos diferentes sensores do banco de ensaios são recebidos e tratados por um sistema de aquisição de dados. Esse sistema é composto basicamente de um módulo para condicionamento dos sinais gerados pelos termopares e outro módulo para os medidores de radiação, vazão da água e potência consumida.

Para os termopares utiliza-se uma placa de aquisição modelo USB-9162 de 24 bits; para as medidas de vazão da água, radiação solar e potência ativa consumida pelo compressor, utiliza-se uma placa modelo USB-6211, ambas fabricadas pela *National Instruments* que são instaladas em um computador tipo PC.

Para a leitura e tratamento dos sinais provenientes dos diversos sensores, desenvolveu-se um programa em Labview®. Esse software converte os sinais de tensão em grandezas de engenharia, permitindo visualizar na tela do computador a evolução em tempo real das variáveis medidas, os valores obtidos também são registrados em um arquivo de saída em EXCEL® para a posterior análise dos dados. A interface do sistema de aquisição de dados é apresentada na FIG 3.14.

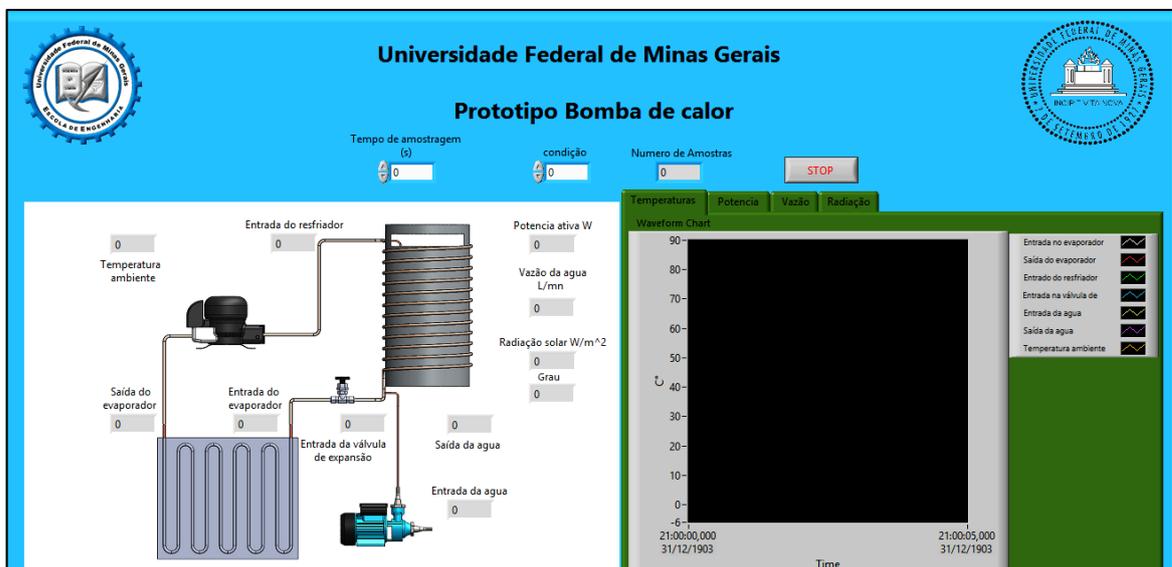


FIGURA 3.14 – Interfase de apresentação dos dados da bomba de calor

### 3.6 Planejamento experimental

Nesta seção será discutido o planejamento dos experimentos e testes realizados com o protótipo, para desenvolver o algoritmo de controle da temperatura de saída da água na bomba de calor.

#### 3.6.1 Objetivo do experimento

Os experimentos desenvolvidos com este protótipo foram realizados para a determinação do comportamento dinâmico da temperatura da água, quando são feitas mudanças do tipo degrau na vazão da água, que permitirá o projeto e simulação de um controlador para esta variável.

### 3.6.2 *Destino dos resultados*

Com a informação obtida dos testes experimentais foi realizada a identificação do sistema e posteriormente o projeto do controlador que regula a temperatura de saída da água em um valor estável determinado por o usuário.

### 3.6.3 *Procedimento de execução*

O processo experimental planejado tem como objetivo a determinação do comportamento dinâmico do protótipo de bomba de calor pertencente ao Grupo de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG. Na obtenção dos dados experimentares foram seguidos os passos apresentados a continuação.

- ANTES DA AQUISIÇÃO DE DADOS

1. Reunir as ferramentas e equipamentos necessários para o desenvolvimento do experimento;
2. Realizar uma inspeção visual exaustiva do protótipo em busca de vazamentos (água, óleo) ou qualquer defeito do protótipo;
3. Ligar o protótipo a uma tomada de energia de 120V, alternada, com frequência de 60 Hz.
4. Ligar a entrada de água do protótipo a uma fonte com fluxo constante de 2 L/min;
5. Posicionar o protótipo em uma direção onde o sol cubra toda a superfície do evaporador e em um dia no qual a radiação for praticamente constante;
6. Ligar os sistemas de aquisição de dados (computador e DAQs);

- PARA A AQUISIÇÃO DE DADOS

1. Inicializar o programa de aquisição de dados no computador;
2. Impor uma vazão volumétrica na água de 1 L/min.
3. Medir as temperaturas e pressões iniciais do processo;
4. Inicializar o compressor da bomba de calor;
5. Aguardar até que o sistema atinja a estabilidade na temperatura de saída da água, aproximadamente 15 minutos;
6. Medir os valores das pressões do ciclo de refrigeração quando o sistema atingir o regime permanente;
7. Variar a vazão volumétrica da água de 1 L/min para 1,40 L/min manipulando a válvula tipo agulha instalada na entrada do resfriador de gas;
8. Aguardar até que o protótipo atinja condições estáveis na temperatura de saída da água
9. Repetir os passos 7-8 com variações de aumento e diminuição de 40% da vazão inicial.

- DEPOIS DA AQUISIÇÃO DE DADOS
  1. Desligar o compressor utilizando o panel de controle;
  2. Desligar os sistemas de aquisição de dados;
  3. Drenar a água do depósito do protótipo;
  4. Desligar a tomada elétrica;
  5. Desligar a tomada de água;
  6. Remover o dispositivo do sol;
  7. Realizar uma inspeção visual exaustiva do protótipo em busca de vazamentos (água, óleo) ou qualquer defeito do protótipo.

### 3.7 Avaliação prévia da incerteza de medição

Idealmente, a indicação apresentada por um sistema de medição deve corresponder ao valor verdadeiro do mensurando. Infelizmente não é isso o que acontece. As imperfeições do sistema de medição, as limitações do operador e a influência das condições ambientais são exemplos de fatores que induzem erros de medição. Por melhor que seja a qualidade do sistema de medição, por mais cuidadoso e habilidoso que seja o operador e por mais bem controladas que sejam as condições ambientais, ainda assim, em maior ou menor grau, o erro de medição estará presente. Indesejável, mas inevitável, o erro de medição não pode ser ignorado. Negar a sua existência seria outro erro (G Jr e De Sousa, 2008). Nesta secção serão analisadas a influência do sistema de medida nos dados obtidos pelos mesmos e as incertezas de medição de cada variável mensurada na bomba de calor.

O erro de medição pode ser considerado como composto por três parcelas básicas (Torres Maia, 2005):

$$e = e_s + e_a + e_g \quad (3.1)$$

Onde  $e$ ,  $e_s$ ,  $e_a$  e  $e_g$  são, respectivamente, o erro de medição, o erro sistemático, o erro aleatório e o erro grosseiro.

O erro sistemático ( $e_s$ ) representa a parcela do erro presente nas medições realizadas em condições idênticas de operação. Pode ser causado tanto por um problema de ajuste ou desgaste do sistema de medição, quanto por fatores construtivos. Pode estar associado ao próprio princípio de medição empregado ou ainda ser influenciado por grandezas ou fatores externos, como condições ambientais, por exemplo. Embora se repita em medições realizadas em idênticas condições, o erro sistemático geralmente não é constante em toda faixa em que o sistema de medição pode medir. Para cada valor distinto do mensurando é

possível ter um valor diferente para o erro sistemático  $e_s$ , ainda, a forma com que esse varia ao longo da faixa de medição depende de cada sistema de medição, sendo de difícil previsão (Torres Maia, 2005).

Os erros aleatórios ( $e_a$ ) são erros de medição que sob as mesmas condições não têm sempre o mesmo valor, ou seja, observa-se variação nos valores obtidos do mensurando. Decorrem de causas desconhecidas e incontroláveis. Caracterizam-se por ocorrerem ao acaso, quaisquer que sejam os observadores, os instrumentos e os métodos. Fatores como a existência de folgas, atrito, vibrações, flutuações na tensão elétrica, instabilidades internas, condições ambientais entre outros podem contribuir para o aparecimento desse tipo de erro (Torres Maia, 2005). Os erros aleatórios podem ser globalmente estimados por valores apropriados, sendo mais segura a sua estimativa quanto mais vezes se efetuam a mesma medida.

O erro grosseiro ( $e_g$ ) é geralmente decorrente do mau uso ou funcionamento do sistema de medição. Pode, por exemplo, ocorrer em função da leitura errônea, operação indevida ou dano do sistema de medição (Torres Maia, 2005). Neste trabalho é considerado que os instrumentos de medição foram utilizados de maneira adequada sendo, portanto, o erro grosseiro considerado como nulo.

As incertezas dos instrumentos empregados na Bomba de calor são resumidas na TAB 3.8.

TABELA 3.8 - Incerteza dos instrumentos empregados na bomba de calor

Sensor	Incerteza
Temperatura	$\pm 0,5$ °C
Vazão	$\pm 0,16$ L/min
Pressão	$\pm 0,5$ Bar
Radiação	$\pm 3,5$ W/m <sup>2</sup>

### 3.8 Metodologia de Identificação

A identificação de sistemas é uma área do conhecimento que estuda técnicas alternativas de modelagem matemática. Tais métodos são também referidos como modelagem (ou identificação) caixa preta ou modelagem empírica. Em casos onde o sistema físico é complicado de modelar a partir das leis físicas é preferível usar técnicas de identificação de sistemas para se obter modelos. Nesse caso, os tipos de modelos, as técnicas usadas e os requisitos necessários são bastante distintos dos análogos na modelagem pela natureza do processo.

Esta seção tem por objetivo apresentar a metodologia de identificação de um modelo dinâmico para o comportamento da temperatura da água na saída do resfriador de gás da bomba de calor. A metodologia implementada neste trabalho foi sugerida em Aguirre (2004). Este autor divide o processo de identificação em quatro etapas:

- Testes dinâmicos e as coletas de dados;
- Escolha do modelo matemático que representará o sistema;
- Estimar os parâmetros do modelo;
- Validação dos dados estimados.

Caso não se obtenha um resultado esperado é feita nova estimativa até que o modelo seja validado. Posteriormente, este estudo será usado no desenvolvimento do sistema de controle no equipamento.

### ***3.8.1 Testes dinâmicos e coletas de dados***

Na obtenção dos modelos de plantas são usadas técnicas de identificação de sistemas. A identificação de sistemas é tratada, muitas vezes, como um problema de otimização onde se busca estimar, com a melhor precisão possível, modelos matemáticos representativos (Cunha, 2004). A seleção dos modelos e os ajustes de seus parâmetros são influenciados por parâmetros como o conhecimento a priori do sistema, propriedades do modelo, presença de ruídos e critérios a serem minimizados na identificação.

Na determinação do modelo foi implementada neste trabalho a excitação por resposta ao degrau. Este método consiste basicamente em aplicar uma variação do tipo degrau na entrada do processo e armazenar os dados da resposta da variável monitorada. Além do sinal do tipo degrau podem ser aplicados, também, outros sinais determinísticos como pulsos, rampas e PRBS (sinais binários pseudo-randômicos). Esta curva de reação obtida é submetida às técnicas gráficas ou numéricas para estimar o modelo do processo. Como o sinal degrau é um sinal com pobre composição de frequência, Åström e Hägglund (1995) recomenda este método para ser aplicado em processos de ordens inferiores (primeira e segunda ordem).

Para a identificação de sistemas existem dois métodos, o primeiro deles é o método de identificação em malha aberta onde as perturbações geralmente costumam ser introduzidas na variável manipulada, ou seja, na saída do controlador com este configurado para operar no modo manual. O segundo método é a identificação em malha fechada, onde a perturbação é introduzida no set-point do controlador ou através de mudanças na saída do processo devido à mudança das condições de operação. A vantagem que a identificação em malha fechada tem sobre a identificação em malha aberta reside no fato de que o processo pode ser mantido em controle durante todo o tempo do experimento. Porém, este

procedimento pode não garantir um experimento suficientemente informativo, pois o controlador pode não movimentar a variável manipulada tanto quanto é desejável. Sendo assim, é necessário verificar previamente alguns parâmetros do controlador como os limites operacionais das variáveis manipuladas e das variáveis controladas como é discutido em Miranda (2005). O método usado neste trabalho foi o método de identificação em malha aberta devido a sua simplicidade e bons resultados.

Aguirre (2004) também ressalta a importância que tem a taxa de amostragem na identificação dos sistemas. Para que um sinal amostrado retenha algumas das características fundamentais do sinal original, é necessário que o tempo de amostragem seja suficientemente curto. Na prática, a frequência de amostragem é escolhida entre 5 a 10 vezes maior do que a maior frequência de interesse contida nos dados.

### 3.8.2 Escolha do modelo matemático que representará o sistema

No contexto do modelo dinâmico do sistema, Åström e Hägglund (1995) dizem que é possível analisar o sistema por meio das relações entre as entradas e saídas durante uma resposta transiente. Isto se aplica a sistemas lineares invariantes no tempo. A resposta transiente é caracterizada em termos da resposta a um sinal de entrada. De acordo com a resposta transiente os sistemas podem ser classificados em sistemas estáveis e sistemas integradores. Cada um destes sistemas terá características distintas de sintonia.

Num sistema estável o processo se estabiliza mesmo sem um controlador. A saída sempre estabiliza em um novo valor após uma mudança na entrada. Segundo Åström e Hägglund (1995) a grande maioria dos sistemas industriais são estáveis. Exemplos deste tipo são sistemas de temperatura, de vazão, pH (potencial hidrogeniônico) e pressão. Ele é geralmente representado por um modelo de primeira ordem mais tempo morto ou FOPDT (*First Order Plus Dead-Time*) EQ (3.1).

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

Onde o ganho estático ( $K_p$ ) – determina a sensibilidade do processo a uma mudança na entrada. A constante de tempo ( $\tau$ ) – mede a velocidade em que a variável monitorada atingirá seu valor final. O tempo morto ( $\theta$ ) – é o tempo necessário para a variável monitorada começar a mudar, devido a uma mudança na variável manipulada.

Åström e Hägglund, (1995) ainda relatam que uma grande parte dos processos com controladores PID pode ser representada pelo modelo de três parâmetros (FOPDT). O modelo FOPDT é bastante estudado na literatura como nos trabalhos de Karunakaran (2014), Prasad, Tyagi e Gupta (2011), Ang, Chong e Li (2005) .

Neste trabalho, o sistema será representado por um modelo de primeira ordem com atraso FOPDT, que é muito utilizado na representação de sistemas térmico e possui uma sólida literatura disponível.

Arántegui (2010) define os sistemas de primeira ordem como sistemas nos quais suas saídas  $Y(t)$  podem ser modeladas por uma equação diferencial de primeira ordem EQ (3.2).

$$a_1 \frac{dy(t)}{dt} + a_0 y(t) = b f(t) \quad (3.2)$$

Onde  $f(t)$  é a entrada ao sistema; se  $a_0 \neq 0$ :

$$\frac{a_1}{a_0} \frac{dy(t)}{dt} + y(t) = \frac{b}{a_0} f(t) \quad (3.3)$$

Definindo  $\frac{a_1}{a_0} = \tau$  e  $\frac{b}{a_0} = K_p$  substituindo em EQ (3.3).

$$\tau \frac{dy(t)}{dt} + y(t) = K_p f(t) \quad (3.4)$$

Onde  $\tau$  é a constante de tempo do processo e  $K_p$  é o ganho do processo.

Se  $y(t)$  e  $f(t)$  estão definidas mediante a utilização de variáveis de desvio em torno do estado estacionário, as condições iniciais são  $y(t)=0$  e  $f(t)=0$ , aplicando a transformada da Laplace é possível encontrar a função de transferência do processo de primeiro ordem sem atraso EQ (3.5):

$$G(s) = \frac{K_p}{\tau s + 1} \quad (3.5)$$

### 3.8.3 Funções de transferência para sistemas de primeira ordem com atraso

Em sistemas de controle industriais é comum a existência de um fenômeno denominado de atraso de transporte, ou tempo morto. Tal fenômeno ocorre quando a variável de saída de um dado processo percebe variações no sinal de entrada  $\Delta t$  segundos depois desta variação ter efetivamente ocorrido. A FIG 3.15 representa o diagrama de blocos para um sistema de primeira ordem com atraso em função do tempo.

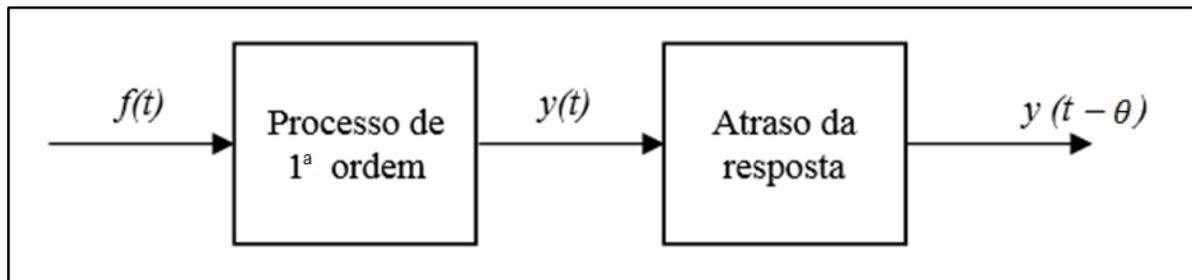


FIGURA 3.15 - Diagrama de blocos de um processo de primeira ordem com um atraso  $\theta$

A função de transferência de um sistema de primeira ordem já foi definida pela EQ 3.5 e a função de transferência do atraso é definida da seguinte forma por meio das propriedades da transformada da Laplace:

$$\frac{L[y(t-\theta)]}{L[y(t)]} = e^{-\theta s} \quad (3.6)$$

O processo agora pode ser representado como mostrado na FIG 3.16, cuja função de transferência global no espaço  $s$  é dada pela seguinte equação EQ 3.7:

$$\frac{L[y(t-\theta)]}{L[y(t)]} = \frac{K_p}{\tau s + 1} e^{-\theta s} \quad (3.7)$$

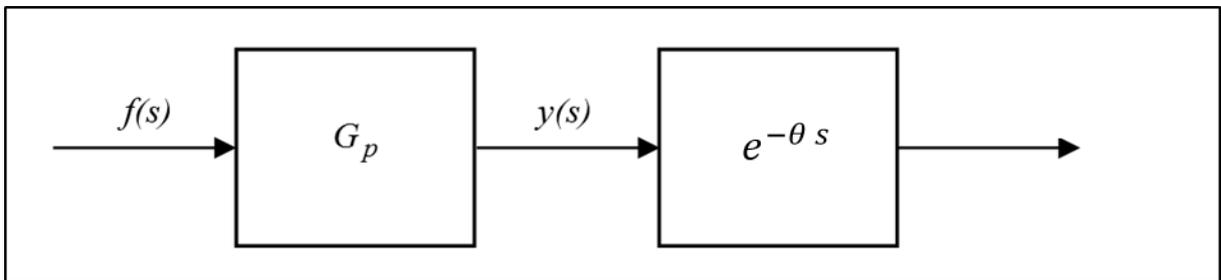


FIGURA 3.16 - Diagrama de blocos de um sistema de primeira ordem com atraso no espaço de Laplace

#### 3.8.4 Estimação dos parâmetros do modelo

Geralmente os métodos de identificação baseados na curva de reação de processos se baseiam em dois pontos, que correspondem a certos níveis alcançados pela curva do gráfico da resposta ao degrau em malha aberta em relação à amplitude de estabilização do sistema.

Na identificação dos parâmetros exigidos pelo modelo FOPDT, é possível estabelecer um sistema de duas equações com duas incógnitas usando um par de pontos da curva de reação. Isto assegura que a resposta do modelo coincida com o sistema real em tais pontos como mínimo (Martínez, 2011). Partindo do fato que a resposta do modelo FOPDT a uma variação  $\Delta u$  na entrada está dada por:

$$y(t) = \begin{cases} 0 & 0 \leq t < \theta \\ K_p [1 - e^{-(t-\theta)/\tau}] \Delta u & \theta \leq t \end{cases} \quad (3.8)$$

Da EQ. 3.8 pode ser obtido o tempo necessário para atingir um determinado valor de  $y_x$  é dado mediante.

$$t_x = \theta - \tau \cdot \ln \left( 1 - \frac{1}{K_p \Delta u} \cdot y_x \right) \quad (3.9)$$

Partindo do princípio que a resposta do sistema é normalizada em relação ao seu valor final da forma  $\Delta y = K_p \Delta u$ , e designando o quociente  $y_x / K_p \Delta u$  por  $x$ , que representa um valor entre zero e um, então, a EQ 3.9 pode ser escrita como:

$$t_x = \theta + f_1(x) \cdot \tau \quad (3.10)$$

Onde

$$f_1(x) = -\ln(1 - x) \quad (3.11)$$

Considerando a estimação de  $K_p$  como:

$$K_p = \frac{\Delta y}{\Delta U} = \frac{y_f - y_0}{U_f - U_0} \quad (3.12)$$

Para concluir o modelo FOPDT é preciso determinar dois parâmetros ( $\theta$  e  $\tau$ ), para isto é necessário determinar os tempos ( $t_1, t_2$ ) requeridos para atingir os pontos ( $x_1, x_2$ ) sobre a curva.

$$t_1 = \theta + f_1(x_1) \cdot \tau \quad (3.13)$$

$$t_2 = \theta + f_2(x_2) \cdot \tau \quad (3.14)$$

Resolvendo estas expressões para  $\tau$  e  $\theta$  se obtém.

$$\tau = \frac{t_2 - t_1}{f_1(x_2) - f_1(x_1)} \quad (3.15)$$

$$\theta = t_2 - f_1(x_1) \cdot \tau \quad (3.16)$$

Estas equações podem ser reescritas como.

$$\tau = a_1(t_2 - t_1) \quad (3.17)$$

$$\theta = b_1 \cdot t_1 + (1 - b_1) \cdot t_2 \quad (3.18)$$

Para

$$a_1 = \frac{1}{f_1(x_2) - f_1(x_1)} \quad (3.19)$$

$$b_2 = a_1 \cdot f_1(x_2) \quad (3.20)$$

Assim, se  $f(x_1)$  e  $f(x_2)$  são duas variações percentuais dos valores da resposta do sistema a uma mudança de entrada em degrau e  $t_1$  e  $t_2$  os tempos necessários para atingir estes valores, tal como é ilustrado no GRA 3.1, então os parâmetros de um modelo FOPDT, considerando-se a análise acima, pode ser obtido a partir das EQ 3.17 à 3.20.

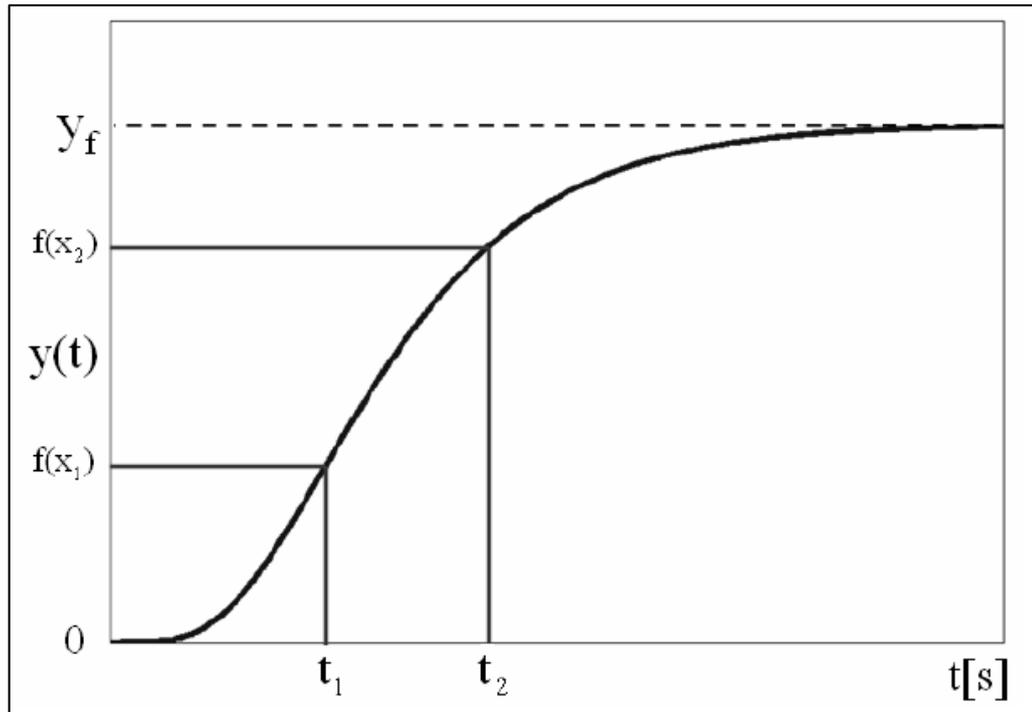


GRÁFICO 3.1 - Método geral de dois pontos.

Smith foi o primeiro método baseado em dois pontos sobre a curva de reação. Os instantes selecionados por este autor foram os tempos requeridos para que a resposta atingisse 28,3 % ( $t_{28}$ ) e 63,2% ( $t_{63}$ ) do valor final da variação total da resposta do sistema. No entanto, autores como Alfaro, Broida, Chen e Yang, HO et al., E Smith et al Vitecková, depois de Smith, utilizando o mesmo método, mas com diferentes porcentagens de resposta. Assim, todas estas variantes do método de Smith são reunidas em um único método, chamado de método de dois pontos.

Na TAB 3.9 são resumidas as porcentagens de variação na resposta para determinar os dois tempos requeridos pelo processo de identificação e os valores das constantes contidas nas expressões acima para os métodos Alfaro (2011), e Chen Yang (2000), Ho et al. (1995), Smith (1972), e Viteckova et al.(2000).

TABELA 3.9 - Percentual de variação na resposta e valores das constantes para a estimação de parâmetros dos modelos FOPDT pelo método de dois pontos sobre a curva de reação do processo

Método	$t_1$	$t_2$	$a_1$	$b_1$
<b>Alfaro</b>	25,00	75,00	0,910	1,262
<b>Chen e Yang</b>	33,00	67,00	1,400	1,540
<b>Ho et al.</b>	35,00	85,00	0,670	1,300
<b>Smith</b>	28,30	63,20	1,500	1,500
<b>Vitecková et al.</b>	33,00	70,00	1,245	1,498

### 3.8.5 *Métodos de validação do modelo*

Tendo obtido uma família de modelos, é necessário verificar se eles incorporam ou não as características de interesse do sistema original. Além disso, é interessante poder comparar os modelos entre eles e decidir se há algum candidato significativamente melhor que os demais. Essa etapa é certamente muito subjetiva, sendo que o resultado da validação dependerá fortemente da aplicação pretendida para o modelo e da quantidade de informação disponível sobre o sistema original.

Nesta fase é verificado se realmente o sistema estimado possui as características de interesse do sistema original. Neste trabalho os métodos para a obtenção dos parâmetros do modelo matemático serão avaliados por três métodos que incluem o método do erro quadrático médio, o método do erro relativo e o método da percentagem da variação da saída (*FIT*).

#### **Método do erro quadrático médio**

O erro quadrado médio (MSE ou *mean square error* em Inglês) é uma forma de avaliar a diferença entre uma estimativa e o valor real da quantidade que é calculada. O MSE mede a média do "erro" médio quadrático. O erro é o valor da diferença entre o estimador e a quantidade a ser estimada.

$$ECM = \frac{1}{n} \sum_{n=1}^n (\hat{Y}_i - Y_i)^2 \quad (3.21)$$

Uma maneira simples de pensar no MSE é considerá-lo como um critério para a seleção de um estimador adequado. O MSE é a soma da variância e do quadrado dos desvios do estimador. Um estimador é utilizado para calcular o valor de um parâmetro desconhecido em um modelo. O desvio é a diferença entre o valor do estimador e o valor verdadeiro do parâmetro a ser estimado. O MSE é usado para determinar a extensão em que o modelo não se ajustou à informação, ou se a remoção de certos termos pode simplificar o modelo de forma benéfica. O MSE fornece uma maneira de escolher o melhor estimador. Um MSE mínimo muitas vezes, mas não sempre, indica uma variação mínima, e, portanto, indica um bom estimador. Ao calcular a raiz quadrada do MSE é obtida a raiz quadrada do desvio médio, que é uma boa medida de precisão e também é conhecida como a média quadrática.

Ter um erro quadrático médio de zero (0) é o ideal, mas não é possível na maioria das situações. Um MSE de 0 significa que o estimador prevê as observações com precisão perfeita. Exemplos deste método de cálculo do erro são apresentados em trabalhos como Wang e Bovik,(2009).

Como desvantagem, o MSE coloca mais peso sobre os grandes erros do que nos pequenos (como resultado da quadratura de cada termo) e, portanto, enfatiza casos atípicos de maneiras incompatíveis com a mediana dos dados da amostra.

### Método do erro relativo

A média de erro absoluto percentual MAPE (*Mean Absolute Percentage Error*), também conhecido como média desvio percentual absoluto MAPD (*Mean Absolute Percentage Deviation*), é uma medida da precisão de um método para o cálculo dos valores de séries temporais embutidos na estatística, especificamente na estimativa de tendência. É geralmente expressa como uma percentagem precisão, e é definida pela fórmula.

$$MAPE = 100 \cdot \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{Y_i - \hat{Y}_i}{Y_i} \right| \quad (3.22)$$

onde  $Y_i$  é o valor real e  $\hat{Y}_i$  é o valor previsto.

Autores como Armstrong e Collopy (1992) e Goodwin e Lawton (1999) utilizam este método como comparação entre a resposta gerada pelo modelo e a resposta real do sistema, um sistema ideal terá um MAPE igual a zero.

### Percentagem da variação da saída (FIT)

Outro índice de validação é percentagem da variação da saída (FIT) que representa a qualidade do modelo de 0 a 100%. O melhor modelo é aquele que tem o maior FIT (Ujević, 2011). Valores de FIT baixos indicam pobre identificação. A EQ 3.23 abaixo mostra a fórmula de cálculo do FIT.

$$FIT = \left( 1 - \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n (Y_i - \hat{Y}_i)^2}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (Y_i - \bar{Y})^2}} \right) \cdot 100 \quad (3.23)$$

Onde  $Y_i$  é a saída real do processo no instante  $i$ ,  $\hat{Y}_i$  é a saída estimada, obtida pela aplicação dos parâmetros obtidos, e  $\bar{Y}$  é a média das  $n$  amostras de  $Y$  ao longo da identificação (Shin, Sayed e Shen, 2012).

## 3.9 Projeto do controlador

Apesar da disponibilidade de uma variedade de métodos de controle o controle proporcional-integral-derivativo (PID) continua sendo o mais usado na indústria de processo. Algumas pesquisas mostram que a participação dos controladores PID típico é cerca de 97%.

Por este motivo a sintonia de controladores PID continua a ser um problema de importância prática e teórica (Boiko, 2014).

O controlador PID combina a ação de controle proporcional, ação de controle integral e ação de controle derivativo. A ação de controle proporcional é simplesmente proporcional ao erro de controle, que é dado pela diferença entre o valor desejado (set-point) e o valor da variável de processo a ser controlada. Esta ação de controle, quando utilizada individualmente pode gerar um erro estacionário, isto é, pode encontrar um ponto de equilíbrio em que existe um desvio entre o valor desejado e a variável a ser controlada. A ação de controle integral está diretamente relacionada com a precisão do sistema, e é responsável pelo erro zero no estado estacionário. Uma desvantagem da ação de controle integral é o efeito desestabilizador. A ação de controle derivativa compensa o efeito perturbador da ação integral, porque tende a aumentar a estabilidade relativa do sistema e ao mesmo tempo torna a resposta do sistema mais rápida, devido ao seu efeito de antecipação. Os efeitos destes componentes em um controlador PID são condensados na TAB 3.10.

TABELA 3.10 - Efeitos na resposta de um sistema PID em malha fechada

<b>Resposta</b>	<b>Tempo de subida</b>	<b>Sobrelevação</b>	<b>Tempo de estabilização</b>	<b>Erro estacionário</b>
<b>Proporcional</b>	Diminuição	Aumento	Sem alteração	Diminuição
<b>Integral</b>	Diminuição	Aumento	Aumento	Elimina
<b>Derivativo</b>	Sem alteração	Diminuição	Diminuição	Sem alteração

Há diversas formas de algoritmo PID que podem ser implementadas. O algoritmo implementado neste trabalho será o PID paralelo clássico que é dado pela EQ 3.24, onde o ganho proporcional multiplica os termos integral e derivativo.

$$u_{(t)} = K_c \left( e_{(t)} + \frac{1}{\tau_I} \int_0^t e_{(t)} dt + \tau_D \frac{d}{dt} e_{(t)} \right) \quad (3.24)$$

Onde  $K_c$  é o ganho proporcional,  $\tau_I$  é o tempo integral,  $\tau_D$  é o tempo derivativo,  $u_{(t)}$  é a saída do controlador. O erro do processo ( $e_{(t)}$ ) é dado por  $e_{(t)} = y_{SP} - y_{(t)}$  onde  $y_{SP}$  é o set-point e  $y_{(t)}$  é a saída do sistema. Na EQ 3.24 o primeiro termo no lado direito da equação é a parte proporcional, função apenas do erro do sistema. O segundo termo é a parte integral e calcula a contribuição devido ao erro acumulado até o momento e o terceiro termo é a parte derivativa que contribui para a ação de controle total de acordo com a velocidade de modificação do erro. Aplicando a transformada de Laplace na EQ. 3.24, é possível achar uma função de transferência do controlador PID na forma clássica como mostrado na EQ. 3.25.

$$G_c(s) = K_c \left( 1 + \frac{1}{\tau_I s} + \tau_D s \right) \quad (3.25)$$

### 3.9.1 *Métodos de Sintonia de controladores PID*

A presença de alguns parâmetros que possam influenciar o desempenho do sistema é desejada quando se tem a intenção de projetar um controlador. Estes parâmetros são normalmente definidos por especificações e um bom método de ajuste desses parâmetros leva em conta essas especificações de forma equilibrada. Existem diversos métodos de ajuste de controladores, vários deles recompilados por O'dwyer (2006), mas em muitos casos, o ajuste ainda é feito de forma manual, de maneira que os parâmetros são ajustados independentemente por tentativa e erro, ou através de um procedimento básico para cada caso específico.

Quando os sistemas controlados são complexos ou quando é necessário um maior desempenho é preciso utilizar de métodos sistemáticos para o ajuste dos parâmetros de um controlador PID. Um dos primeiros trabalhos sobre o assunto foi escrito por Ziegler e Nichols (1942). Neste trabalho foi desenvolvido um método que, com base em dados experimentais do processo, o operador pudesse determinar um conjunto de parâmetros iniciais  $K_c$ ,  $\tau_I$  e  $\tau_D$  de controladores PID.

Entre os métodos propostos até hoje, os mais difundidos são os que apresentam regras de ajuste baseadas em um modelo aproximado do processo, normalmente representado por uma função de transferência de primeira ordem com tempo morto. Estes métodos são conhecidos como métodos baseados em  $K_p$ ,  $\tau$  e  $\theta$ . A função de primeira ordem com tempo morto apresenta uma grande simplicidade e proporciona qualidade satisfatória na aproximação de sistemas reais compostos por dinâmica de primeira ordem. Então, essa classe de métodos tem sido desenvolvida especialmente para o ajuste de controladores PID com ganho  $K_p$ , tempo morto  $\theta$  e constante de tempo  $\tau$ . A seguir serão apresentados os métodos de sintonia que foram utilizados neste trabalho para o cálculo dos parâmetros  $K_c$ ,  $\tau_I$ , e  $\tau_D$  do controlador.

#### **Método de Ziegler & Nichols**

O método de Ziegler-Nichols foi introduzido em 1942 e hoje é considerado clássico. Este método é ainda largamente usado, em sua forma original ou em sua forma modificada. Ziegler e Nichols (1942) propõem um método baseado no registro da resposta de um sistema em malha fechada a um degrau, o qual é equivalente a um ajuste de uma função de primeira ordem com tempo morto. O método Ziegler e Nichols visa atingir uma resposta

em malha fechada com razão de decaimento de  $\frac{1}{4}$  para um sistema de primeira-ordem com tempo morto.

### **Método de Chien, Hrones & Reswick**

Desenvolvido no Massachusetts Institute of Technology, por K. L. Chien, J. A. Hrones e J. B. Reswick, foi o primeiro trabalho a utilizar um modelo aproximado de primeira ordem com tempo morto, representativo do comportamento de sistemas de alta ordem (Chien, Hrones e Reswick, 1952). Este trabalho foi, ainda, o pioneiro na determinação de regras de ajuste diferenciadas para características servo e regulatórias.

Este trabalho apresenta um estudo acadêmico-teórico bem fundamentado, mostrando regras de ajuste dos parâmetros de controladores PID para três diferentes parametrizações (duas na forma paralela e uma na forma série), obtidas através de simulações realizadas em um computador eletrônico analógico, para diversas condições e segundo dois critérios: resposta mais rápida sem sobressinal, e resposta mais rápida com sobressinal máximo de 20%. As regras de ajuste para características servo, considerando os dois critérios (CHR - 0% e CHR - 20%, respectivamente)

### **Método de Cohen & Coon**

Em 1953 foi proposto este método pelo engenheiro G. H. Cohen e pelo matemático G. A. Coon, ambos da Taylor Instrument Companies. Este método é baseado em um critério de razão de decaimento de  $\frac{1}{4}$  como no método de Zigler-Nichols, em resposta a um distúrbio na carga (Cohen e Coon, 1953). Como a sintonia do controlador para sistemas de primeira ordem com tempo morto, com base neste critério, pode diferir devido a existência de um número infinito de modos harmônicos (soluções da equação característica fundamental) os autores realizaram um estudo teórico para obter os parâmetros adequados de acordo com o modo harmônico fundamental (de menor frequência e maior amplitude).

O método Cohen-Coon considera o processo com maior tempo morto, ou seja, com fator de incontabilidade  $\left(\frac{\theta}{\tau}\right)$  maior que 0,3. As regras de ajuste desse método são geralmente bastante agressivas, dando um bom desempenho para a rejeição de distúrbios, mas podendo apresentar respostas muito oscilatórias para mudanças no valor da variável de referência e ainda gerar um controlador pouco robusto.

### **Método ITAE**

A integral do erro absoluto ponderado no tempo (ITAE) é um critério de desempenho que combina da melhor maneira as propriedades de desempenho e robustez. Em 1960 um grupo de pesquisadores da Universidade do estado da Louisiana desenvolveu uma

metodologia para a minimização dos critérios de desempenho baseado na integral do erro absoluto (IAE, do inglês *Integral Absolute Error*), na integral do erro quadrático (ISE, do inglês *Integral Square Error*) e na integral do erro absoluto ponderado no tempo (ITAE, do inglês *Integral Time weighted Absolute Error*).

Lopez *et al.* (1967) apresentaram o primeiro estudo baseado nesta técnica de sintonia. Em Lopez, Murrill e Smith (1969) foi realizado um estudo mais aprofundado dos resultados ótimos para controladores digitais discretos. Uma das principais conclusões deste trabalho foi que a utilização dos resultados ótimos do critério ITAE apresentaram, de um modo geral, melhor desempenho que os demais critérios. Dessa forma, as regras baseadas no critério ITAE para características servo e regulatórias são mostradas na TAB 3.11.

### **Método IMC**

No trabalho Garcia e Morari (1982) foi apresentado um método de sintonia de controladores chamado Modelo de Controle Interno IMC (Internal Model Control). Neste trabalho conclui-se que a estrutura IMC permite um procedimento de projeto do controlador racional com boa qualidade e robustez.

Rivera, Morari e Skogestad (1986) apresentaram uma base teórica bastante fundamentada, analisando aspectos de desempenho, robustez e alguns fatores limitantes no desempenho do sistema de controle. Especificamente, para um modelo de primeira ordem com tempo morto, há uma análise mais detalhada, onde é proposta uma regra de ajuste para os parâmetros de um controlador PID na forma paralela com e sem filtro. Para ambos os casos, as regras são dadas em função de um parâmetro ajustável  $\lambda$ , que determina a velocidade da resposta. Na TAB 3.11, é mostrado o ajuste sugerido para o controlador PID paralelo (sem filtro), utilizando o valor recomendado de  $\lambda = 0,8 \cdot \theta$ , que representa um bom compromisso entre desempenho e robustez.

A TAB 3.11 sintetiza as regras de ajuste dos parâmetros  $K_c$ ,  $\tau_I$  e  $\tau_D$ , segundo os diferentes métodos citados anteriormente, com base no algoritmo na forma paralela representado pela EQ (3.25). As relações apresentadas são recomendadas para um determinado intervalo da razão  $\theta/\tau$ . As regras de ajuste do método IMC são recomendadas para  $\theta/\tau > 0,125$  (RIVERA *et al.*, 1986). Para valores abaixo deste intervalo, deve-se utilizar outra métrica para definir o valor do parâmetro ajustável  $\lambda$ . As demais regras de ajuste são recomendadas para  $0,1 < \theta/\tau < 1,0$ .

TABELA 3.11 - Regras de sintonia de controladores PID paralelo

Método	$K_c$	$\tau_I$	$\tau_D$
Ziegler & Nichols	$\frac{1,2}{K_p} \cdot \frac{\tau}{\theta}$	$2 \cdot \theta$	$0,5 \cdot \theta$
Chien, Hrones & Reswick– 0%	$\frac{0,6}{K_p} \cdot \frac{\tau}{\theta}$	$\tau$	$0,5 \cdot \theta$
Chien, Hrones & Reswick– 20%	$\frac{0,95}{K_p} \cdot \frac{\tau}{\theta}$	$1,357 \cdot \tau$	$0,474 \cdot \theta$
Cohen & Coon	$\frac{1}{K_p} \cdot \left(0,25 + 1,35 \cdot \frac{\tau}{\theta}\right)$	$\theta \cdot \left(\frac{1,35 + 0,25 \cdot \frac{\theta}{\tau}}{0,54 + 0,33 \cdot \frac{\theta}{\tau}}\right)$	$\frac{0,5 \cdot \theta}{1,35 + 0,25 \cdot \frac{\theta}{\tau}}$
ITAE - servo	$\frac{0,965}{K_p} \cdot \left(\frac{\tau}{\theta}\right)^{0,85}$	$\frac{\tau}{0,796 - 0,1465 \cdot \frac{\theta}{\tau}}$	$0,308 \cdot \tau \cdot \left(\frac{\theta}{\tau}\right)^{0,929}$
ITAE - regulatórias	$\frac{1,357}{K_p} \cdot \left(\frac{\tau}{\theta}\right)^{0,947}$	$\frac{\tau}{0,842} \cdot \left(\frac{\theta}{\tau}\right)^{0,738}$	$0,381 \cdot \tau \cdot \left(\frac{\theta}{\tau}\right)^{0,995}$
IMC	$\frac{2 \cdot \tau + \theta}{2,6 \cdot K_p \cdot \theta}$	$\tau + \frac{\theta}{2}$	$\frac{\tau \cdot \theta}{2 \cdot \tau + \theta}$

### 3.9.2 Índices de Qualidade

Devido à existência de várias parametrizações de controladores e do grande número de métodos de ajuste de parâmetros, é importante definir índices que quantifiquem a qualidade do comportamento dinâmico desempenhado pelo sistema de controle. É desejável que o projeto do controlador seja tal que, quando em operação, ele leve o sistema a apresentar respostas com valores desejados para estes índices de qualidade. Contudo, restrições da variável manipulada não podem ser violadas, bem como deve ser respeitada a estrutura do controlador disponível no sistema de controle. Segundo Cordero (2004), os índices de qualidade devem ser confiáveis para uma dada classe de sistemas, devem ser fáceis de aplicar e ao mesmo tempo seletivos, de modo que o sistema resultante seja nitidamente ótimo.

A seguir são detalhados alguns índices de qualidade clássicos, os quais serão utilizados na avaliação da qualidade da resposta produzida pelos controladores projetados. Neste trabalho serão considerados os seguintes parâmetros para avaliar os métodos de sintonização implementados.

**Erro em regime permanente ( $e_\infty$ ):** também chamado de offset, é a diferença entre o valor em estado estacionário da variável controlada e o seu valor de referência. É

altamente desejável valor nulo para o erro em regime permanente, que é conseguido através do uso da ação integral (De Lima, 2008).

$$e_{\infty} = y_0 - y_{sp} \quad (3.26)$$

**Integral do erro (IE)**, integral do sinal de erro no tempo. Este índice não é usual pois erros positivos cancelam erros negativos, podendo mascarar os resultados para respostas subamortecidas (Caon, 1999).

$$IE = \int_0^{\infty} e(t) dt \quad (3.27)$$

**Integral do erro absoluto (IAE)**, integral do valor absoluto do sinal de erro no tempo. É equivalente à soma das áreas acima e abaixo do valor de referência (Caon, 1999).

$$IAE = \int_0^{\infty} |e(t)| dt \quad (3.28)$$

**A integral do erro absoluto ponderado no tempo (ITAE)**, definido pela EQ 3.29, é a integral do tempo multiplicado pelo valor absoluto do sinal de erro no tempo e penaliza erros que se mantêm no tempo (Caon, 1999).

$$ITAE = \int_0^{\infty} t \cdot |e(t)| dt \quad (3.29)$$

**Tempo de assentamento (tA)**, tempo necessário para se ter a resposta no interior de uma faixa percentual arbitrária do valor estacionário, no caso 5% (Ogata, Maya e Leonardi, 2003).

**Tempo de subida (tS)**, tempo em que o sistema leva para passar de 10% até 90% do valor estacionário para respostas frente a mudança no valor da variável de referência (Ogata, Maya e Leonardi, 2003).

**Máximo desvio (MD)**, máximo desvio absoluto da variável controlada em relação ao valor de referência em resposta a um distúrbio (Ogata, Maya e Leonardi, 2003).

$$M_{so} = \frac{SO}{y_o} \cdot 100\% \quad (3.30)$$

**Raiz quadrada da média do esforço de controle (RMSU)** é uma medida do esforço necessário do atuador para manter o sistema controlado (Maia *et al.*, 2014).

$$RMSU = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (a_i - a_{i-1})^2}{n}} \quad (3.31)$$

Onde  $a_i$  é o sinal de saída do controlador no tempo atual e  $a_{i-1}$  é a o sinal de saída do controlador no instante anterior.

### 3.10 Conclusão

Neste capítulo foram apresentados a bomba de calor e a metodologia empregada na realização dos ensaios, o método empregado na obtenção do modelo matemático e a sintonia do controlador. Para realizar a caracterização dinâmica da temperatura de saída da água, uma perturbação do tipo degrau foi aplicada na vazão mássica da água. A partir da evolução temporal das grandezas de saída é possível identificar um modelo para este sistema na forma de função de transferência e estimar os parâmetros (ganho e constante de tempo) deste modelo. Neste capítulo também foi descrita a metodologia empregada na estimativa da incerteza de medição.

Uma das principais tarefas feitas neste documento foi a exposição clara e detalhada das metodologias empregadas no desenvolvimento da dissertação, depois de concluído este trabalho é importante dar ênfase nas seguintes questões:

- a) O conhecimento prévio do comportamento do sistema é fundamental para definir os modelos e os ajustes de seus parâmetros, e também é importante definir o que vai ser feito com os resultados da identificação muito antes de implementar uma metodologia.
- b) A importância do estudo dos sistemas de primeira ordem se dá porque, ainda que ele seja um sistema simples e fácil de manipular, consegue representar como boa exatidão grande parte dos processos achados na indústria.
- c) A escolha de qual função de transferência representa melhor o sistema pode se tornar um processo subjetivo, mas existem métodos que avaliam as características dos dados obtidos e convertem a tarefa de escolha que é geralmente um processo qualitativo em um processo quantitativo. Alguns desses métodos foram empregados neste trabalho para efetuar a escolha da melhor função de transferência e do melhor método de sintonização.

## 4. RESULTADOS

### 4.1 Introdução

Neste capítulo são apresentados gráficos e tabelas com os resultados obtidos depois de aplicar as metodologias descritas no Capítulo 3. Foi realizada uma análise para determinar qual dos métodos apresentados no capítulo anterior representa com maior exatidão o sistema físico da bomba de calor. Um estudo similar foi desenvolvido para determinar um método de sintonia de controladores para o sistema.

### 4.2 Identificação do sistema

#### 4.2.1 Resultado dos testes dinâmicos

Segundo a metodologia apresentada no Capítulo 3, o primeiro passo para identificar o modelo matemático que representa o sistema consiste em realizar os testes dinâmicos na bomba de calor. Na obtenção do comportamento dinâmico da temperatura de saída da água, foram procuradas curvas de resposta da temperatura da água na saída do resfriador para variações do tipo degrau na vazão. Foram feitos dois testes com diferentes temperaturas de evaporação. Para cada uma, os degraus na vazão da água foram obtidos por meio de uma válvula de tipo agulha alocada na entrada do resfriador. Os testes realizados não tinham acumulação de água no reservatório.

O primeiro teste foi feito com o evaporador à sombra (radiação solar zero), com três voltas na válvula de expansão. A vazão da água foi ajustada para 1,05 L/min. Nestas condições, aguardou-se um tempo de aproximadamente 20 minutos, suficiente para a temperatura da água na saída do resfriador de gás e o ciclo de refrigeração se estabilizasse. Neste ponto de operação da bomba de calor, a temperatura de evaporação se manteve em 3,3 °C (ver GRA. 4.1). Depois de atingida tal condição, foi feito um aumento súbito na vazão volumétrica da água de 1,05 para 1,48 L/min (um aumento de aproximadamente 40% na vazão). Novamente, esperou-se que a temperatura da água na saída do resfriador de gás atingisse um valor estável. Após sua estabilização, foi feito uma nova variação na vazão volumétrica da água. Desta vez a vazão foi reduzida de 1,4 para 0,95 L/min. Aguardou-se até que o sistema entrasse novamente em regime permanente. Por fim, a bomba de calor foi desligada. Durante todo o teste, o sistema de aquisição coletou as informações das variáveis

indicadas no Capítulo 3 e depois de concluídos os testes tais variáveis foram armazenadas em um arquivo de EXCEL®.

O segundo teste foi realizado com a bomba de calor exposta ao sol com céu nublado, com uma radiação incidente média de 103,4 W/m<sup>2</sup>, cinco voltas na válvula de expansão e uma vazão da água de 0,99 L/min. Como no 1º teste, esperou-se que a bomba de calor atingisse o regime permanente, este ponto foi atingido com a temperatura de evaporação mantida em 13,12 °C. Em seguida, a vazão da água foi aumentada subitamente de 0,99 para 1,42 L/min e, após o sistema atingir a estabilidade, a vazão foi reduzida subitamente para 0,99 L/min.

Nos GRA. 4.1 e 4.2 são apresentadas as condições do ciclo de refrigeração durante o tempo em que foram feitos os testes, onde TEEV, TSEV, TERES, TEVE, GS, TSA,VAZÃO são: Temperatura na entrada do evaporador, Temperatura na saída do evaporador, Temperatura na entrada do resfriador, Temperatura na entrada da válvula de expansão, Grau de superaquecimento e a Temperatura de saída da água, respetivamente.

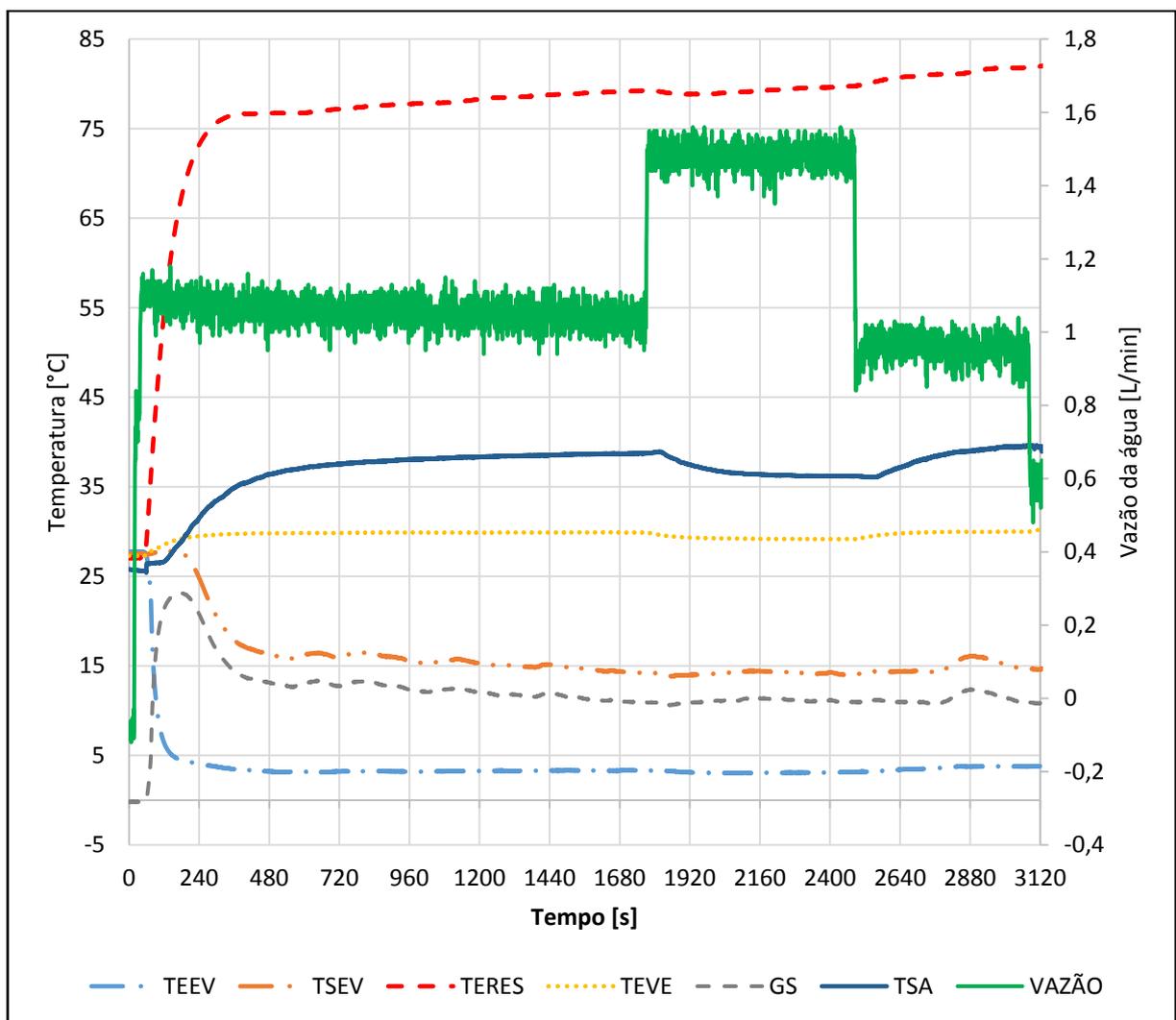


GRÁFICO 4.1 - Comportamento das temperaturas na bomba de calor durante o 1º teste

Como é observado nos GRA. 4.1 e 4.2, quando foram feitos os degraus na vazão da água o ciclo de refrigeração e a temperatura da água encontravam-se em estado estável. Entre as diferenças que podem ser verificados nos testes à sombra e no sol, pode-se destacar que as temperaturas TEEV e TSEV são mais elevadas no segundo teste devido à energia extra entregue pelo sol. As variações nas temperaturas do ciclo de refrigeração apresentadas no GRA. 4.2 que não são observados no GRA. 4.1 antes de fazer os degraus se devem à manipulação da válvula de expansão que foi necessária para que o grau de superaquecimento ficasse igual nos dois testes.

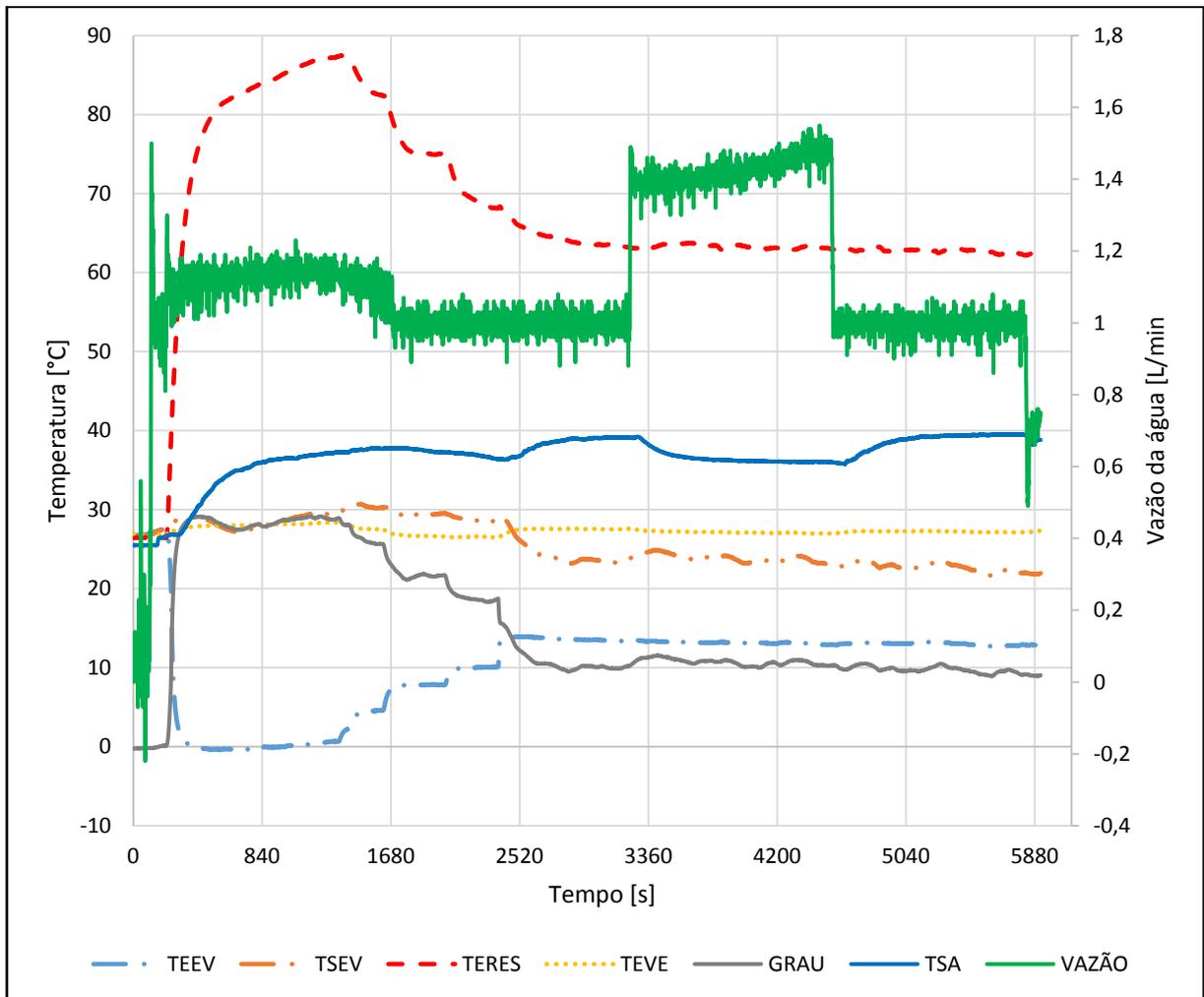


GRÁFICO 4.2 - Comportamento das temperaturas na bomba de calor durante o 2º teste

Os resultados das variações na vazão de água e na temperatura da água na saída do resfriador de gás para o 1º teste são indicados com maior detalhe nos GRA. 4.3 e 4.4, enquanto os GRA. 4.5 e 4.6 mostram esses resultados para o 2º teste. Realizando uma análise destes gráficos é possível perceber que as variações na temperatura da água são inversamente proporcionais às variações na vazão.

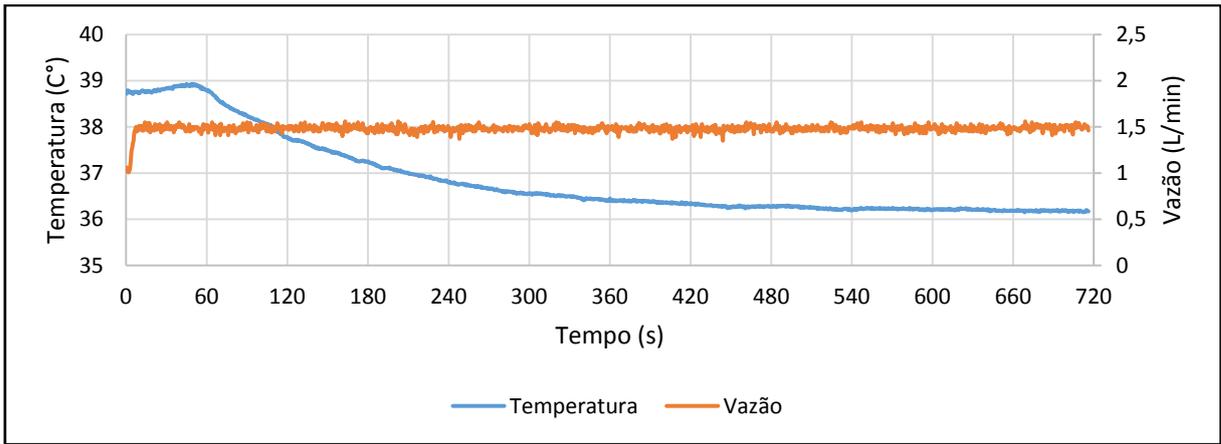


GRÁFICO 4.3 - Temperaturas da saída da água e aumento da vazão de água no resfriador de gás para uma temperatura de evaporação de 3,3 °C (1º teste)

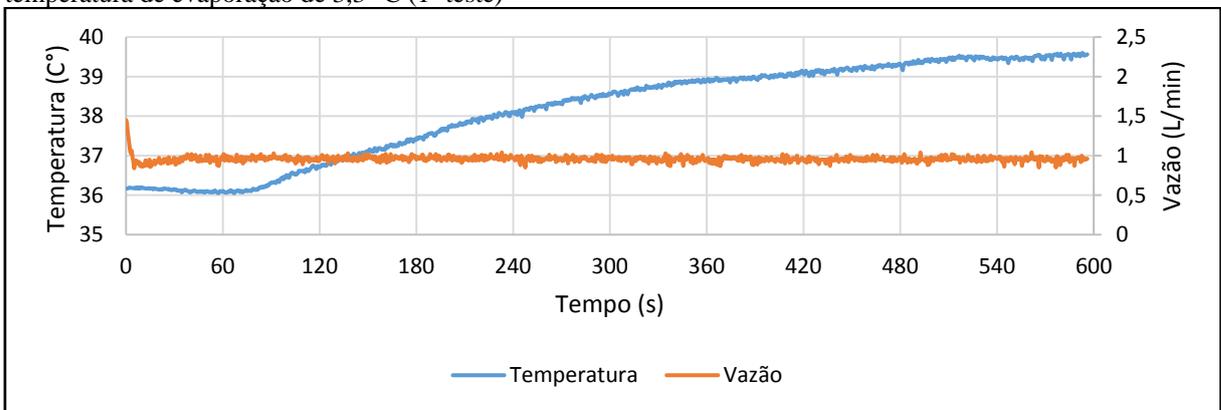


GRÁFICO 4.4 - Temperaturas da saída da água e redução da vazão de água no resfriador de gás para uma temperatura de evaporação de 3,3 °C (1º teste)

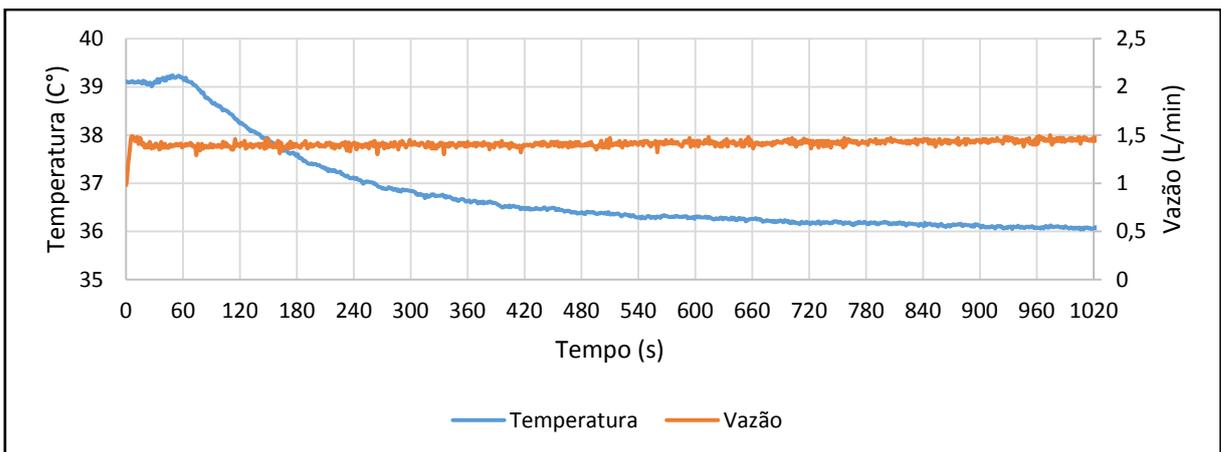


GRÁFICO 4.5 - Temperaturas da saída da água e aumento da vazão de água no resfriador de gás para uma temperatura de evaporação de 13,12 °C (2º teste).

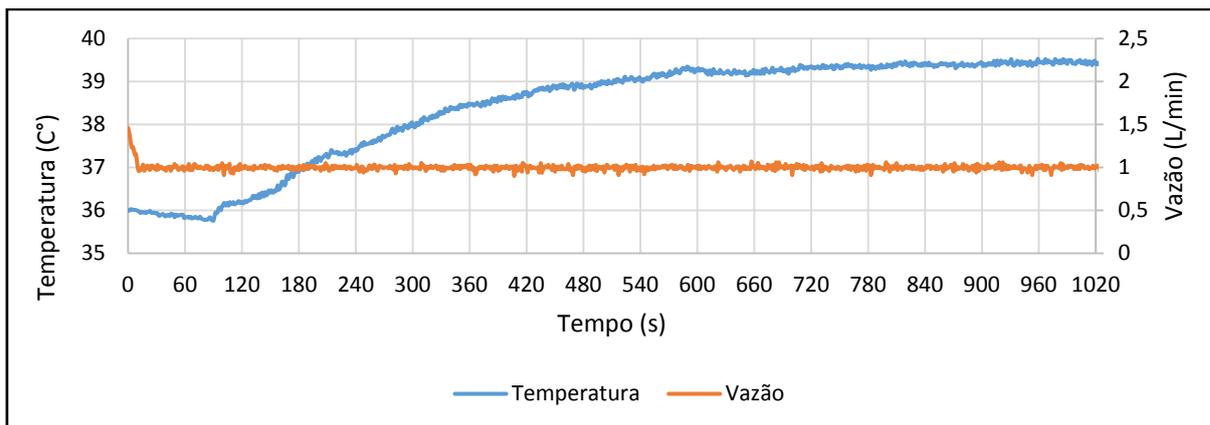


GRÁFICO 4.6 - Temperaturas da saída da água e redução da vazão de água no resfriador de gás para uma temperatura de evaporação de 13,12 °C (2º teste)

O sistema de aquisição de dados foi projetado para adquirir um dado por segundo, pois devido à natureza lenta do processo esta taxa de aquisição de dados permite coletar com boa resolução o comportamento dinâmico do sistema.

#### 4.2.2 Resultado da estimação dos parâmetros da função de transferência

Utilizando os dados apresentados nos GRA 4.3 à 4.6 e seguindo a metodologia exposta na seção 3.8.4, os parâmetros da função de transferência para um sistema de primeira ordem (EQ.3.7) são calculados a partir das constantes propostas pelos autores citados na TAB 3.9 para a EQ 3.17 e 3.18. Estes cálculos são realizados por uma rotina programada no software Matlab®, que calcula os parâmetros a partir dos dados obtidos nos testes experimentais. Os valores destas constantes são condensados nas TAB. 4.1 à 4.4.

TABELA 4.1 - Parâmetros da função de transferência para aumento da vazão de água tipo degrau e uma temperatura de evaporação de 3,3 °C (1º teste)

Método	$K_p$	$\tau$	$\theta$
Alfaro		125,1250	63,4750
Chen e Yang		129,5000	62,5500
Ho et al.	5,5092	117,9200	61,7000
Smith		122,2500	67,2500
Vitecková et al.		130,7250	60,2100

TABELA 4.2 - Parâmetros da função de transferência para redução da vazão de água tipo degrau e uma temperatura de evaporação de 3,3 °C (1º teste)

<b>Método</b>	<b><math>K_p</math></b>	<b><math>\tau</math></b>	<b><math>\theta</math></b>
<b>Alfaro</b>		160,1600	94,8880
<b>Chen e Yang</b>		149,8000	111,2200
<b>Ho et al.</b>	6,8620	154,7700	104,7000
<b>Smith</b>		166,5000	95,0000
<b>Vitecková et al.</b>		148,7775	109,4890

TABELA 4.3 - Parâmetros da função de transferência para aumento da vazão de água no resfriador de gás para uma temperatura de evaporação de 13,12 °C (2º teste).

<b>Método</b>	<b><math>K_p</math></b>	<b><math>\tau</math></b>	<b><math>\theta</math></b>
<b>Alfaro</b>		173,8100	64,9580
<b>Chen e Yang</b>		165,2000	67,2800
<b>Ho et al.</b>	6,1581	186,2600	53,6000
<b>Smith</b>		165,0000	65,0000
<b>Vitecková et al.</b>		166,8300	64,2680

TABELA 4.4- Parâmetros da função de transferência para redução da vazão de água no resfriador de gás para uma temperatura de evaporação de 13,12 °C (2º teste).

<b>Método</b>	<b><math>K_p</math></b>	<b><math>\tau</math></b>	<b><math>\theta</math></b>
<b>Alfaro</b>		196,5600	111,4080
<b>Chen e Yang</b>		196,4000	116,8600
<b>Ho et al.</b>	7,6403	174,8700	118,7000
<b>Smith</b>		196,5000	115,5000
<b>Vitecková et al.</b>		183,0150	119,7940

#### 4.2.3 Avaliação das funções de transferências obtidas

Continuando com a metodologia exposta na seção 3.8, nesta seção são avaliadas a função de transferências obtidas de acordo com os cinco autores antes descritos, os GRA 4.7 ao 4.10 apresentam as respostas das funções de transferência quando são aplicadas as mesmas condições de vazão de água dos testes, fazendo uma comparação com os dados da bomba de calor. Nestes gráficos também é avaliada a resposta das funções de transferência obtidas quando são sujeitas a um degrau com as condições de vazão de água da outra mudança na vazão feito no mesmo teste como forma de validação da função de transferência. Para os GRA 4.7 e 4.8 o degrau de aumento de vazão é aplicado no tempo zero (de 1 para 1,4 L/min)

e o degrau de redução de vazão é aplicado no tempo igual a 716 segundos (de 1,4 pra 0,91), nos GRA 4.9 e 4.10 é feito o mesmo procedimento mas o segundo degrau na vazão é aplicado depois de transcorridos 1316 segundos em concordância com os testes experimentais.

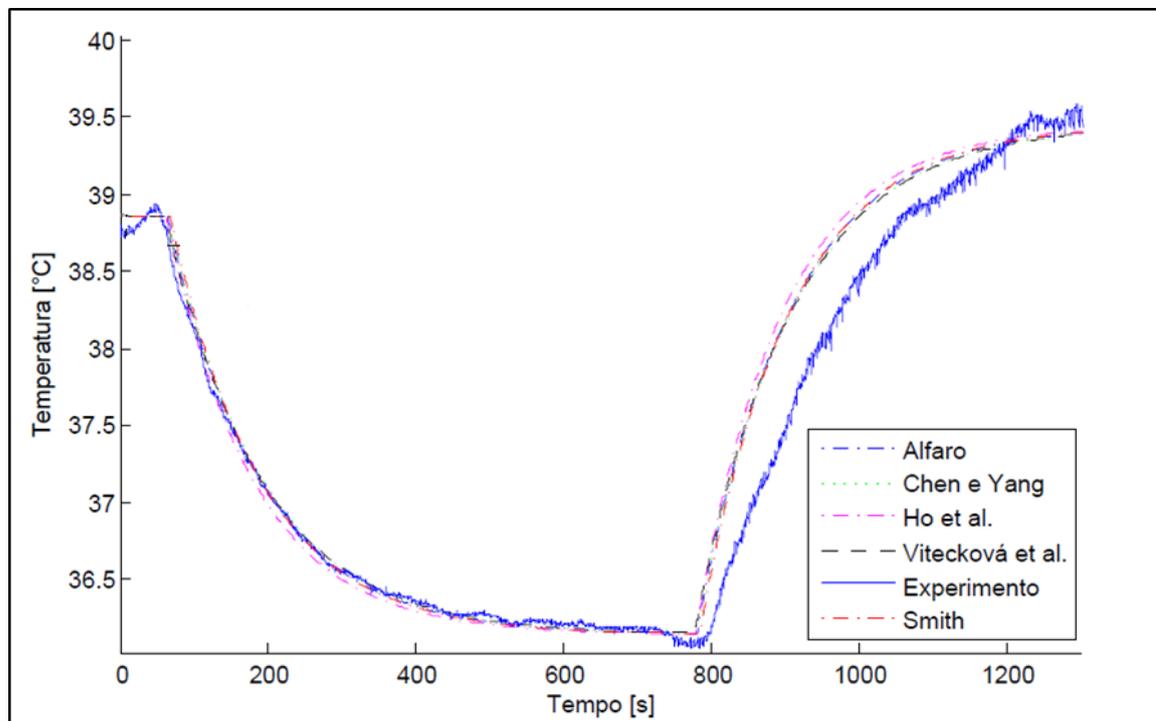


GRÁFICO 4.7 - Comparação dos métodos implementados para o cálculo da função de transferência com os dados da TAB. 4.1

Nas TAB 4.5 à 4.8 são apresentados os erros entre as funções de transferência identificadas e os dados experimentais. Também são mostrados os erros da mesma função de transferência quando é testada com as condições do outro degrau feito no mesmo teste como forma de validação. Os métodos de cálculo de erro foram discutidos na seção 3.8.5. O parâmetro “FIT [%] total” representa a porcentagem de similitude de cada função identificada quando é comparada com os dois degraus feitos experimentalmente em cada teste.

TABELA 4.5 - Resultados da análise dos métodos de erro para o GRA. 4.7

Método	Aumento na vazão			Redução na vazão			FIT [%] total
	F. Identificada			F. Validada			
	MSE	MAPE	FIT [%]	MSE	MAPE	FIT [%]	
<b>Alfaro</b>	1,7711	0,0951	94,1916	86,4670	0,8022	68,2756	81,4623
<b>Chen e Yang</b>	1,7682	0,0940	94,1964	<b>79,1816</b>	<b>0,7688</b>	<b>69,6415</b>	<b>82,2444</b>
<b>Ho et al.</b>	2,4404	0,1429	93,1819	113,0706	0,9133	63,7220	78,7901
<b>Smith</b>	2,8244	0,1146	92,6651	82,5586	0,7843	69,0008	81,7647
<b>Vitecková et al.</b>	<b>1,1995</b>	<b>0,0799</b>	<b>95,2199</b>	83,8886	0,7899	68,7521	81,7962

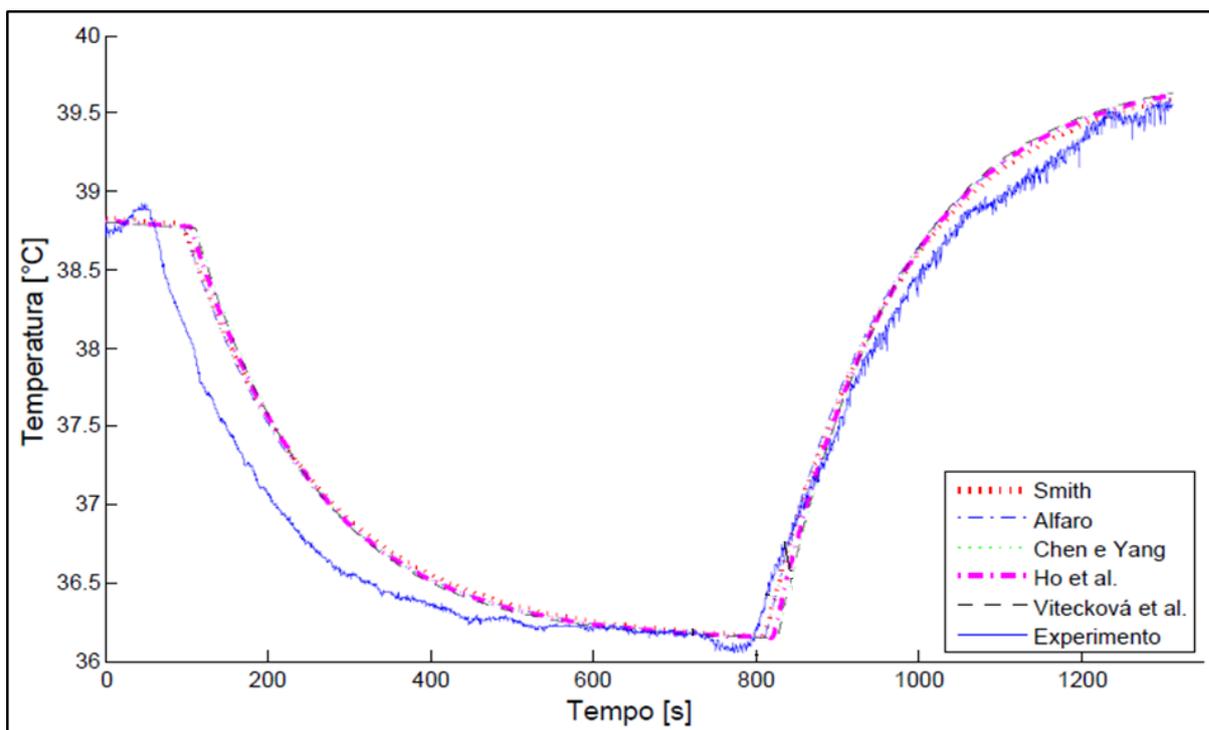


GRÁFICO 4.8 - Comparação dos métodos implementados para o cálculo da função de transferência com os dados da TAB. 4.2

TABELA 4.6 - Resultados da análise dos métodos de erro para o GRA. 4.8

Método	Aumento na vazão			Redução na vazão			FIT [%] total
	F. Validada			F. Identificada			
	MSE	MAPE	FIT [%]	MSE	MAPE	FIT [%]	
<b>Alfaro</b>	<b>61,0090</b>	<b>0,5923</b>	<b>65,9098</b>	14,5790	0,3603	86,9734	<b><u>82,8388</u></b>
<b>Chen e Yang</b>	82,5744	0,6456	60,3397	16,9949	0,3692	85,9358	80,3038
<b>Ho et al.</b>	74,1725	0,6303	62,4116	14,3784	0,3520	87,0633	81,4255
<b>Smith</b>	70,1766	0,6536	63,4381	<b>9,7067</b>	<b>0,2930</b>	<b>89,3707</b>	82,3579
<b>Vitecková et al.</b>	77,1415	0,6207	61,6666	18,0554	0,3889	85,5032	80,7410

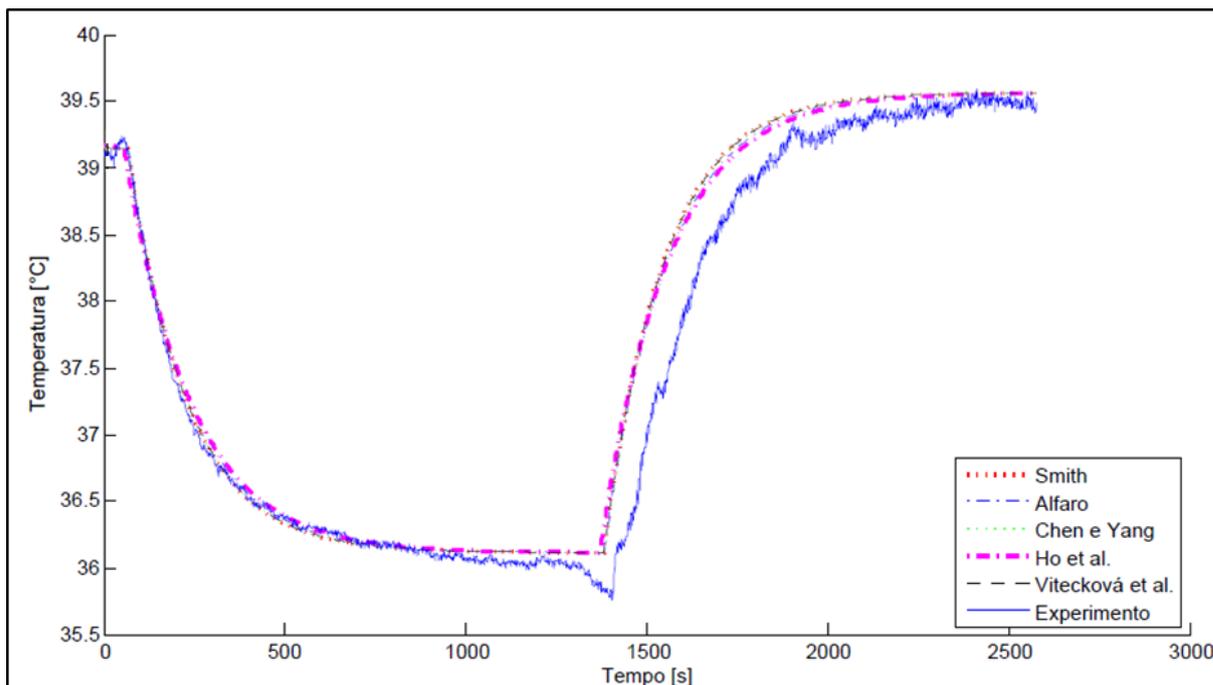


GRÁFICO 4.9 - Comparação dos métodos implementados para o cálculo da função de transferência com os dados da TAB. 4.3

TABELA 4.7 - Resultados da análise dos métodos de erro para o GRA. 4.9

Método	Aumento na vazão			Redução na vazão			FIT [%] total
	F. Identificada			F. Validada			
	MSE	MAPE	FIT [%]	MSE	MAPE	FIT [%]	
<b>Alfaro</b>	5,8914	0,1467	92,2966	<b>213,6968</b>	<b>0,3981</b>	<b>65,1623</b>	<b><u>83,3057</u></b>
<b>Chen e Yang</b>	4,6124	0,1371	93,1838	235,2090	0,4199	63,4509	82,5535
<b>Ho et al.</b>	8,8009	0,1596	91,7233	223,3752	0,3960	64,3822	82,9079
<b>Smith</b>	<b>4,0541</b>	<b>0,1287</b>	<b>93,6097</b>	246,9787	0,4286	62,5476	82,1504
<b>Vitecková et al.</b>	4,0949	0,1279	93,5776	243,5924	0,4250	62,8052	82,2697

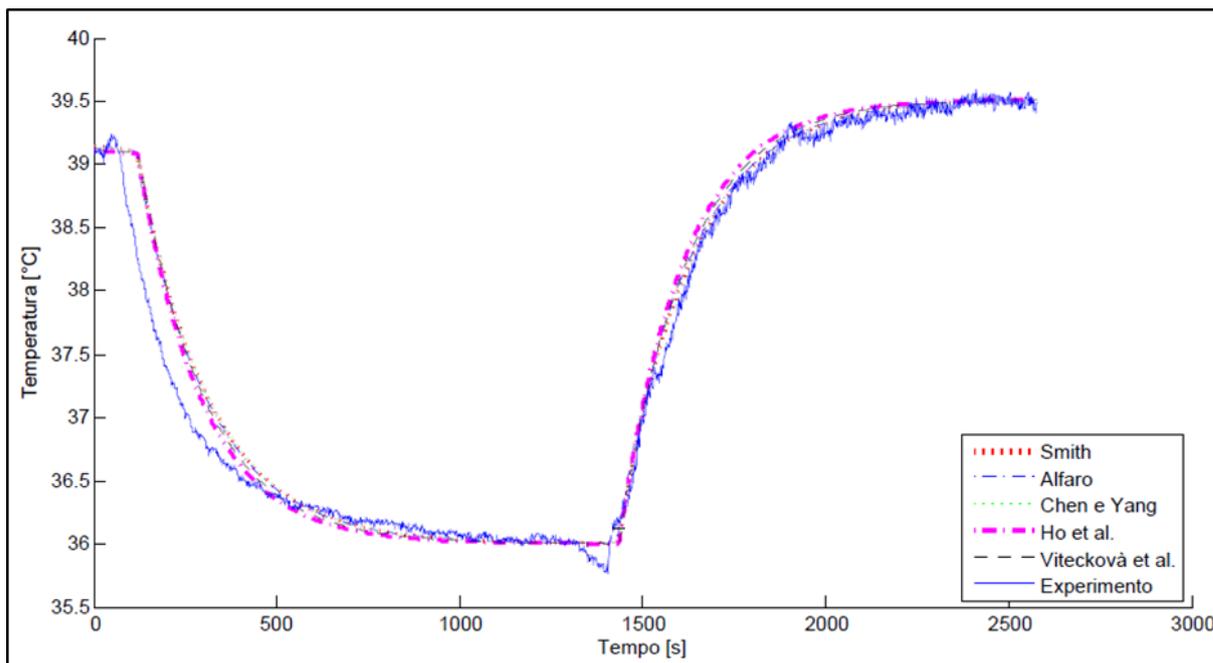


GRÁFICO 4.10 - Comparação dos métodos implementados para o cálculo da função de transferência com os dados da TAB. 4.4

TABELA 4.8 - Resultados da análise dos métodos de erro para o GRA. 4.10

Método	Aumento na vazão			Redução na vazão			FIT [%] total
	F. Validada			F. Identificada			
	MSE	MAPE	FIT [%]	MSE	MAPE	FIT [%]	
<b>Alfaro</b>	85,5695	0,4097	70,6414	11,7309	0,0942	91,8376	<b>88,8872</b>
<b>Chen e Yang</b>	102,5786	0,4413	67,8557	<b>8,0728</b>	<b>0,0780</b>	<b>93,2289</b>	88,1493
<b>Ho et al.</b>	<b>76,2245</b>	<b>0,3912</b>	<b>72,2909</b>	23,6129	0,1404	88,4196	88,7433
<b>Smith</b>	96,4502	0,4301	68,8307	9,2206	0,0836	92,7635	88,4191
<b>Vitecková et al.</b>	88,3819	0,4129	70,1629	14,9671	0,1114	90,7803	88,5470

#### 4.2.4 Resultado da identificação do sistema.

De acordo com os dados obtidos pelos métodos de avaliação, foi escolhida para representar o sistema da bomba de calor para todo o primeiro teste a função de transferência encontrada pelo método de ALFARO (2011) para o degrau de redução na vazão. Fazendo uma comparação entre o melhor FIT [%] total obtido com os dois degraus no mesmo teste este é maior para a função de transferência identificada com o degrau de redução de vazão. Aplicando o mesmo critério, a função de transferência que representará todo o segundo teste será a função de transferência achada com o método de ALFARO (2011) para o degrau de redução na vazão.

O GRA 4.11 resume o comportamento da constante de ganho, a constante de tempo e a constante de retardo da bomba de calor com as variações na temperatura de evaporação.

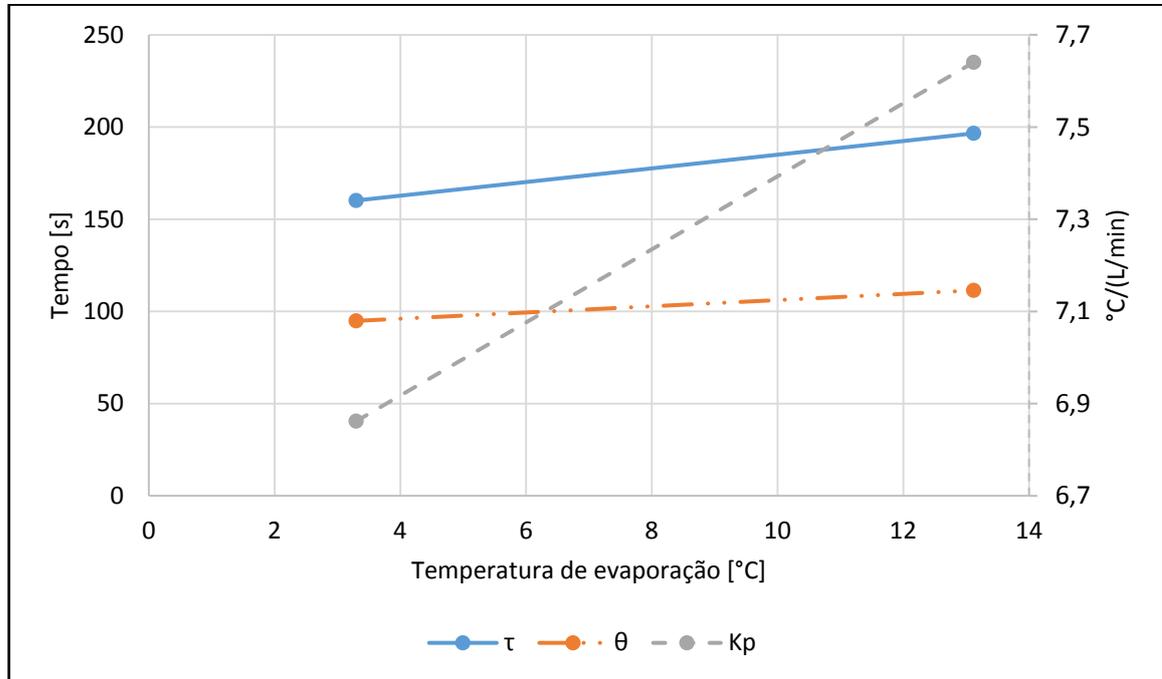


GRÁFICO 4.11 - Comportamento do ganho e das constantes de tempo com a temperatura de evaporação da bomba de calor

Ainda com a limitação de ter só dois pontos, deste gráfico é possível concluir que com uma maior temperatura de evaporação a tendência da constante de ganho, a constante de tempo e o tempo de retardo é de aumentar. O fato das variações das constantes de tempo acompanharem o aumento na constante de ganho é um fenômeno já observado em outros trabalhos de identificação de sistemas como Maia (2005), sendo esta similitude um fator para validar esta conclusão.

### 4.3 Controle do sistema da bomba de calor

Nesta seção são apresentadas as constantes do controlador calculadas partindo das correlações propostas por autores distintos, que foram discutidas na TAB 3.11. Os controladores são calculados a partir da função de transferência identificada para o teste que foi feito no sol (2º teste) uma vez que neste teste foram observadas as condições climáticas nas quais espera-se que a bomba de calor opere na maior parte do tempo. Os resultados destes parâmetros são resumidos na TAB. 4.9.

TABELA 4.9 - Parâmetros do controlador PID calculados a partir do sistema identificado

Método	$K_c$	$K_I = K_c/\tau_I$	$K_D = K_c \cdot \tau_D$
Ziegler & Nichols	0,2771	0,0012	15,4360
Chien, Hrones & Reswick– 0%	0,1386	$7,04 \times 10^{-4}$	7,7180
Chien, Hrones & Reswick– 20%	0,2194	$5,19 \times 10^{-4}$	7,3167
Cohen & Coon	0,1316	$5,85 \times 10^{-4}$	4,8345
ITAE - servo	0,2046	$7,42 \times 10^{-4}$	7,3111
ITAE - regulatórias	0,3041	0,0020	12,9436
IMC	0,2280	$9,03 \times 10^{-4}$	9,8949

Para testar cada sistema de controle calculado foi elaborado um diagrama de simulação do sistema em malha fechada no software Simulink ® como é indicado na FIG. 4.1. O desempenho dos controladores foi testado para mudanças no set-point de 43 °C para 40 °C em um tempo igual a 1000 segundos e também para quando é aplicado um distúrbio na saída do controlador de 0,5 L/min aos 2500 segundos. Na saída do bloco do controlador foi colocado um bloco de saturação para limitar a ação do controlador e torná-la mais condizente com os valores reais da vazão da água do protótipo. Para estas simulações os limites foram estabelecidos para a vazão mínima em zero e vazão máxima em 4 L/min. Uma vez que a dinâmica do sensor é muito mais rápida que a dinâmica da planta, a função de transferência do sensor foi considerada como sendo um ganho unitário nas simulações realizadas.

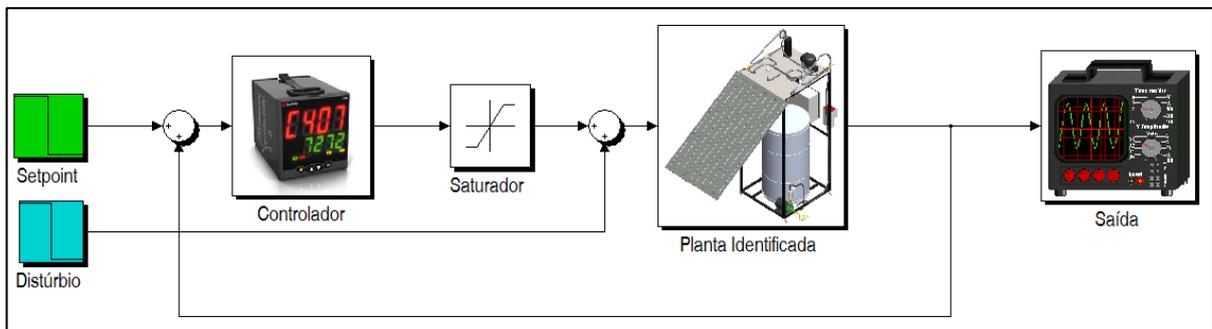


FIGURA 4.1 - Laço de controle implementado para testar os controladores

O GRA. 4.12 apresenta a resposta da planta identificada para uma temperatura de evaporação de 13,12 °C, quando os sete diferentes controladores estão agindo sobre a planta. Neste gráfico é observado o comportamento estimado que teria a temperatura da saída da

água com os diferentes controladores, como é observada a resposta dos controladores sintonizados com os métodos Ziegler & Nichols e ITAE – regulatórias são as respostas com mais variações e as que apresentam o maior sobre impulso. De uma forma geral é comprovado que todos os sete controladores conseguem estabilizar e manter a temperatura da água nos níveis desejado.

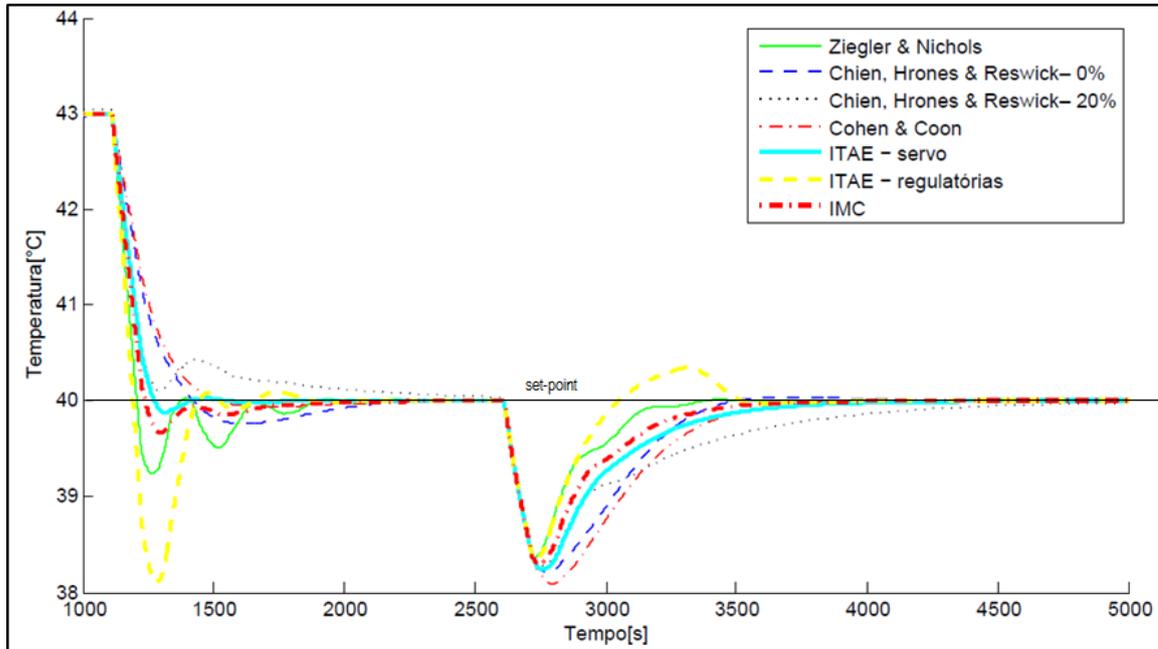


GRÁFICO 4.12 - Resposta da temperatura na planta com os controladores a mudança no set-point e um distúrbio no sinal de controle

O GRA.4.13 apresenta o sinal de erro entre o set-point e a saída da planta quando os sete distintos controladores estão agindo sobre o sistema.

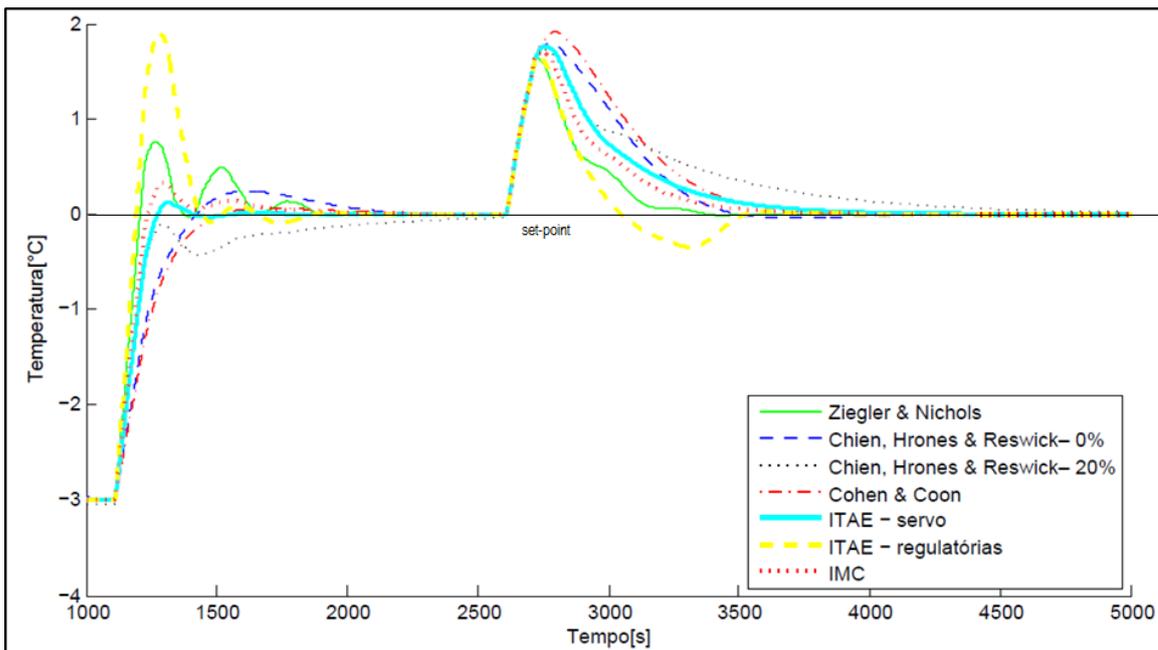


GRÁFICO 4.13 - Resposta do erro dos controladores a mudança no set-point e um distúrbio no sinal de controle

No GRA 4.13 é observado como os controladores que tem um menor tempo para levar o erro perto de zero são os que apresentam uma resposta mais fluante (Ziegler & Nichols, ITAE – regulatórias e IMC) enquanto os controladores que apresentam um maior tempo em levar o erro para perto de zero são mais estáveis (Chien, Hrones & Reswick– 0%, Chien, Hrones & Reswick– 20% e Cohen & Coon).

O GRA 4.14 mostra o comportamento do sinal de controle que os diferentes atuadores fornecem para manter o sistema nas condições determinadas pelo set-point.

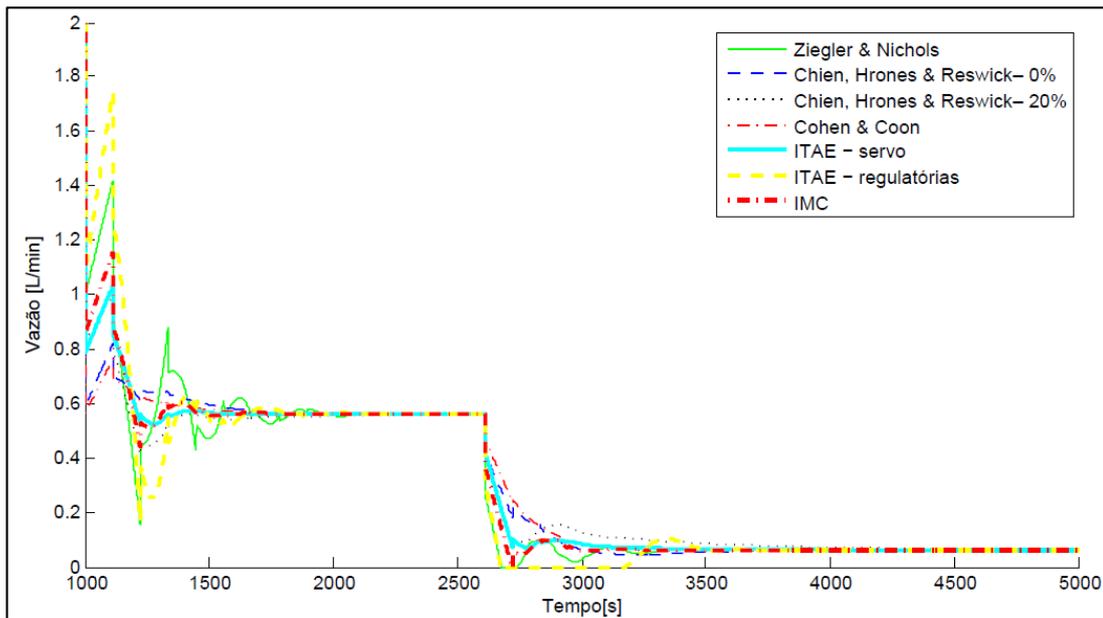


GRÁFICO 4.14 - Ação dos controladores a mudança no set-point e um distúrbio no sinal de controle

No GRA 4.14 é achada a razão da forma irregular na resposta do sistema sintonizado pelos métodos de Ziegler & Nichols e ITAE – regulatórias quando é feito o distúrbio aos 2500 s. Esta forma irregular é produto da ação do saturador que limita o transitório do sinal de controle impedindo uma vazão menor que zero, o que modifica o comportamento destes controladores e a temperatura da água.

Os parâmetros avaliados para determinar o melhor controlador foram apresentados na secção 3.9.2. A TAB 4.10 resume os dados obtidos por uma rotina feita em Matlab® que tomou como partida o comportamento de cada controlador testado no laço de controle apresentado na FIG 4.1. O parâmetro CG (Classificação Geral) classificou os métodos testados em uma escala de 1 a 7, sendo 1 o controlador que apresentou melhores características. Para determinar este parâmetro foi assignado pesos iguais a cada índice de qualidade, foi feita uma classificação onde o melhor método de sintonização para esse índice adquiriu um valor de 1 e o pior um 7 e por último foi feito a somatória dos valores que ganharam cada método de sintonização.

ABELA 4.10 - Parâmetros de qualidade dos diferentes métodos quando é feito uma mudança no set-point

Método	$e_{\infty}$	IE	IAE	ITAE	tA	tS	MD	RMSU	CG
Ziegler & Nichols	$-3,9 \times 10^{-3}$	-316,5	643,4	$1,1 \times 10^5$	313	77	1,9	19,85	3
Chien, Hrones & Reswick– 0%	$-5,6 \times 10^{-3}$	-553,8	765,0	$1,6 \times 10^5$	304	215	0,6	20,53	7
Chien, Hrones & Reswick– 20%	$46,2 \times 10^{-3}$	-758,8	758,8	$2,0 \times 10^5$	227	221	<b>0</b>	20,12	6
Cohen & Coon	$2,6 \times 10^{-3}$	-669,9	728,1	$1,2 \times 10^5$	325	241	0,15	20,56	5
ITAE - servo	$3,6 \times 10^{-4}$	-530,2	<b>556,2</b>	<b><math>5,9 \times 10^4</math></b>	225	116	0,3	20,19	<b><u>1</u></b>
ITAE - regulatórias	<b><math>-5,2 \times 10^{-6}</math></b>	<b>-199,6</b>	750,2	$1,3 \times 10^5$	389	<b>65</b>	4,7	<b>19,69</b>	4
IMC	$1,4 \times 10^{-3}$	-434,8	588,4	$8,6 \times 10^4$	<b>211</b>	96	0,8	20,07	2

De acordo com os GRA 4.13 à 4.15 e a TAB 4.10, o controlador que apresentou a melhor resposta para o sistema da bomba de calor quando foram feitas mudanças no set-point é o controlador construído a partir do método de ITAE – servo.

Com os gráficos GRA 4.13 à 4.15 e a TAB 4.11, é possível concluir que, para um distúrbio na entrada do processo a melhor sintonia é feita como o método de ITAE – regulatórias e em terceiro lugar a sintonia feita com o método de ITAE – servo. De acordo com as conclusões previamente mencionadas, o melhor controlador para o sistema é o controlador sintonizado pelo método de ITAE – servo porque ele apresenta as melhores características quando são feitas mudanças no set-point que serão as mudanças mais frequentes no sistema e também apresenta boa rejeição aos distúrbios.

Com o objetivo de se avaliar a robustez do controlador proposto foram feitas mudanças nos parâmetros da planta (+-20%). Mantendo a sintonia calculada para o sistema original, foram realizadas novas simulações e a resposta obtida neste processo foi avaliada. Com este procedimento foi estudada a capacidade do controlador em regular o sistema mesmo se ele tiver sido projetado a partir de dados que diferiam do sistema físico seja por um erro na identificação da função de transferência ou por uma mudança na dinâmica do sistema devido a, por exemplo, um desgaste da bomba. Os GRA 4.15, 4.16 e 4.17 apresentam os resultados destas simulações.

TABELA 4.11 - Parâmetros de qualidade dos diferentes métodos quando é feito um distúrbio

Método	$e_{\infty}$	IE	IAE	ITAE	tA	MD	RMSU	CG
Ziegler & Nichols	$5,59 \times 10^{-6}$	401,9	<b>408,1</b>	<b><math>1,3 \times 10^5</math></b>	470	<b>0</b>	0,44	2
Chien, Hrones & Reswick– 0%	$2,8 \times 10^{-4}$	707,4	744,5	$3,1 \times 10^5$	673	0,1	0,22	7
Chien, Hrones & Reswick– 20%	$20,2 \times 10^{-3}$	927,9	937,3	$6,0 \times 10^5$	819	<b>0</b>	0,22	6
Cohen & Coon	$-4,8 \times 10^{-5}$	854,7	855,1	$3,8 \times 10^5$	731	<b>0</b>	<b>0,14</b>	5
ITAE - servo	$2,80 \times 10^{-5}$	673,5	673,5	$3,0 \times 10^5$	623	<b>0</b>	0,22	3
ITAE - regulatórias	<b><math>-1,9 \times 10^{-6}</math></b>	<b>252,4</b>	445,9	$1,8 \times 10^5$	<b>412</b>	0,8	0,37	<b><u>1</u></b>
IMC	$4,99 \times 10^{-4}$	553,5	553,5	$2,2 \times 10^5$	569	<b>0</b>	0,30	4

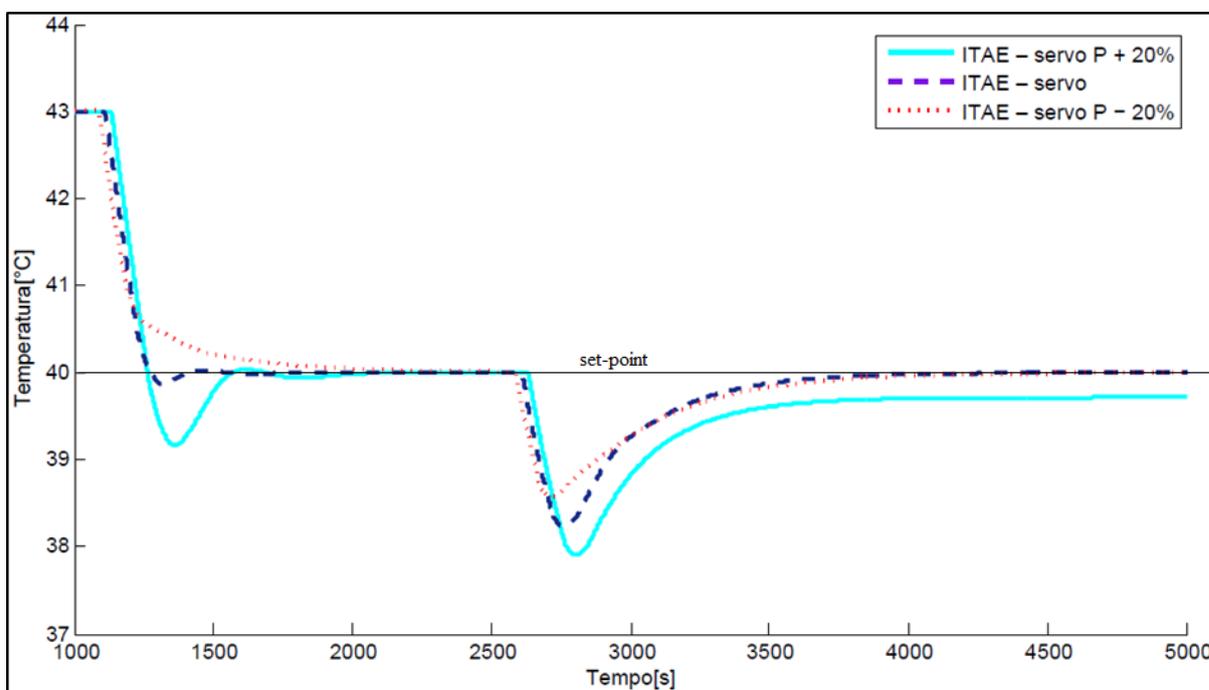


GRÁFICO 4.15 - Resposta da temperatura da água com diferentes plantas a mudança no set-point e um distúrbio no sinal de controle

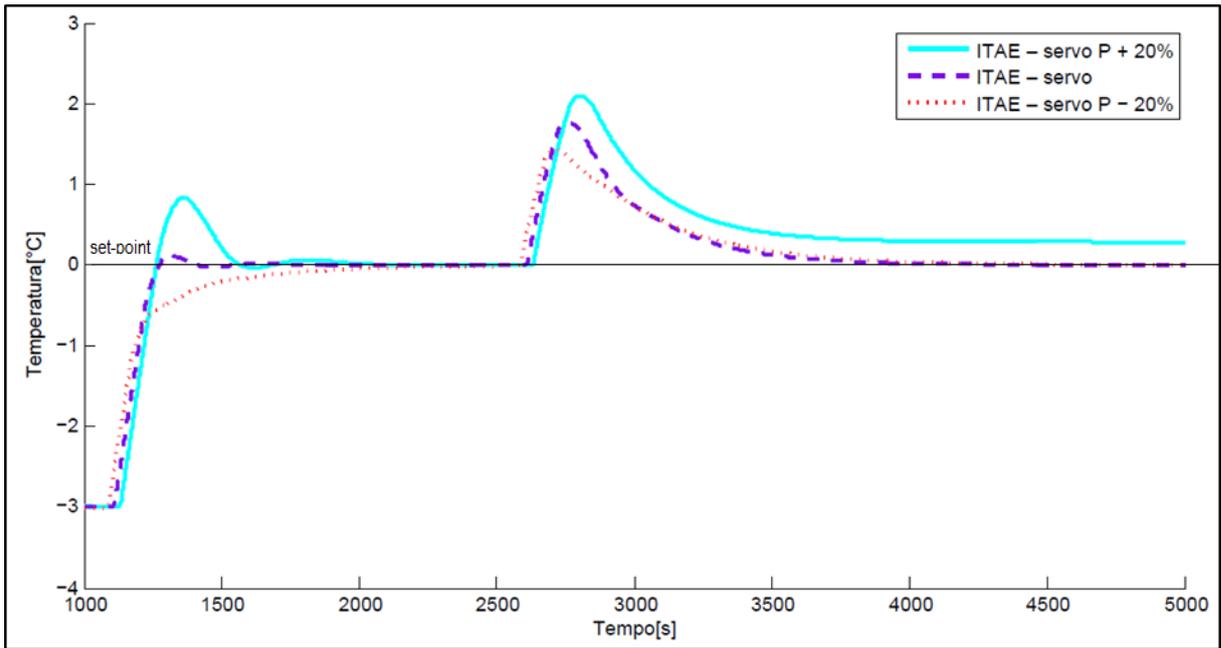


GRÁFICO 4.16 - Resposta do erro do controlador com diferentes plantas a mudança no set-point e um distúrbio no sinal de controle

O GRA. 4.15 apresenta o comportamento da temperatura de saída do sistema quando é feita uma mudança no set-point e também um distúrbio para a planta identificada, a planta com 20% a menos em todos os parâmetros da função de transferência e a planta com 20% a mais, o GRA, 4.16 e 4.17 representam o erro e o comportamento do sinal de controle respectivamente para a mesmas condições.

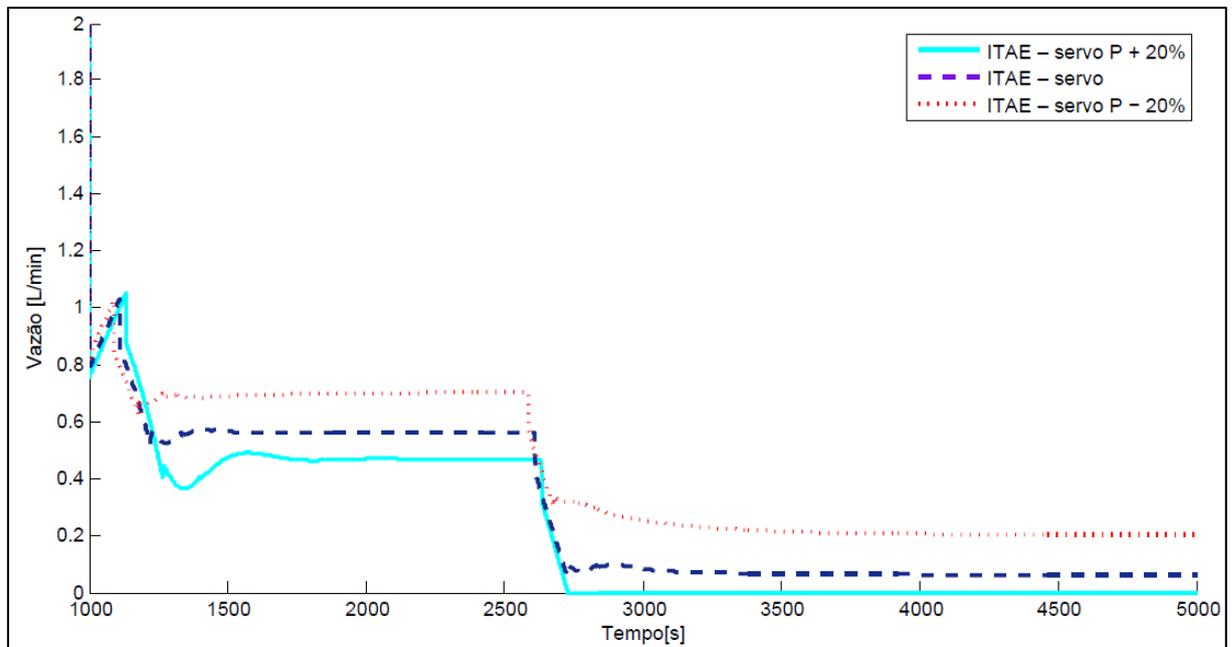


GRÁFICO 4.17 - Ação do controlador com diferentes plantas a mudança no set-point e um distúrbio no sinal de controle

O fato do controlador selecionado não conseguir voltar o sistema perto do set-point quando é feito o distúrbio na saída do controlador com o sistema modificado em um

20% a mais em todos seus parâmetros como é observado nos GRA 4.15 e 4.16 é explicado porque nessas condições com planta modificada o distúrbio de 0,5 L/min já produz uma temperatura menor do que a desejada. Como é possível apreciar no GRA 4.17 o controlador envia a variável manipulada para um valor de zero (mínimo valor do saturador) em uma tentativa de retornar a variável para o set-point. Para esta condição de planta e distúrbio nenhum controlador poderia voltar o sistema pra as condições desejadas.

A TAB 4.12 reúne os parâmetros de qualidade para as funções de transferência identifica e suas duas variações para testar o controlador selecionado às variações no sistema físico da bomba de calor.

TABELA 4.12 - Parâmetros de qualidade para a planta identifica e suas duas variações como 20% a mais e 20% a menos em todos os parâmetros

Índice de qualidade	Variação do set-póint			Distúrbio		
	ITAE – servo P – 20%	ITAE - servo	ITAE – servo P +20%	ITAE – servo P – 20%	ITAE - servo	ITAE – servo P +20%
$e_{\infty}$	$10,6 \times 10^{-4}$	$3,6 \times 10^{-4}$	$18 \times 10^{-4}$	$2,0 \times 10^{-3}$	$4,99 \times 10^{-4}$	0,28
IE	-665,8	-530,2	-441,33	669,3	673,5	$1,32 \times 10^3$
IAE	665,8	556,2	753,17	671,02	673,5	$1,32 \times 10^3$
ITAE	$1,32 \times 10^5$	$5,9 \times 10^4$	$1,32 \times 10^5$	$3,32 \times 10^5$	$3,0 \times 10^5$	$1,19 \times 10^6$
tA	294	225	448	633	623	837
tS	308	116	104	-	-	-
MD	0	0,3	2,08	0	0	0
RMSU	20,04	20,19	20,29	0,27	0,22	0,21

Com a finalidade de testar o controlador em todas as condições foi feito um novo teste com um distúrbio menor. Desta vez o distúrbio foi de 0,35 L/min na entrada do sistema, e o GRA 4.18 apresenta a resposta da temperatura da saída da água quando é feito o distúrbio num tempo de 2500 segundos. Nestas condições é possível apreciar que o controlador consegue retornar o sistema para a temperatura desejada do set-point ainda quando a planta estava com 20% a mais em todos seus parâmetros.

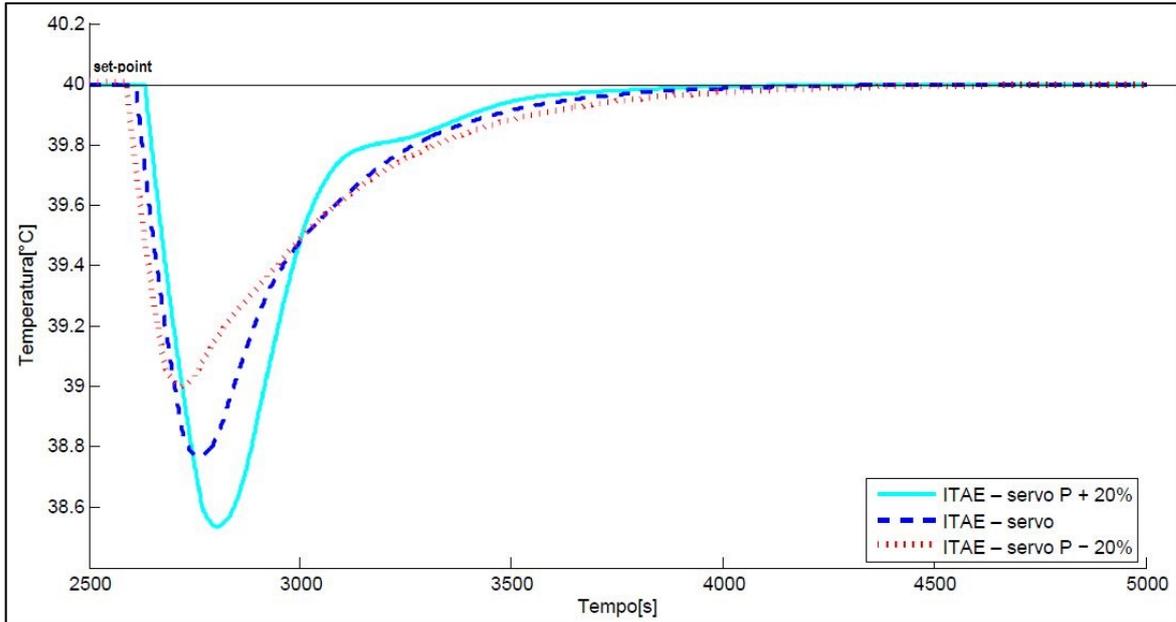


GRÁFICO 4.18 - Resposta da temperatura da água para o teste de robustez com um distúrbio de 0.35 L/min com as diferentes plantas

O GRA 4.18 apresenta o comportamento do erro da temperatura de saída da água quando o controlador atua no sistema no controle do distúrbio. Neste gráfico é observado que o maior sobressalto no erro é apresentado quando a planta foi modificada para ter todos seus parâmetros 20% maiores. Também é observado que com uma redução nos parâmetros do sistema de 20% o controlador consegue diminuir o sobre salto mas também aumenta o tempo para voltar a temperatura para valor do set-point quando é comparado com o sistema original.

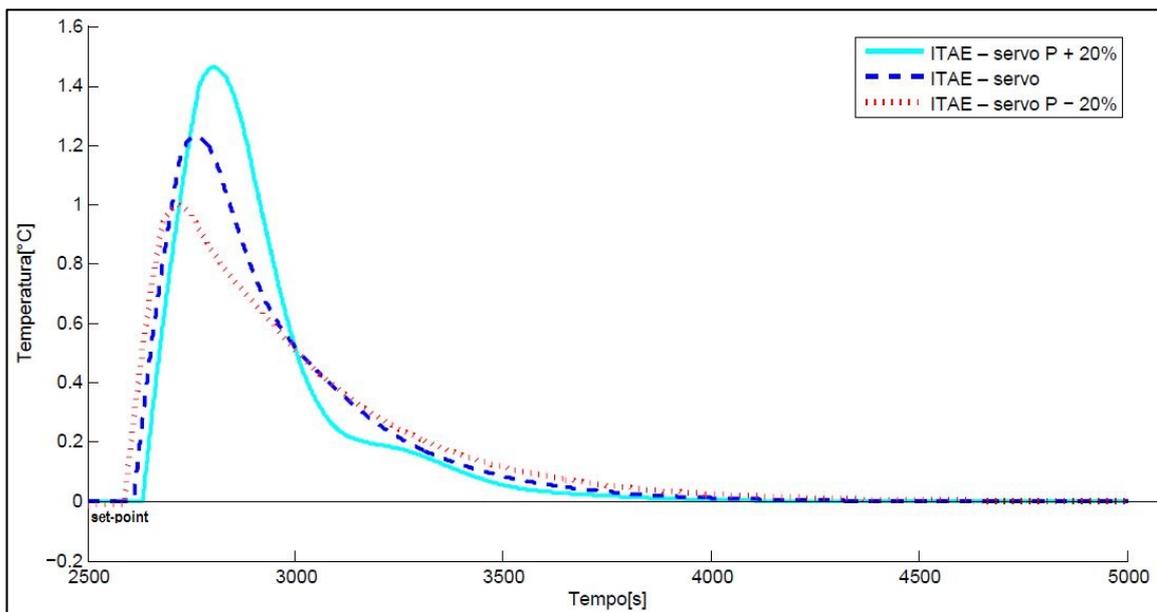


GRÁFICO 4.19 - Resposta do erro do controlador para o teste de robustez com um distúrbio de 0.35 L/min com as diferentes plantas

No GRA 4.20 é apresentado a modificação da vazão do controlador para controlar o sistema depois de feito o distúrbio. Diferentemente do anterior teste de robustez, neste teste a vazão do distúrbio permite que o controlador atue sobre o sistema sem chegar a um ponto de saturação, o que permite observar que ele tem a capacidade de controlar o sistema, ainda quando este sistema esteja muito afastado das condições para as quais o controlador foi sintonizado.

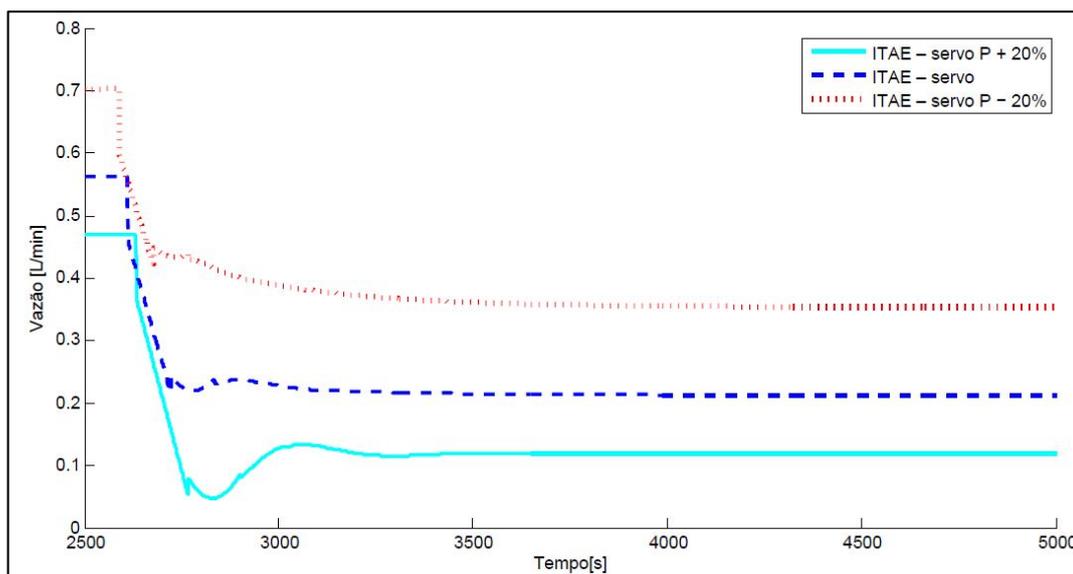


GRÁFICO 4.20 - Ação do controlador para o teste de robustez com um distúrbio de 0.35 L/min com as diferentes plantas

Na TAB 4.13 são resumidos os valores de cada índice de qualidade obtidos nas simulações feitas para as diferentes plantas.

TABELA 4.13 - Parâmetros de qualidade para um distúrbio de 0,35 L/ min para a planta identifica e suas dois variações como 20% a mais e 20% a menos em todos os parâmetros

Índice de qualidade	Distúrbio		
	ITAE – servo P – 20%	ITAE - servo	ITAE – servo P +20%
<b>e<sub>∞</sub></b>	1,4x10 <sup>-3</sup>	3,49x10 <sup>-4</sup>	9 x10 <sup>-5</sup>
<b>IE</b>	467,47	471.50	471.90
<b>IAE</b>	469,15	471.50	471.90
<b>ITAE</b>	2.32x10 <sup>5</sup>	2,41x10 <sup>5</sup>	2 x10 <sup>5</sup>
<b>t<sub>A</sub></b>	510	509	505
<b>t<sub>S</sub></b>	-	-	-
<b>MD</b>	0	0	0
<b>RMSU</b>	0,19	0,15	0.16

Uma das características dos erros e tempos de resposta achados nesta simulação é que são menores do que os achados na TAB 4.12 pois desta vez o distúrbio foi diminuído em 30%. Por esta razão, para o controlador é muito mais fácil voltar o sistema nas condições desejadas.

#### **4.4 Conclusões**

Neste capítulo foram apresentados os gráficos e tabelas com os resultados obtidos aplicando as metodologias de identificação. Foi analisado o comportamento das temperaturas do ciclo da bomba de calor enquanto foram feitos os testes. A partir da análise destes dados, é possível verificar que depois do sistema atingir o estado estável as temperaturas do ciclo de compressão de vapor permanecem constantes e não são apreciavelmente afetadas pelas variações na vazão da água.

Com a implementação e posterior comparação dos diferentes métodos de avaliação das funções de transferência foi possível selecionar o método de Alfaro (2011) como a função que melhor representa o sistema com uma qualidade elevada (superior a 80% de similitude com os dados obtidos dos testes experimentais).

Neste capítulo foi também feita uma análise dos sete diferentes métodos para sintonizar o controlador. Utilizando os parâmetros de qualidade discutidos neste trabalho foi concluído que para as características da bomba de calor o método de ITAE – servo é o indicado para controlar o sistema.

Por fim, neste capítulo foi feito um teste de robustez do controlador selecionado com a função de transferência modificada, e com este teste foi possível concluir que o controlador consegue estabilizar o sistema ainda nestas condições.

## 5. CONCLUSÕES

Neste trabalho, identificou-se um modelo matemático com uma porcentagem de similitude superior a 80% a partir de um estudo de dados experimental para simular, testar e avaliar o comportamento dinâmico da temperatura de saída de uma bomba de calor com evaporador solar para aquecimento de água residencial que utiliza o CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante com um sistema de controle na vazão de entrada da água tipo PID.

Uma das principais contribuições deste trabalho foi demonstrar que é possível controlar a variabilidade da temperatura da água da bomba de calor com um controle na vazão da água, pois esta característica de controle aumentará a eficiência do sistema e o conforto do usuário. A utilização de tabelas e gráficos foi implementada para realizar uma comparação objetiva dos diferentes métodos para a determinação dos parâmetros da função de transferência e as diferentes metodologias de sintonia expostas neste trabalho. Destas comparações é importante ressaltar que:

- a) Quando o protótipo de bomba de calor trabalha sob condições climáticas constantes, as temperaturas do ciclo de refrigeração não são afetadas significativamente com as variações de tipo degrau feitas na vazão da água que entra no resfriador de gás.
- b) Depois de realizar a análise comparativa entre os cinco métodos para determinar os parâmetros da função de transferência que represente a bomba de calor, é possível concluir que o melhor método para identificar este sistema é o método de Alfaro (2011), seguido por Ho et al. (1995), depois Viteckova et al. (2000) depois Chen Yang (2000) e, finalmente, o método de Smith (1972).
- c) Na identificação dos parâmetros da função de transferência que representa cada um dos testes com seus dois degraus na vazão, a qualidade da identificação foi sempre melhor quando era identificado o degrau de redução da vazão.
- d) Em uma análise das respostas dos cinco métodos para determinar a função de transferência é possível perceber que a dinâmica do sistema é diferente quando são feitos aumentos ou reduções do tipo degrau na vazão, pois quando são feitos degraus de aumento de vazão o sistema apresenta uma resposta mais veloz do que quando são feitos degraus de redução na vazão da água. Isto pode ser explicado pela modificação do coeficiente de transferência de calor por parte da vazão da água no resfriador de gás.

- e) A melhor ferramenta utilizada neste trabalho na seleção do melhor método de identificação dos parâmetros da função de transferência que representa o sistema foi o método do FIT, este método permitiu ter uma comparação clara, quantitativa e percentual de quanto as curvas de resposta dos diferentes métodos coincidem com os dados experimentais obtidos do protótipo.
- f) A implementação do saturador no laço de controle permitiu delimitar a ação do controle aos parâmetros físicos reais da bomba de calor, sem isto os dados obtidos com as simulações perderiam validade e exatidão quando os parâmetros do controlador fossem testados no mundo real.
- g) Depois de realizar a análise dos parâmetros de qualidade com os sete controladores estudados neste trabalho é possível concluir que a sequência de melhor a pior controlador para este sistema quando são feitas mudanças no set-point é a seguinte: ITAE – servo, IMC, Ziegler & Nichols, ITAE – regulatórias, Cohen & Coon, Chien, Hrones & Reswick– 20% e, por último, Chien, Hrones & Reswick– 0%.
- h) Comparando o parâmetro RMSU com o gráfico de sinal de saída do controlador pode parecer, a primeira vista, que existe uma discordância entre eles, mas o fato do sistema sintonizado com os métodos de Ziegler & Nichols e ITAE – regulatórias, que no GRA 4.14 são claramente oscilatórios ter um baixo RMSU, é explicado porque nos primeiros segundos do distúrbio a ação do controlador com estes métodos é menor em magnitude do que com os outros métodos de sintonização e porque o parâmetro RMSU enfatiza os erros quando são maiores em magnitude em relação a quando são constantes no tempo mas com pouca magnitude.
- i) Como a implementação do controle é possível diminuir o tempo de estabilização do sistema, este fato pode ser apreciado comparando os gráficos do teste sem o controlador GRA 4.10, onde para diminuir 3 °C demora-se aproximadamente 1000 segundos, com o sistema controlado no GRA 4.12 que faz é feita a mesma mudança em aproximadamente 166 segundo quando é utilizado o controlador sintonizado com o método de ITAE – servo.
- j) O controlador sintonizado com o método de ITAE – servo foi testado com êxito em condições de mudança da função de transferência, simulando uma deteriorização das características físicas da bomba de calor, comprovando assim a robustez do controlador projetado.
- k) No teste de robustez do controlador para o distúrbio na saída do controlador este não conseguiu retornar a temperatura de saída do sistema modificado em 20% a mais em

todos seus parâmetros para um valor perto do set-point, porque nessas condições de planta modificada o distúrbio de 0,5 L/min já produz uma temperatura menor que a desejada. Como é possível observar no GRA 4.17 o controlador envia a variável manipulada para um valor de zero (mínimo valor do saturador) em uma tentativa de retornar a variável para o set-point.

### 5.1 Trabalhos futuros

Com base nos conhecimentos neste trabalho apresentados, espera-se que sirva como ponto de partida para o desenvolvimento de trabalhos futuros envolvendo a bomba de calor;

- a) Implementar e testar o controle da temperatura de saída da água projetado neste trabalho.
- b) Desenvolver uma metodologia para determinar a quantidade em massa de CO<sub>2</sub> que é colocada dentro do circuito de refrigeração da bomba de calor.
- c) Desenvolver um modelo matemático para determinar a quantidade ótima de CO<sub>2</sub> que deve ser colocada no protótipo para obter a máxima eficiência da bomba de calor.
- d) Projetar e instalar no protótipo um sistema separador de óleo que redirecione o óleo na linha para o carter do compressor, impedindo com isto que o compressor trabalhe sem óleo.
- e) Instalar no protótipo da bomba de calor um sensor para a vazão mássica de CO<sub>2</sub> de tipo coriolis.
- f) Instalar no protótipo da bomba de calor sensores de pressão independentes para cada um dos pontos importantes do ciclo de refrigeração.
- g) Substituir o compressor atual por um compressor comercial com facilidade de substituição de peças, caso curra defeitos, permita continuar com as pesquisas no protótipo.
- h) Fazer um estudo da viabilidade econômica e taxa de retorno do investimento para um sistema de aquecimento de água residencial com a bomba de calor.
- i) Projetar e desenvolver um sistema automático para o controle do grau de superaquecimento na bomba de calor.

## BIBLIOGRAFIA

- AGUIRRE, L. A. **Introdução à identificação de sistemas–Técnicas lineares e não-lineares aplicadas a sistemas reais.** editora UFMG, 2004. ISBN 8570415842.
- ALFARO, V. Identificación de procesos sobreamortiguados utilizando técnicas de lazo abierto. **Revista Ingeniería**, v. 11, n. 1-2, 2011. ISSN 2215-2652.
- ANG, K. H.; CHONG, G.; LI, Y. PID control system analysis, design, and technology. **Control Systems Technology, IEEE Transactions on**, v. 13, n. 4, p. 559-576, 2005. ISSN 1063-6536.
- ARMSTRONG, J. S.; COLLOPY, F. Error measures for generalizing about forecasting methods: Empirical comparisons. **International journal of forecasting**, v. 8, n. 1, p. 69-80, 1992. ISSN 0169-2070.
- ARÁNTGUI, J. **Control de Procesos.** 2010.
- AXAOPOULOS, P.; PANAGAKIS, P.; KYRITSIS, S. Experimental comparison of a solar-assisted heat pump vs. a conventional thermosyphon solar system. **Int. J. Energy Res.**, v. 22, n. 13, p. 1107-1120, 1998. ISSN 0363-907X.
- BALDASSIN JR, R. et al. **A viabilidade econômica da aplicação de bombas de calor no aquecimento de piscinas.** São Paulo, Brasil: Anais do X Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação, Aquecimento e Tratamento do Ar: 311-323 p. 2007.
- BANDARRA FILHO, D. E. P. Tendências do Uso de Fluidos Refrigerantes Alternativos em Sistemas de Ar Condicionado Automotivo. **Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado - Artigos Técnicos** 2011.
- BOIKO, I. Design of non-parametric process-specific optimal tuning rules for PID control of flow loops. **Journal of the Franklin Institute**, v. 351, n. 2, p. 964-985, 2014. ISSN 0016-0032.
- CAON, J. R. **Controladores PID Industriais com Sintonia Automática por Realimentação a Relé.** 1999. Universidade de São Paulo
- CASTILLA ALVAREZ, C. E. et al. **ANALISE DO COMPORTAMENTO DA TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA EM UMA BOMBA DE CALOR A CO<sub>2</sub>.** V Congresso Brasileiro de Energia Solar. Recife - Brazil: 8 p. 2014a.
- CASTILLA ALVAREZ, C. E. et al. **ESTÚDIO DINÂMICO EXPERIMENTAL DA TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA DE UMA BOMBA DE CALOR OPERANDO COM CO<sub>2</sub>.** VIII Congresso nacional de Engenharia Mecânica. Uberlândia: 10 p. 2014b.
- CECCHINATO, L. et al. Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: A comparison with the traditional solution. **Int. J. Refrig.-Rev. Int. Froid**, v. 28, n. 8, p. 1250-1258, 2005. ISSN 0140-7007.

CHATURVEDI, S.; CHIANG, Y.; ROBERTS, A. Analysis of two-phase flow solar collectors with application to heat pumps. **Journal of Solar Energy Engineering**, v. 104, n. 4, p. 358-365, 1982. ISSN 0199-6231.

CHATURVEDI, S. K.; SHEN, J. Y. Thermal performance of a direct expansion solar-assisted heat pump. **Solar Energy**, v. 33, n. 2, p. 155-162, 1984. ISSN 0038092X.

CHEN, C.; YANG, S. PI tuning based on peak amplitude ratio. Preprints of IFAC Workshop on Digital Control: Past, Present and Future of PID Control, 2000. p.5-7.

CHIANG, T. C.; CHANG, C. Y.; WANG, Y. W. Single- chip heat- pump control system based on an MCS- 51 microcontroller core. **Journal of Vibration and Control**, v. 17, n. 3, p. 347-354, 2011. ISSN 1077-5463.

CHIEN, K. L.; HRONES, J. A.; RESWICK, J. B. On the automatic control of generalized passive systems. **Trans. Asme**, v. 74, p. 175-185, 1952.

CHOI, J. M. Study on the LWT control schemes of a heat pump for hot water supply. **Renewable Energy**, v. 54, p. 20-25, 2013. ISSN 09601481.

CHYNG, J. P.; LEE, C. P.; HUANG, B. J. Performance analysis of a solar- assisted heat pump water heater. **Sol. Energy**, v. 74, n. 1, p. 33-44, 2003. ISSN 0038-092X.

COHEN, G.; COON, G. Theoretical consideration of retarded control. **Trans. Asme**, v. 75, n. 1, p. 827-834, 1953.

CORDERO, C. B. V. **PROJETO E AJUSTE SIMULTÂNEO DE CONTROLADORES EM CASCATA E COMPENSADORES DE REALIMENTAÇÃO PELO MÉTODO DAS INEQUAÇÕES**. 2004. UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

CUNHA, M. J. **Desenvolvimento e implementação de uma ferramenta computacional aplicada no processo de identificação de sistemas em ambientes Fieldbus Foundation** 2004. Escola de Engenharia, Universidade de São Paulo, São Paulo.

DE LIMA, F. R. G. Análise comparativa de estratégias de controle modernas aplicadas no controle de velocidade de um servomotor. **São Caetano do Sul**, 2008.

DENG, S.; DAI, Y. J.; WANG, R. Z. Performance study on hybrid solar- assisted CO2 heat pump system based on the energy balance of net zero energy apartment. **Energy Build.**, v. 54, p. 337-349, 2012. ISSN 0378-7788.

DENG, S.; DAI, Y. J.; WANG, R. Z. Performance optimization and analysis of solar combi-system with carbon dioxide heat pump. **Solar Energy**, v. 98, p. 212, 2013. ISSN 0038-092X.

DIKICI, A.; AKBULUT, A. Performance characteristics and energy- exergy analysis of solar-assisted heat pump system. **Building and Environment**, v. 43, n. 11, p. 1961-1972, 2008. ISSN 03601323.

EPE. **Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2012**: EPE, Rio de Janeiro, Brasil 2012a.

EPE. **Avaliação da Eficiência Energética para os próximos 10 anos (2012-2021)**. Rio de Janeiro: Governo Federal do Brasil: 69 p. 2012b.

FACÃO, J.; CARVALHO, M. J. New test methodologies to analyse direct expansion solar assisted heat pumps for domestic hot water. **Solar Energy**, v. 100, p. 66-75, 2014. ISSN 0038-092X.

FARIA, R. N. D. **Projeto E Construção De Uma Bomba De Calor A Co2 Operando Em Ciclo Transcrítico E Modelagem Dinâmica Do Conjunto Evaporador Solar-Válvula De Expansão**. 2013. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil.

FONSECA JÚNIOR, J. N. Análise do efeito do superaquecimento sobre o desempenho de compressores alternativos aplicados a bomba de calor. 2012.

G JR, A. A.; DE SOUSA, A. R. Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial. **CEP**, v. 6460, p. 120, 2008.

GARCIA, C. E.; MORARI, M. Internal model control. A unifying review and some new results. **Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development**, v. 21, n. 2, p. 308-323, 1982. ISSN 0196-4305.

GOODWIN, P.; LAWTON, R. On the asymmetry of the symmetric MAPE. **International Journal of Forecasting**, v. 15, n. 4, p. 405-408, 1999. ISSN 0169-2070.

HO, W. K.; HANG, C. C.; CAO, L. S. Tuning of PID controllers based on gain and phase margin specifications. **Automatica**, v. 31, n. 3, p. 497-502, 3// 1995. ISSN 0005-1098. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/000510989400130B> >.

HUANG, B. J.; CHYNG, J. P. Performance characteristics of integral type solar-assisted heat pump. **Solar Energy**, v. 71, n. 6, p. 403-414, 2001. ISSN 0038092X.

ISLAM, M. R.; SUMATHY, K. Carbon Dioxide driven Solar-assisted Heat Pump Water Heating System: A Theoretical Analysis. **International Research Journal of Environment Sciences**, v. 2(10), p. 77-92, 2013. ISSN 2319-1414.

KARUNAKARAN, R. Studies on energy conservation potential in air handling systems using Genetic based fuzzy logic controller. 2014.

KIM, M.-H.; PETTERSEN, J.; BULLARD, C. W. Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems. **Progress in energy and combustion science**, v. 30, n. 2, p. 119-174, 2004. ISSN 0360-1285.

KOKILA, R. N.; RAJAKUMAR, S. Performance Evaluation of Solar Assisted Heat Pump Water Heating System. **IOSR Journal of Engineering (IOSRJEN)**, v. 2, p. 12-17, 2013. ISSN 2278-8719.

KONG, X. Q. et al. Thermal performance analysis of a direct- expansion solar- assisted heat pump water heater. **Energy**, v. 36, n. 12, p. 6830-6838, 2011. ISSN 0360-5442.

KUANG, Y. H.; SUMATHY, K.; WANG, R. Z. Study on a direct- expansion solar- assisted heat pump water heating system. **Int. J. Energy Res.**, v. 27, n. 5, p. 531-548, 2003. ISSN 0363-907X.

LI, Y. W. et al. Experimental performance analysis on a direct- expansion solar- assisted heat pump water heater. **Appl. Therm. Eng.**, v. 27, n. 17-18, p. 2858-2868, 2007. ISSN 1359-4311.

LOPEZ, A. et al. Tuning controllers with error-integral criteria. **Instrumentation Technology**, 1967.

LOPEZ, A.; MURRILL, P.; SMITH, C. Tuning PI and PID digital controllers. **INSTRUMENTS & CONTROL SYSTEMS**, v. 42, n. 2, p. 89-&, 1969. ISSN 0020-4404.

LORENTZEN, G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament. **International Journal of Refrigeration**, v. 18, n. 3, p. 190-197, 1995. ISSN 0140-7007.

LORENTZEN, G.; PETTERSEN, J. New possibilities for non-CFC refrigeration. Proceedings from International Symposium on Refrigeration, Energy and Environment, Trondheim, 1992. p.147-163.

MAIA, A. A. et al. Superheating control using an adaptive PID controller. **HVAC&R Research**, v. 20, n. 4, p. 424-434, 2014. ISSN 1078-9669.

MARTÍNEZ, R. F. T. Evaluación del desempeño de métodos experimentales de identificación a lazo abierto. **Ingeniería Electrónica, Automática y Comunicaciones**, v. 32, n. 2, p. 50-64, 2011. ISSN 1815-5928.

MIRANDA, F. C. P. D. R. **Identificação de sistemas em malha fechada usando controlador preditivo multivariável: um caso industrial**. 2005. Universidade de São Paulo

NEKSA, P. CO2 heat pump systems. **Int. J. Refrig.-Rev. Int. Froid**, v. 25, n. 4, p. 421-427, 2002. ISSN 0140-7007.

NEKSA, P. et al. CO2- heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results. **Int. J. Refrig.-Rev. Int. Froid**, v. 21, n. 3, p. 172-179, 1998. ISSN 0140-7007.

O'DWYER, A. **Handbook of PI and PID Controller Tuning Rules**. Imperial College Press, 2006. ISBN 9781860946226. Disponível em: <<http://books.google.com.br/books?id=Rs8aoJPF9hQC>>.

OGATA, K.; MAYA, P. Á.; LEONARDI, F. **Engenharia de controle moderno**. Prentice Hall, 2003. ISBN 8587918230.

OLIVEIRA, A. L. D. L. Fundamentos de Controle de Processo. **Bento Ferreira, ES: SENAI/CST**, 1999.

OLIVEIRA, R. N. D. **Modelo De Simulação E Estudo Experimental De Um Resfriador De Gás De Uma Bomba De Calor Operando Com Co<sub>2</sub> Ar-Água Em Regime Transiente**. 2013. Universidade Federal De Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil.

PEIXOTO, R. D. A. Substituição dos HCFC e os fluidos refrigerantes naturais: Cenário atual e tendências. 2011.

PRASAD, L. B.; TYAGI, B.; GUPTA, H. O. Optimal control of nonlinear inverted pendulum dynamical system with disturbance input using PID controller & LQR. Control System, Computing and Engineering (ICCSCE), 2011 IEEE International Conference on, 2011, IEEE. p.540-545.

RAISUL, I. M. et al. **Performance study on solar assisted heat pump water heater using CO<sub>2</sub> in a transcritical cycle** International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICREPQ'12) Santiago de Compostela (Spain) 2012.

RIBEIRO, I. B. R. P. Suporte ao desenvolvimento de bombas de calor para aquecimento de águas quentes sanitárias: BOSCH-Thermotechnik GmbH. 2014.

RIVERA, D. E.; MORARI, M.; SKOGESTAD, S. Internal model control: PID controller design. **Industrial & engineering chemistry process design and development**, v. 25, n. 1, p. 252-265, 1986. ISSN 0196-4305.

SARKAR, J.; BHATTACHARYYA, S.; RAMGOPAL, M. A transcritical CO<sub>2</sub> heat pump for simultaneous water cooling and heating: Test results and model validation. **Int. J. Energy Res.**, v. 33, n. 1, p. 100-109, 2009. ISSN 0363-907X.

SHIN, Y.-J.; SAYED, A. H.; SHEN, X. Adaptive models for gene networks. **PloS one**, v. 7, n. 2, p. e31657, 2012. ISSN 1932-6203.

SILVA, A. Aplicação de Fluidos Naturais na Refrigeração de Supermercados: Sistemas Cascata com CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub>–Uso de Fluidos naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-Condicionado-Ministério do Meio Ambiente-MMA. **Publicação Técnica**, 2011.

SMITH, C. L. **Digital computer process control**. Intext Educational Publishers Scranton, 1972. ISBN 0700224017.

SPORN, P.; AMBROSE, E. The heat pump and solar energy. Proc. of the World Symposium on Applied Solar Energy. Phoenix, US, 1955.

STARKE, A. R. **Uma análise de sistemas de aquecimento de piscinas domésticas através de bombas de calor assistidas por energia solar**. Florianópolis - Brasil 2013.

STENE, J. Residential CO<sub>2</sub> heat pump system for combined space heating and hot water heating. **Int. J. Refrig.-Rev. Int. Froid**, v. 28, n. 8, p. 1259-1265, 2005. ISSN 0140-7007.

TORRES MAIA, A. A. **METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO DE UM ALGORITMO PARA O CONTROLE SIMULTÂNEO DA CARGA TÉRMICA E DO GRAU DE SUPERAQUECIMENTO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO** 2005.

Engenharia Mecânica, UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS, Belo Horizonte, Brasil.

UJEVIĆ, Ž. Optimizing configurable parameters of model structure using genetic algorithms. **TEDI Međunarodni interdisciplinarni časopis**, v. 1, n. 1, p. 49-54, 2011. ISSN 1847-9545.

UNEP. **Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer; 2010 assessment report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee**. Nairobi, Kenya 2010.

VITECKOVÁ, M.; VIECEK, A.; SMITNY, L. Simple PI and PID Controllers tuning for monotone self regulation plant. IFAC Workshop on Digital Control: Past, Present and Future of PID Control, 2000. p.5-7.

WANG, Z.; BOVIK, A. C. Mean squared error: love it or leave it? A new look at signal fidelity measures. **Signal Processing Magazine, IEEE**, v. 26, n. 1, p. 98-117, 2009. ISSN 1053-5888.

WHITE, S. D. et al. Modelling the performance of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump for high temperature heating (Reprinted). **Int. J. Refrig.-Rev. Int. Froid**, v. 25, n. 4, p. 479-486, 2002. ISSN 0140-7007.

YOKOYAMA, R. et al. Influence of ambient temperatures on performance of a CO<sub>2</sub> heat pump water heating system. **Energy**, v. 32, n. 4, p. 388-398, 2007. ISSN 0360-5442.

YU, P. Y.; LIN, W. K.; WANG, C. C. Performance evaluation of a tube-in-tube CO<sub>2</sub> gas cooler used in a heat pump water heater. **Exp. Therm. Fluid Sci.**, v. 54, p. 304-312, 2014. ISSN 0894-1777.

ZIEGLER, J.; NICHOLS, N. Optimum settings for automatic controllers. **trans. ASME**, v. 64, n. 11, 1942.

ŞEVIK, S. et al. Mushroom drying with solar assisted heat pump system. **Energy Conversion and Management**, v. 72, p. 171-178, 2013. ISSN 01968904.

ÅSTRÖM, K. J.; HÄGGLUND, T. PID controllers: theory, design, and tuning. **Instrument Society of America, Research Triangle Park, NC**, 1995.

## APÊNDICE A

### Calibração dos sensores empregados no desenvolvimento deste trabalho

#### A.1 Calibração dos termopares

A calibração de termopares é um processo de grande importância, por serem eles os responsáveis pela aquisição da temperatura nos diferentes pontos do protótipo, quando foram comprados os termopares da bomba de calor eles foram calibrados pelo fornecedor, mas desde que foi construída a bomba de calor em 2013 não foi feita uma outra revisão da calibração dos sensores de temperatura.

Calibrar um termopar consiste na comparação de um padrão estável mediante um método validado e acreditado. Ao calibrar os termopares estamos assegurando níveis de confiabilidade e segurança nos dados obtidos pelo protótipo.

Na comprovação da calibração, foram imersos os 7 termopares do protótipo em água com três temperaturas diferentes medidas com o termômetro padrão, para o primeiro ponto, água foi aquecida até 70,5 °C, a segunda temperatura foi de 10,3 °C e por fim, foi utilizado uma mistura de gelo e água para se obter uma temperatura de 0 °C. Durante a comprovação da calibração a água foi constantemente agitada para manter a uniformidade da temperatura no líquido. Para cada ponto o sistema de aquisição de dados foi ligado com o fim de armazenar os valores das temperaturas em uma base de dados com uma frequência de 1 dado por segundo, o tempo de imersão dos termopares foi de 1 minuto por temperatura, depois dos testes os 60 valores de temperatura obtidos para cada termopar foram feitos as médias e apresentadas na TAB A.1

TABELA A.1 - Resultado da calibração dos termopares

Padrão [°C]	T1 [°C]	T2 [°C]	T3 [°C]	T4 [°C]	T5 [°C]	T6 [°C]	TA [°C]
70,5	70,5	70,56	70,58	70,63	70,52	70,49	70,49
10,3	10,36	10,36	10,35	10,34	10,36	10,22	10,24
0	0	0	0	0,05	0,05	0,02	0,04

Analisando os dados da TAB A.1 pode ser apreciado que as diferenças entre os valores medidos pelos termopares e o valor medido pelo termômetro padrão são inferiores à resolução dada pelo fabricante para este elemento, como conclusão desta experiência é possível afirmar que os termopares ainda estão calibrados e possuem as características necessárias para obter as temperaturas no protótipo da bomba de calor.

### A.2 Calibração do sensor de vazão

O sensor de vazão foi calibrado a partir de medida da vazão utilizando um recipiente Becker de 1000 ml e um cronômetro. O primeiro passo para a calibração do sensor foi procurar no sistema de aquisição de dados o valor de tensão que o sensor fornece quando a vazão é zero, depois foram testadas 4 diferentes vazões de água mensuradas com o Becker e o cronômetro, cada vazão foi mensurada três vezes e feita uma média com o fim de maximizar a precisão da medida. Para as 4 diferentes medidas de vazão foi procurada a equivalência em tensão no sistema de aquisição de dados. Este processo é resumido no GRA A.1,

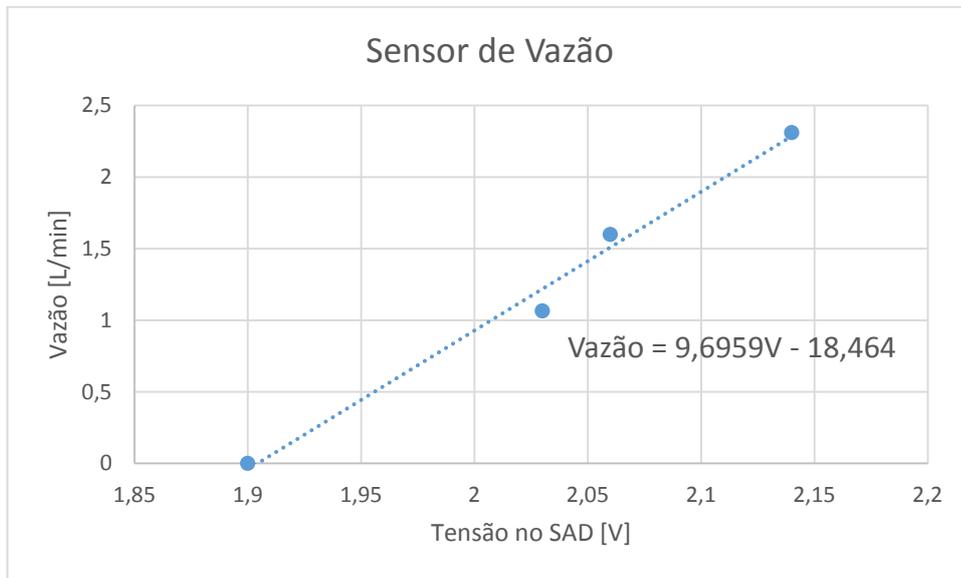


GRÁFICO A.1 - Curva de calibração do sensor de vazão

Com estes dados foi feita uma regressão linear que proporciona uma relação da tensão indicada pelo sensor e a vazão da água correspondente. Esta equação apresentada no GRA A.1 é utilizada no programa de aquisição de dados para obter no painel principal a vazão em L/min da água na entrada do resfriador.

### A.3 Calibração do sensor de potência

O sensor de potência foi calibrado implementando um medidor de voltagem e uma pinça amperimétrica, da mesma forma que foi calibrado o sensor de vazão, foi procurada a tensão que o sensor fornece para o sistema de aquisição de dados quando tem uma potência igual a zero. Depois foi ligado o compressor, quando o compressor atingiu o regime permanente foi medida a corrente consumida com a pinça amperimétrica e a voltagem com o voltímetro, com esta informação foi calculada a potência consumida pelo compressor e procurado o valor de tensão do sensor no sistema de aquisição de dados, com estes valores foi construído o GRA A.2

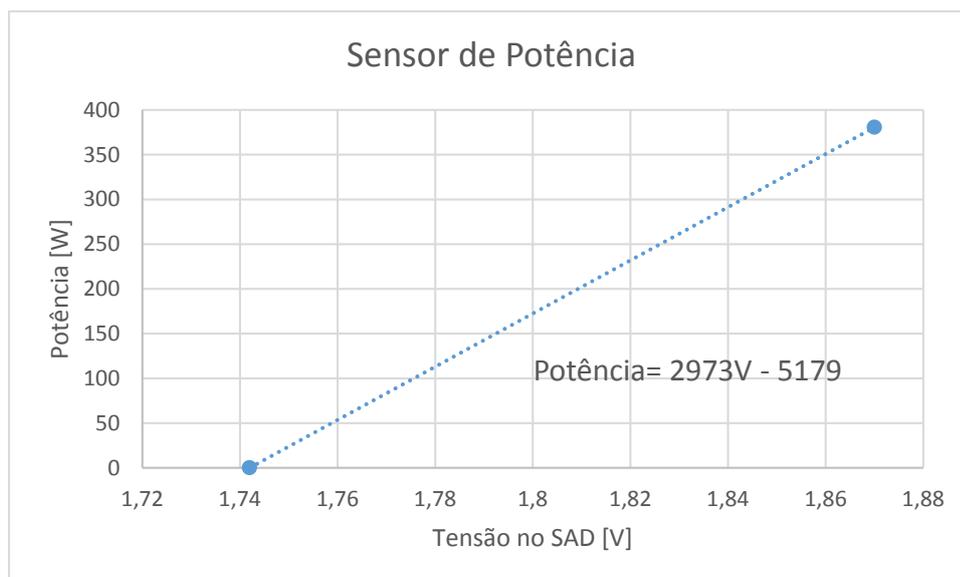


GRÁFICO A.2 - Curva de calibração do sensor de Potência

Implementando estes dois pontos foi feita uma regressão linear da curva construída e gerada uma equação que determina a potência mensurada pelo sensor em função da saída de voltagem que ele fornece ao sistema de aquisição de dados.

#### A.4 Calibração dos sensores de radiação

Os sensores de radiação foram calibrados a partir da informação dada pelo fabricante. Nas placas de cada sensor o fabricante informa a constante de conversão do sinal de voltagem fornecido pelo sensor em função da radiação mensurada pelo mesmo, estas constantes são resumidas na TAB A.2, logo introduzidas no programa de aquisição de dados para obter o valor da radiação mensurada pelos sensores.

TABELA A.2 - Constantes de calibração dos sensores de radiação solar

Sensor de radiação solar	Constante de conversão
Horizontal	$8,94 \times 10^{-6} \text{ V}/[\text{W}/\text{m}^2]$
Plano inclinado	$9,35 \times 10^{-6} \text{ V}/[\text{W}/\text{m}^2]$