



SAULO FERNANDO DOS SANTOS VIDAL

**Simulação Dinâmica para Avaliação de Controle de um Sistema de
Resfriamento de Líquido**

**CAMPINAS
2012**



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA

SAULO FERNANDO DOS SANTOS VIDAL

**Simulação Dinâmica para Avaliação de Controle de um
Sistema de Resfriamento de Líquido**

Orientador(a): Profa. Dra. Ana Maria Frattini Fileti

**Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós Graduação em
Engenharia Química da Faculdade de Engenharia Química da Universidade
Estadual de Campinas para obtenção do título de Mestre em Engenharia Química
Na área de concentração de Sistemas de Processos Químicos e Informática.**

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA TESE
DEFENDIDA PELA ALUNA SAULO FERNANDO DOS SANTOS VIDAL
E ORIENTADO PELA PROF^ª. DR^ª. ANA MARIA FRATTINI FILETI

Assinatura do Orientador



Profa. Dra. Ana Maria Frattini Fileti - Orientador
FEQ/UNICAMP

CAMPINAS

2012

Dissertação de Mestrado defendida por Saulo Fernando dos Santos Vidal e aprovada em 22 de Outubro de 2012 pela banca examinadora constituída pelos doutores:



Profa. Dra. Ana Maria Frattini Fileti - Orientador

FEQ/UNICAMP



Prof. Dr. Leonardo de Gil Torres

IT/UFRRJ



Prof. Dr. Vivaldo Silveira Junior

FEA/UNICAMP

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

V667s Vidal Santos, Saulo Fernando dos, 1987-
Simulação dinâmica para avaliação de controle de um sistema de resfriamento de líquido / Saulo Fernando dos Santos Vidal. --Campinas, SP: [s.n.], 2012.

Orientador: Ana Maria Frattini Fileti.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química.

1. Simulação de processos. 2. Refrigeração. 3. Controle de processos químicos. I. Fileti, Ana Maria Frattini, 1965-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III. Título.

Título em Inglês: A dynamic simulation for the control assessment of a liquid cooling system

Palavras-chave em Inglês: Process simulation, Refrigeration, Control of chemical processes

Área de concentração: Sistema de Processos Químicos e Informática

Titulação: Mestre em Engenharia Química

Banca examinadora: Leonardo de Gil Torres, Vivaldo Silveira Junior

Data da defesa: 22-10-2012

Programa de Pós Graduação: Engenharia Química

*Dedico este trabalho ao meu pai, Paulo Roberto Vidal,
que me deixou um exemplo de homem a seguir,
que me ensinou mais do que há em qualquer livro
e mais do que qualquer escola há de me ensinar.*

Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer em especial aos meus pais, Paulo Roberto Vidal e Rosângela Ramos dos Santos Vidal, por serem meus exemplos e por tudo que já sacrificaram por mim.

Agradeço ainda à minha família, em especial aos meus tios Rita, Kátia, Joana e Bruno, aos meus primos Leandro, Leonardo e Raquel e aos meus avôs, Iara e José, por estarem do meu lado sempre.

À professora Ana Maria Frattini Fileti, pela forma como me orientou, pelo exemplo de profissional que mostrou ser e, principalmente, pela paciência que demonstrou ao longo deste trabalho.

Ao professor Flávio Vasconcelos da Silva, pelo suporte dado e por todos os conselhos.

Aos demais professores do Departamento de Sistemas de Processos Químicos e Informática/FEQ/UNICAMP que direta ou indiretamente colaboraram para execução deste trabalho.

Aos meus amigos de graduação, por continuarem se fazendo presente em minha vida, e por me proporcionarem tantas felicidades: Élber, Aiany, Daniel, Herbert, Guilbert, Camila, Manuela, Carina, Elisa, Amanda, Jaque, Juh, Alda, Nath, Gláucio, Marcela e Letícia.

Aos amigos Ana Flávia, Karla, Ivan e Matemática por todos os momentos de descontração que passamos juntos.

À Rejane, Raphael, Victor, Bruno e Brunno, por toda ajuda oferecida, por toda a paciência (que não deve ter sido pouca) e pela amizade compartilhada.

Aos demais companheiros de laboratório (LCAP), pela ajuda direta ou indireta para contribuição neste trabalho.

Aos meus mais que amigos, Lucas, Paula, André, Fernando e João, por toda ajuda oferecida e pela amizade incondicional.

Aos meus irmãos emprestados, Amadeu e Renato, por todos os momentos que passamos juntos, pela amizade e pelo apoio em todos os momentos de que precisei.

Aos funcionários da Faculdade de Engenharia Química – UNICAMP pela colaboração ao desenvolvimento deste trabalho.

Por último, gostaria de agradecer a todos que não foram citados aqui, mas que certamente contribuíram pra elaboração deste trabalho.

“Nenhum indício melhor se pode ter a respeito de um homem do que a companhia que frequenta: o que tem companheiros decentes e honestos adquire, merecidamente, bom nome, porque é impossível que não tenha alguma semelhança com eles.”

Maquiavel

RESUMO

VIDAL, S. F. S. *Simulação dinâmica para avaliação de controle de um sistema de resfriamento de líquido*. Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, 2012. Dissertação (mestrado).

Na maioria das indústrias químicas se faz necessário a refrigeração de equipamentos, produtos, processos, ambientes, etc. A grande desvantagem dos sistemas de refrigeração empregados nesses processos está no gasto energético envolvido, que pode representar 70% do gasto total de uma planta. Visando minimizar esses gastos, exaustivos trabalhos de pesquisa vem sendo desenvolvidos neste campo. No Laboratório de Controle e Automação de Processos da Faculdade de Engenharia Química da Unicamp, há um protótipo de um *chiller* utilizado em pesquisas de técnicas de modelagem e controle visando reduzir o gasto energético empregado nos sistemas de refrigeração. Com o intuito de facilitar estes estudos, este trabalho desenvolveu um modelo a partir dos simuladores comerciais ASPEN PLUS[®] e ASPEN DYNAMICS[®] capaz de representar o protótipo experimental citado. Para validação do modelo, foram utilizados dados obtidos da própria planta experimental, em diferentes condições de processo, garantindo a funcionalidade do modelo para situações diversas de funcionamento do equipamento. Uma vez validado, o modelo desenvolvido foi utilizado no estudo dinâmico do processo de refrigeração. Também foram verificadas estratégias de controle clássico e sua aplicabilidade nos sistema em questão. Está presente no trabalho o detalhamento das variáveis e parâmetros que foram utilizados na configuração, no ASPEN PLUS[®], dos blocos representativos dos equipamentos. Todas as formas de controle PID sugeridas se adaptaram bem ao processo, mas apenas no ponto de operação para qual o controle foi sintonizado, ou seja, para cada ponto de operação, uma nova sintonia deve ser realizada.

Palavras-chave: Simulação, Controle, Sistema de refrigeração, ASPEN

ABSTRACT

VIDAL, S. F. S. *A dynamic simulation for the control assessment of a liquid cooling system*. Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, 2012. Dissertação (mestrado).

Refrigeration systems are required in most chemical industries in order to maintain the temperature in process equipments, production line, air-conditioned environments or rooms, etc. The main drawback of the refrigeration systems is the great expense of energy, which can represent up to 70% of the energy expenditure of the global plant. Aiming to minimize these costs, several scientific works have been developed in this field. In the Automation and Process Control Laboratory at FEQ/UNICAMP, there is a chiller prototype used in technical research on modeling and control strategies to save energy in refrigeration systems. In order to facilitate these studies, in this work it was developed a model, based on commercial simulators such as ASPEN PLUS ® and ASPEN DYNAMICS ®, capable of representing the experimental prototype. To validate the model, data obtained from the experimental plant, under different process conditions was used, ensuring the functionality of the model for different operating conditions. After validated, the model was used to the dynamic cooling process study. Classical control strategies were applied and their applicability in the cooling system was analyzed. This work contains details on the configuration of variables and parameters used in the equipment simulation blocks from ASPEN PLUS ®. All proposed strategies of PID control showed to be well adapted to the process, but only at the operating point for which control was tuned. To summarize, for each operating point a new controller tuning must be carried out.

Key words: Simulation, Control, Cooling System, ASPEN

Conteúdo

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	1
1.1 - OBJETIVO E MOTIVAÇÃO.....	4
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
CAPÍTULO 3 - SISTEMA EXPERIMENTAL	12
3.1- CICLO PRIMÁRIO.....	12
3.2 - CICLO SECUNDÁRIO	13
3.3 - SISTEMA DE RESFRIAMENTO A ÁGUA	14
3.4 - INSTRUMENTAÇÃO DO PROTÓTIPO EXPERIMENTAL	14
CAPÍTULO 4 – MODELAGEM COMPUTACIONAL	17
4.1 - MODELAGEM DOS TROCADORES DE CALOR	17
4.2 - MODELAGEM DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	18
4.2.1 - COMPRESSOR.....	18
4.2.2 - EVAPORADOR E CONDENSADOR.....	19
4.2.3 - VÁLVULA DE EXPANSÃO.....	19
4.2.4 - PERDA DE CARGA NA LINHA DE SUÇÃO E COOLER	19
4.2.5 - BOMBAS.....	20
4.2.6 - TANQUE DE PROPILENOGLICOL.....	20
CAPÍTULO 5 – RESULTADOS	23
5.1 - DESIGN DOS TROCADORES DE CALOR.....	23
5.2 - VALIDAÇÃO DO MODELO	23
5.3 - COMPORTAMENTO DINÂMICO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	28
5.4 - ESTRATÉGIAS DE CONTROLE	34
5.4.1 - DISCUSSÕES GERAIS.....	47
CAPÍTULO 6 – CONCLUSÃO	52
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	54
ANEXOS	57

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Sistema de refrigeração indireto. Os <i>chillers</i> são responsáveis por refrigerar o fluido secundário que será usado como utilidade fria nos processos	2
Figura 2. Predição do valor de superaquecimento da linha de sucção (modificado de ZHANG et al, 2009)	8
Figura 3. Protótipo experimental do sistema de refrigeração. 1-Compressor; 2-Condensador; 3-Válvula de expansão; 4-Evaporador; 5-Bomba da linha fluido secundário; 6-Tanque de armazenamento da solução de propileno glicol; 7-Bomba da linha de condensação.....	12
Figura 4. Fluxograma de instrumentação do protótipo experimental	16
Figura 5. Fluxograma desenvolvido no ASPEN PLUS® para modelagem do sistema de refrigeração	21
Figura 6. Geometria dos trocadores de calor obtida a partir do Exchanger Design and Rating®	23
Figura 7. Temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador: dados experimentais e valores da simulação. O coeficiente linear indica um erro de 0,26°C	25
Figura 8. Temperatura de entrada do propilenoglicol no evaporador: dados experimentais e valores da simulação. O coeficiente linear indica um erro de 0,66°C	26
Figura 9. Temperatura de evaporação do R22: dados experimentais e valores da simulação. O coeficiente linear indica um erro de 0,79°C	26
Figura 10. Comportamento dinâmico da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador frente uma perturbação de 10Hz negativos na frequência do compressor. Condições do processo: frequência de rotação da bomba e do compressor de 70Hz e carga térmica de 2000W	27
Figura 11. Comportamento dinâmico da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador frente uma perturbação de 1000W negativos na carga térmica. Condições do processo: frequência de rotação da bomba e do compressor de 70Hz e carga térmica de 3000W.....	27

Figura 12. Comportamento da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador frente a diferentes perturbações na frequência de rotação do compressor	29
Figura 13. Comparação dos valores de ganho entre a variável observada e a perturbada	29
Figura 14. Comportamento da temperatura do propilenoglicol na saída do evaporador frente a perturbações na frequência de rotação da bomba	30
Figura 15. Comparação entre os valores de ganho entre a variável observada e a manipulada ..	31
Figura 16. Comportamento da temperatura do propilenoglicol frente a perturbações na carga térmica do sistema	31
Figura 17. Comparação entre os valores de ganho das variáveis observada e perturbada	32
Figura 18. Influência da frequência de rotação da bomba nos coeficientes de desempenho do sistema.....	33
Figura 19. Influência da frequência de rotação do compressor nos coeficientes de desempenho do sistema.....	34
Figura 20. Comportamento da variável controlada em relação ao set-point em termos de variável desvio	36
Figura 21. Comportamento das variáveis manipulada e perturbada (rotação da bomba e carga térmica, respectivamente).....	37
Figura 22. Comportamento da variável controlada em relação ao set-point em termos de variável desvio	39
Figura 23. Comportamento das variáveis manipulada e perturbada (rotação da bomba e carga térmica, respectivamente).....	39
Figura 24. Comportamento da variável controlada em relação ao set-point em termos de variável desvio	41

Figura 25. Comportamento das variáveis manipulada (rotação da bomba e do compressor) e perturbada (carga térmica).....	41
Figura 26. Comportamento da variável controlada em relação ao set-point em termos de variável desvio	43
Figura 27. Comportamento das variáveis manipulada e perturbada (rotação do compressor e carga térmica, respectivamente).....	43
Figura 28. Comportamento da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador em relação ao set-point frente às perturbações impostas.....	45
Figura 29. Comportamento da temperatura de evaporação do R22 em relação ao set-point frente às perturbações impostas	46
Figura 30. Comportamento das variáveis manipuladas (rotação da bomba e compressor) e perturbada (carga térmica).....	46
Figura 31. Comportamento da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador em relação ao set-point frente à perturbação imposta	49
Figura 32. Comportamento das variáveis manipulada e perturbada (rotação da bomba e carga térmica, respectivamente).....	50
Figura 33-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação da bomba) e perturbada (carga térmica).....	58
Figura 34-A. Comportamento da variável controlada em relação ao <i>set-point</i> em termos de variável desvio	58
Figura 35-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação da bomba) e perturbada (carga térmica).....	59
Figura 36-A. Comportamento da variável controlada em relação ao <i>set-point</i> em termos de variável desvio	60

Figura 37-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação da bomba) e perturbada (<i>set-point</i>).....	61
Figura 38-A. Comportamento da variável controlada em relação ao <i>set-point</i> em termos de variável desvio.....	61
Figura 39-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação da bomba) e perturbada (<i>set-point</i>).....	62
Figura 40-A. Comportamento da variável controlada em relação ao <i>set-point</i> em termos de variável desvio.....	63
Figura 41-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação do compressor) e perturbada (carga térmica).....	64
Figura 42-A. Comportamento da variável controlada em relação ao <i>set-point</i> em termos de variável desvio.....	65
Figura 43-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação do compressor) e perturbada (carga térmica).....	66
Figura 44-A. Comportamento da variável controlada em relação ao <i>set-point</i> em termos de variável desvio.....	66
Figura 45-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação do compressor) e perturbada (<i>set-point</i>).....	67
Figura 46-A. Comportamento da variável controlada em relação ao <i>set-point</i> em termos de variável desvio.....	68
Figura 47-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação do compressor) e perturbada (<i>set-point</i>).....	69
Figura 48-A. Comportamento da variável controlada em relação ao <i>set-point</i> em termos de variável desvio.....	69

Figura 49-A. Comportamento das variáveis manipuladas (frequência de rotação do compressor e da bomba) e perturbada (carga térmica)	71
Figura 50-A. Comportamento da variável controlada em relação ao <i>set-point</i> em termos de variável desvio	71
Figura 51-A. Comportamento das variáveis manipuladas (frequência de rotação do compressor e da bomba) e perturbada (carga térmica)	72
Figura 52-A. Comportamento da variável controlada em relação ao <i>set-point</i> em termos de variável desvio	73
Figura 53-A. Comportamento das variáveis manipuladas (frequência de rotação do compressor e da bomba) e perturbada (<i>set-point</i>).....	74
Figura 54-A. Comportamento da variável controlada em relação ao <i>set-point</i> em termos de variável desvio	74
Figura 55-A. Comportamento das variáveis manipuladas (frequência de rotação do compressor e da bomba) e perturbada (<i>set-point</i>).....	75
Figura 56-A. Comportamento da variável controlada em relação ao <i>set-point</i> em termos de variável desvio	76
Figura 57-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação do compressor) e perturbada (carga térmica).....	77
Figura 58-A. Comportamento da variável controlada em relação ao <i>set-point</i> em termos de variável desvio	78
Figura 59-A. Comportamento da variáveis manipulada (rotação do compressor) e perturbada (carga térmica)	79
Figura 60-A. Comportamento da variável controlada em relação ao <i>set-point</i> em termos de variável desvio	79

Figura 61-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação do compressor) e perturbada (<i>set-point</i>).....	80
Figura 62-A. Comportamento da variável controlada em relação ao <i>set-point</i> em termos de variável desvio.....	81
Figura 63-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação do compressor) e perturbada (<i>set-point</i>).....	82
Figura 64-A. Comportamento da variável controlada em relação ao <i>set-point</i> em termos de variável desvio.....	82
Figura 65-A. Comportamento das variáveis manipuladas (frequências de rotação da bomba e do compressor) e perturbada (carga térmica).....	84
Figura 66-A. Comportamento da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador em relação ao <i>set-point</i> frente às perturbações impostas.....	84
Figura 67-A. Comportamento da temperatura de evaporação do R22 em relação ao <i>set-point</i> frente às perturbações impostas.....	85
Figura 68-A. Comportamento das variáveis manipuladas (frequências de rotação da bomba e do compressor) e perturbada (carga térmica).....	86
Figura 69-A. Comportamento da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador em relação ao <i>set-point</i> frente às perturbações impostas.....	86
Figura 70-A. Comportamento da temperatura de evaporação do R22 em relação ao <i>set-point</i> frente às perturbações impostas.....	87
Figura 71-A. Comportamento das variáveis manipuladas (frequências de rotação da bomba e do compressor) e perturbada (<i>set-point</i>).....	88
Figura 72-A. Comportamento da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador em relação ao <i>set-point</i> frente às perturbações impostas.....	88

Figura 73-A. Comportamento da temperatura de evaporação do R22 em relação ao *set-point* frente às perturbações impostas.....89

Figura 74-A. Comportamento das variáveis manipuladas (frequências de rotação da bomba e do compressor) e perturbada (*set-point*)90

Figura 75-A. Comportamento da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador em relação ao *set-point* frente às perturbações impostas90

Figura 76-A. Comportamento da temperatura de evaporação do R22 em relação ao *set-point* frente às perturbações impostas.....91

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1. Descrição dos medidores de vazão utilizados	14
Tabela 2. Descrição dos sensores utilizados.....	15
Tabela 3. Dados de operação do condensador utilizados na modelagem dos trocadores de calor	18
Tabela 4. Curva de performance do compressor	19
Tabela 5. Dados de entradas do modelo desenvolvido no ASPEN PLUS®	21
Tabela 6. Dados de geometria baseados no protótipo experimental	22
Tabela 7. Condições de operações para os diferentes casos utilizados na validação do modelo.	24
Tabela 8. Propostas de controle estudadas	35
Tabela 9. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID.....	35
Tabela 10. Condições iniciais do processo.....	36
Tabela 11. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	37
Tabela 12. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID.....	38
Tabela 13. Condições iniciais do processo.....	38
Tabela 14. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	40
Tabela 15. Condições iniciais do processo.....	40

Tabela 16. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	42
Tabela 17. Condições iniciais do processo.....	42
Tabela 18. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID.....	42
Tabela 19. Valores dos coeficientes de desempenho do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	44
Tabela 20. Condições iniciais do processo.....	44
Tabela 21. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID: controle da Temperatura PG a partir da frequência de rotação da bomba	45
Tabela 22. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID: controle da Temperatura de evaporação a partir da frequência de rotação do compressor	45
Tabela 23. Valores dos coeficientes de desempenho do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	47
Tabela 24. Valores dos parâmetros de desempenho dos controles em cada caso.....	47
Tabela 25. Condições iniciais do processo.....	48
Tabela 26-A. Condições iniciais do processo.....	57
Tabela 27-A. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID.....	57
Tabela 28-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	59

Tabela 29-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle	59
Tabela 30-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	60
Tabela 31-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle	60
Tabela 32-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	61
Tabela 33-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle	62
Tabela 34-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	63
Tabela 35-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle	63
Tabela 36-A. Condições iniciais do processo.....	63
Tabela 37-A. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID.....	64
Tabela 38-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	65
Tabela 39-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle	65
Tabela 40-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	66
Tabela 41-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle	67
Tabela 42-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	68

Tabela 43-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle	68
Tabela 44-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	69
Tabela 45-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle	70
Tabela 46-A. Condições iniciais do processo.....	70
Tabela 47-A. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID (frequência de rotação da bomba)	70
Tabela 48-A. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID (frequência de rotação do compressor)	70
Tabela 49-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	71
Tabela 50-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle	72
Tabela 51-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	73
Tabela 52-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle	73
Tabela 53-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	74
Tabela 54-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle	75
Tabela 55-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	76
Tabela 56-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle	76
Tabela 57-A. Condições iniciais do processo.....	76

Tabela 58-A. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID.....	77
Tabela 59-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	78
Tabela 60-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle	78
Tabela 61-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	79
Tabela 62-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle	80
Tabela 63-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	81
Tabela 64-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle	81
Tabela 65-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	82
Tabela 66-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle	83
Tabela 67-A. Condições iniciais do processo.....	83
Tabela 68-A. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID (frequência de rotação da bomba)	83
Tabela 69-A. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID (frequência de rotação do compressor)	83
Tabela 70-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	85
Tabela 71-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador.....	85
Tabela 72-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle da temperatura de evaporação.....	85

Tabela 73-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	87
Tabela 74-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador do evaporador do propilenoglicol.....	87
Tabela 75-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle da temperatura de evaporação	87
Tabela 76-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	89
Tabela 77-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador do propilenoglicol.....	89
Tabela 78-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle da temperatura de evaporação	89
Tabela 79-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação.....	91
Tabela 80-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador do propilenoglicol.....	91
Tabela 81-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle da temperatura de evaporação	91

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

Na maioria das plantas químicas se faz necessário a utilização de uma planta de refrigeração, com o intuito de refrigerar ou manter a uma determinada temperatura uma corrente, um equipamento, um produto, etc. A principal desvantagem desse sistema é o gasto energético requerido por ele. O consumo energético de sistemas de refrigeração chega a 10% da produção mundial de energia (SCHURT *et al.*, 2010). Encontrar condições ótimas para tal sistema permite aumentar sua eficiência e possibilita a implantação de técnicas de controle adequadas para o mesmo.

Os sistemas de refrigeração podem ser diretos ou indiretos. Nos sistemas diretos, o fluido primário (refrigerante) é o responsável direto pela refrigeração do processo ou ambiente. No sistema indireto, o fluido primário refrigera um fluido secundário, sendo este o utilizado na refrigeração do processo ou ambiente. Os sistemas indiretos tem uma grande utilidade, que é reduzir a perda de carga de fluido refrigerante do circuito primário e deixá-lo numa área compacta, onde o principal equipamento passa a ser o *chiller*. Existem diversas vantagens no uso de um sistema de resfriamento indireto. Entre elas estão a redução da quantidade de refrigerante primário, que pode ser mantido a um nível mínimo; menor risco de vazamento do refrigerante primário, uma vez que estes podem ser mantidos em um local fechado com segurança; e redução dos impactos ambientais. Uma desvantagem dessa forma de refrigeração está na necessidade de se utilizar uma temperatura mais baixa no ciclo primário para se alcançar a temperatura desejada no processo. Na Figura 1 é mostrado um sistema de refrigeração indireto, onde *chillers* refrigeram o fluido secundário que é enviado para os processos na fábrica.

Os gastos necessários e o tempo empregado na realização de experimentos para se estudar processos químicos incentivam o uso de tecnologias capazes de realizar estes estudos e que minimizem o uso destes recursos. A simulação computacional destes processos surge então como uma alternativa muito mais barata e rápida de avaliar o comportamento do sistema e realizar análises do mesmo.



Figura 1. Sistema de refrigeração indireto. Os *chillers* são responsáveis por refrigerar o fluido secundário que será usado como utilidade fria nos processos

Muitos processos, seja por causa de legislações ou de viabilidade econômica, devem ser explorados e modificados. Um estudo de uma planta química, além de ser um processo demorado, geralmente é uma atividade custosa. O uso de softwares capazes de modelar e simular o processo se tornou muito comum, por contornar os problemas envolvidos nos testes práticos. Essas simulações tem se mostrado valiosas ferramentas capazes de representar o processo e fornecer respostas com desvios aceitáveis em relação à realidade.

Para que estes modelos sejam comprovadamente representativos do processo físico, eles devem ser validados através de dados provenientes da literatura (desde que, obviamente, os processos estudados sejam semelhantes entre si) ou através de alguns experimentos na planta. A partir desta validação, o modelo computacional pode acertadamente ser utilizado para avaliar modificações nas condições de processo, bem como ser empregado para otimizá-lo. As simulações podem ser usadas tanto para processos estacionários quanto para seu estado dinâmico.

Avanço da tecnologia computacional tem permitido que se possa simular o comportamento dinâmico de processos complexos com exatidão para que se realizem

análises de performance, predição de falhas e acidentes, e síntese de malhas de controle. Porém, como nenhum modelo é capaz de representar o fenômeno físico com 100% de exatidão, a eficiência da simulação pode ser comprometida. Para se obter um projeto de controle robusto, é necessário que o modelo esteja o mais bem definido possível, para que este se aproxime o máximo possível do processo real, tornando a simulação mais confiável.

O simulador comercial ASPEN PLUS^{®1}, incluído no pacote ASPEN[®], tem sido amplamente utilizado para realização de modelagens de diversos processos químicos, devido à sua alta confiabilidade nos resultados. Este software possui uma ampla biblioteca de dados termodinâmicos de diversas substâncias existentes, possibilitando a sua utilização nos mais diversos casos.

O ASPEN PLUS[®] possui blocos pré-definidos que representam equipamentos envolvidos nas mais diversas operações unitárias da indústria química, como bombas, colunas de destilação, compressores, reatores, etc. Estes blocos podem ainda ser modificados ou podem ser criados, a partir de sub-rotinas desenvolvidas pelo usuário através de FORTRAN[®] ou EXCEL[®].

Por meio deste simulador, é possível utilizar estes blocos para representar um equipamento real e conectá-los através de correntes, que podem ser de material, energia ou trabalho envolvidos no processo. Após a representação esquemática do processo na interface do ASPEN PLUS[®], basta fornecer os dados de entrada do processo e as condições de operação do mesmo que o simulador fornece os resultados de saída, possibilitando estudos imediatos do sistema como um todo, sendo possível então avaliar, por exemplo, como a temperatura de saída de um reator se modifica frente a alterações na pressão de operação do mesmo, sendo que para isto, deve-se apenas mudar os valores de pressão do reator na interface do ASPEN PLUS[®] e realizar a simulação.

A proposta do presente trabalho é de realizar a modelagem de um sistema de refrigeração existente no Laboratório de Controle e Automação da Faculdade de

¹ Aspen Plus V. 7.0. Copyright© 1981 – 2008 Aspen Technology. AspenTech, e o logotipo são marcas registradas da Aspen Technology, Inc. Todos os direitos reservados.

Engenharia Química da UNICAMP. A proposta é validar o modelo a partir da realização de experimentos no próprio protótipo. Após validação do modelo, será utilizado o ASPEN PLUS DYNAMICS[®], também incluso no pacote ASPEN[®], para simular o comportamento dinâmico da planta frente a perturbações. Serão ainda propostas malhas de controle para o sistema experimental. Em cada estratégia, será avaliado o coeficiente de desempenho do ciclo e o desempenho do controlador.

1.1- OBJETIVO E MOTIVAÇÃO

Inúmeros trabalhos vem sendo desenvolvidos com o intuito de se estudar e avaliar o desempenho energético do sistema de refrigeração existente no Laboratório de Controle e Automação da Faculdade de Engenharia Química da Unicamp, tais como PINELLI (2008) e DALL'AGNOL (2010) em suas dissertações de mestrado, e FRANCO et al (2011) em um artigo relacionado ao tema. O problema relacionado a este tipo de pesquisa é, de imediato, o número de variáveis existentes no processo, o que demanda um considerável esforço de tentativa e erro na busca das variáveis ótimas do sistema. Em virtude deste quadro, este trabalho visa o desenvolvimento de um modelo computacional através do simulador ASPEN PLUS[®] e ASPEN PLUS DYNAMICS[®] que seja capaz de representar o protótipo experimental, sendo possível simular prováveis situações de operação, a fim de encontrar a melhor combinação de variáveis para se realizar um controle mais eficaz do processo.

Este trabalho também tem como objetivo o estudo do comportamento da planta experimental frente a perturbações na carga térmica da corrente de fluido de processo. Para tal, será avaliado o efeito da implementação de controladores para manutenção da temperatura do fluido de processo que manipularão a velocidade de rotação do compressor, assim como a velocidade de rotação da bomba do fluido de processo, através de um inversor de frequência.

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

De acordo com LUYBEN (2007), para estudar um sistema químico real, muitos engenheiros geralmente fazem uso de simuladores de processos, que são capazes de simular não só o processo em seu regime estacionário, mas também no seu estado dinâmico. Nesse trabalho, LUYBEN demonstrou o uso do simulador ASPEN PLUS[®] e ASPEN PLUS DYNAMICS[®] para processos envolvendo reatores, fornecendo o passo a passo de como deve ser usado o programa em questão. Utilizando uma reação em CSTR como exemplo, o autor utilizou o ASPEN PLUS[®] para realizar a simulação do estado estacionário do processo, exportando então o resultado da simulação para o ASPEN PLUS DYNAMICS[®], onde as variáveis encontradas do estado estacionário foram usadas como condições iniciais para o processo dinâmico, permitindo estudos de sensibilidade nos processos.

A modelagem dinâmica e a simulação tem se tornado de primordial importância para a engenharia, visto que há a crescente necessidade de se estudar e analisar o comportamento de sistemas complexos. Aplicações de modelagens dinâmicas incluem o estudo do comportamento de uma planta às perturbações, permitindo o desenvolvimento de técnicas de controle e sintonia dos mesmos. A crescente preocupação com riscos ambientais e de segurança tem tornado essencial a investigação de como o processo irá reagir a estas perturbações. A simulação pode ser usada para analisar casos de riscos e proporcionar uma ação de controle automática preventiva. Devido à importância da modelagem (estacionária e dinâmica) e da simulação, existe um grande número de softwares relacionado a estas operações no mercado, incentivando pesquisas que se utilizam destes métodos (COLONNA & PUTTEN, 2007).

Em seu trabalho, MITTAL (2007) define como modelo o conjunto de equações algébricas e diferenciais capazes de descrever o comportamento estacionário e dinâmico de um processo. Para que o modelo esteja bem definido, é importante que os aspectos relevantes e os atributos do sistema sejam levados em considerações, que se realize simplificações razoáveis e que se respeite as leis físicas. A modelagem matemática é um eficaz instrumento para que se estude um sistema, economizando tempo e recursos, desde que seja feita com bom senso. Para dar a resposta de um modelo, a simulação utiliza de

métodos numéricos de resolução acoplados às condições inicial e de contorno. O autor cita ainda o ASPEN PLUS[®] como um simulador de processos com um amplo campo de aplicação, que foi desenvolvido originalmente para a realização de simulações de balanços materiais e energéticos de alguns processos específicos. O simulador deve ser alimentado com variáveis experimentais do processo, gerando as variáveis de saída especificadas. O uso da modelagem e da simulação se torna primordial na etapa de otimização do processo.

Diversos outros trabalhos de pesquisa incluem o uso de simuladores computacionais para realização da modelagem: PUTTEN & COLONNA (2007) utilizaram o software comercial SimECS para modelar um sistema de geração de energia a partir de biomassa; KOCAARSLAN & ÇAM (2007) utilizaram um modelo para simular o comportamento de uma planta de geração de energia frente à perturbações e estudar o uso de um controle adaptativo no processo; ZHENG & FURIMSKY (2003) utilizaram o ASPEN[®] para modelar uma planta de co-geração de energia; ONGIRO *et al* (1996), utilizando também o ASPEN PLUS[®], modelaram uma planta de geração de energia a partir de vapor d'água; WEIFENG *et al* (2006) simularam uma planta de reforma catalítica da nafta a partir de um modelo desenvolvido no ASPEN PLUS[®]; HARVEY & KANE (1997) fizeram uso do ASPEN PLUS[®] para avaliar os possíveis ganhos do aproveitamento do calor proveniente dos gases de saída da turbina de um ciclo de geração de energia; DOHERTY *et al* (2009) simularam um processo de produção de gases combustíveis a partir de biomassa utilizando também o ASPEN PLUS[®]; FISSORE & SOKEIPRIM (2011) realizaram um estudo de otimização de uma planta criogênica para recuperação de propanos e hidrocarbonetos mais pesados utilizando também o ASPEN PLUS[®].

Os inúmeros trabalhos de pesquisa que utilizam a simulação computacional na representação de processos aumentam a credibilidade das ferramentas computacionais. A utilização desta técnica traz grandes benefícios no que diz respeito a recursos gastos durante a realização de experimentos, e, graças ao aprimoramento de softwares desenvolvidos para esse propósito, a modelagem e a simulação computacional de sistemas químicos tem apresentado resultados cada vez mais condizentes com o processo real.

O presente trabalho também pretende avaliar o desempenho de um controle PID no sistema de refrigeração; portanto, também foi realizada uma pesquisa bibliográfica sobre o uso de técnicas de controles empregadas nesse tipo de sistema.

ZHANG *et al* (2009) compararam o uso de um controlador PID e da lógica *fuzzy* num sistema de refrigeração. O controle foi realizado através da manipulação da abertura da válvula de expansão eletrônica, e a variável controlada foi a temperatura de superaquecimento na linha de sucção. Os parâmetros do controlador PID foram determinados a partir do método de Ziegler-Nichol, enquanto a sintonia do controlador *fuzzy* foi determinada através do método de tentativa e erro. Para avaliar o efeito dos dois tipos de controladores, foram realizadas simulações dinâmicas e, posteriormente, para validar as simulações, foram realizados experimentos num protótipo experimental. As perturbações foram realizadas na temperatura de entrada do fluido de processo (água). As simulações mostraram um melhor desempenho do controle *fuzzy*, devido, principalmente, à ação mais lenta do controle PID e sua baixa adaptabilidade, como mostra a Figura 2. A importância de se manter a temperatura de superaquecimento estável está no fato de que uma constante manipulação da válvula de expansão, e de forma não precisa, pode variar fortemente a pressão de sucção e deixar o sistema fora de controle. Uma pressão de sucção abaixo do valor recomendado, pode provocar problemas no compressor tais como saturação do refrigerante dentro do equipamento, que prejudica o funcionamento do equipamento e o rendimento do sistema. Os experimentos realizados para validação do modelo empregado na simulação confirmaram a lógica *fuzzy* como preferencial para este tipo de controle.

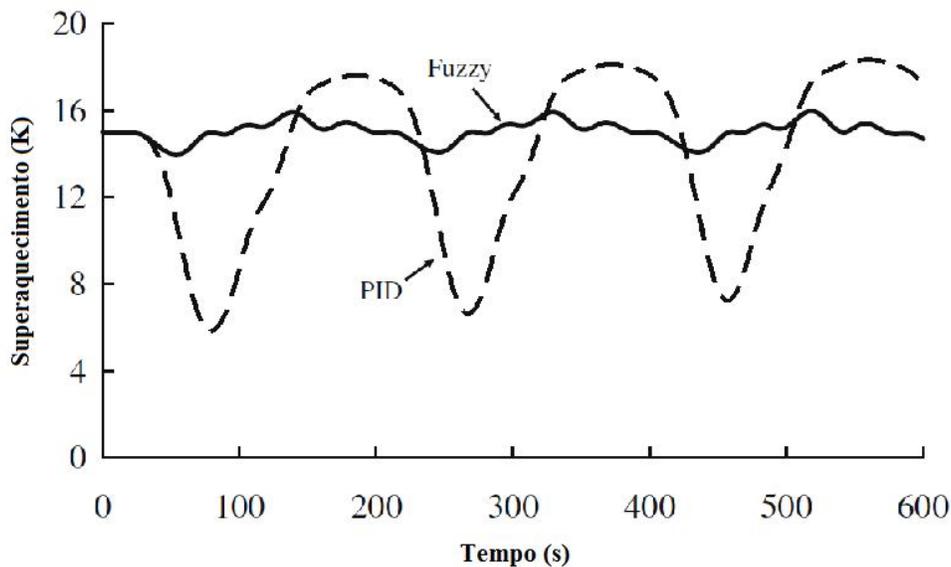


Figura 2. Predição do valor de superaquecimento da linha de sucção (modificado de ZHANG et al, 2009)

PETTIT *et al* (1998) desenvolveram um modelo capaz de representar as diversas condições de operação de evaporador num sistema de refrigeração. O modelo foi construído da seguinte maneira: para cada condição de operação existente no evaporador, foram encontradas equações capazes de descrever esta condição. As seis condições estudadas foram baseadas nas condições físicas do refrigerante dentro do evaporador, ou seja, se o refrigerante estava na fase líquida (FL), se ele coexistia nas duas fases (FLV), ou se estava apenas na fase vapor (FV). Portanto, as seis condições possíveis seriam: da FL para FLV e então para FV; da FL para FLV; da FLV para FV; apenas FL; apenas FLV; e apenas FV. Para cada uma dessas condições, o operador deveria selecionar o conjunto de equações pré-estabelecidas. Foram realizadas simulações que demonstraram a eficácia do modelo adotado, e experimentos validaram essas simulações. Foi então proposto um controle para esse sistema de refrigeração baseado neste método. Para tal, foi utilizado um controlador PI, que manipularia a vazão mássica de refrigerante no evaporador, a fim de ajustar a temperatura de superaquecimento em torno de um *set-point* estabelecido. Os resultados mostraram que o controle proposto estaria apto para este sistema. A grande desvantagem desse método é o uso de um modelo que não é auto-adaptativo, necessitando que o operador verifique constantemente se as equações escolhidas estão de acordo com as condições atuais do evaporador. Além disso, para um controle eficaz de todo o sistema de

refrigeração (e não só do evaporador), seria necessário desenvolver modelos para os outros equipamentos e interligá-los.

MANSKE *et al* (2001) estudaram a viabilidade de um controle na pressão de operação do condensador para reduzir o gasto energético envolvido num processo de refrigeração. A unidade experimental estudada possuía dois motores, um de 15Hp com uma ventoinha pra injeção de ar, e outro de 30Hp, com duas ventoinhas. Este sistema foi modelado e, após devida validação, utilizado para avaliar a eficácia do controle de pressão do condensador. Duas propostas de controle foram apresentadas. A primeira se baseia num controle *on/off*, onde as ventoinhas dos motores eram ligadas até que a pressão do condensador atingisse uma pressão limite pré-estabelecida. Em seguida, os motores eram desligados, a fim de aumentar a pressão no condensador até o valor de *set-point*. O outro método utiliza um inversor de frequência para ajustar a velocidade de rotação das ventoinhas, com o intuito de minimizar o gasto energético nos motores, quando a temperatura ambiente permitisse uma menor pressão de condensação para uma determinada carga térmica. Simulações do protótipo experimental mostraram uma dependência próxima da linear entre a temperatura ambiente e a pressão ótima para *set-point* requerida pelo sistema. Sendo assim, foi possível estabelecer um algoritmo capaz de prever, para cada condição de operação, o valor de pressão que deveria ser fixado como *set-point*. Para todas as condições, o método de controle que se utiliza do inversor de frequência foi mais bem sucedido do que a técnica *on/off*, chegando até a consumir 8% a menos de energia em relação a este último.

YU & CHAN (2005) avaliaram um método de controle na temperatura do condensador a ar, a fim de aumentar a eficiência do *chiller* em relação ao método de controle utilizado no trabalho anterior, que é baseado na pressão de condensação. O estudo consistiu em encontrar um algoritmo capaz de variar o *set-point* da temperatura de condensação conforme a temperatura ambiente fosse variada. Dessa forma, alcançava-se uma capacidade frigorífica maior no evaporador, o que compensaria o gasto energético no condensador. O controle proposto foi muito bem sucedido quando a válvula de expansão termostática foi substituída por uma válvula eletrônica acoplada a um controlador PID, capaz de assegurar um superaquecimento seguro na saída do evaporador. Além de a

eficiência energética ter sido aumentada com este método de controle proposto, a vida útil do condensador a ar foi aumentada, já que agora as ventoinhas não são mais ligadas e desligadas constantemente.

Um sistema de refrigeração é comprovadamente um sistema de múltiplas entradas e múltiplas saídas, além de ser não linear. Baseados nessas características, TIAN *et al* (2008) estudaram o uso de um controlador baseado na lógica *fuzzy* e em redes neurais, que possuem a característica de se auto-adaptarem às diversas condições de operações. Neste estudo, foram escolhidas como variáveis controladas o grau de superaquecimento e a pressão de evaporação. Esta última foi escolhida preferencialmente à temperatura de evaporação devido a temperatura ser muito sensível e facilmente perturbada durante a medição. Como há a presença de duas fases no evaporador, a pressão está intimamente relacionada à temperatura, essa consideração está em concordância com o experimento. As variáveis manipuladas foram a abertura da válvula de expansão eletrônica e a velocidade de rotação do compressor através de um inversor de frequência. Os resultados mostraram que, com o aumento do número de treinamentos, o desempenho do controlador era ampliado, de forma que, com seis ensaios, as variáveis controladas apresentavam respostas rápidas e com um baixo valor de *overshoot* e um desvio permanente aceitável.

No modelo de um sistema de refrigeração apresentado por LEI & ZAHEERUDDIN (2005) foi desenvolvido um método simples para computar o efeito do superaquecimento no evaporador. Inicialmente foi realizada uma modelagem para cada um dos componentes do respectivo sistema, e então esses modelos foram integrados a fim de simular todo o ciclo. Estudos do estado estacionário e da dinâmica do sistema foram realizados. Sob diferentes frequências de rotação do compressor, foi percebido que há uma mínima abertura da válvula possível para que o sistema opere dentro de um limite operacional. Concluiu-se também que a temperatura da água a ser refrigerada demora um tempo muito maior (de 5 a 10 vezes maior) para alcançar o regime estacionário comparado a vazão mássica de refrigerante e a pressão do sistema.

HUA *et al* (2009) desenvolveram uma modelagem para um sistema de refrigeração de forma que as equações de transferências relativas à temperatura de evaporação e ao

superaquecimento pudessem ser desacopladas, ou seja, cada função é modelada de forma que a perturbação numa variável não interfira na outra, e vice-versa. Para tal, o modelo se utilizou de compensadores do tipo *feedforward* onde os blocos de processos não possuíam *loops* de interferência; dessa forma, cada variação numa das variáveis manipuladas (velocidade de rotação do compressor e abertura da válvula de expansão eletrônica) era representada como uma variável de entrada no bloco referente à outra variável e tinha seu valor corrigido pela característica *feedforward* do modelo. A partir deste modelo, foi possível adaptar um controle PI no sistema proposto. O uso do controlador acoplado à modelagem proposta foi capaz de controlar com alto desempenho o sistema de refrigeração para diferentes *set-points* de temperatura do evaporador ou para mudanças na carga térmica, apresentando pouco ou quase nenhum desvio permanente, e valores de *overshoot* e *undershoot* dentro das especificações estabelecidas.

Os exaustivos trabalhos relacionados com a forma de se controlar um sistema de refrigeração demonstram o significativo interesse de se manter esses sistemas numa condição adequada quanto ao seu desempenho energético. Encontrar formas baratas e relativamente simples de se alcançar esse objetivo colabora com o aumento da eficiência energética desses sistemas, tornando-os mais viáveis economicamente. No presente trabalho, será investigado o uso de técnicas clássicas de controle, buscando definir o conjunto de variáveis mais adequado para se manter o sistema numa determinada condição.

CAPÍTULO 3 - SISTEMA EXPERIMENTAL

Para realização deste trabalho, foi simulado o comportamento de um protótipo experimental de uma planta de refrigeração presente no Laboratório de Controle e Automação da Faculdade de Engenharia Química na Universidade Estadual de Campinas. O protótipo experimental pode ser visualizado na Figura 3.

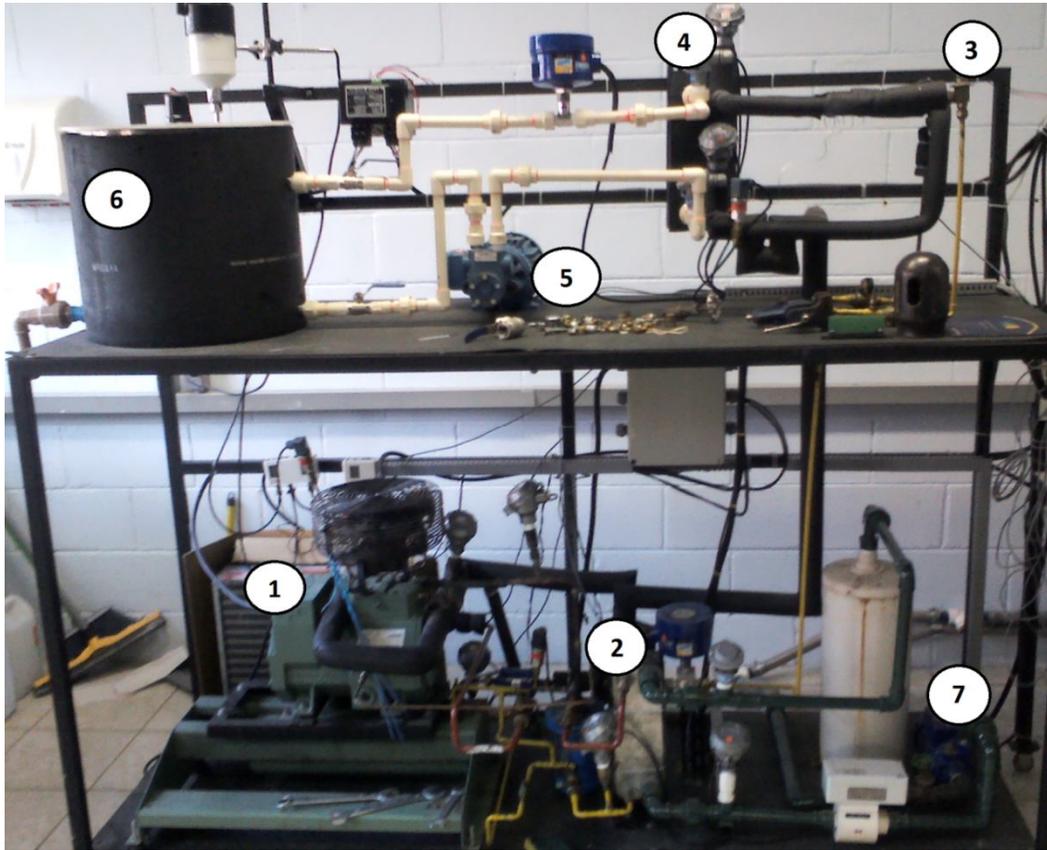


Figura 3. Protótipo experimental do sistema de refrigeração. 1-Compressor; 2-Condensador; 3-Válvula de expansão; 4-Evaporador; 5-Bomba da linha fluido secundário; 6-Tanque de armazenamento da solução de propileno glicol; 7-Bomba da linha de condensação

3.1 - CICLO PRIMÁRIO

O ciclo primário baseia-se em um fluido refrigerante, neste caso o R22, que circula pelos componentes do ciclo, removendo calor do fluido a ser refrigerado (fluido secundário) e fornecendo calor através do condensador.

O compressor utilizado neste sistema é o modelo 2FC2.2 da Bitzer Compressores[®], com dois cilindros, aberto, de alta velocidade de rotação e para altas, médias e baixas temperaturas. A velocidade do rotor é ajustada a partir de um inversor de frequência. O compressor pode atuar entre 40Hz e 70Hz, de acordo com recomendação do fabricante.

A válvula de expansão termostática é a mais utilizada em instalações frigoríficas, possuindo a função de regular a vazão de líquido refrigerante no evaporador proporcionalmente ao superaquecimento do vapor na sucção. É usual a instalação de válvulas de expansão termostática em sistemas de refrigeração para garantir o mínimo superaquecimento estável no evaporador.

Tanto para o evaporador quanto para o condensador foi utilizado um trocador de calor do tipo placas brasado modelo CB 26M da Alfa Laval[®]. O modelo CB 26M é baseado no princípio de construção de um conjunto de placas soldadas em seu perímetro. Sua característica construtiva oferece altas taxas de transferência de calor pelos fluidos que circulam alternadamente entre suas placas.

3.2 - CICLO SECUNDÁRIO

No ciclo secundário é utilizada uma solução 50% em volume de água e propilenoglicol, que é o fluido a ser refrigerado pelo sistema. Utilizou-se esta solução devido ao fato dela congelar em temperaturas em torno de -50°C.

Para promover a circulação da solução, utiliza-se uma bomba de deslocamento positivo, modelo RZR500 acionada por um motor de 0,75Hp de potência. Sua rotação é controlada a partir de um inversor de frequência.

Há, ainda, na linha de propilenoglicol, um tanque de armazenamento com capacidade de 60L onde está acoplada uma resistência elétrica de imersão fabricada com elementos tubulares blindadas em aço, 220V, 4000W, que simula a carga térmica do sistema. Um agitador fixado no tanque garante a homogeneização do fluido em seu interior.

3.3 - SISTEMA DE RESFRIAMENTO A ÁGUA

A bomba utilizada para impulsionar o propilenoglicol através do condensador de placas brasado e a bomba utilizada na torre de resfriamento são bombas centrífugas KSB Hydrobloc P500 0,5Hp, 220V, trifásica com vazão máxima de 2400L/h.

Para garantir uma operação estável do condensador a água e uma maior economia no consumo de água, foi construída uma torre de resfriamento. A torre funciona através do fluxo cruzado entre ar e água.

3.4-INSTRUMENTAÇÃO DO PROTÓTIPO EXPERIMENTAL

A planta de refrigeração modelada neste trabalho conta com um sistema de instrumentação implementado por PINELLI (2008), a fim de se medir um grande número de variáveis, tornando mais fácil a modelagem do sistema.

Para as medidas de temperatura no sistema de resfriamento de líquido foram utilizadas termo resistências Pt100 a três fios com cabeçote. Para a medição de vazão foram utilizados dois medidores do tipo turbina da marca Incontrol, como visto na Tabela 1. Ambos os medidores possuem sinal de saída de 4 a 20mA e foram aferidos pelo fabricante, para as vazões de R22 e da linha de propilenoglicol.

Tabela 1. Descrição dos medidores de vazão utilizados

MODELO	VAZÃO (m ³ /h)	MEDIÇÃO
VTPL-110A020211RAAC20	entre 1,13 e 10,3	R22
VTL-009A020211BCC20	Entre 0,17 e 1,70	Propilenoglicol

E, para as medições das pressões de descarga, condensação, evaporação e sucção, foram utilizados sensores piezo resistivos Danfoss modelos 06011G25 para pressões entre 0 e 10 bar, e 06011G05, para pressões entre 0 e 40 bar, com sinal de saída de 4 a 20 mA e precisão de $\pm 0,3\%$, já aferidos pelo fabricante. A descrição dos sensores conforme o

diagrama pode ser vista na Tabela 2, e o fluxograma da instrumentação pode ser visto na Figura 4.

Tabela 2. Descrição dos sensores utilizados

SENSOR	DESCRIÇÃO
TT 101	Temperatura de descarga
TT 102	Temperatura de condensação
TT 104	Temperatura de evaporação
TT 105	Temperatura de saída do evaporador (R22)
TT 106	Temperatura de sucção
TT 201	Temperatura à entrada do evaporador (propilenoglicol)
TT 202	Temperatura à saída do evaporador (propilenoglicol)
FT 101	Vazão de R22
FT 202	Vazão de propilenoglicol
PT 101	Pressão de descarga
PT 102	Pressão de condensação
TP 103	Pressão de evaporação
PT 104	Pressão de sucção
PSHL	Dispositivo de alarme para pressões alta e baixa
JIT 101	Inversor de frequência para o compressor
JIT 201	Inversor de frequência para a bomba

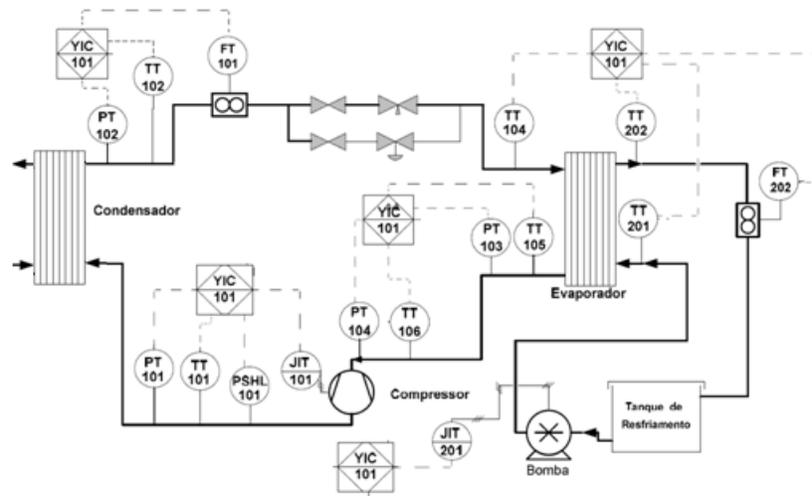


Figura 4. Fluxograma de instrumentação do protótipo experimental

CAPÍTULO 4 – MODELAGEM COMPUTACIONAL

Para realização do modelo computacional do ciclo descrito, foram utilizados os softwares EXCHANGER DESIGN AND RATING[®] (EDR), o ASPEN PLUS[®] e, finalmente, o ASPEN PLUS DYNAMICS[®], incluídos no pacote ASPEN[®]. O primeiro programa foi utilizado para modelagem da geometria dos trocadores de calor presentes no ciclo, que deve ser determinada através do EDR para que seja levada em consideração nos cálculos transientes; já no segundo foi montado o modelo propriamente dito, incluindo os trocadores de calor importados do EDR e os demais blocos que representam os equipamentos envolvidos no processo. O último programa foi utilizado para implementar perturbações ao sistema e avaliar seu comportamento, além da implementação das malhas de controle.

4.1-MODELAGEM DOS TROCADORES DE CALOR

Para a determinação da geometria dos trocadores de calor, é necessário que se forneça de dados ao EDR as condições de entrada e saída dos fluidos envolvidos, bem como a vazão e a pressão de operação. Como dados de entrada, é possível que se forneça as temperaturas ou as frações de vapor ou até mesmo a quantidade de calor trocada. Como os dois trocadores são do mesmo modelo e apresentam, portanto, a mesma geometria, apenas um trocador foi projetado a partir do programa, sendo utilizado depois o mesmo projeto para o evaporador e para o condensador.

Os dados utilizados para inserção no programa foram obtidos a partir de um experimento realizado no sistema real, tomando por base o condensador, e estão descritos na Tabela 3. Após a geometria ter sido determinada, o modelo foi salvo na extensão EDR, que é a extensão utilizada para trocadores de calor no ASPEN PLUS[®].

Tabela 3. Dados de operação do condensador utilizados na modelagem dos trocadores de calor

Variáveis	Fluido quente		Fluido frio	
	Entrada	Saída	Entrada	Saída
	R22		Solução 50% propilenoglicol	
Vazão mássica (kg/h)	120		800	
Temperatura (°C)	70,0	39,2	31,3	32,3
Pressão (bar)	13,8	12,4	6,0	5,4

4.2-MODELAGEM DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Na modelagem do ciclo de refrigeração, foram realizadas algumas simplificações, que não devem comprometer o resultado final do modelo.

- a) Foram desprezadas praticamente todas as perdas de carga nas tubulações, com exceção da linha de sucção, onde a perda de carga e a mudança de temperatura podem ser significativas e estão relacionadas com o superaquecimento do evaporador;
- b) Também foram desprezados os acessórios presentes no ciclo, tais como o tanque de separação de óleo e a presença dos sensores.

Para cada equipamento foi utilizado um bloco específico e a escolha das variáveis de entrada para cada bloco foi determinada de forma tal que não houvesse problemas de convergência numérica. Os sensores presentes na linha forneceram os dados de entrada para alimentar o modelo.

4.2.1-COMPRESSOR

Para caracterização do compressor (considerado isentrópico), foi utilizado o bloco COMPR e fornecida uma curva de performance do mesmo, obtida através do BITZER SOFTWARE[®], disponível a partir da compra do equipamento. A Tabela 4 mostra a curva obtida a partir do software:

Tabela 4. Curva de performance do compressor (Fonte: Bitzer Software versão 2007.09)

Rotação do compressor							
40Hz		50Hz		60Hz		70Hz	
Potência (kW)	Vazão (m³/h)	Potência (kW)	Vazão (m³/h)	Potência (kW)	Vazão (m³/h)	Potência (kW)	Vazão (m³/h)
0,34	31,04	0,59	37,5	1,44	45,3	3,21	49,8
0,47	41,56	0,79	50,1	1,68	60,4	3,27	70,0
0,60	38,31	0,97	54,7	1,9	78,1	3,42	111,5
0,71	67,73	1,13	81,8	2,09	98,8	3,57	122,0
0,82	84,20	1,27	101,6	2,25	122,6	3,69	150,9
0,90	102,93	1,38	124,3	2,39	150,1	3,84	192,3

4.2.2-EVAPORADOR E CONDENSADOR

Na modelagem destes equipamentos foram utilizados os blocos HEATX. Para o condensador, foi caracterizado que o subresfriamento do refrigerante seja de 3°C, para garantir que todo o refrigerante condense durante a passagem pelo equipamento. Já para o evaporador, foi estabelecido um grau de superaquecimento de 6°C para a corrente de sucção. Ambas as geometrias dos trocadores de calor em questão foram obtidas através do arquivo EDR obtido através do Exchanger Design and Rating®.

4.2.3-VÁLVULA DE EXPANSÃO

Para a válvula de expansão termostática, foi utilizado o bloco VALVE. Para caracterizar tal bloco é possível fornecer as configurações da mesma, ou a perda de carga (ou pressão de saída) sofrida pelo fluido.

4.2.4-PERDA DE CARGA NA LINHA DE SUCÇÃO E COOLER

Para modelar a perda de carga na linha de sucção e o cooler do compressor foram utilizados blocos do tipo HEATER, onde, para configurá-lo é necessário fornecer duas

características dentre as seguintes: perda de carga, pressão de saída, temperatura de saída, fração de vapor, calor envolvido ou aumento/decréscimo de temperatura. Para a perda de carga na sucção foram determinados a pressão de saída e o calor envolvido no processo. Já no cooler, foi informado o calor envolvido e uma perda de carga desprezível

4.2.5-BOMBAS

Foi utilizado o bloco PUMP para modelar as bombas presentes na linha de fluido secundário e na linha de água. Foi informada a potência nominal de cada bomba, a partir de dados do fabricante.

4.2.6-TANQUE DE PROPILENOGLICOL

Para modelagem do tanque de propilenoglicol foi utilizado um bloco do tipo MIXER, e para tal foram informadas a pressão e o estado físico do componente dentro do tanque.

Para representar a resistência presente no tanque, foi utilizado um bloco HEATER, sendo este caracterizado pela pressão e pela carga térmica imposta para o aquecimento.

Todos os blocos foram conectados a partir de correntes de material, disponível no ASPEN PLUS[®]. Para condições de entrada das correntes, são fornecidas condições de temperatura, pressão e vazão mássica das correntes de Sucção (linha de fluido primário), Alimentação do tanque (linha de fluido secundário) e sucção da bomba na linha de condensação. O fluxograma desenvolvido no ASPEN PLUS[®] pode ser visto na Figura 5. A construção do modelo foi realizada por partes, isto é, primeiramente modelou-se o compressor, após a simulação do mesmo incluiu-se o condensador, e assim sucessivamente até que todo o sistema fosse modelado.

Antes de exportar para o ASPEN PLUS DYNAMICS[®], é ainda necessário que se forneçam dados referentes à geometria dos equipamentos, para que a dinâmica do processo seja levada em conta no regime transiente.

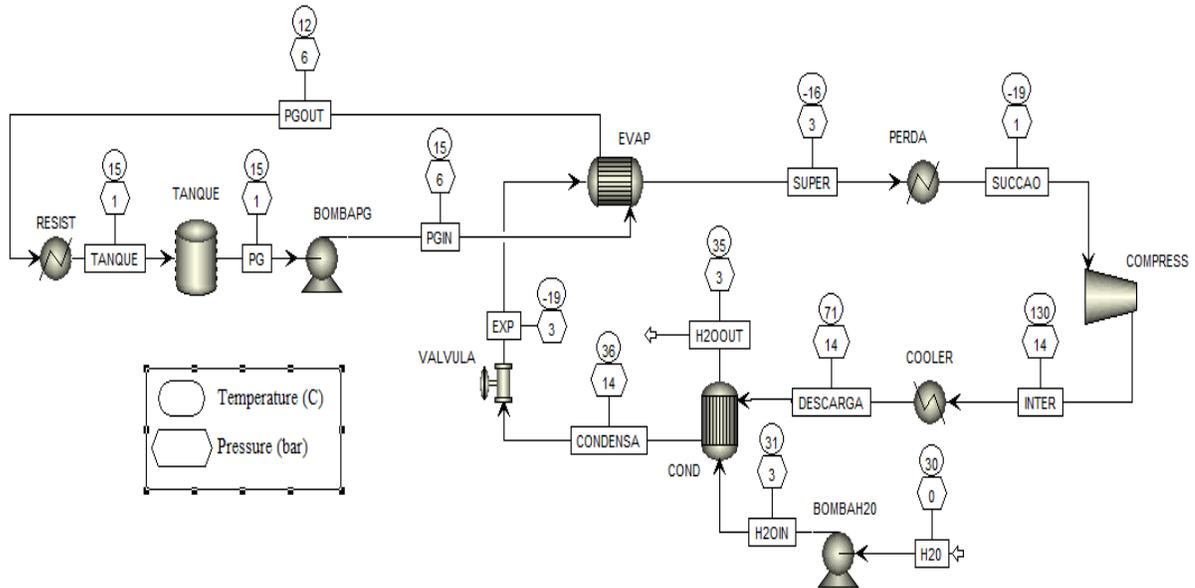


Figura 5. Fluxograma desenvolvido no ASPEN PLUS® para modelagem do sistema de refrigeração

A Tabela 5 mostra os dados de entrada fornecidos na modelagem do sistema de refrigeração. A Tabela 6 mostra quais dados adicionais foram fornecidos ao modelo para que este fosse exportado para o ASPEN PLUS DYNAMICS®.

Tabela 5. Dados de entradas do modelo desenvolvido no ASPEN PLUS®

Bloco/ Corrente	Dados de entrada
SUCCAO	Temperatura: 1,4°C; Pressão: 1,43bar; Vazão mássica de R22: 73 kg/h
PGOUT	Temperatura: 6,8°C; Fração de vapor: 0; Vazão mássica: PG: 640 kg/h, H2O: 1400kg/h
COM PRESS	Tipo: isentrópico; curvas de performance
COOLER	Pressão (negativo significa perda de carga): -0,0001bar; Taxa de calor: -1086,58W
COND	Modo de cálculo: Pratos; graus de subresfriamento da corrente quente: 3°C
VALVULA	Pressão de saída: 2,9bar
EVAP	Modo de cálculo: Pratos; graus de superaquecimento da corrente fria: 6°C
PERDA	Pressão: 1,4bar; Taxa de calor: 136,99W
BOMBAH2O	Potência: 0,5Hp
BOM BAPG	Potência: 0,75Hp
TANQUE	Pressão: 1,0bar; Fases válidas: apenas líquida
RESIST	Pressão: 1,1bar; Taxa de calor: 3000W; Fases válidas: líquida apenas

Tabela 6. Dados de geometria baseados no protótipo experimental

Bloco	Dados de geometria
COMPRESS	Momento de inércia: 100kg.m ²
COOLER	-
COND	Especificação dos volumes dos lados quente e frio: lado quente entrada/saída: 8L; lado frio entrada/saída: 8L
VALVULA	-
EVAP	Especificação dos volumes dos lados quente e frio: lado quente entrada/saída: 8L; lado frio entrada/saída: 8L
PERDA	-
BOMBAH2O	-
BOMBAPG	-
TANQUE	Tipo de vaso: Vertical; Comprimento: 40cm; Diâmetro: 39,6cm
RESIST	Especificação de volume: volume de entrada: 2L; volume de saída: 2L

No ASPEN PLUS DYNAMICS[®] foi incluído um controlador Proporcional para representar a dinâmica da válvula, que tem sua abertura regulada de forma a garantir um superaquecimento adequado no compressor.

CAPÍTULO 5 – RESULTADOS

5.1-DESIGN DOS TROCADORES DE CALOR

De acordo com o procedimento descrito na seção 4.1, o EXCHANGER DESIGN AND RATING[®] forneceu a geometria dos trocadores de calor, como mostrado na Figura 6. Essa geometria está de acordo com a geometria do trocador experimental, portanto poderá ser usada como base na modelagem dos trocadores de calor na simulação no ASPEN PLUS[®].

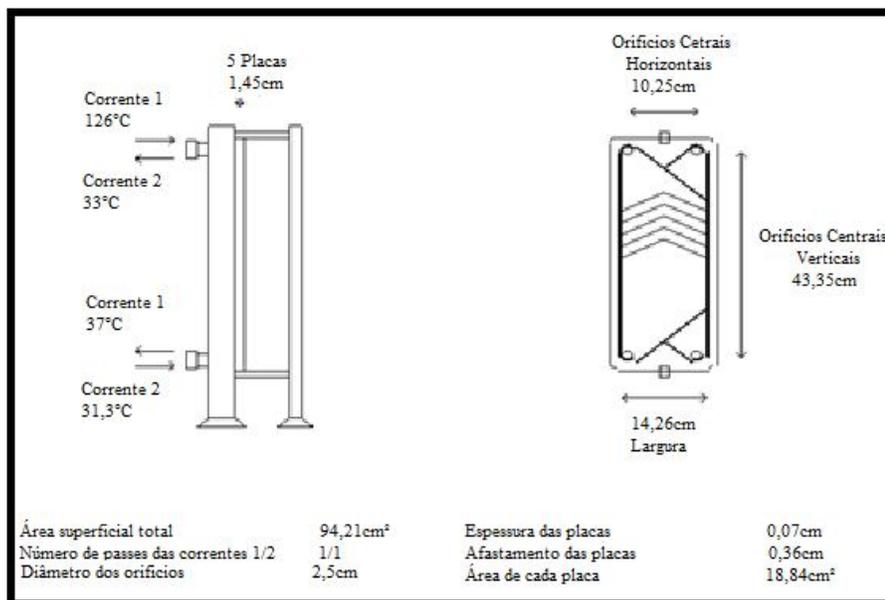


Figura 6. Geometria dos trocadores de calor obtida a partir do Exchanger Design and Rating[®]

5.2-VALIDAÇÃO DO MODELO

Para validar o modelo proposto, foram realizados experimentos em condições diversas, como mostrado na Tabela 7, a fim de provar a sua precisão em diferentes situações. Em cada experimento, o sistema foi perturbado e encontrado outro estado de equilíbrio. Os distúrbios foram aplicados à velocidade de rotação do compressor, por ser o parâmetro que mais influi no sistema estudado.

Tabela 7. Condições de operações para os diferentes casos utilizados na validação do modelo

Caso 1: Rot. do compressor: 60Hz -> 50Hz		Caso 2: Rot. do compressor: 60Hz -> 70Hz		Caso 3: Rot. do compressor: 60Hz -> 70Hz	
Carga Térmica (kW)	2000	Carga Térmica (kW)	2000	Carga Térmica (kW)	3000
Rot. compressor (Hz)	60	Rot. compressor (Hz)	60	Rot. compressor (Hz)	60
Rot. bomba - PG (Hz)	70	Rot. bomba - PG (Hz)	70	Rot. bomba - PG (Hz)	70
Rot. bomba - Água (Hz)	70	Rot. bomba - Água (Hz)	70	Rot. bomba - Água (Hz)	70
Temp. descarga (°C)	75	Temp. descarga (°C)	75	Temp. descarga (°C)	77
Temp. condensação (°C)	36,8	Temp. condensação (°C)	37	Temp. condensação (°C)	38,5
Temp. entrada no evap. R22 (°C)	-20	Temp. entrada no evap. R22 (°C)	-20,2	Temp. entrada no evap. R22 (°C)	-15,7
Temp. saída do evap. R22 (°C)	-11	Temp. saída do evap. R22 (°C)	-17	Temp. saída do evap. R22 (°C)	-8,5
Temp. sucção (°C)	-3	Temp. sucção (°C)	-20	Temp. sucção (°C)	-1,4
Temp. entrada no evap. PG (°C)	11,6	Temp. entrada no evap. PG (°C)	6,5	Temp. entrada no evap. PG (°C)	9,5
Temp. saída do evap. PG (°C)	9,5	Temp. saída do evap. PG (°C)	4,7	Temp. saída do evap. PG (°C)	6,8
Temp. entrada no cond. Água (°C)	30	Temp. entrada no cond. Água (°C)	29,8	Temp. entrada no cond. Água (°C)	29,9
Temp. saída do cond. Água (°C)	31,8	Temp. saída do cond. Água (°C)	31,7	Temp. saída do cond. Água (°C)	32,3
Vazão R22 (m ³ /h)	0,05	Vazão R22 (m ³ /h)	0,05	Vazão R22 (m ³ /h)	0,06
Vazão PG (m ³ /h)	0,97	Vazão PG (m ³ /h)	0,97	Vazão PG (m ³ /h)	0,99
Vazão Água (m ³ /h)	1,4	Vazão Água (m ³ /h)	1,4	Vazão Água (m ³ /h)	1,4
Pressão descarga (bar)	12,8	Pressão descarga (bar)	13	Pressão descarga (bar)	13,7
Pressão condensação (bar)	12,8	Pressão condensação (bar)	12,9	Pressão condensação (bar)	13,5
Pressão evaporação (bar)	1	Pressão evaporação (bar)	1,18	Pressão evaporação (bar)	1,62
Pressão sucção (bar)	0,92	Pressão sucção (bar)	1	Pressão sucção (bar)	1,43

As variáveis observadas foram a temperatura de entrada e a temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador (circuito de fluido secundário) e também a temperatura de evaporação do R22 (fluido primário). As Figuras 7, 8 e 9 mostram os gráficos de dispersão para cada um das variáveis avaliadas. Foi realizada uma regressão

linear para avaliar o desempenho do modelo. Quanto mais próximo o ajuste linear para a linha diagonal, maior é a precisão do modelo. Pode-se observar que o coeficiente de correlação é de aproximadamente um para os três gráficos, bem como o coeficiente angular da reta. Como o erro médio na temperatura é dado pelo coeficiente linear, observa-se que o maior erro médio foi de aproximadamente $0,79^{\circ}\text{C}$. Este desvio foi considerado satisfatório, pois as incertezas nos termopares são de aproximadamente $0,5^{\circ}\text{C}$.

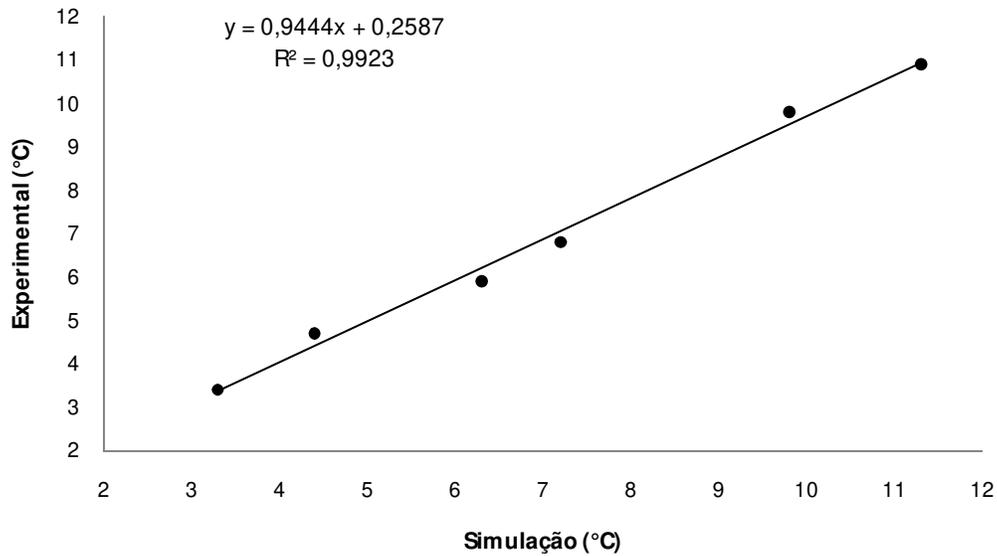


Figura 7. Temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador: dados experimentais e valores da simulação. O coeficiente linear indica um erro médio de $0,26^{\circ}\text{C}$

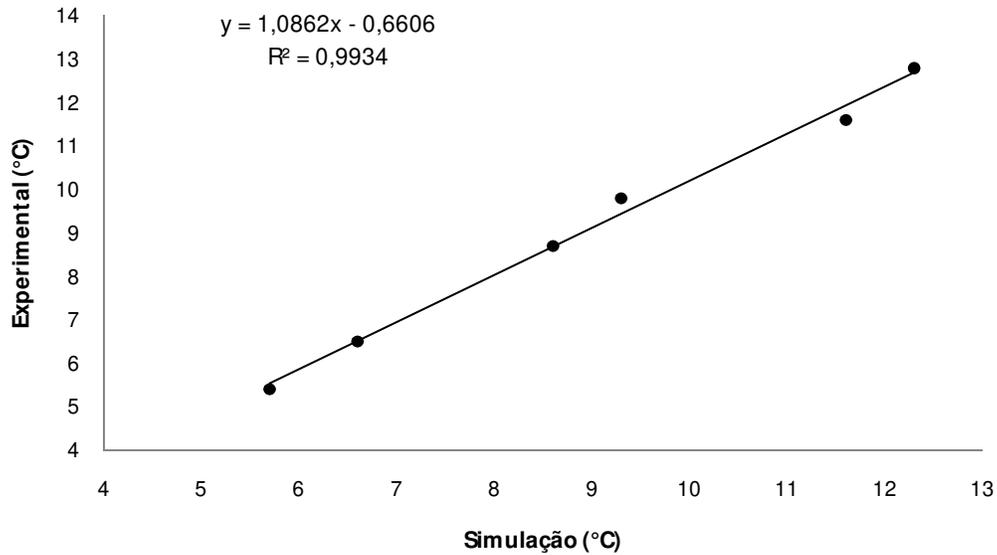


Figura 8. Temperatura de entrada do propilenoglicol no evaporador: dados experimentais e valores da simulação. O coeficiente linear indica um erro médio de 0,66°C

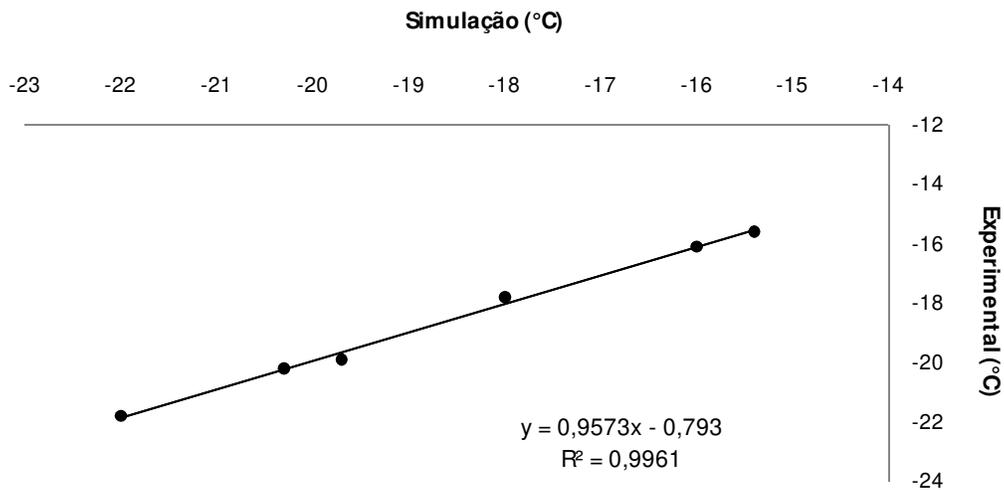


Figura 9. Temperatura de evaporação do R22: dados experimentais e valores da simulação. O coeficiente linear indica um erro médio de 0,79°C

Uma melhor visualização da validação do modelo é mostrada nas Figuras 10 e 11, onde o comportamento dinâmico da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador experimental e simulada é apresentado.

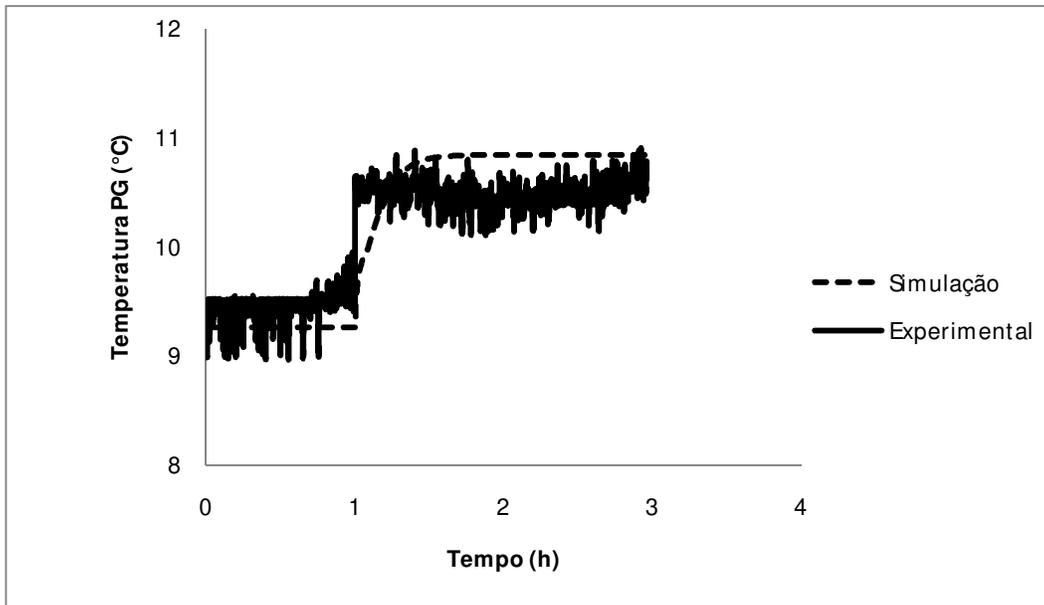


Figura 10. Comportamento dinâmico da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador frente uma perturbação de 10Hz negativos na frequência do compressor. Condições do processo: frequência de rotação da bomba e do compressor de 70Hz e carga térmica de 2000W

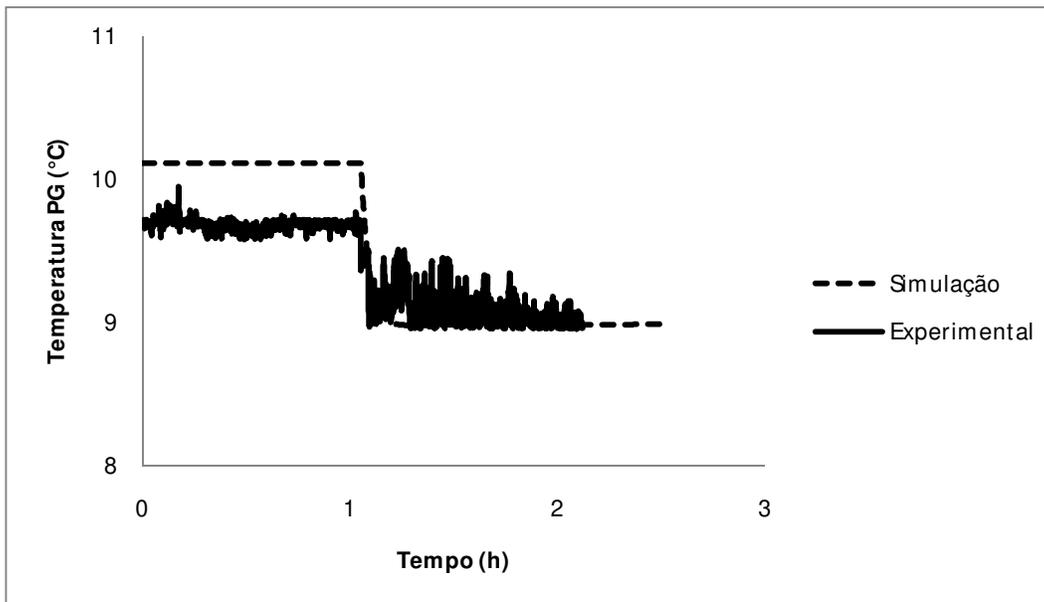


Figura 11. Comportamento dinâmico da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador frente uma perturbação de 1000W negativos na carga térmica. Condições do processo: frequência de rotação da bomba e do compressor de 70Hz e carga térmica de 3000W

Na Figura 11, as condições iniciais de operação foram de 70Hz para as frequências de rotação da bomba e do compressor e carga térmica de 3000W. A perturbação negativa de 1000W na carga térmica foi provocada após uma hora de simulação.

5.3-COMPORTAMENTO DINÂMICO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Foram provocados distúrbios nas três variáveis independentes do sistema (frequência de rotação da bomba do fluido secundário, frequência de rotação do compressor e carga térmica), com o intuito de avaliar o comportamento dinâmico do fluido secundário. As primeiras duas variáveis foram escolhidas por se tratarem de possíveis variáveis manipuladas do processo, enquanto que a terceira foi escolhida por se tratar de uma perturbação comum em sistemas de refrigeração.

Para avaliar a linearidade do sistema, degraus positivos e negativos foram provocados inicialmente na frequência de rotação do compressor e, depois de restabelecido o estado estacionário, na frequência de rotação da bomba. Retornando ao estado inicial, degraus foram impostos à carga térmica do sistema. As condições iniciais do estado estacionário foram de 60Hz para as frequências de rotação da bomba e do compressor, e 2000W para a carga térmica. O ganho do processo é dado pela relação entre a variação da variável observada pela variação da variável perturbada.

A Figura 12 mostra o comportamento da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador frente a perturbações de $\pm 10\%$, $\pm 15\%$ e $\pm 20\%$ na rotação do compressor

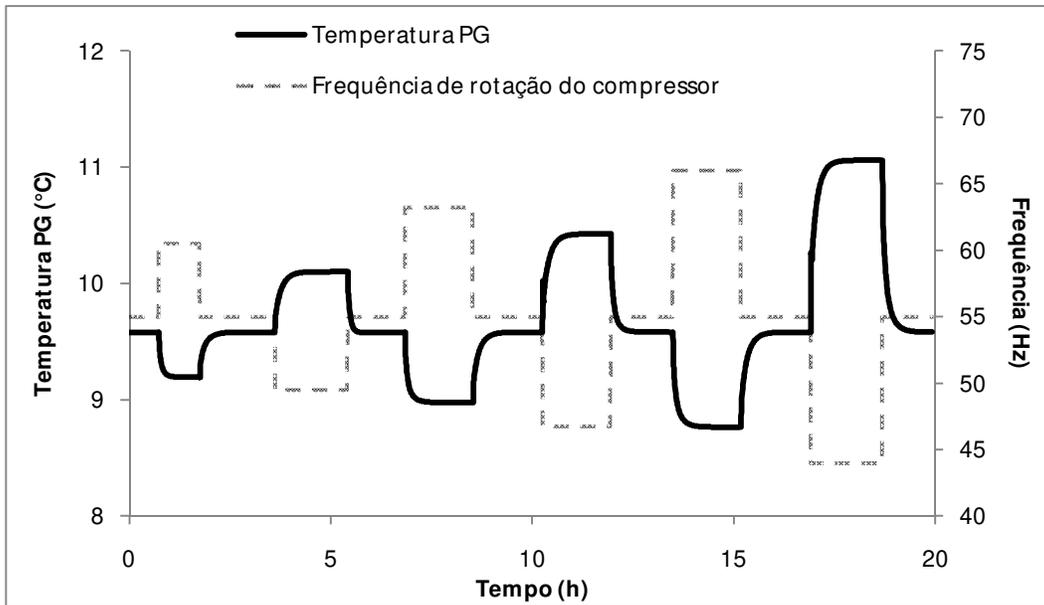


Figura 12. Comportamento da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador frente a diferentes perturbações na frequência de rotação do compressor

A partir da Figura 12 foi observada a não-linearidade do processo. Um gráfico evidenciando esta não-linearidade do processo pode ser visto na Figura 13, onde os valores de ganho são apresentados.

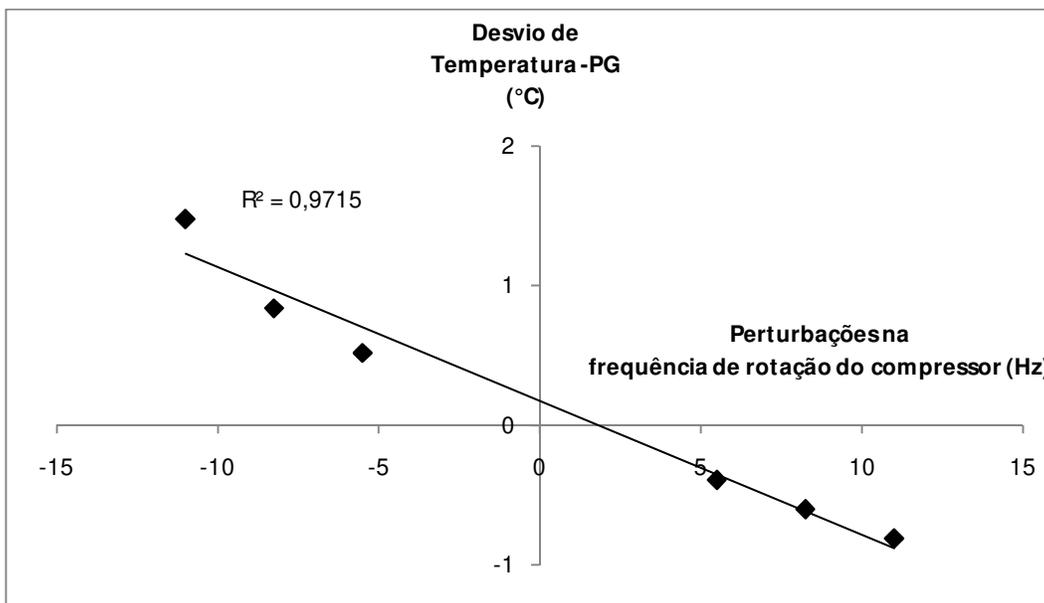


Figura 13. Comparação dos valores de ganho entre a variável observada e a perturbada

De acordo com o gráfico, os valores de ganho variam de $-0,071^{\circ}\text{C}/\text{Hz}$ até $-0,135^{\circ}\text{C}/\text{Hz}$, sugerindo que um controle clássico não poderia ser aplicado com a mesma sintonia em diferentes condições.

A Figura 14 mostra o comportamento da temperatura monitorada frente a perturbações na frequência de rotação da bomba da linha de fluido secundário. Degraus de $\pm 10\%$, $\pm 15\%$ e $\pm 20\%$ foram implementados e também estão mostrados na Figura.

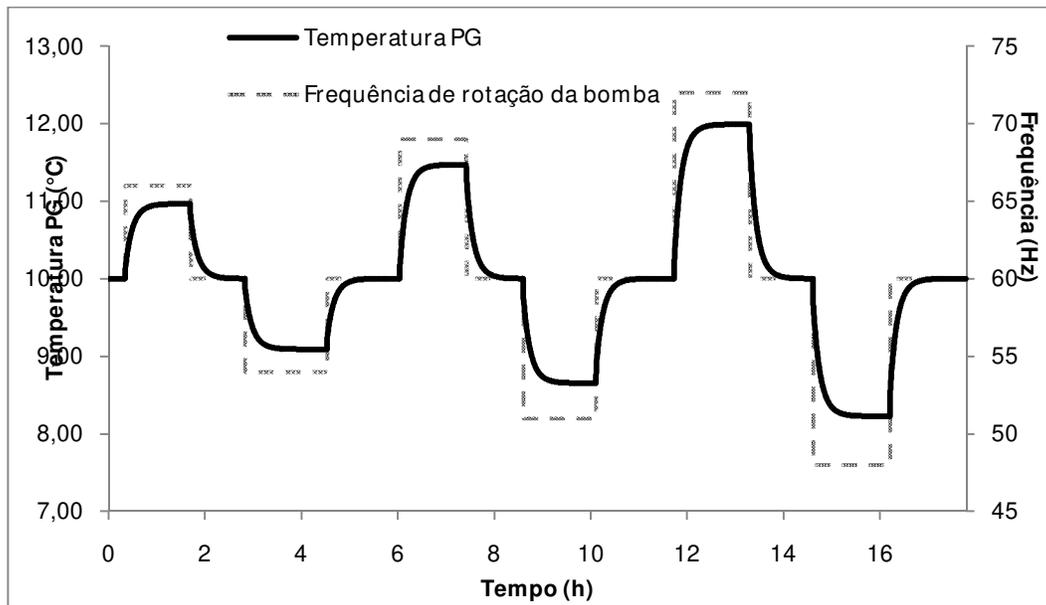


Figura 14. Comportamento da temperatura do propilenoglicol na saída do evaporador frente a perturbações na frequência de rotação da bomba

Neste caso, um comportamento bem próximo do linear é notado entre as variáveis. Isto pode ser melhor observado na Figura 15, onde é apresentado o valor do ganho do processo. A regressão linear resulta num valor de ganho estático de $0,16^{\circ}\text{C}/\text{Hz}$.

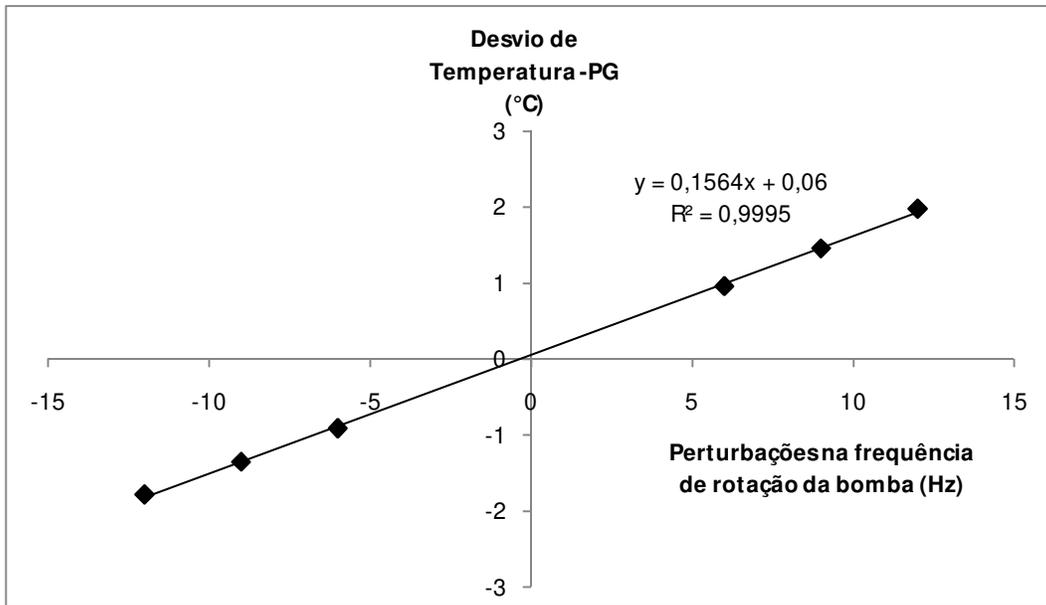


Figura 15. Comparação entre os valores de ganho entre a variável observada e a manipulada

O comportamento da temperatura monitorada frente a perturbações na carga térmica do sistema é mostrado na Figura 16. Perturbações da ordem de $\pm 10\%$, $\pm 25\%$ e $\pm 35\%$ foram aplicadas ao sistema.

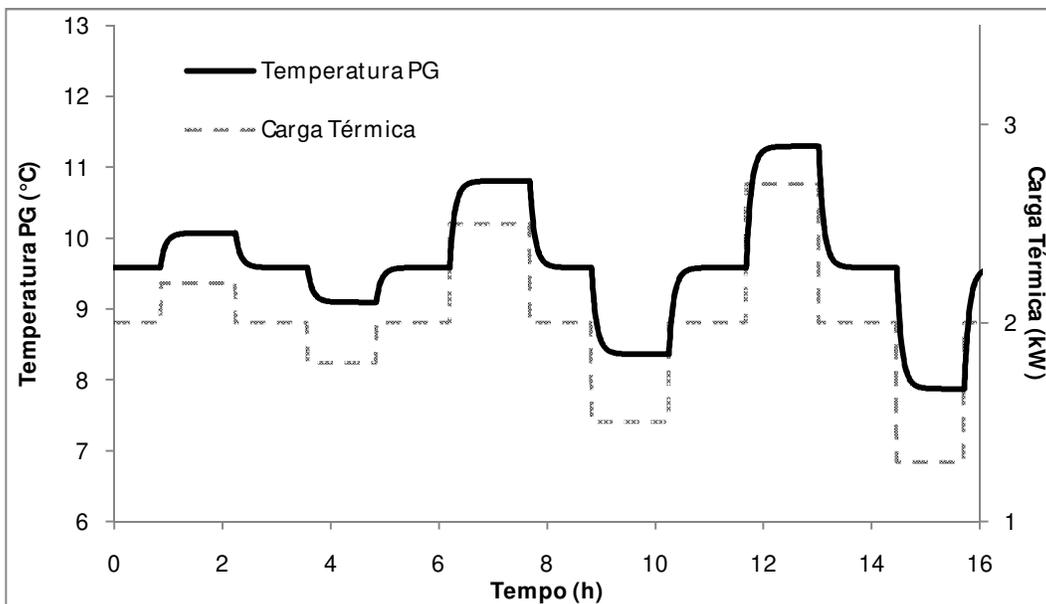


Figura 16. Comportamento da temperatura do propilenoglicol frente a perturbações na carga térmica do sistema

Neste caso, uma relação linear também pode ser observada entre a variável monitorada e a carga térmica. Os valores de ganho podem ser encontrados a partir da Figura 17, sendo o valor aproximado do ganho de 2,45°C/kW.

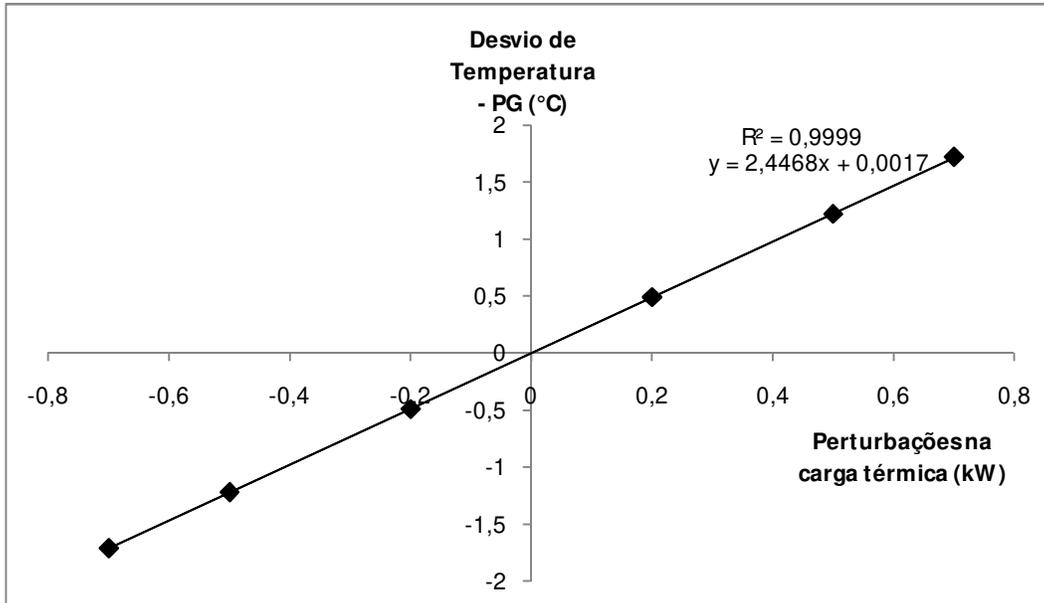


Figura 17. Comparação entre os valores de ganho das variáveis observada e perturbada

A importância de se estudar a linearidade do sistema está relacionada com a escolha apropriada da estratégia de controle. O conhecimento do comportamento dinâmico do sistema também permite prever o comportamento da variável controlada, tornando mais fácil o projeto de um controle preditivo. Se a não-linearidade do modelo for comprovada, um controle preditivo não-linear ou inteligente deve ser empregado.

Também foi investigado o comportamento dos índices de desempenho do sistema frente a perturbações nas variáveis manipuladas. Para essa avaliação, foram empregados o COP útil e o COP de Carnot, calculados a partir das equações 1 e 2.

$$COP_{\text{útil}} = \frac{Q_{\text{evaporador}}}{W_{\text{compressor}}} \quad (1)$$

$$COP_{\text{Carnot}} = \frac{T_{\text{fria}}}{T_{\text{quente}} - T_{\text{fria}}} \quad (2)$$

onde $Q_{\text{evaporador}}$ é a capacidade frigorífica do sistema; $W_{\text{compressor}}$ é o trabalho realizado pelo compressor; T_{fria} é a temperatura do fluido refrigerante na saída do condensador; e T_{quente} é a temperatura do refrigerante na saída do evaporador.

Figuras 18 e 19 mostram a influência das variáveis de interesse no comportamento do COP do sistema de refrigeração. As condições iniciais em regime permanente são semelhantes às descritas anteriormente. Perturbações da ordem de $\pm 10\%$, $\pm 15\%$ e $\pm 20\%$ foram implementadas nas variáveis.

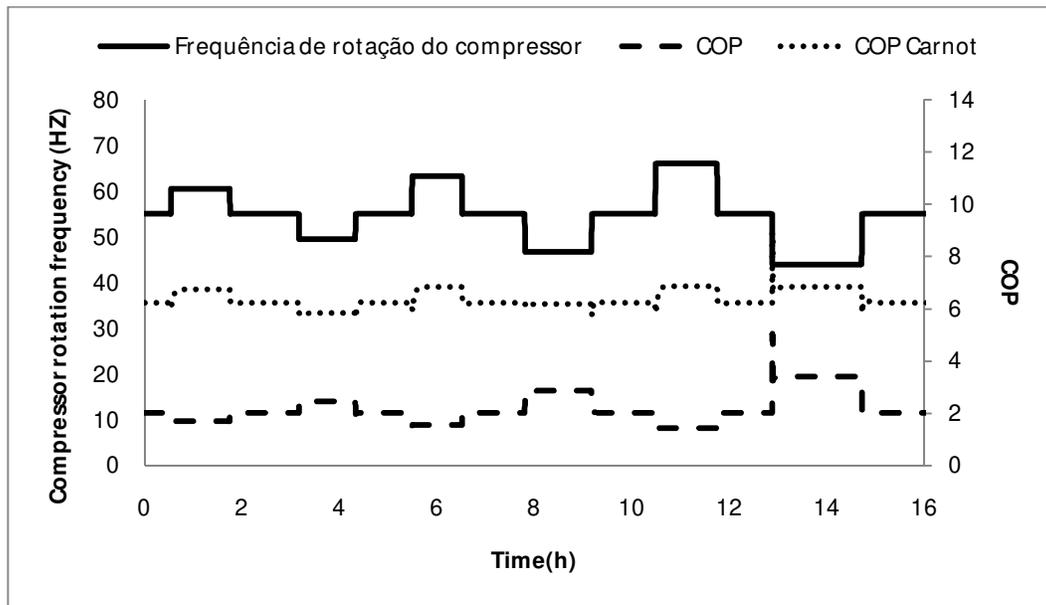


Figura 18. Influência da frequência de rotação do compressor nos coeficientes de desempenho do sistema

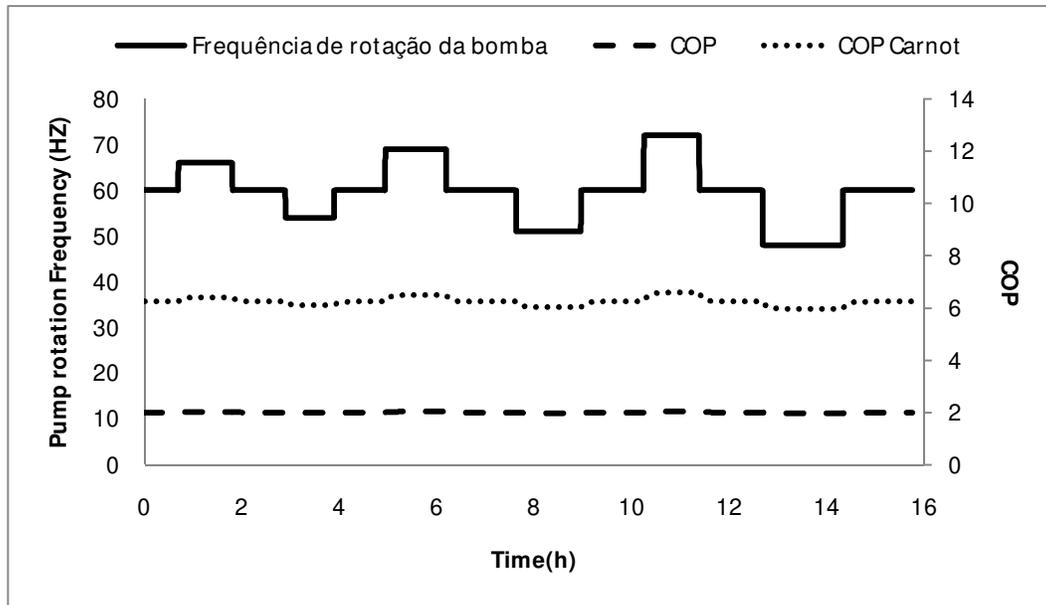


Figura 19. Influência da frequência de rotação da bomba nos coeficientes de desempenho do sistema

A partir das Figuras 18 e 19 é possível perceber a forte influência que a frequência de rotação do compressor exerce nos coeficientes de desempenho do sistema de refrigeração, enquanto que a frequência de rotação da bomba praticamente não influencia nos coeficientes, o que pode ser explicado pelo baixo tempo de residência que o fluido secundário permanece no evaporador.

5.4-ESTRATÉGIAS DE CONTROLE

Para realização dos testes envolvendo técnicas de controle, foi incluído no ASPEN DYNAMICS® um bloco NOISE com um desvio padrão de 0,3°C para simular o ruído existente na planta experimental, a fim de aproximar o comportamento do controle simulado a um possível controle real. Este sinal de ruído foi inserido nas variáveis controladas, antes de serem conectadas ao controlador. A condição de operação empregada no estudo das estratégias de controle foi a apresentada no Caso 3 da Tabela 7.

Ao todo, foram 5 (cinco) estratégias de controle testadas na planta, todas com controle clássico, mudando apenas as variáveis manipuláveis e controladas. As propostas estão apresentadas na Tabela 8.

Tabela 8. Propostas de controle estudadas

Estratégia	Variável Controlada	Variável Manipulada
I	Temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador (TT202)	Frequência de rotação da bomba (JIT201)
II	Temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador (TT202)	Frequência de rotação do compressor (JIT101)
III	Temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador (TT202)	Frequências de rotação da bomba (JIT201) e do compressor (JIT101)
IV	Temperatura de evaporação (TT104)	Frequência de rotação do compressor (JIT101)
V	Temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador (TT202) e Temperatura de evaporação (TT104)	Frequências de rotação da bomba (JIT201) e do compressor (JIT 101) (respectivamente)

Foram realizados testes servo e regulatório simultaneamente em cada estratégia proposta. Foram analisados os comportamentos das variáveis controladas e manipuladas nos testes. Ao final, serão comparadas as 5 estratégias a partir dos coeficientes de desempenho ITA, ISE e IAE.

No Anexo I, foram realizados testes servos e regulatórios separadamente, com o intuito de testar os controles em outras situações de perturbações.

ESTRATÉGIA I

A primeira simulação utilizando o controle PID na planta teve como variável controlada a temperatura do fluido a ser refrigerado à saída do evaporador, neste caso o propilenoglicol, e como variável manipulada a frequência de rotação da bomba.

Os parâmetros obtidos a partir da sintonia do controlador são apresentados na Tabela 9 e as condições iniciais do processo estão mostradas na Tabela 10. As perturbações impostas ao sistema foram de 1°C negativo no valor de *set-point* e de 1000W positivos na carga térmica do sistema.

Tabela 9. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID

Parâmetro	Valor encontrado na sintonia
-----------	------------------------------

K_c (%/%)	10,36
τ_i (min)	1,01
τ_d (min)	0,25

Tabela 10. Condições iniciais do processo

Variável	Valor
Frequência de rotação do compressor	53,07Hz
Frequência de rotação da bomba	58,94Hz
Carga Térmica	2000W
Set-Point	10°C

A Figura 20 apresenta o comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio. O comportamento da variável manipulada e a perturbação são mostrados na Figura 21.

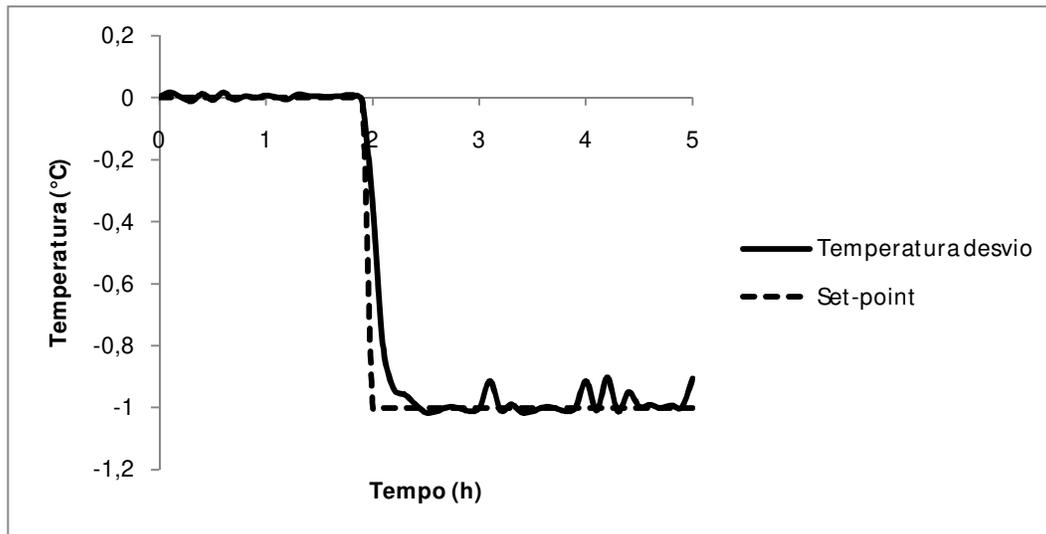


Figura 20. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

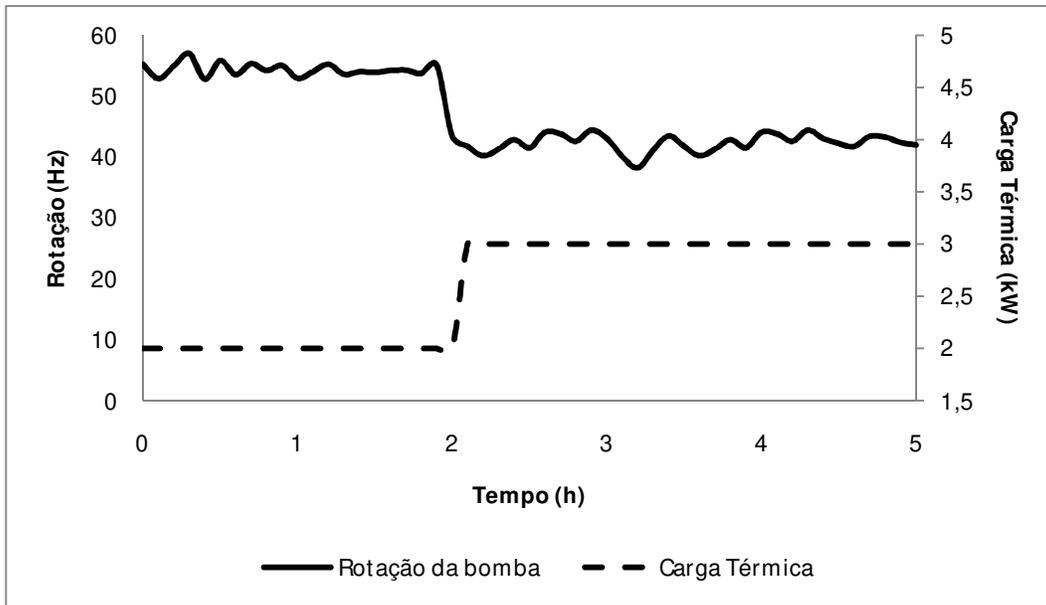


Figura 21. Comportamento das variáveis manipulada e perturbada (rotação da bomba e carga térmica, respectivamente)

Percebe-se que, nestas condições, para compensar um aumento de 1000W na carga térmica e uma diminuição de 1°C de *set-point*, a frequência de rotação de bomba diminuiu em cerca de 20Hz. A vazão de propilenoglicol, por ser muito maior em relação à vazão de fluido refrigerante no evaporador, pouco influencia no ciclo primário, o que justifica a variação insignificante dos coeficientes de desempenho do ciclo, mostrados na Tabela 11.

Um fator positivo nesse tipo de controle é o baixo tempo de resposta (aproximadamente de 25 minutos), o que torna essa estratégia de controle muito interessante em termos de velocidade de atuação.

Tabela 11. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,14	2,12
COP de Carnot	6,37	6,30

ESTRATÉGIA II

Neste caso, a variável manipulada foi a frequência de rotação do compressor, sendo que a variável controlada continuou sendo a temperatura do propilenoglicol à saída do

evaporador. As perturbações impostas foram novamente de um degrau negativo de 1°C no *set-point* e um positivo de 1000W na carga térmica do sistema.

Os parâmetros do controlador PID obtidos a partir da sintonia por Ziegler-Nichols estão mostrados na Tabela 12. As condições iniciais do processo são mostradas na Tabela 13.

Tabela 12. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID

Parâmetro	Valor encontrado na sintonia
Kc (%/%)	3,88
τ_i (min)	1,39
τ_d (min)	0,35

Tabela 13. Condições iniciais do processo

Variável	Valor
Frequência de rotação do compressor	48,69Hz
Frequência de rotação da bomba	54,39Hz
Carga Térmica	2000W
<i>Set-Point</i>	10°C

A Figura 22 apresenta o comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio. O comportamento da variável manipulada e a perturbação são mostrados na Figura 23.

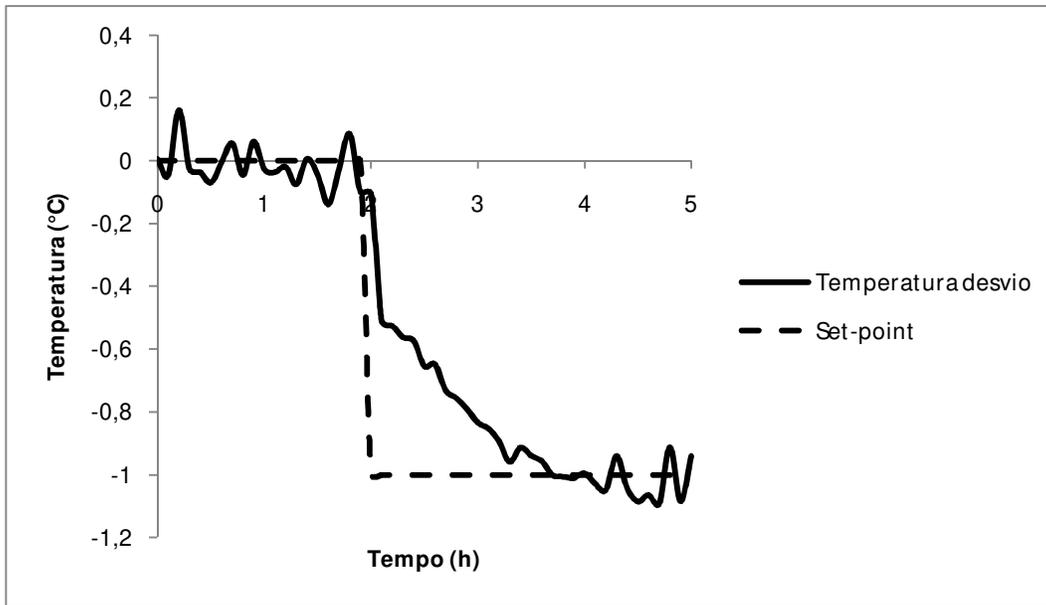


Figura 22. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

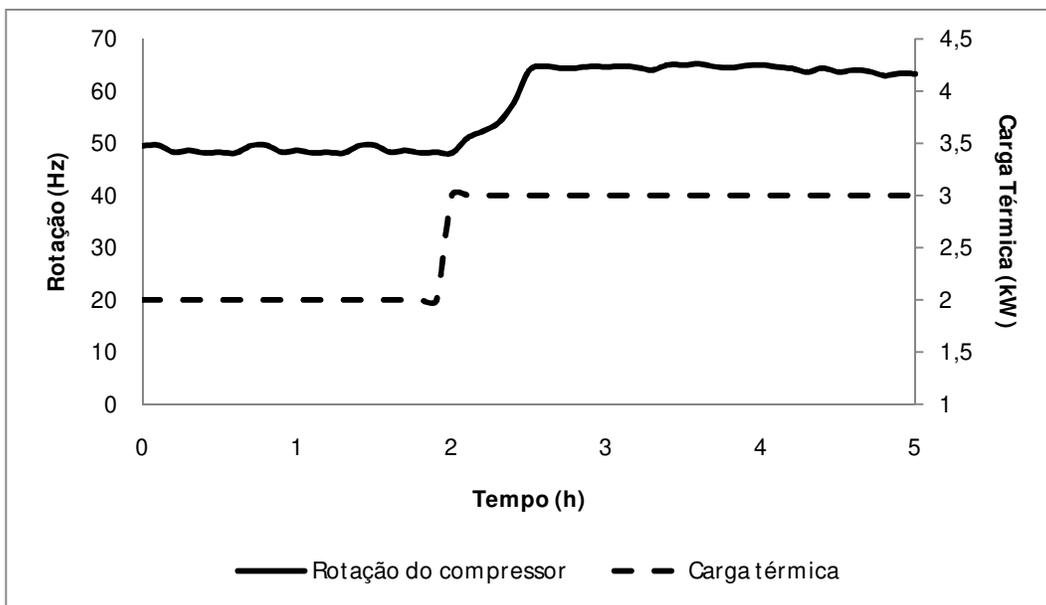


Figura 23. Comportamento das variáveis manipulada e perturbada (rotação do compressor e carga térmica, respectivamente)

Dessa vez, com a frequência de rotação do compressor sendo manipulada, percebe-se que o tempo de resposta é muito maior para que a variável controlada atinja o *set-point* estabelecido (na Estratégia I, o tempo de resposta foi de aproximadamente 25min, enquanto que na Estratégia II o tempo de resposta foi de cerca de 100min). Para compensar as perturbações impostas no sistema, o compressor teve sua frequência de rotação aumentada

em cerca de 15Hz. Como a frequência de rotação do compressor está diretamente relacionada com a temperatura de evaporação do sistema, as variações nos coeficientes de desempenho são bem mais acentuadas neste caso, como mostrado na Tabela 14.

Tabela 14. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,37	1,56
COP de Carnot	6,62	6,80

Neste caso, O COP_{útil} diminui porque há um aumento de trabalho realizado pelo compressor maior que o aumento na carga térmica do sistema. No caso do COP de Carnot há um aumento devido ao aumento da temperatura de evaporação do refrigerante.

ESTRATÉGIA III

Neste caso, a variável controlada continuou sendo a temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador, mas foram escolhidas duas variáveis manipuladas: a frequência de rotação da bomba e a frequência de rotação do compressor simultaneamente. As perturbações impostas foram novamente de um degrau negativo de 1°C no *set-point* e um positivo de 1000W na carga térmica do sistema.

Os parâmetros utilizados na sintonia dos controladores são os mesmos utilizados anteriormente, já mostrados nas Tabelas 6 e 9. As condições iniciais são apresentadas na Tabela 15.

Tabela 15. Condições iniciais do processo

Variável	Valor
Frequencia de rotação do compressor	48,43Hz
Frequencia de rotação da bomba	59,30Hz
Carga Térmica	2000W
<i>Set-Point</i>	10°C

O comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio está mostrado na Figura 24 e o comportamento das variáveis manipuladas e da perturbada é apresentado na Figura 25.

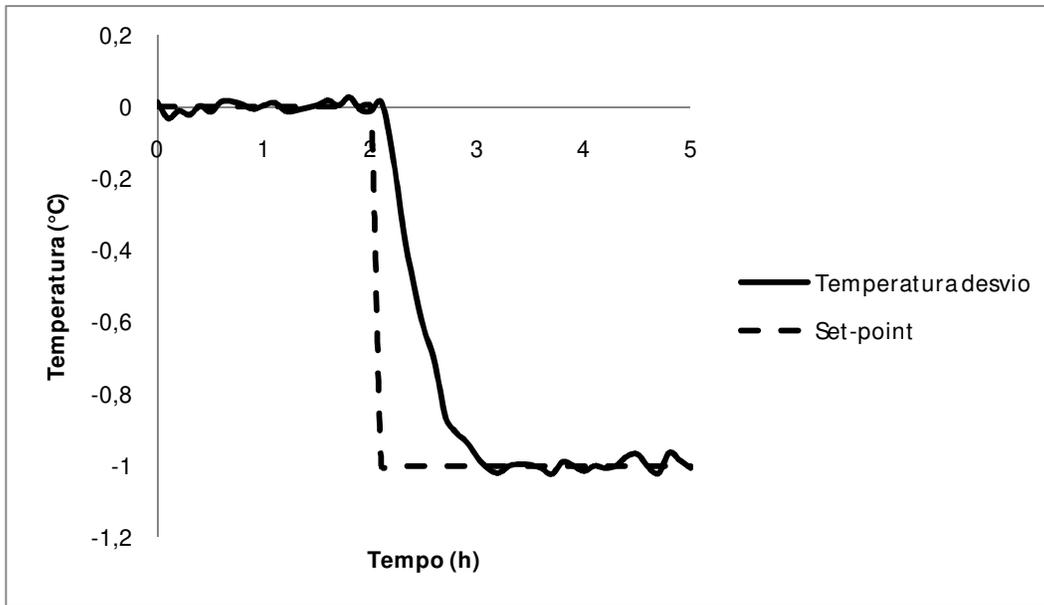


Figura 24. Comportamento da variável controlada em relação ao set-point em termos de variável desvio

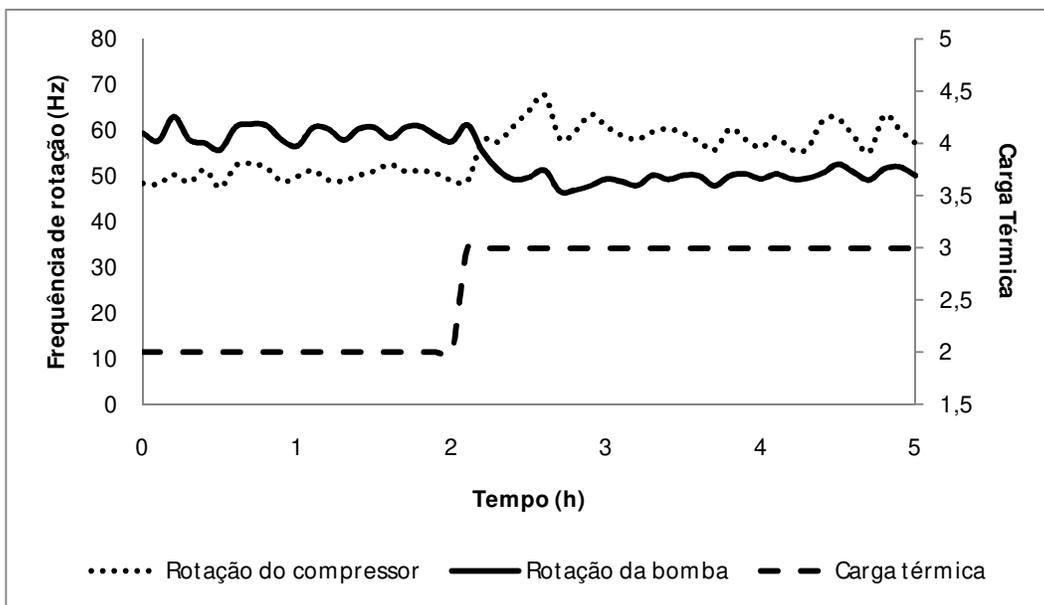


Figura 25. Comportamento das variáveis manipulada (rotação da bomba e do compressor) e perturbada (carga térmica)

Neste caso, as variações ocorridas nas variáveis manipuladas foram menores do que quando atuavam individualmente. Mais uma vez não é observado *overshoot* na variável controlada. Os valores dos coeficientes de desempenho são mostrados na Tabela 16.

Tabela 16. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,51	1,69
COP de Carnot	6,71	6,61

ESTRATÉGIA IV

Neste caso, a variável manipulada mais uma vez foi a frequência de rotação do compressor, sendo agora a temperatura de evaporação do fluido primário (R22) a variável controlada. As perturbações impostas no sistema foram um degrau positivo de 1000W na carga térmica e um degrau positivo no *set-point*.

As condições iniciais do sistema são apresentadas na Tabela 17. Os parâmetros de sintonia do controlados seguem na Tabela 18.

Tabela 17. Condições iniciais do processo

Variável	Valor
Frequencia de rotação do compressor	52,06Hz
Frequencia de rotação da bomba	61,15Hz
Carga Térmica	2000W
<i>Set-Point</i>	-10°C

Tabela 18. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID

Parâmetro	Valor encontrado na sintonia
Kc (%/%)	0,73
τ_i (min)	1,22
τ_d (min)	0,31

As Figuras 26 e 27 mostram, respectivamente, o comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio, e o comportamento da variável manipulada e da perturbada.

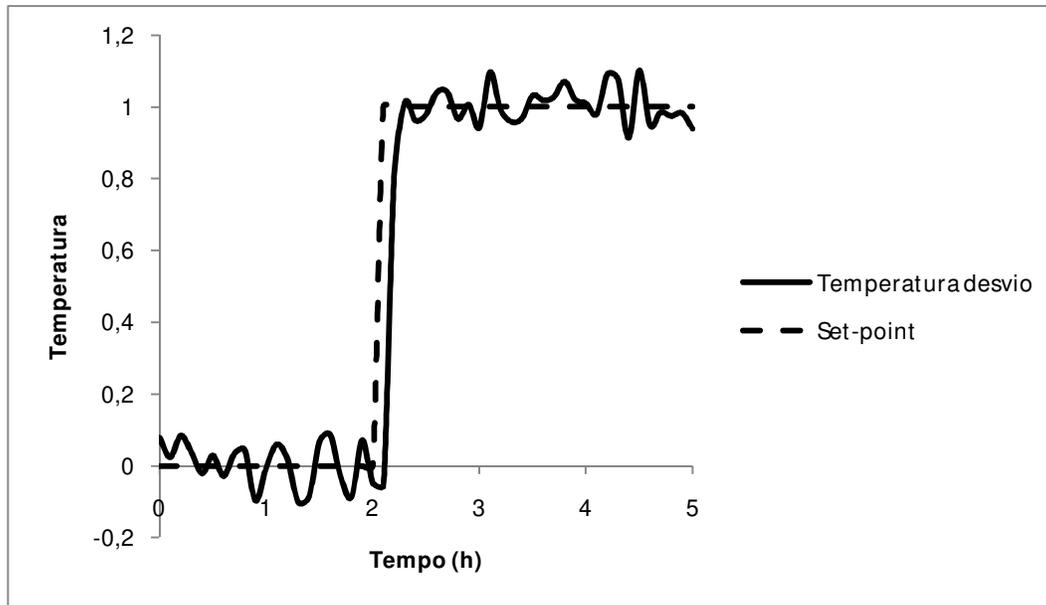


Figura 26. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

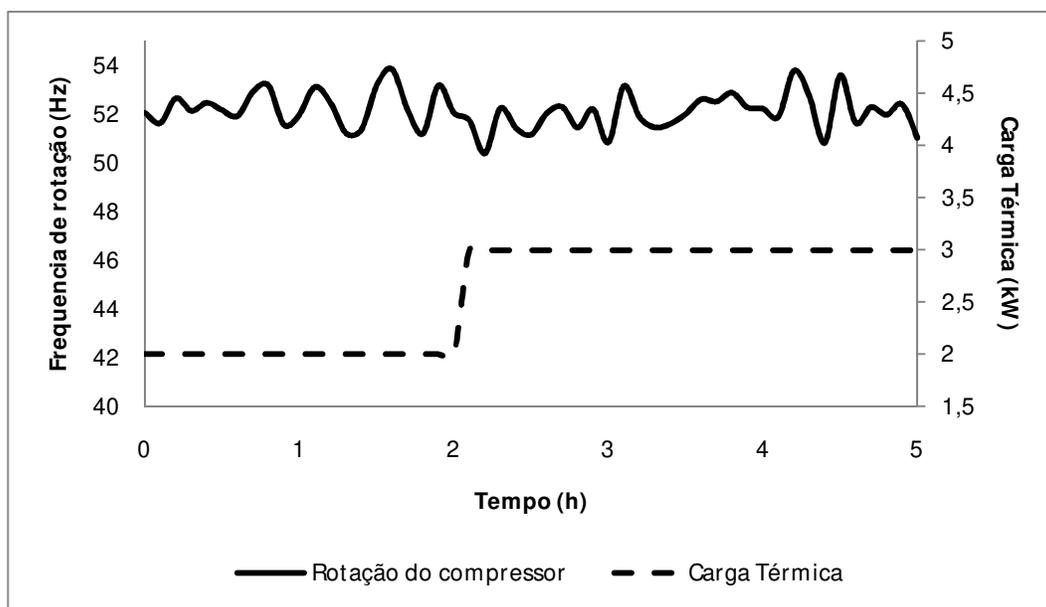


Figura 27. Comportamento das variáveis manipulada e perturbada (rotação do compressor e carga térmica, respectivamente)

Neste caso, há uma discreta flutuação na variável manipulada no momento da perturbação, mostrando a alta sensibilidade da variável controlada frente a variações na frequência de rotação do compressor. Além disso, o tempo de resposta é praticamente irrelevante para a variável controlada. Os valores dos coeficientes de desempenho do sistema são mostrados na Tabela 19.

Tabela 19. Valores dos coeficientes de desempenho do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,18	2,30
COP de Carnot	6,27	6,59

É importante observar que, mantendo a temperatura de evaporação alta, apesar do aumento da carga térmica, os valores dos coeficientes de desempenho aumentam. Isso porque com o aumento da temperatura de evaporação, o volume específico diminui, o que faz com que o compressor circule mais massa de refrigerante no sistema numa mesma frequência de rotação, melhorando o desempenho do sistema (numa mesma temperatura de evaporação, mais calor é absorvido pelo sistema).

ESTRATÉGIA V

Neste caso, manipulou-se a frequência de rotação do compressor para controlar a temperatura de evaporação do fluido refrigerante, e manipulou-se a frequência de rotação da bomba para controlar a temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador, constituindo um sistema com duas malhas (SISO – *single input, single output*). As perturbações impostas no sistema foram um degrau positivo na carga térmica, um degrau negativo no *set-point* da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador e um degrau positivo no *set-point* da temperatura de evaporação do R22.

As condições iniciais do sistema são descritas na Tabela 20. As Tabelas 21 e 22 apresentam, respectivamente, os parâmetros sintonizados dos controladores da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador (Temperatura PG) e da temperatura de evaporação do refrigerante.

Tabela 20. Condições iniciais do processo

Variável	Valor
Frequencia de rotação do compressor	52,32Hz
Frequencia de rotação da bomba	56,39Hz
Carga Térmica	2000W
<i>Set-Point</i> Temperatura PG	10°C
<i>Set-Point</i> Temperatura de evaporação R22	-10°C

Tabela 21. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID: controle da Temperatura PG a partir da frequência de rotação da bomba

Parâmetro	Valor encontrado na sintonia
K _c (%/%)	10,05
τ _i (min)	1,28
τ _d (min)	0,32

Tabela 22. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID: controle da Temperatura de evaporação a partir da frequência de rotação do compressor

Parâmetro	Valor encontrado na sintonia
K _c (%/%)	0,19
τ _i (min)	1,56
τ _d (min)	0,24

O comportamento da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador em relação ao *set-point* em termos de variável desvio está mostrado na Figura 28. Já o comportamento da temperatura de evaporação do fluido primário em relação ao seu *set-point* em termos de variável desvio está mostrado na Figura 29.

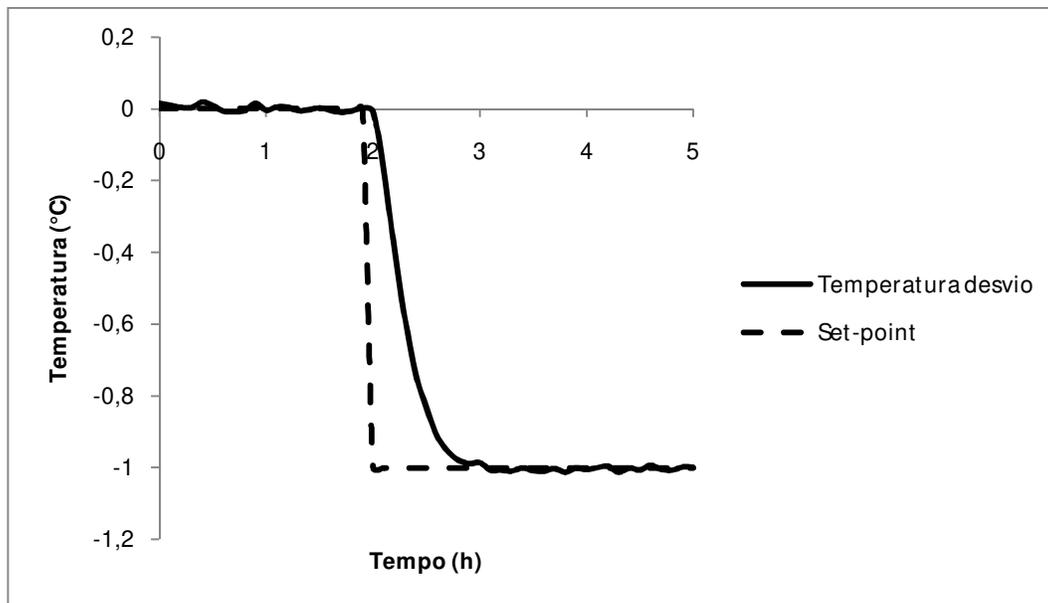


Figura 28. Comportamento da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador em relação ao set-point frente às perturbações impostas

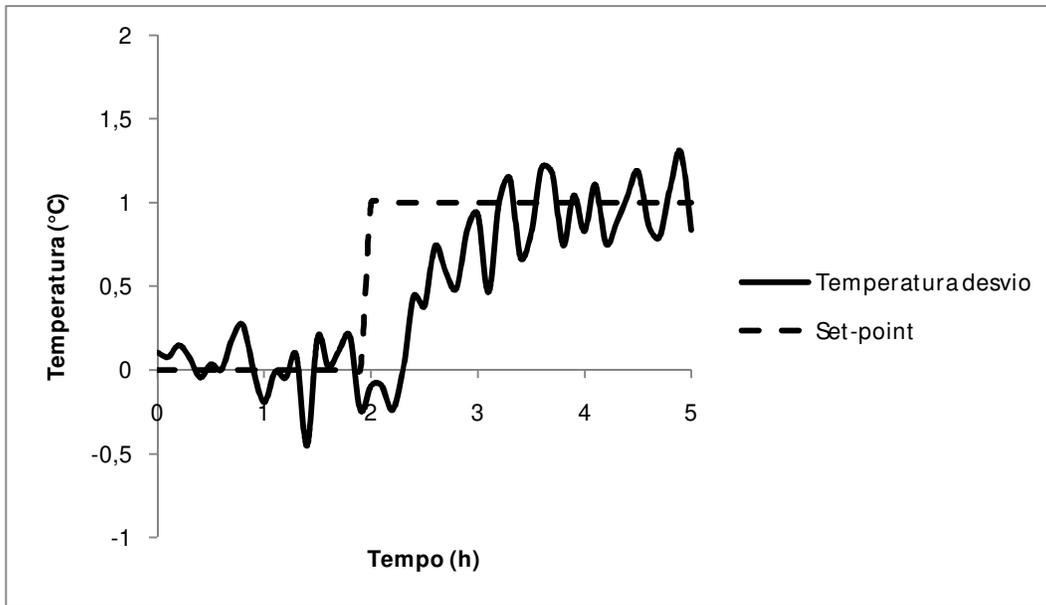


Figura 29. Comportamento da temperatura de evaporação do R22 em relação ao *set-point* frente às perturbações impostas

Não se observa *overshoot* em nenhum dos controles utilizados. Na Figura 30 é mostrado o comportamento das variáveis manipuladas e o momento das perturbações.

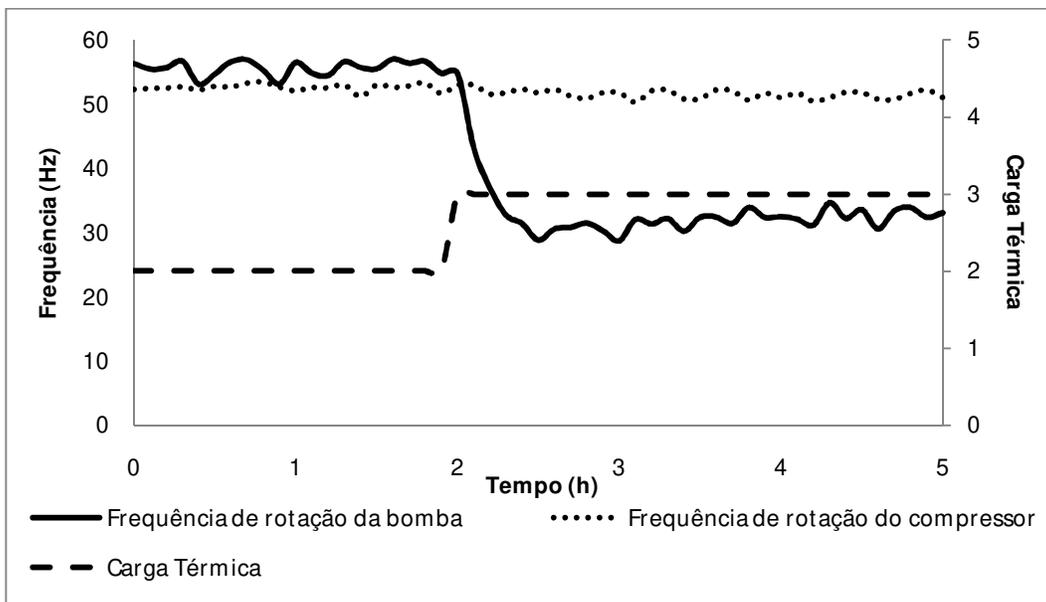


Figura 30. Comportamento das variáveis manipuladas (rotação da bomba e compressor) e perturbada (carga térmica)

Mais uma vez, para controlar a temperatura de evaporação há uma ligeira manipulação da frequência de rotação do compressor. Já a frequência de rotação da bomba sofre uma significativa diminuição (cerca de 25Hz) para manter a temperatura do

propilenoglicol à saída do evaporador do propilenoglicol no *set-point*. Os valores dos coeficientes de desempenho para este caso são mostrados na Tabela 23.

Tabela 23. Valores dos coeficientes de desempenho do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,20	2,19
COP de Carnot	6,37	6,10

Pelos valores apresentados, percebe-se que esta forma de controle consegue manter os coeficientes de desempenho em valores próximos da condição inicial e ao mesmo tempo manter a temperatura de propilenoglicol no *set-point* estabelecido. Sendo assim, este caso assemelha-se ao Caso I, onde só a atuação da bomba é suficiente para manter os coeficientes de desempenho em seus valores iniciais e a temperatura de propilenoglicol no valor de *set-point*. Porém, em casos onde o distúrbio na carga térmica ocorra de forma mais brusca, a estratégia de controle apresentada no Caso V seria a mais adequada.

5.4.1-DISCUSSÕES GERAIS

Na Tabela 24 são apresentados os valores dos parâmetros de desempenho IAE, ISE e ITAE para cada uma das Estratégias implementadas anteriormente.

Tabela 24. Valores dos parâmetros de desempenho dos controles em cada caso

Estratégia	ITAE	IAE	ISE
I	0,4275	0,1639	0,0493
II	1,7585	0,7199	0,2275
III	1,0640	0,4544	0,2771
IV	0,8256	0,3544	0,1301
V (temp. PG)	0,8077	0,3698	0,2321
V (evap. R22)	3,3489	1,3167	0,8384

Como previsto, o baixo tempo de resposta da estratégia I está refletido nos baixos valores dos índices de desempenho do controle, tornando essa estratégia a mais indicada para determinado ponto de operação do sistema.

Em todos os casos apresentados, bem como os que seguem no Anexo I, o controle PID sozinho se mostrou suficiente para manter o processo na condição de operação desejada. Porém, em sistemas onde a variação da carga térmica e da temperatura do fluido secundário ocorra de forma mais intensa, um PID apenas não seria suficiente para manter o sistema sob controle, devido principalmente às não linearidades presentes.

Outra limitação do controle clássico para este tipo de sistema está relacionada com os diferentes pontos de operação possíveis para o mesmo. Usando a Estratégia II (controle da temperatura de propilenoglicol à saída do evaporador a partir da manipulação da frequência de rotação do compressor) para exemplificar, foi aplicado um controle PID (com a mesma sintonia mostrada na Tabela 12, aplicável para o Caso 3 da Tabela 7) para a condição de operação descrita no Caso 2 da Tabela 7. Uma perturbação de 1000W positivos na carga térmica foi imposta ao sistema, mantendo-se um *set-point* de 10°C na temperatura de propilenoglicol à saída do evaporador. Um resumo das condições iniciais do processo está mostrado na Tabela 25.

Tabela 25. Condições iniciais do processo

Variável	Valor
Frequencia de rotação do compressor	64,58Hz
Frequencia de rotação da bomba	60,00Hz
Carga Térmica	2000W
<i>Set-Point</i>	10°C

A Figura 31 mostra o comportamento da variável controlada em termos de variável desvio em relação ao *set-point* especificado.

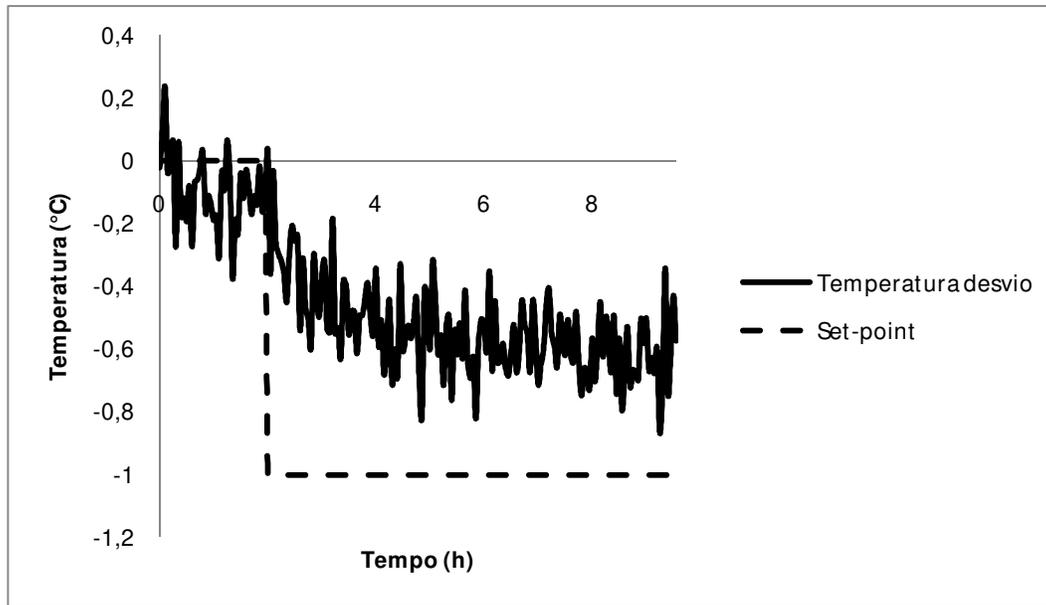


Figura 31. Comportamento da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador em relação ao set-point frente à perturbação imposta

O comportamento da variável manipulada e a perturbação imposta estão mostradas na Figura 32. Percebe-se que, neste ponto de operação, o controle proposto não foi capaz de manter a variável controlada em seu valor de *set-point*. O controle foi sintonizado para as condições descritas no Caso 3 da Tabela 7, e não para o Caso 2 (apresentado na mesma Tabela). Portanto, conclui-se que, como o sistema é não linear, o controle PID clássico com sintonia fixa não é utilizável quando se mudam as condições de processo.

Neste sistema em questão, as não-linearidades são muito pequenas, o que garante um bom desempenho do controle clássico. Porém, para diferentes pontos de operação, uma nova sintonia deve ser implementada. Além disso, as limitações do compressor, bombas e válvula devem ser levadas em consideração, pois podem ser as responsáveis pela não manutenção do processo nas condições adequadas.

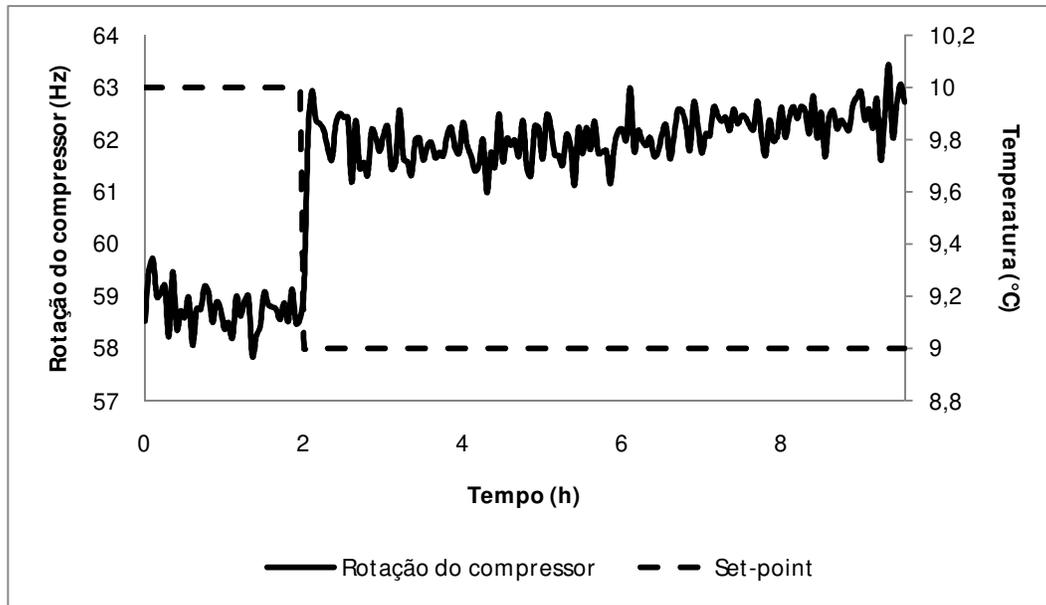


Figura 32. Comportamento das variáveis manipulada e perturbada (rotação da bomba e carga térmica, respectivamente)

Nos casos presentes no Anexo I, assim como nos demais casos já mostrados aqui, os controles propostos foram capazes de manter a variável controlada no valor de set-point. Comparando as Tabelas 29-A, 33-A, 35-A com as Tabelas 39-A, 43-A e 45-A, respectivamente, que apresentam os valores dos índices de desempenho dos controladores, reforça-se a idéia que o uso da bomba para controlar a temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador é uma melhor alternativa se comparado ao uso do compressor para este mesmo fim. Apenas no caso onde foi aplicado um degrau negativo na carga térmica, o controle através do compressor se mostrou melhor, como pode ser observado comparando as Tabelas 31-A e 41-A.

Deve-se levar em consideração não apenas os parâmetros de desempenho ao se escolher uma estratégia de controle, mas também a eficiência energética da referida estratégia. Por exemplo, apesar da Estratégia I apresentar valores de coeficientes de desempenho melhores e uma maior velocidade de resposta, ele apresentou um gasto energético de 1,55kW no compressor para manter uma vazão de 2.350kg/h de solução de propilenoglicol a 9°C para uma carga de 3kW, enquanto que a Estratégia V, pra manter o fluido secundário nas mesmas condições, utilizou 1,08kW.

Porém, como já discutido, a sintonia utilizada em cada Estratégia relatada no Item 5.4 só é aplicável para o ponto de operação especificado no Caso 3 da Tabela 7. Em outras condições, o controle deverá passar por uma nova sintonia.

CAPÍTULO 6 – CONCLUSÃO

Através do presente trabalho foi possível desenvolver um modelo capaz de simular com relativa precisão o sistema de refrigeração proposto. A ferramenta computacional conseguiu reproduzir os valores encontrados no protótipo experimental, como foi mostrado a partir da validação do modelo.

O desenvolvimento do modelo possibilitou um estudo imediato a respeito da linearidade do sistema. Este mostrou uma relação linear entre a variável de interesse (temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador) com a variável perturbada (carga térmica), apresentando um ganho de aproximadamente $2,45^{\circ}\text{C}/\text{kW}$, e com a frequência de rotação da bomba, este apresentando um ganho de cerca de $0,16^{\circ}\text{C}/\text{Hz}$. Em geral, este comportamento linear entre as variáveis descritas poderá ser notado sempre que as perturbações no sistema ocorrerem de forma branda, como é o caso dos comportamentos dessas variáveis no protótipo experimental estudado. Já a relação da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador com a frequência de rotação do compressor apresentou uma relação não linear, como era esperado.

As estratégias de controle apresentadas foram eficazes em manter o sistema nas condições estabelecidas, o que sugere que, apesar das não linearidades inerentes do processo, um controle PID bem sintonizado é o suficiente para o protótipo experimental estudado e para processos que se comportem de maneira análoga ao mesmo. Em pontos de operação distintos, novas sintonias para o controle devem ser realizadas.

Uma vez testada a ferramenta e desenvolvido o modelo, se tornará bem mais simples realizar estudos no protótipo experimental. A partir da condição inicial do processo, será possível extrair uma gama de dados em um tempo consideravelmente menor do que se fizessem testes no equipamento real, inclusive informações relacionadas com o gasto energético do processo. A partir de agora, outras estratégias de controle e modificações no protótipo poderão ser testadas no simulador, que além dos benefícios já explorados, apresenta uma sub-rotina que permite exportar o modelo criado para outros softwares, como por exemplo, para o MATLAB, o que possibilitaria averiguar o uso de

controle inteligente na planta experimental. Em trabalhos futuros, serão testadas formas de modelagem e controle baseados em lógica *fuzzy* e em rede neurais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BITZER SOFTWARE versão 2007.09

COLONNA, P. & PUTTEN, H. Dynamic modeling of steam power cycles. *Applied Thermal Engineering*, Vol 27, p. 467-480, 2007.

DALL'AGNOL, M. **Aplicação de controladores feedback em sistema experimental de refrigeração e desenvolvimento de modelo preditivo baseado em redes neurais.** Dissertação de mestrado. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. Departamento De Sistemas Químicos e Informática. 2010.

DOHERTY, W., REYNOLDS, A., KENNEDY, D. **The effect of air preheating in a biomass CFB gasifier using ASPEN Plus simulation.** *Biomass and bioenergy*, v. 33, p. 1158 – 1167, 2009.

FISSORE, D. & SOKEIPRIM, D. **Simulation and energy consumption analysis of a propane plus recovery plant from natural gas.** *Fuel Processing Technology*, v. 92, p. 656–662, 2011.

FRANCO, I. C., DALL'AGNOL, M, COSTA, T. V., FILETI, A. M. F., SILVA, F. V. **A neuro-fuzzy identification of non-linear transient systems: Application to a pilot refrigeration plant.** *International Journal of Refrigeration* XXX, p. 1-13, 2011.

HARVEY, S. & KANE, N. **Analysis of a reheat gas turbine cycle with chemical recuperation using aspen.** *Energy Convers. Mgmt.* v. 38, nº 15-17, p. 1671-1679, 1997.

HUA, L., JEONG, S. K., YOU, S. S. **Feedforward control of capacity and superheat for a variable speed refrigeration system.** *Applied Thermal Engineering*, v. 29, p. 1067–1074, 2009.

KOCAARSLAN, I. & ÇAM, E. **Experimental modelling and simulation with adaptive control of power plant.** Energy Conversion and Management. v. 48, p. 787-796, 2007.

LEI, Z. & ZAHEERUDDIN, M. **Dynamic simulation and analysis of a water chiller refrigeration system.** Applied Thermal Engineering, v. 25, p. 2258-2271, 2005.

LUYBEN, W. L., 2007, Chemical reactor design and control, John Wiley & Sons, Inc, New Jersey, EUA.

MANSKE, K. A., REINDL, D. T., KLEIN, S. A. Evaporative condenser control in industrial refrigeration systems. International Journal of Refrigeration, v.24, p. 676-691, 2001.

MITTAL, G. S. Food Process Modeling, Simulation and optimization. Myer Kutz (ed.), Handbook of Farm, Dairy, and Food Machinery, p. 449–484, 2007.

ONGIRO, A., UGURSAL, V. I., AL TAWHEEL, A. M., LAJEUNESSE, G. **Thermodynamic simulation and evaluation of a steam chp plant using aspen plus.** Applied Thermal Engineering Vol. 16, No. 3, p. 263-271, 1996.

PETTIT, N., B., O., L., WILLATZEN, M., PLOUG-SORENSEN, L. **A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator.** International Journal of refrigeration, v. 21, nº 5, p. 404-414, 1998.

PINELLI, T. G. **Automação e análise do consumo de energia de um sistema de refrigeração para resfriamento de um líquido.** Dissertação de mestrado. Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, 2008.

PUTTEN, H. & COLONNA, P. **Dynamic modeling of steam power cycles: Part II – Simulation of a small simple Rankine cycle system.** Applied Thermal Engineering, Vol 27, p. 2566-2582, 2007.

SCHURT, L. C., HERMES, C. J. L., NETO, A. T. **Assessment of the controlling envelope of a model-based multivariable controller for vapor compression refrigeration systems.** Applied Thermal Engineering, Vol 30, p. 1538-1546, 2010.

TIAN, J., FENG, Q., ZHU, R. **Analysis and experimental study of MIMO control in refrigeration system.** Energy Conversion and Management, v. 49, p. 933–939, 2008.

WEIFENG, H., HONGYE, S., YONGYOU, H. JIAN, C. **Modeling, Simulation and optimization of a Whole Industrial Catalytic Naphtha Reforming Process on Aspen Plus Platform.** Chinese J. Chem. Eng., Vol. 14, p. 584-591, 2006.

YU, F. W. & CHAN, K. T. **Advanced control of condensing temperature for enhancing the operating efficiency of air-cooled chillers.** Building and Environment, v. 40, p. 727–737, 2005.

ZHANG, W. J., DING, S. F., ZHANG, C. L. **Transient modeling of an air-cooled chiller with economized compressor. Part II: Application to control design.** Applied Thermal Engineering, Vol. 29, p. 2403–2407, 2009.

ZHENG L. & FURIMSKY, E. **ASPEN simulation of cogeneration plants.** CANMET Energy Technology Center Report, 2003.

ANEXOS

Serão apresentadas neste anexo as demais simulações das estratégias de controle que não foram discutidas no Capítulo 5. De forma geral, as discussões realizadas na seção 5.3 para cada forma de controle abordada servem também para as situações que serão mostradas aqui. Por questões de agilidade na aquisição dos resultados deste anexo, o tempo de simulação foi aumentado em 10 vezes, como indica a legenda dos gráficos a seguir.

ESTRATÉGIA I

Variável controlada: temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador

Variável manipulada: frequência de rotação da bomba

Tabela 26-A. Condições iniciais do processo

Variável	Valor
Frequência de rotação do compressor	53,07Hz
Frequência de rotação da bomba	58,94Hz
Carga Térmica	2000W
<i>Set-Point</i>	10°C

Tabela 27-A. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID

Parâmetro	Valor encontrado na sintonia
K _c (%/%)	10,36
τ _i (min)	1,01
τ _d (min)	0,25

- Perturbação na carga: +1000W

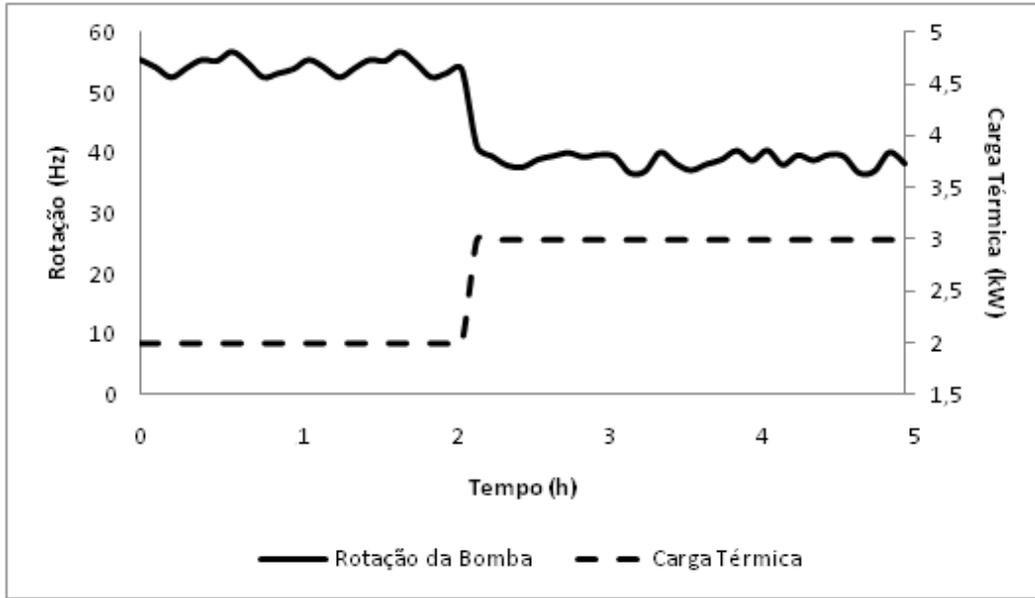


Figura 33-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação da bomba) e perturbada (carga térmica)

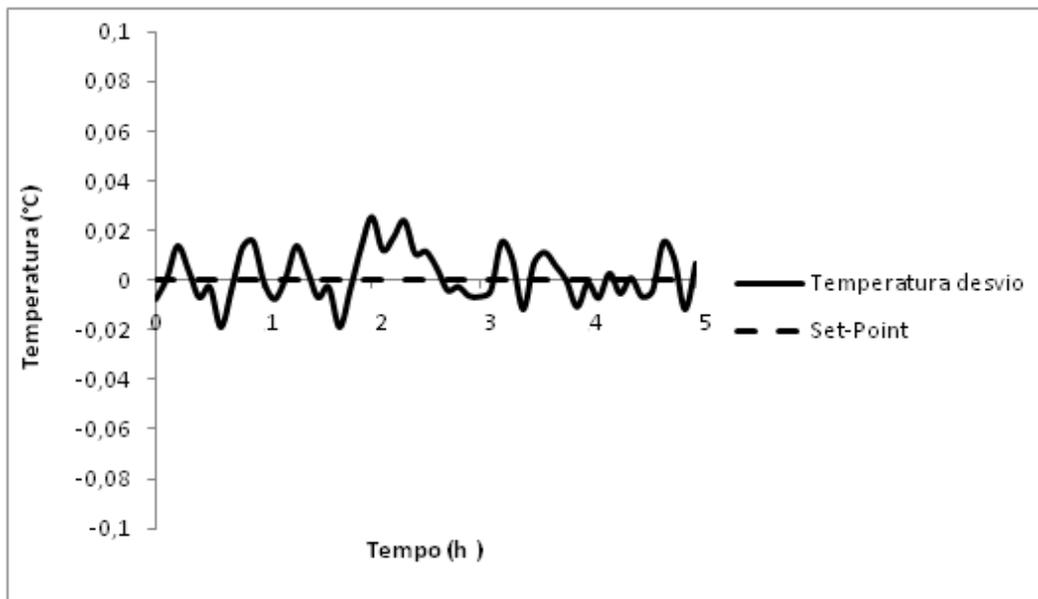


Figura 34-A. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

Tabela 28-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,49	2,50
COP de Carnot	6,62	6,65

Tabela 29-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0011	0,0044	0,0001

- Perturbação na carga: -1000W

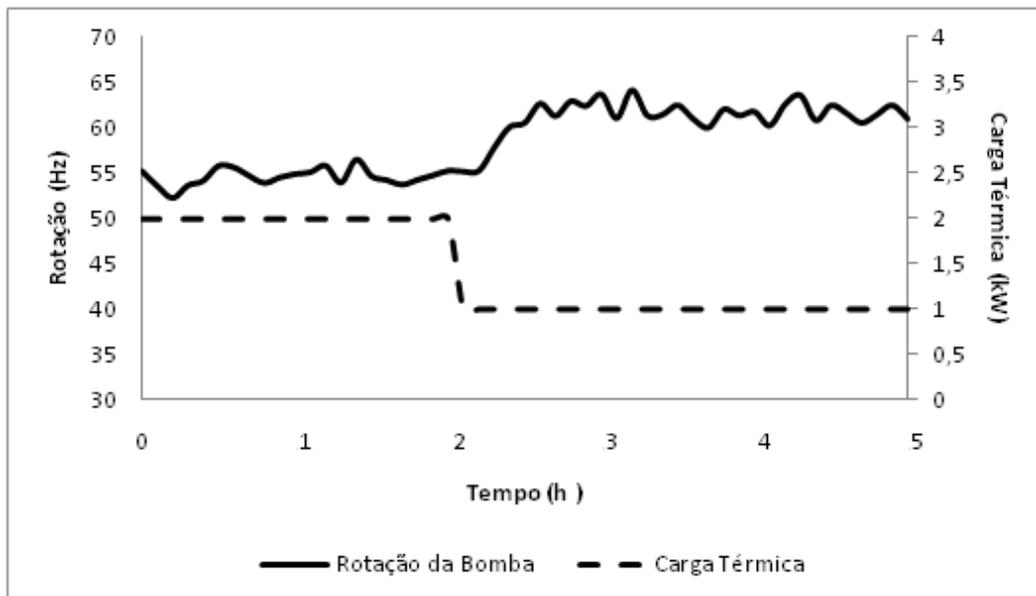


Figura 35-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação da bomba) e perturbada (carga térmica)

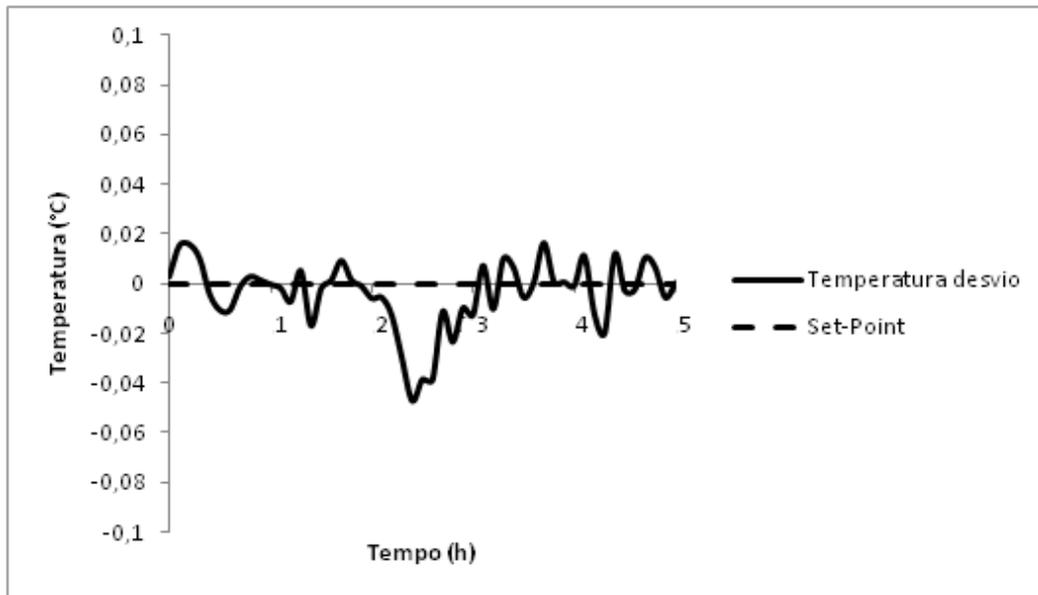


Figura 36-A. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

Tabela 30-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,50	2,49
COP de Carnot	6,63	6,61

Tabela 31-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0013	0,0050	0,0001

- Perturbação no *set-point*: +1°C

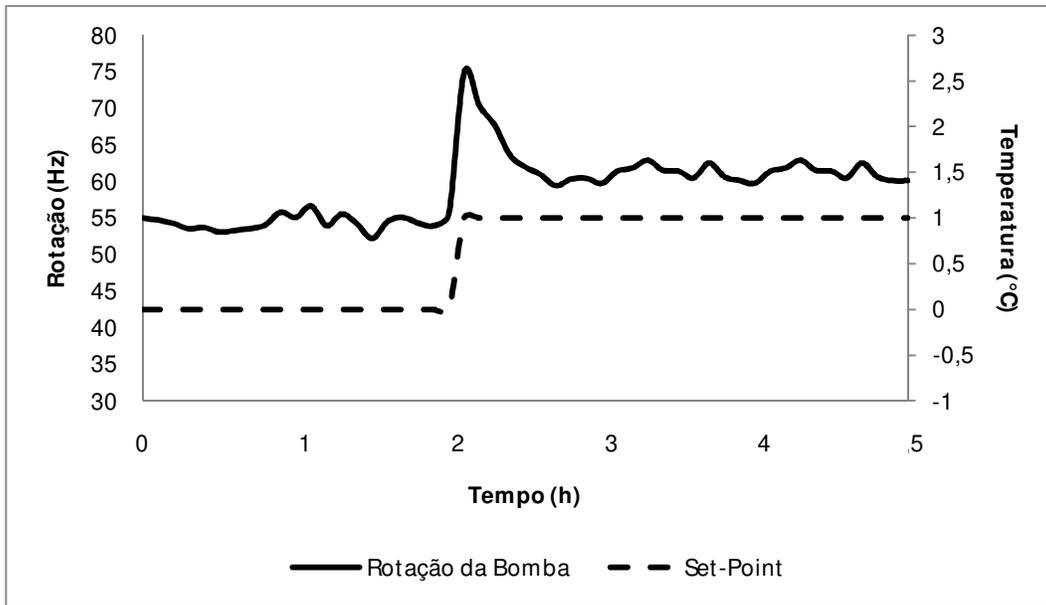


Figura 37-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação da bomba) e perturbada (*set-point*)

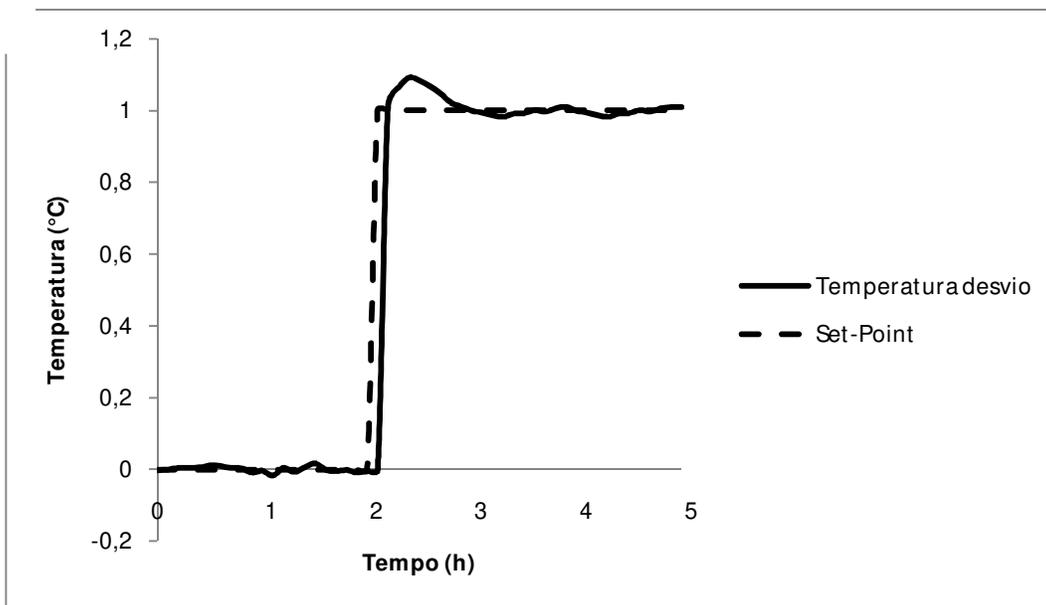


Figura 38-A. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

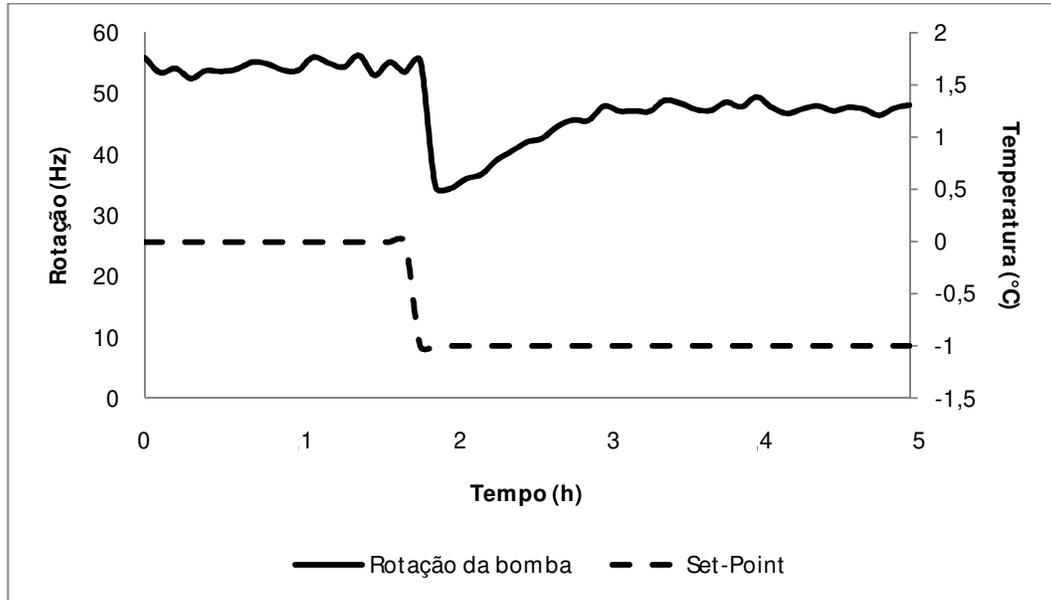
Tabela 32-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,49	2,52
COP de Carnot	6,62	6,72

Tabela 33-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0039	0,0169	0,0103

- Perturbação no *set-point*: -1°C

Figura 39-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação da bomba) e perturbada (*set-point*)

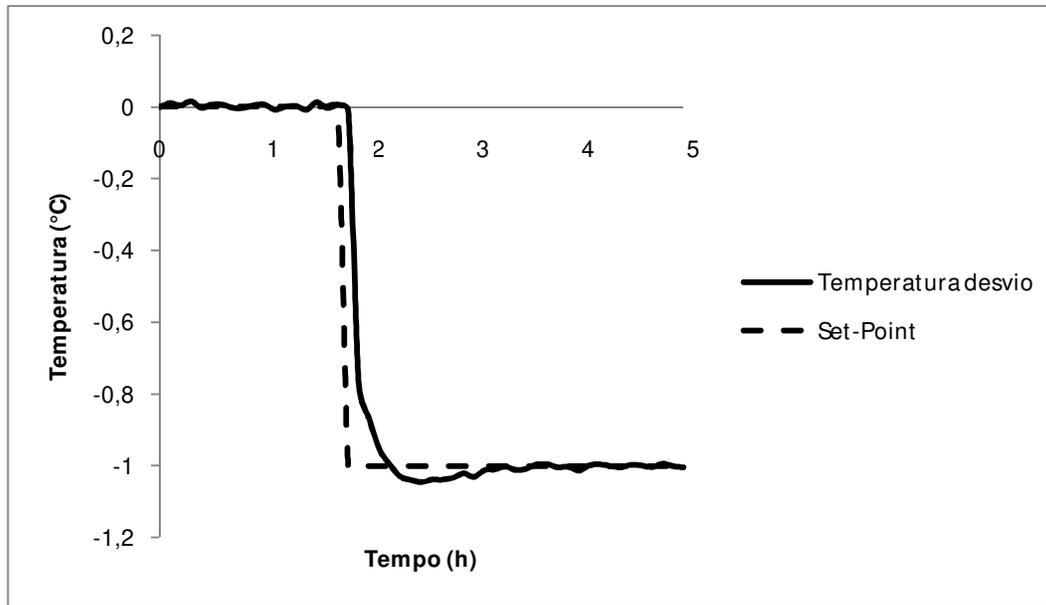


Figura 40-A. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

Tabela 34-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
$COP_{\text{útil}}$	2,49	2,47
COP de Carnot	6,63	6,53

Tabela 35-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0038	0,0187	0,0106

ESTRATÉGIA II

Variável controlada: temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador

Variável manipulada: frequência de rotação do compressor

Tabela 36-A. Condições iniciais do processo

Variável	Valor
Frequência de rotação do compressor	48,69Hz
Frequência de rotação da bomba	54,39Hz
Carga Térmica	2000W
<i>Set-Point</i>	10°C

Tabela 37-A. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID

Parâmetro	Valor encontrado na sintonia
K_c (%/%)	3,881798
τ_i (min)	1,388165
τ_d (min)	0,347041

- Perturbação na carga: +1000W

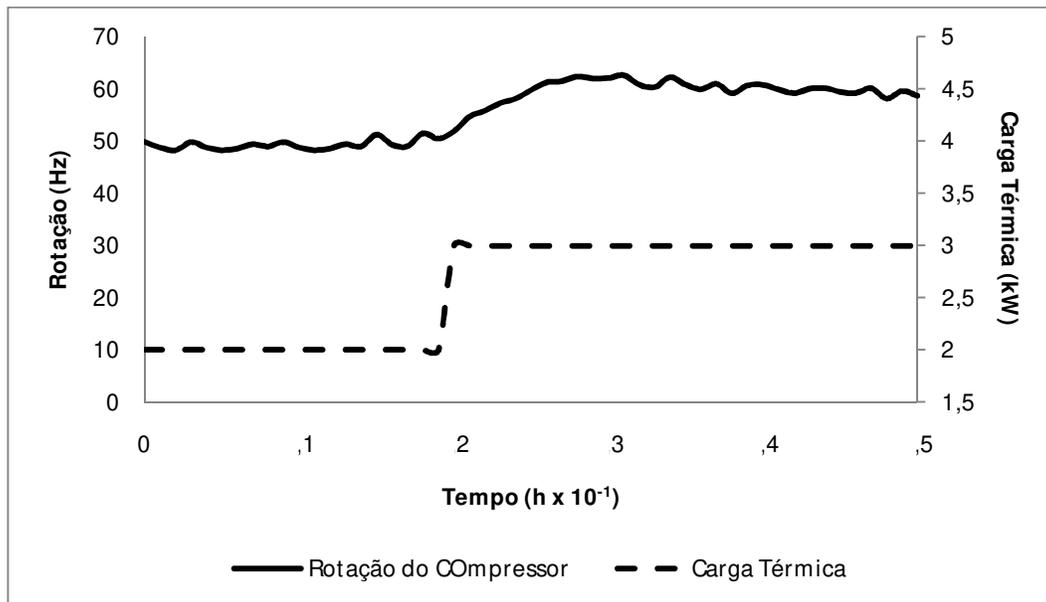


Figura 41-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação do compressor) e perturbada (carga térmica)

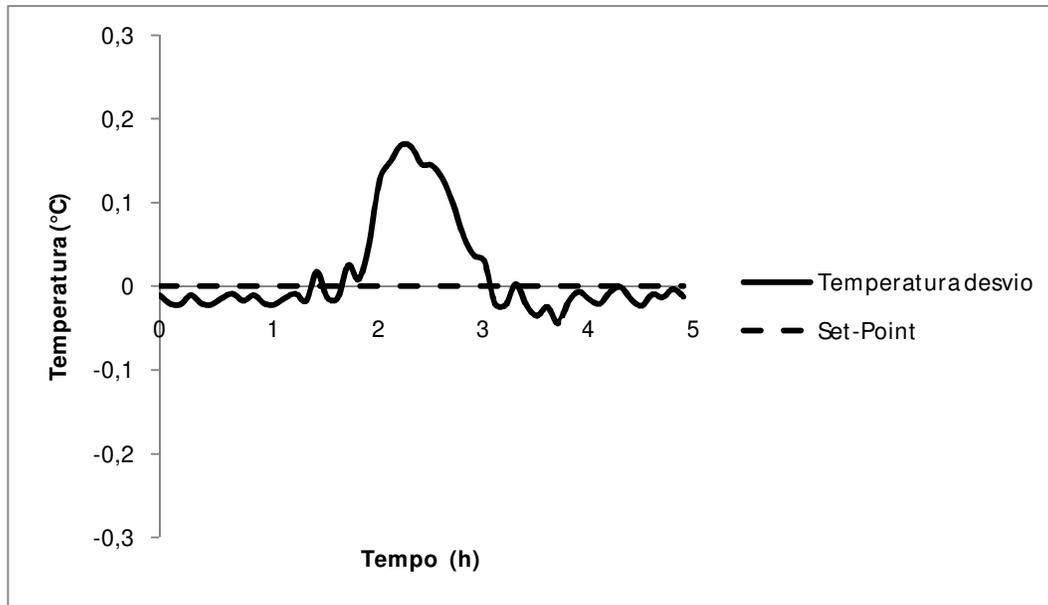


Figura 42-A. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

Tabela 38-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,36	1,76
COP de Carnot	6,73	7,09

Tabela 39-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0048	0,0194	0,0018

- Perturbação na carga: -1000W

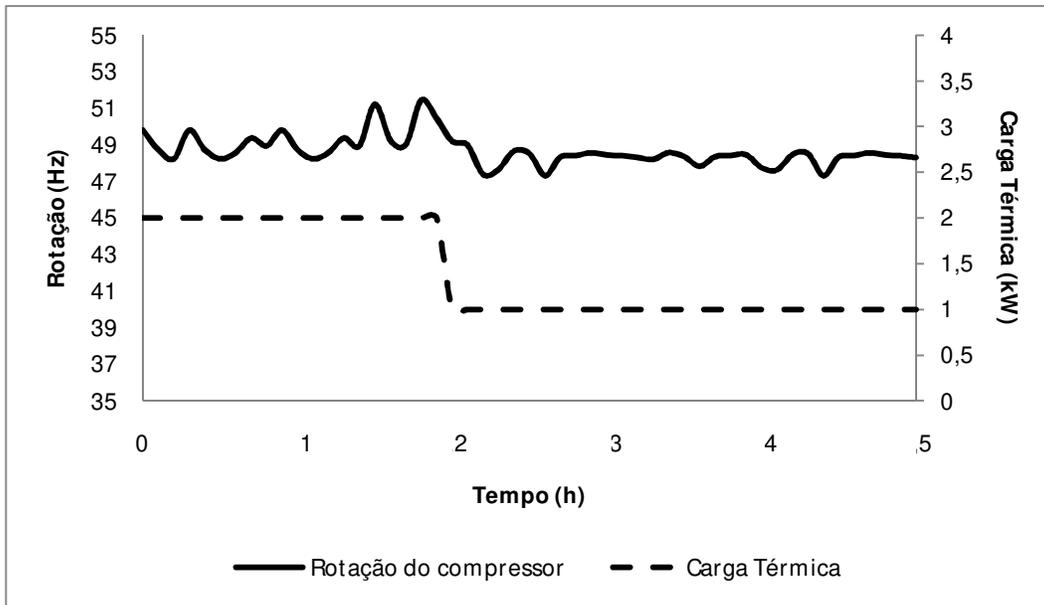


Figura 43-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação do compressor) e perturbada (carga térmica)

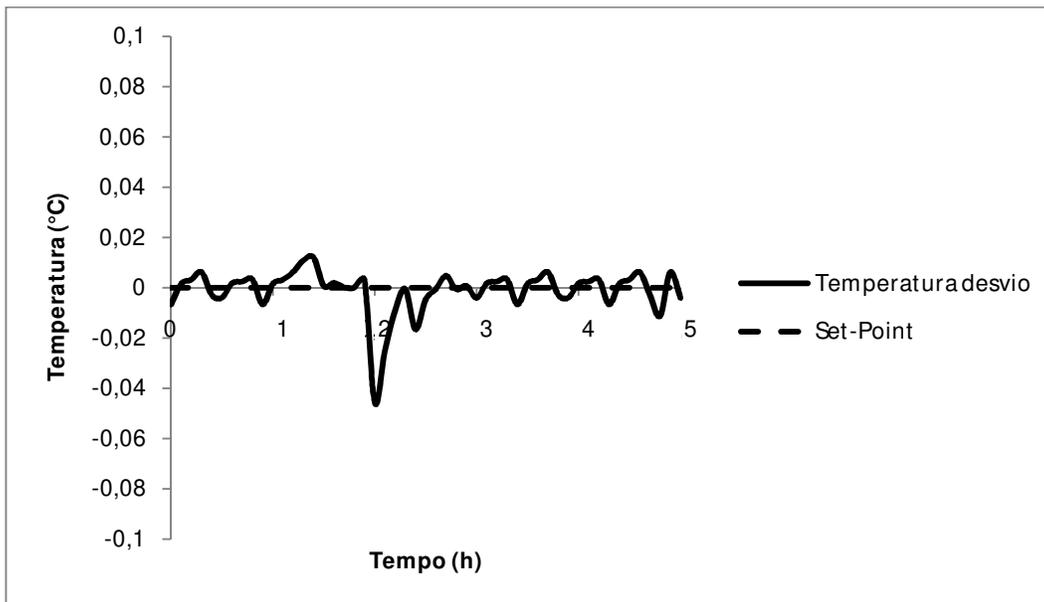


Figura 44-A. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

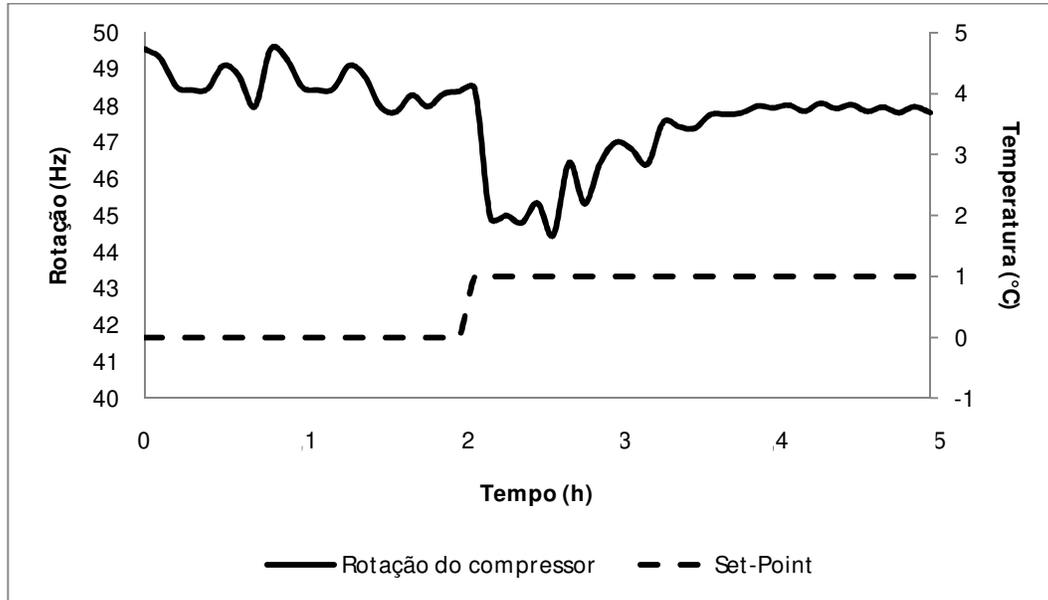
Tabela 40-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,38	3,03
COP de Carnot	6,62	7,60

Tabela 41-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0007	0,0003	0,0001

- Perturbação no *set-point*: +1°C

Figura 45-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação do compressor) e perturbada (*set-point*)

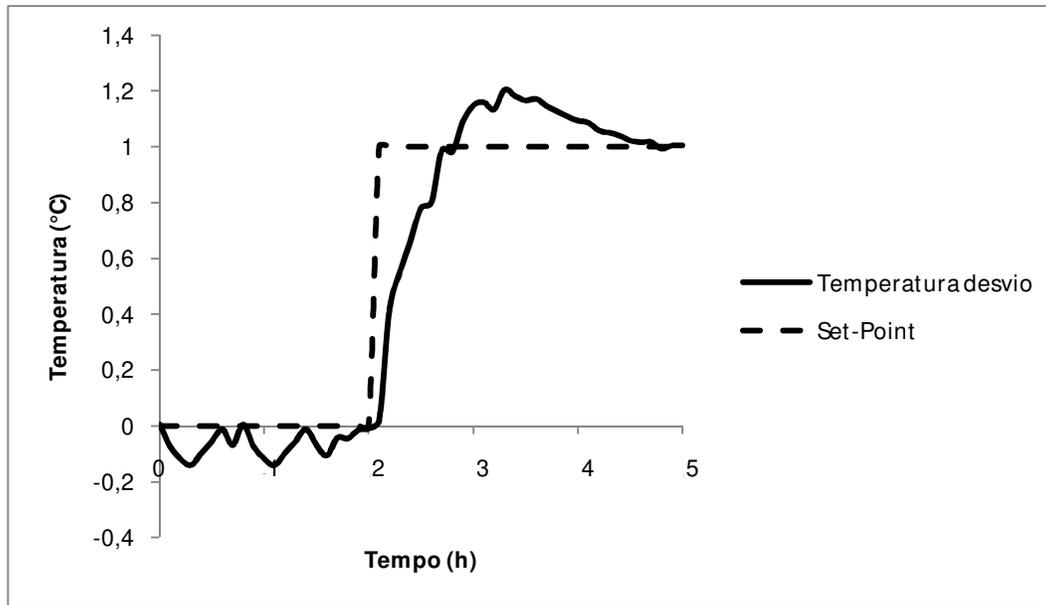


Figura 46-A. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

Tabela 42-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
$COP_{\text{útil}}$	2,38	3,38
COP de Carnot	6,62	8,31

Tabela 43-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0148	0,0616	0,0210

- Perturbação no *set-point*: -1°C

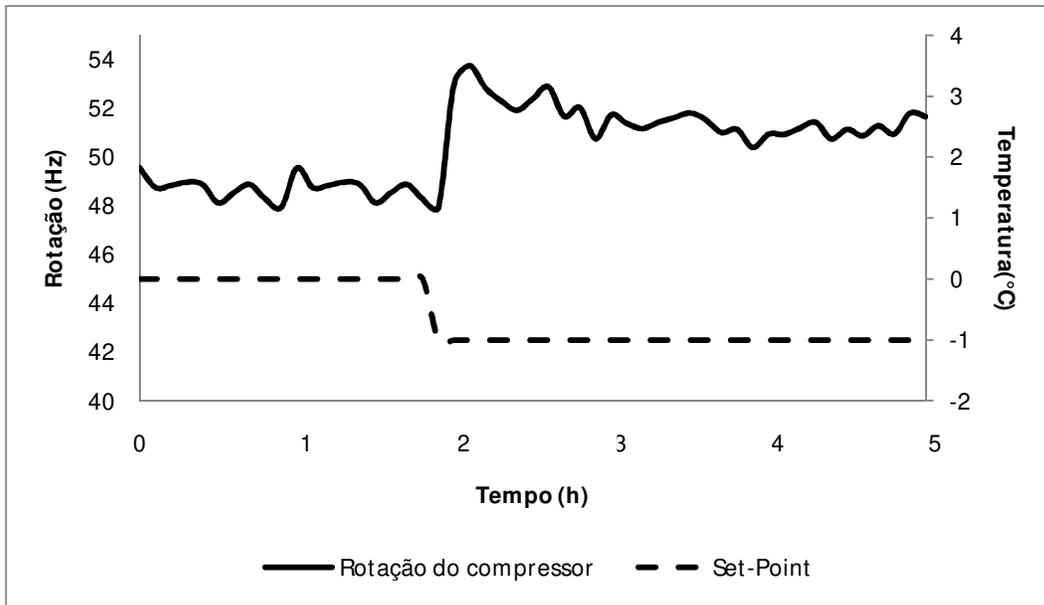


Figura 47-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação do compressor) e perturbada (*set-point*)

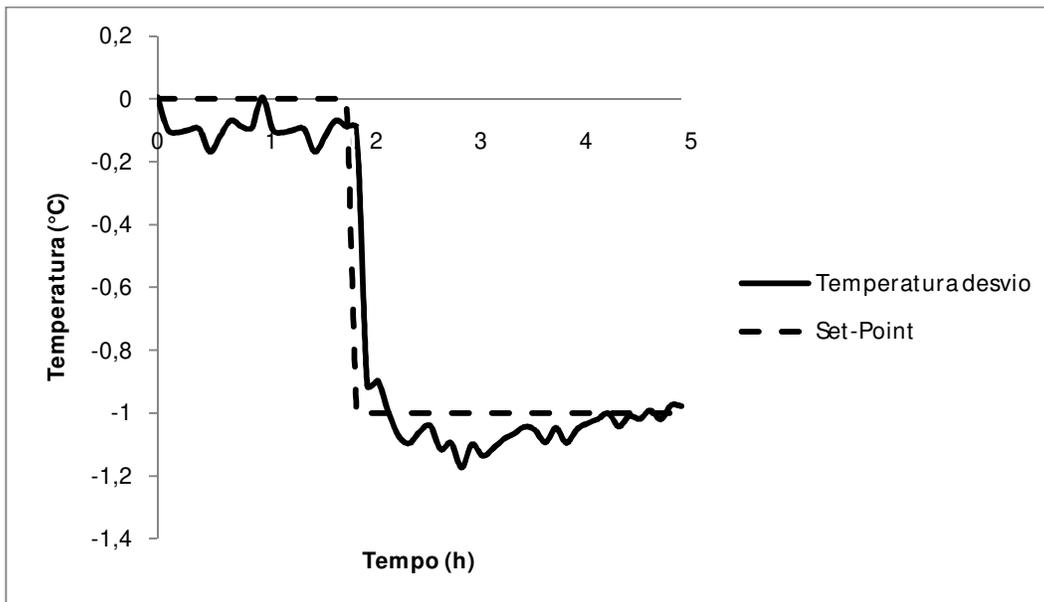


Figura 48-A. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

Tabela 44-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,38	2,19
COP de Carnot	6,62	6,34

Tabela 45-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0095	0,0464	0,0120

ESTRATÉGIA III

Variável controlada: temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador

Variável manipulada: frequência de rotação da bomba e frequência de rotação do compressor

Tabela 46-A. Condições iniciais do processo

Variável	Valor
Frequencia de rotação do compressor	48,43Hz
Frequencia de rotação da bomba	59,30Hz
Carga Térmica	2000W
<i>Set-Point</i>	10°C

Tabela 47-A. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID (frequência de rotação da bomba)

Parâmetro	Valor encontrado na sintonia
Kc (%/%)	10,36
τ_i (min)	1,01
τ_d (min)	0,25

Tabela 48-A. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID (frequência de rotação do compressor)

Parâmetro	Valor encontrado na sintonia
Kc (%/%)	3,88
τ_i (min)	1,39
τ_d (min)	0,35

- Perturbação na carga: +1000W

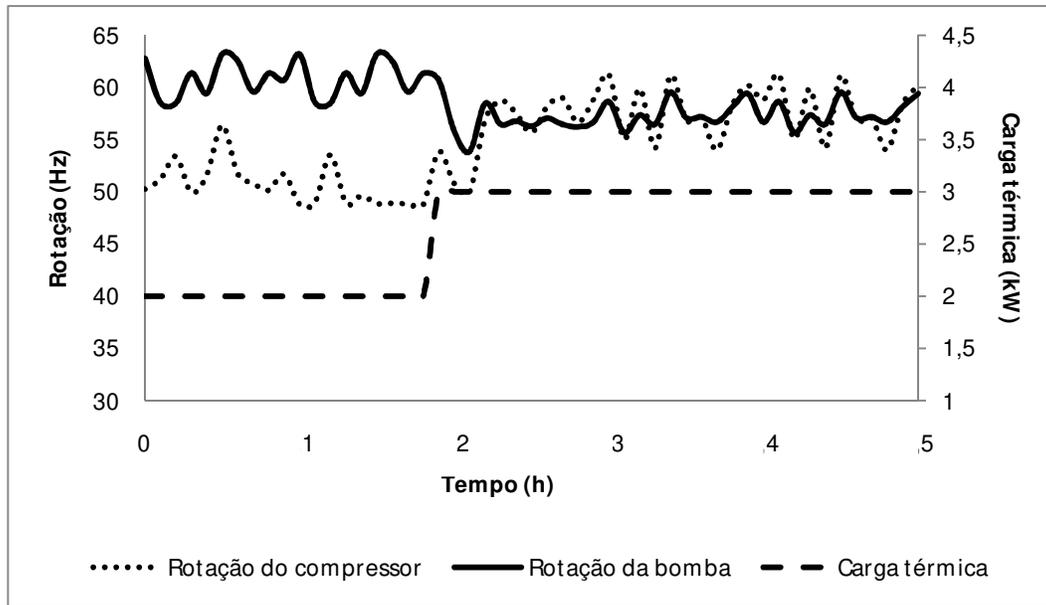


Figura 49-A. Comportamento das variáveis manipuladas (frequência de rotação do compressor e da bomba) e perturbada (carga térmica)

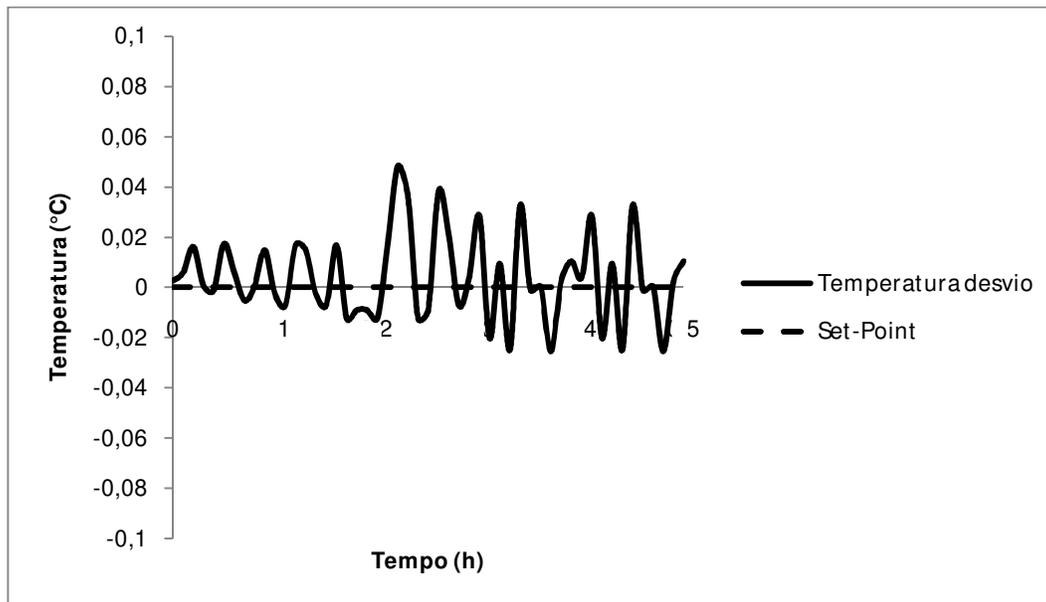


Figura 50-A. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

Tabela 49-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,51	1,89
COP de Carnot	6,71	6,93

Tabela 50-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0019	0,0069	0,0002

- Perturbação na carga: -1000W

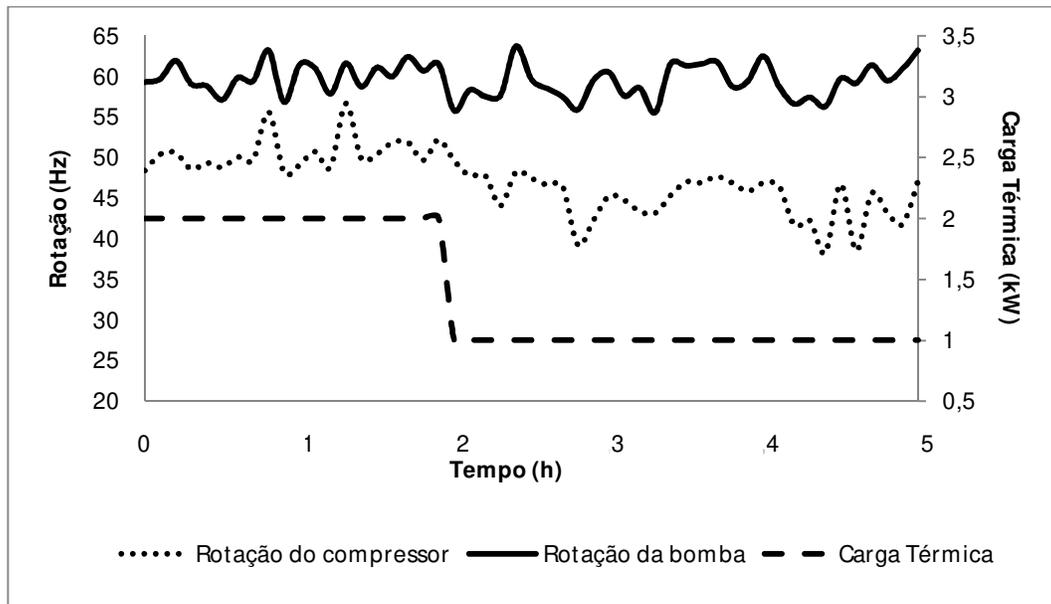


Figura 51-A. Comportamento das variáveis manipuladas (frequência de rotação do compressor e da bomba) e perturbada (carga térmica)

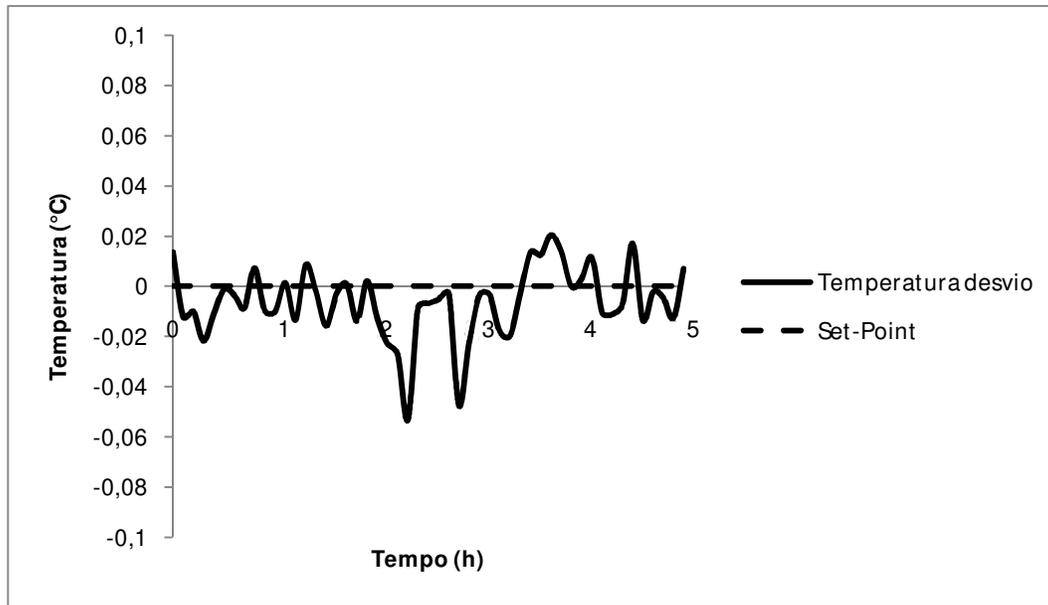


Figura 52-A. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

Tabela 51-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,51	3,77
COP de Carnot	6,71	8,77

Tabela 52-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0015	0,0059	0,0001

- Perturbação no *set-point*: +1°C

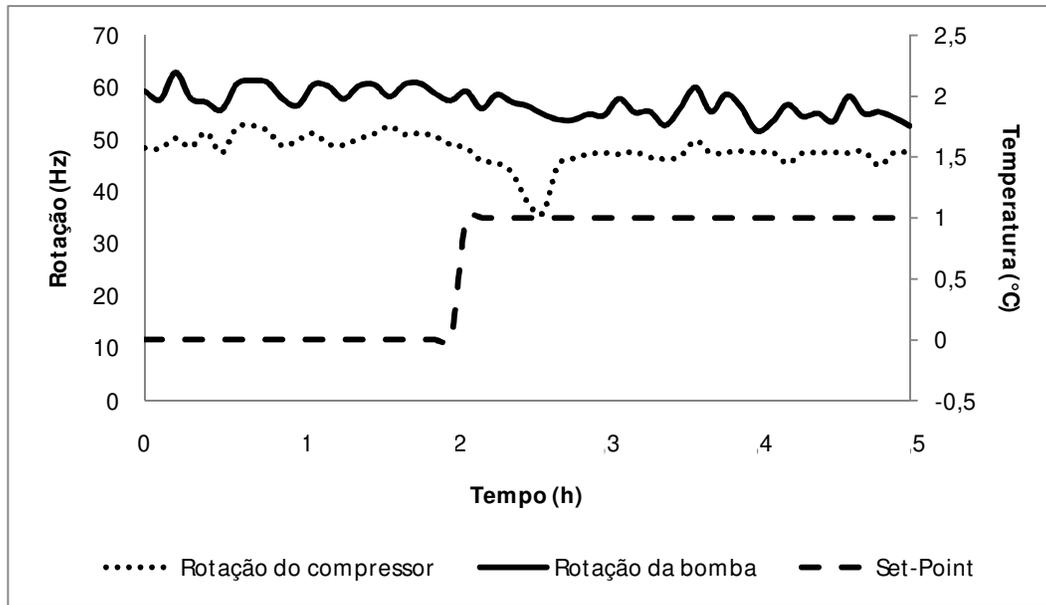


Figura 53-A. Comportamento das variáveis manipuladas (frequência de rotação do compressor e da bomba) e perturbada (*set-point*)

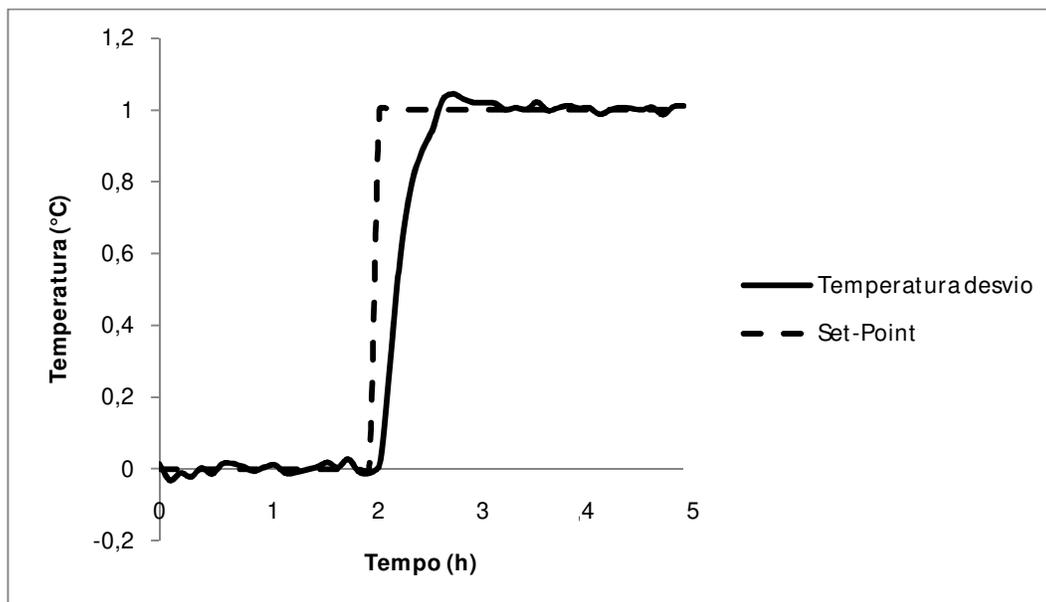


Figura 54-A. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

Tabela 53-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,51	3,30
COP de Carnot	6,71	8,27

Tabela 54-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0068	0,0303	0,0170

- Perturbação no *set-point*: -1°C

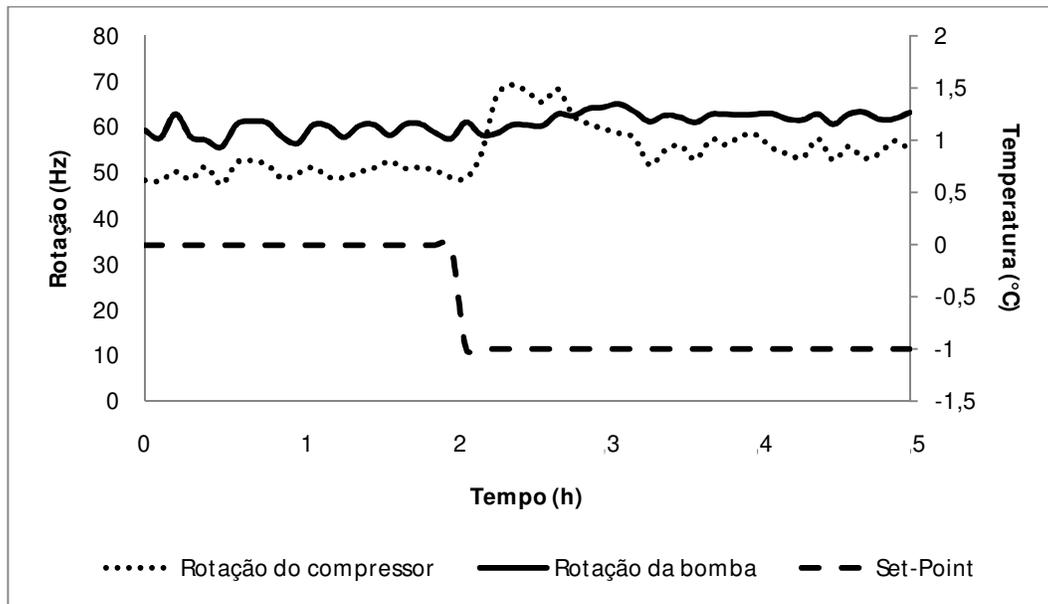


Figura 55-A. Comportamento das variáveis manipuladas (frequência de rotação do compressor e da bomba) e perturbada (*set-point*)

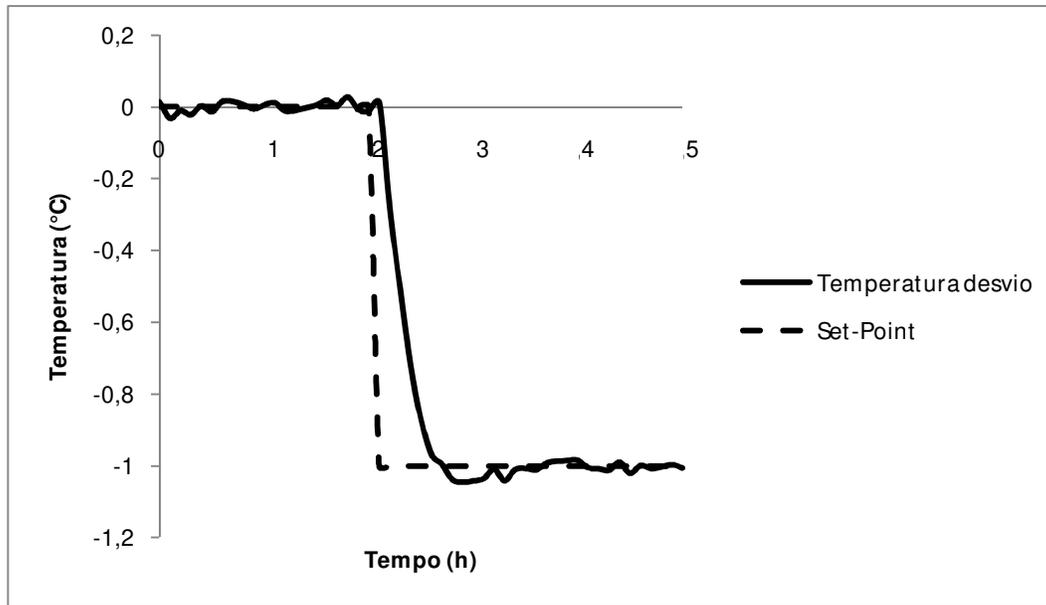


Figura 56-A. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

Tabela 55-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
$COP_{\text{útil}}$	2,51	1,98
COP de Carnot	6,71	6,57

Tabela 56-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0075	0,0331	0,0191

ESTRATÉGIA IV

Variável controlada: temperatura de evaporação do R22

Variável manipulada: frequência de rotação do compressor

Tabela 57-A. Condições iniciais do processo

Variável	Valor
Frequencia de rotação do compressor	52,06Hz
Frequencia de rotação da bomba	61,15Hz
Carga Térmica	2000W
<i>Set-Point</i>	-10°C

Tabela 58-A. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID

Parâmetro	Valor encontrado na sintonia
K_c (%/%)	0,73
τ_i (min)	1,22
τ_d (min)	0,31

- Perturbação na carga: +1000W

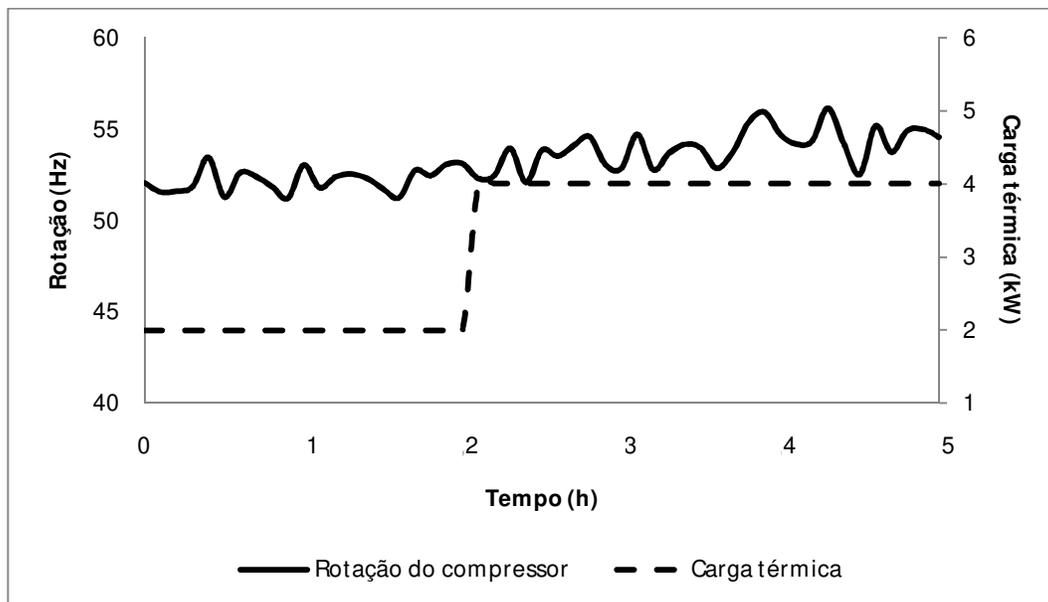


Figura 57-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação do compressor) e perturbada (carga térmica)

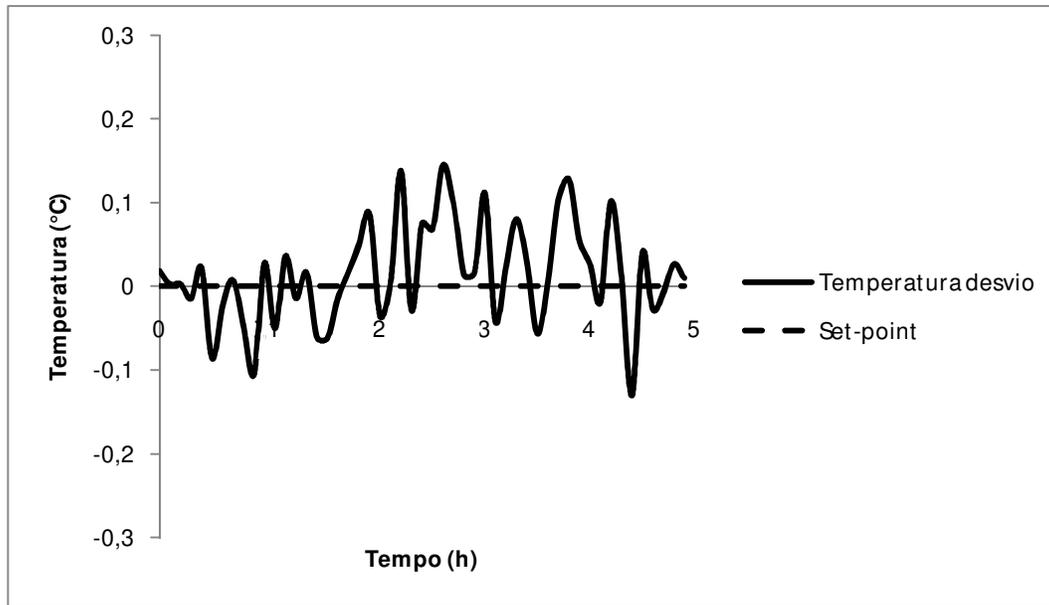


Figura 58-A. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

Tabela 59-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,19	2,09
COP de Carnot	6,28	6,86

Tabela 60-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0065	0,0242	0,0020

- Perturbação na carga: -1000W

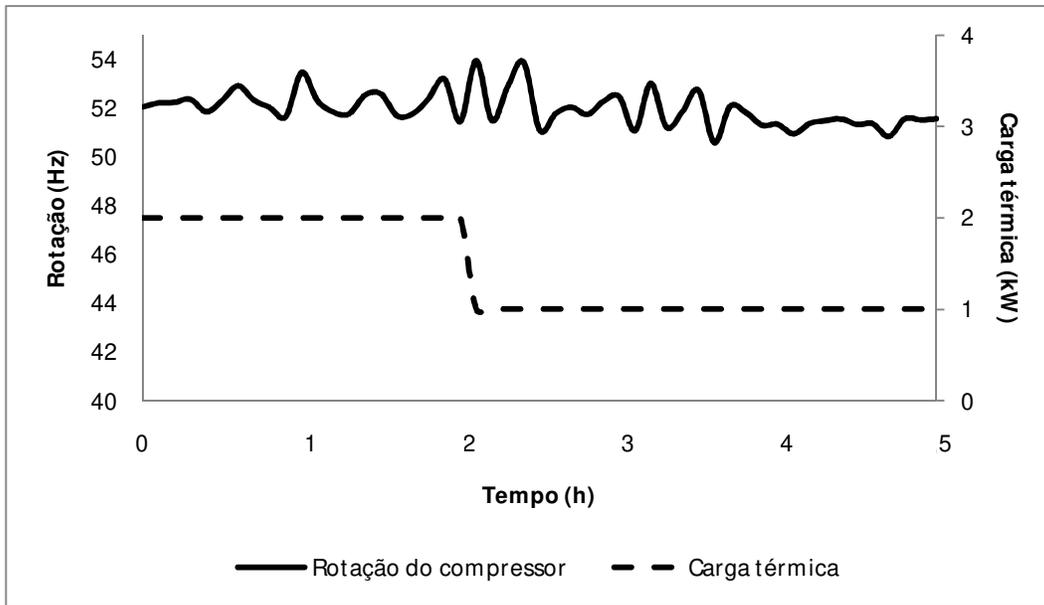


Figura 59-A. Comportamento da variáveis manipulada (rotação do compressor) e perturbada (carga térmica)

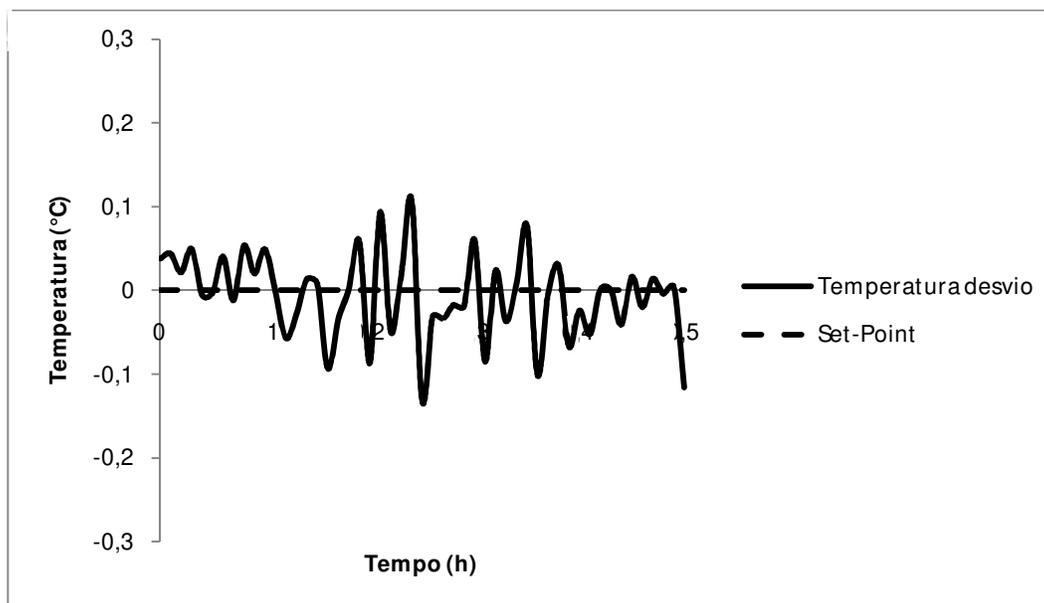


Figura 60-A. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

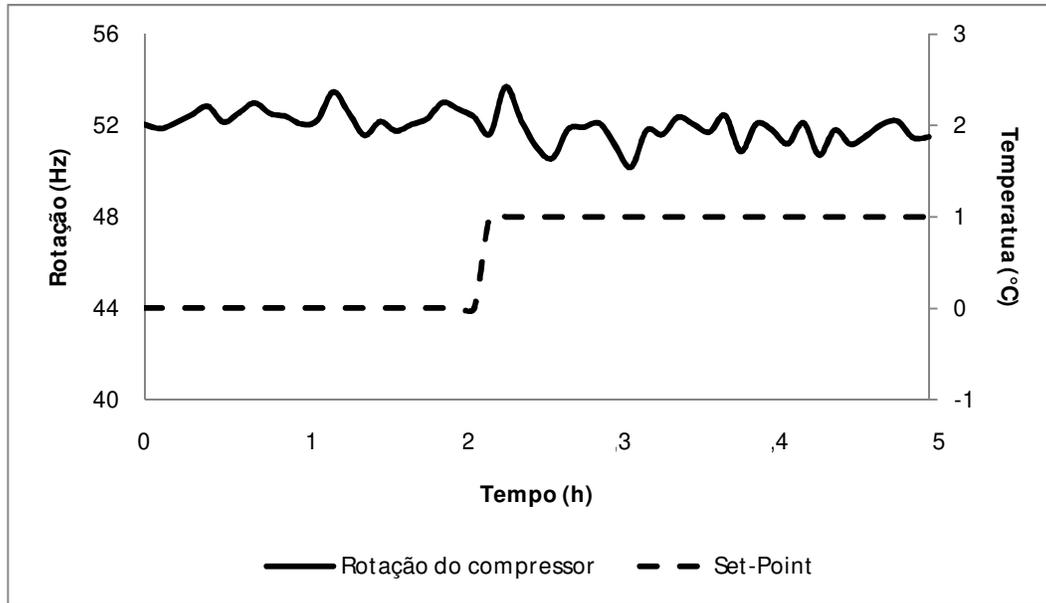
Tabela 61-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,19	2,18
COP de Carnot	6,28	6,01

Tabela 62-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0051	0,0202	0,0014

- Perturbação no *set-point*: +1°C

Figura 61-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação do compressor) e perturbada (*set-point*)

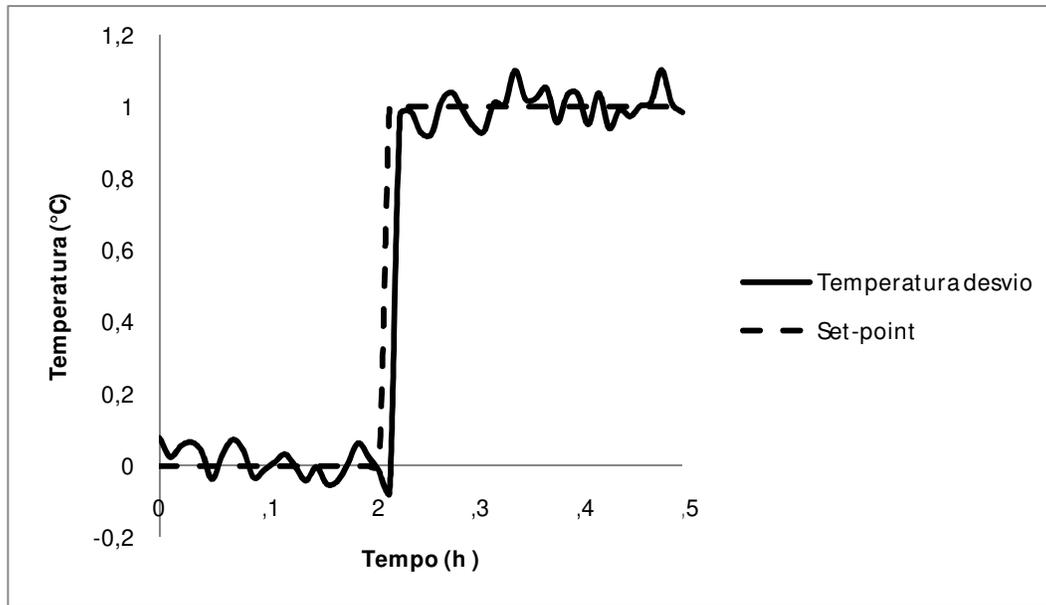


Figura 62-A. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

Tabela 63-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,19	2,26
COP de Carnot	6,28	6,25

Tabela 64-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0067	0,0288	0,0125

- Perturbação no *set-point*: -1°C

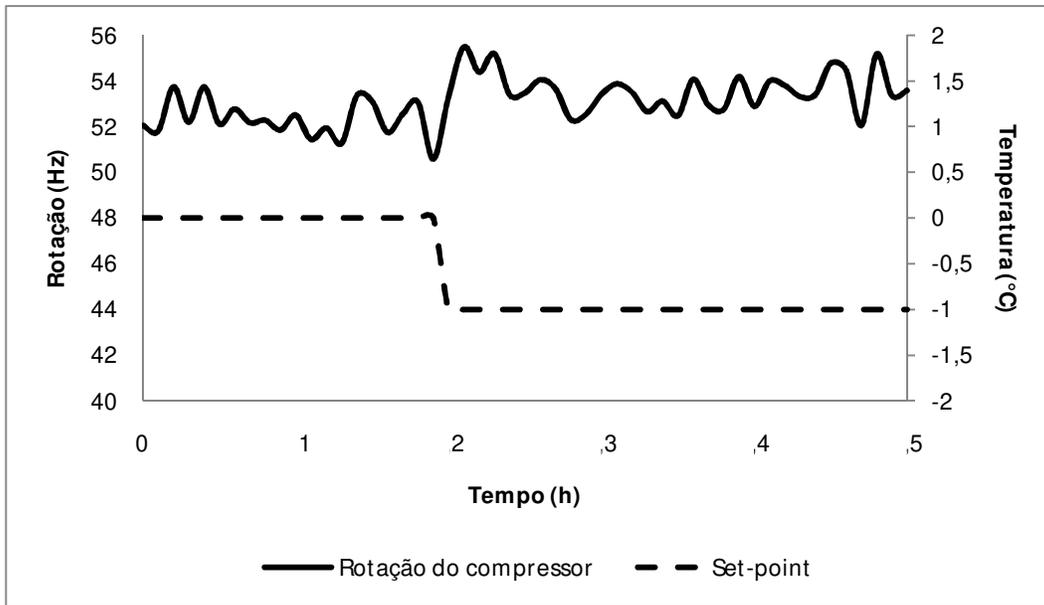


Figura 63-A. Comportamento da variável manipulada (frequência de rotação do compressor) e perturbada (*set-point*)

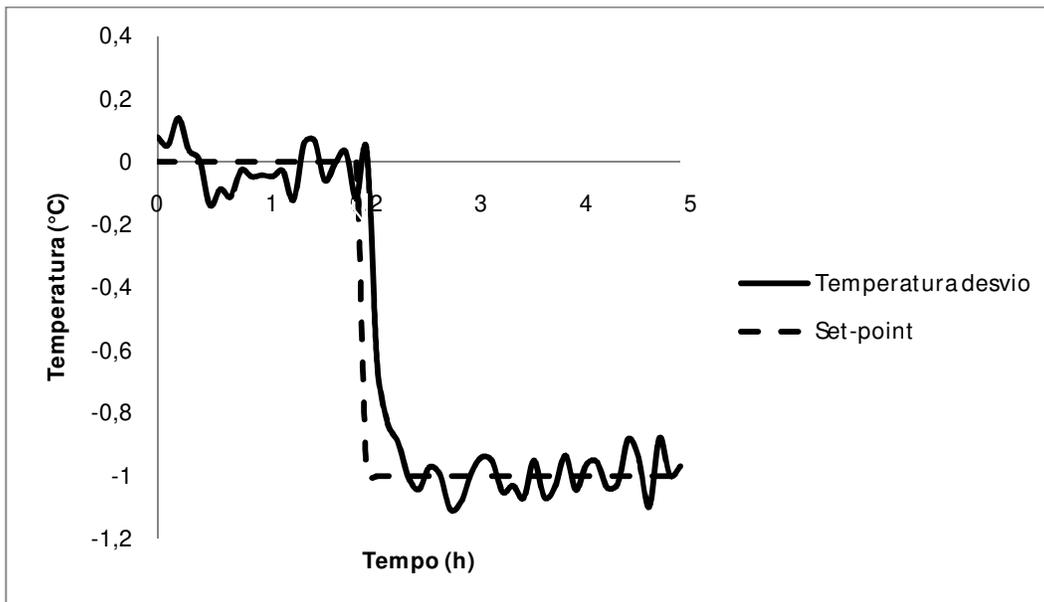


Figura 64-A. Comportamento da variável controlada em relação ao *set-point* em termos de variável desvio

Tabela 65-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,19	2,13
COP de Carnot	6,28	6,36

Tabela 66-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle

ITAE:	IAE:	ISE:
0,099	0,0435	0,0146

ESTRATÉGIA V

Variável controlada: temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador e temperatura de evaporação

Variável manipulada: frequência de rotação da bomba e frequência de rotação do compressor

Tabela 67-A. Condições iniciais do processo

Variável	Valor
Frequencia de rotação do compressor	52,32Hz
Frequencia de rotação da bomba	56,39Hz
Carga Térmica	2000W
<i>Set-Point</i> Temperatura PG	10°C
<i>Set-Point</i> Temperatura de evaporação R22	-10°C

Tabela 68-A. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID (frequência de rotação da bomba)

Parâmetro	Valor encontrado na sintonia
K _c (%/%)	10,05
τ _i (min)	1,28
τ _d (min)	0,32

Tabela 69-A. Valores de sintonia dos parâmetros do controlador PID (frequência de rotação do compressor)

Parâmetro	Valor encontrado na sintonia
K _c (%/%)	0,19
τ _i (min)	1,56
τ _d (min)	0,24

- Perturbação na carga: +1000W

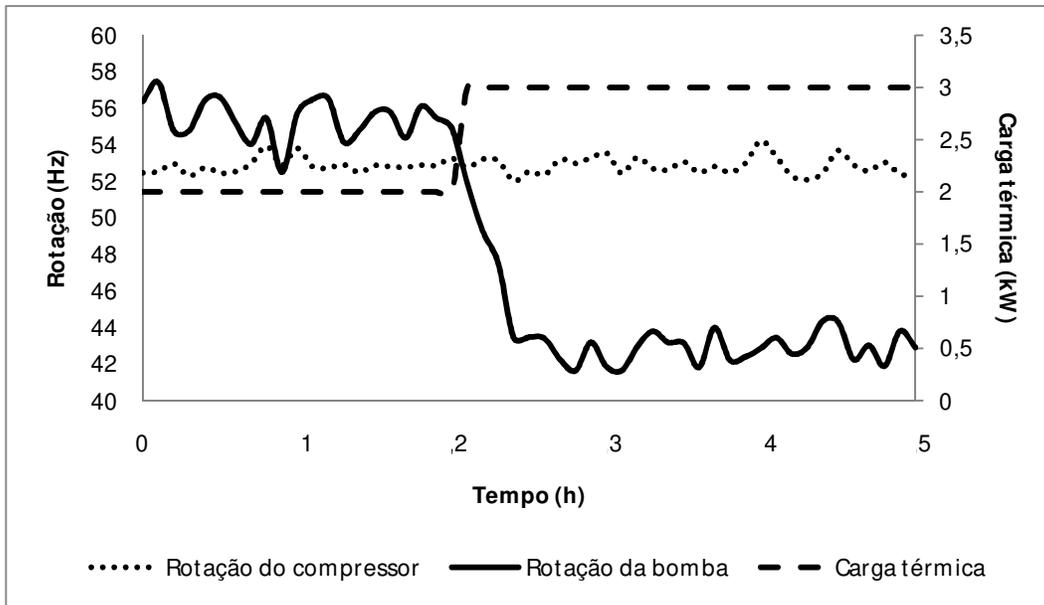


Figura 65-A. Comportamento das variáveis manipuladas (frequências de rotação da bomba e do compressor) e perturbada (carga térmica)

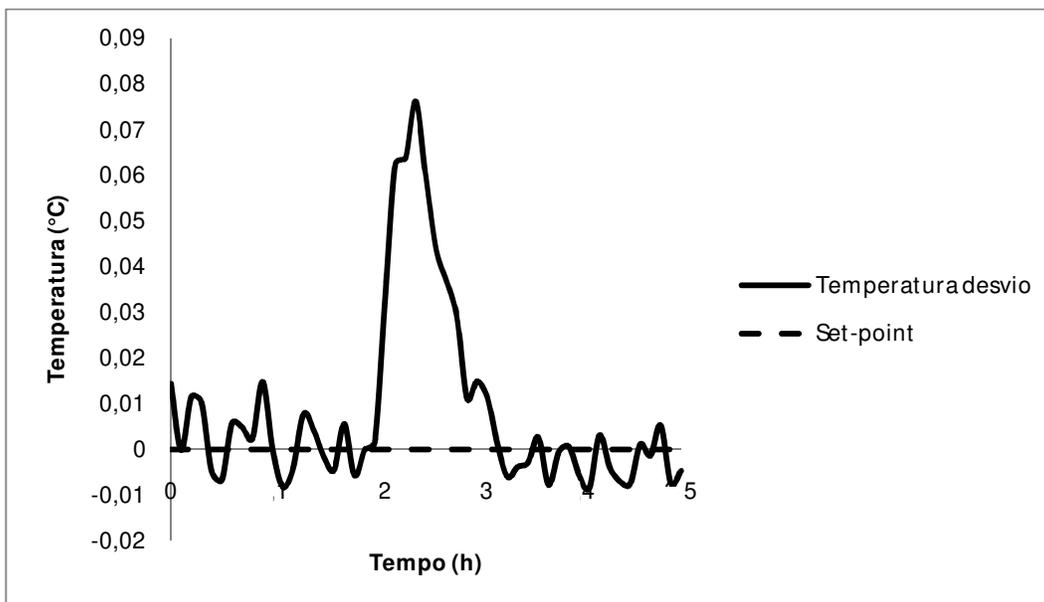


Figura 66-A. Comportamento da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador em relação ao set-point frente às perturbações impostas

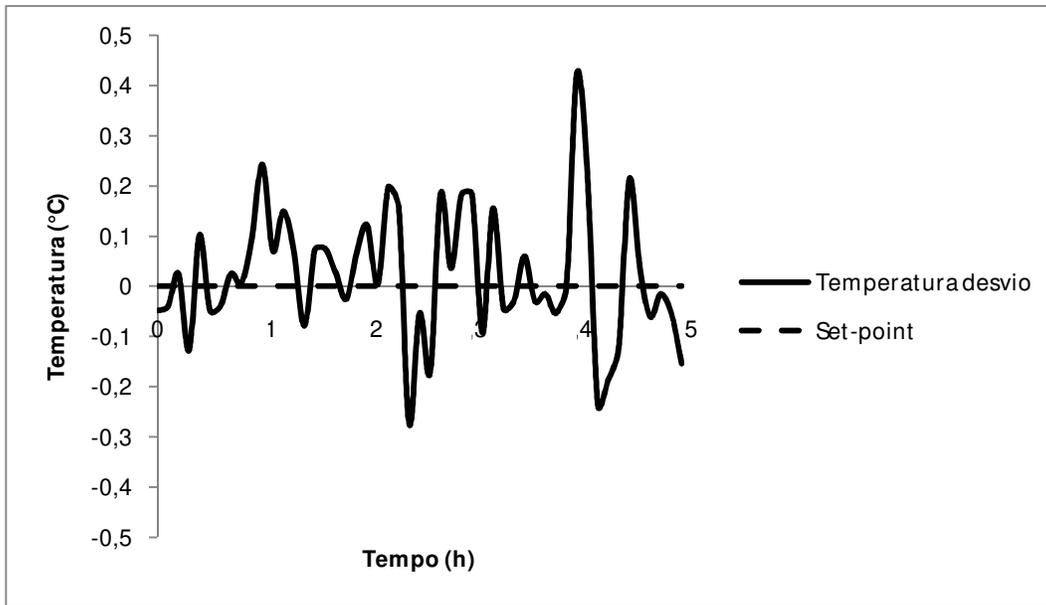


Figura 67-A. Comportamento da temperatura de evaporação do R22 em relação ao *set-point* frente às perturbações impostas

Tabela 70-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,20	2,17
COP de Carnot	6,37	6,40

Tabela 71-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0015	0,0064	0,0002

Tabela 72-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle da temperatura de evaporação

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0144	0,0521	0,0090

- Perturbação na carga: -1000W

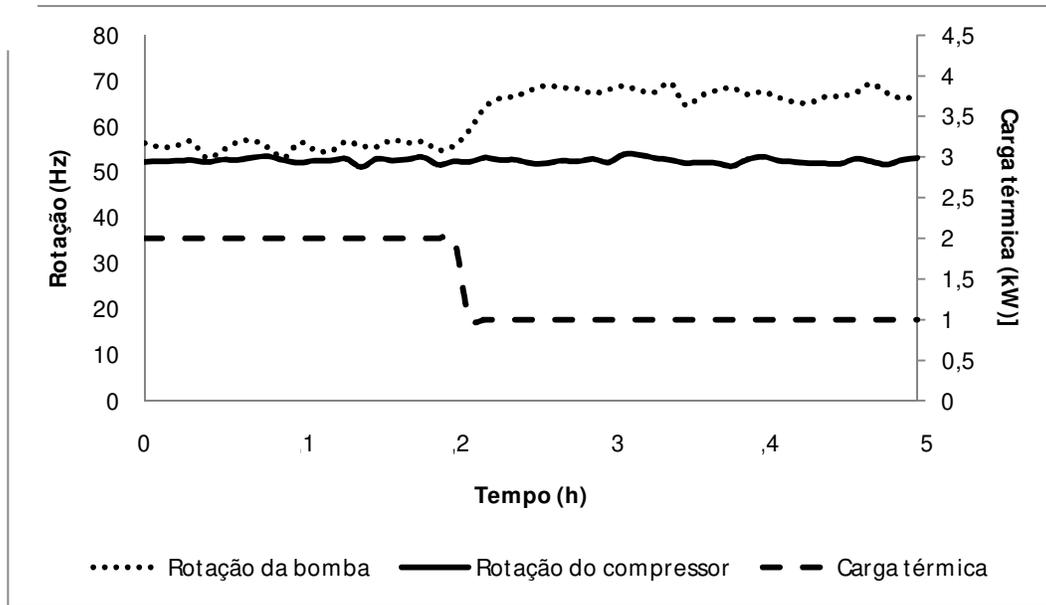


Figura 68-A. Comportamento das variáveis manipuladas (frequências de rotação da bomba e do compressor) e perturbada (carga térmica)

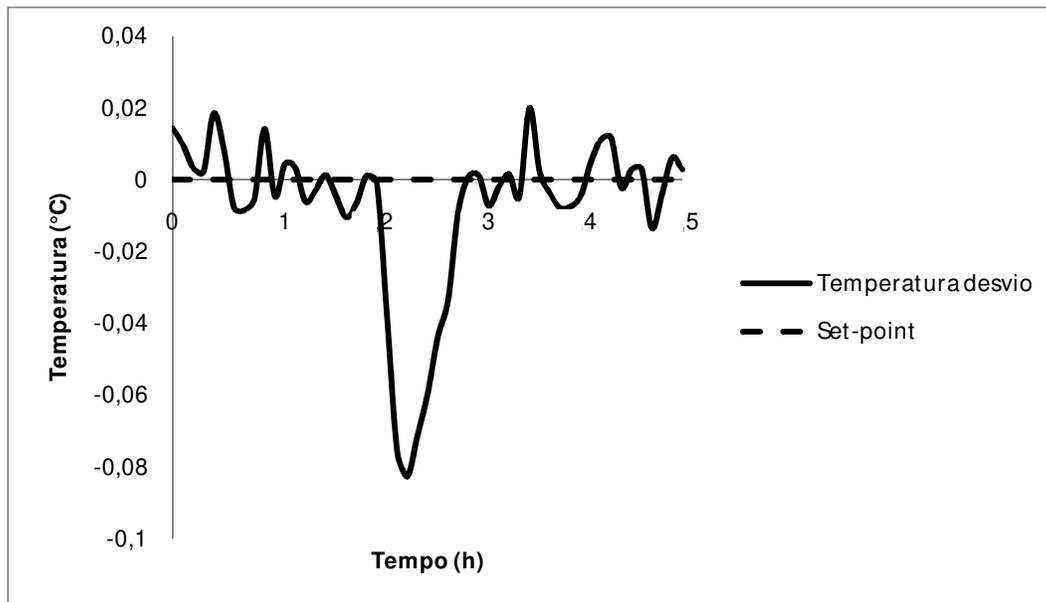


Figura 69-A. Comportamento da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador em relação ao set-point frente às perturbações impostas

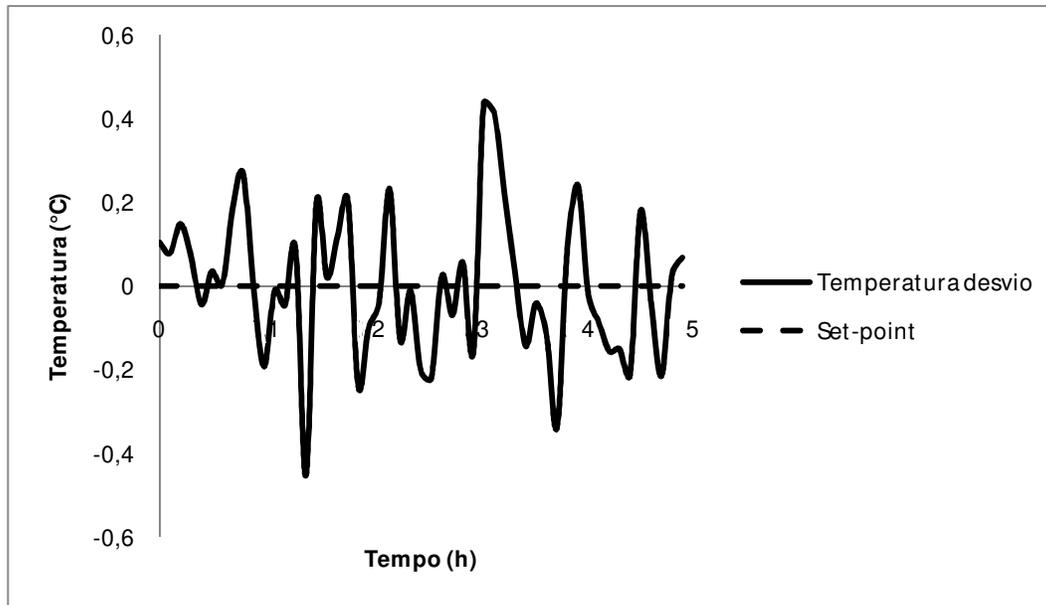


Figura 70-A. Comportamento da temperatura de evaporação do R22 em relação ao *set-point* frente às perturbações impostas

Tabela 73-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,18	2,16
COP de Carnot	6,33	6,30

Tabela 74-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador do propilenoglicol

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0016	0,0068	0,0003

Tabela 75-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle da temperatura de evaporação

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0183	0,0698	0,0157

- Perturbação no *set-point*: +1°C (ambas variáveis controladas)

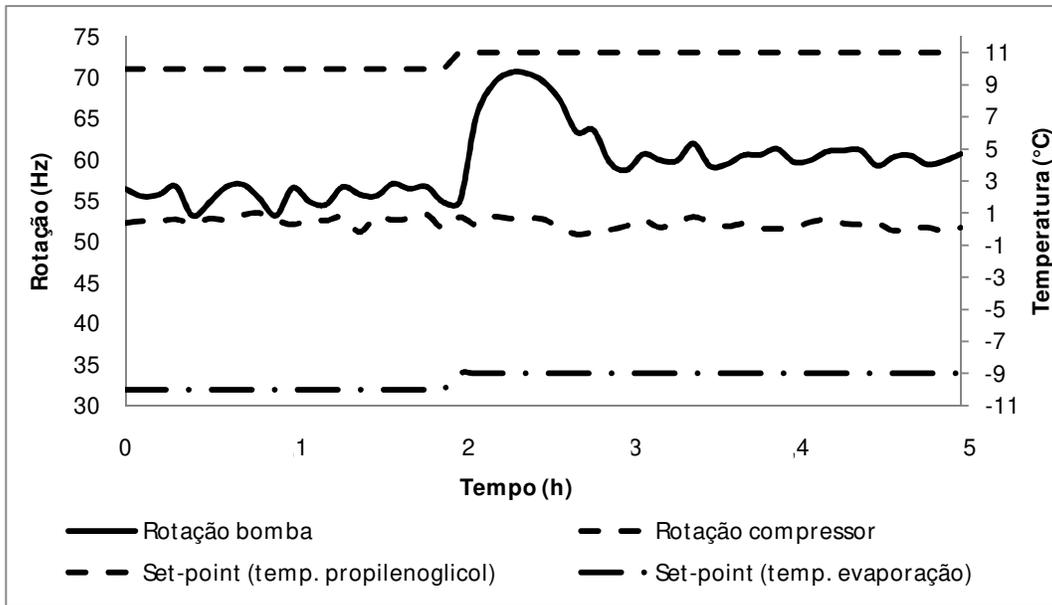


Figura 71-A. Comportamento das variáveis manipuladas (frequências de rotação da bomba e do compressor) e perturbada (*set-point*)

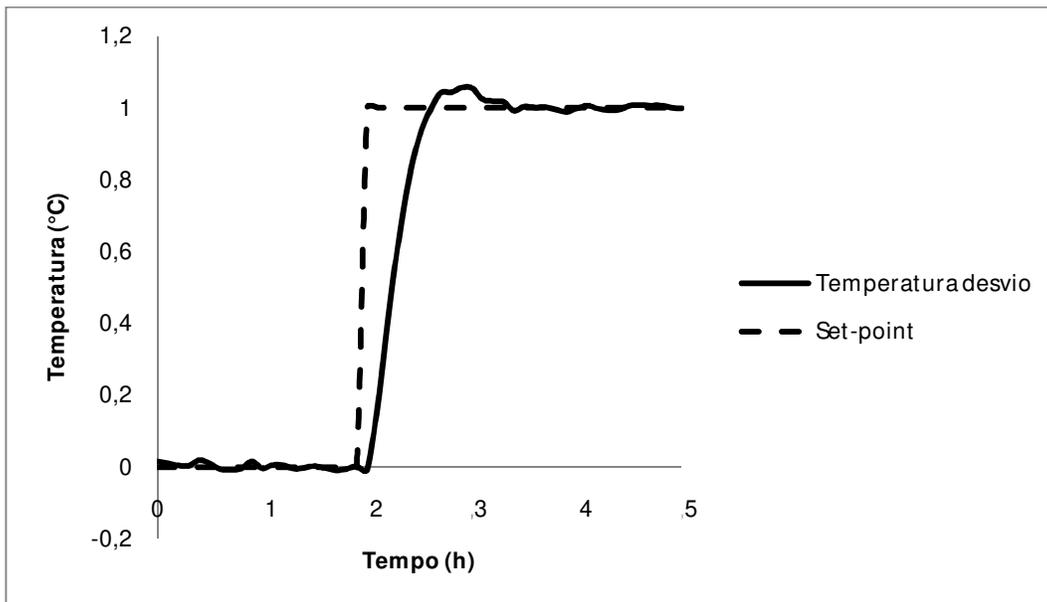


Figura 72-A. Comportamento da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador em relação ao *set-point* frente às perturbações impostas

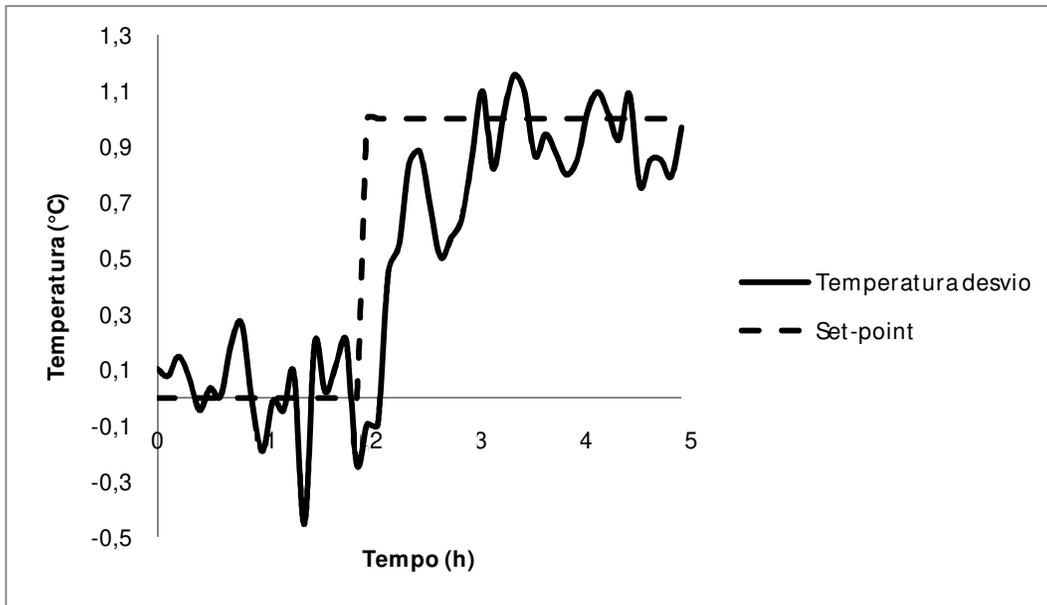


Figura 73-A. Comportamento da temperatura de evaporação do R22 em relação ao *set-point* frente às perturbações impostas

Tabela 76-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,18	2,26
COP de Carnot	6,33	6,39

Tabela 77-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador do propilenoglicol

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0078	0,0355	0,0224

Tabela 78-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle da temperatura de evaporação

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0243	0,1000	0,0452

- Perturbação no *set-point*: -1°C na temperatura de propilenoglicol à saída do evaporado e $+1^{\circ}\text{C}$ na temperatura de evaporação do R22

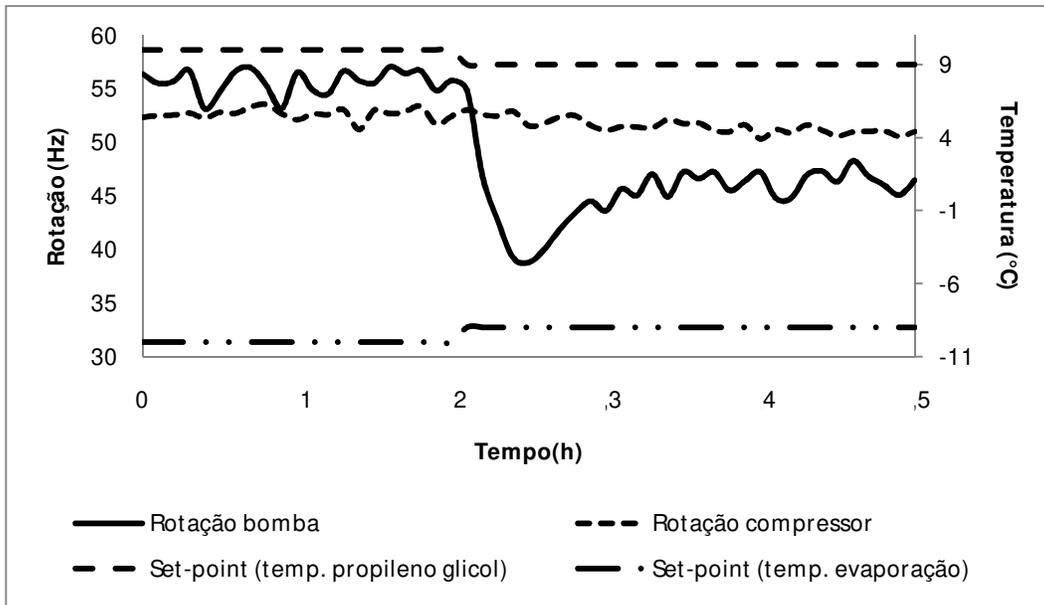


Figura 74-A. Comportamento das variáveis manipuladas (frequências de rotação da bomba e do compressor) e perturbada (*set-point*)

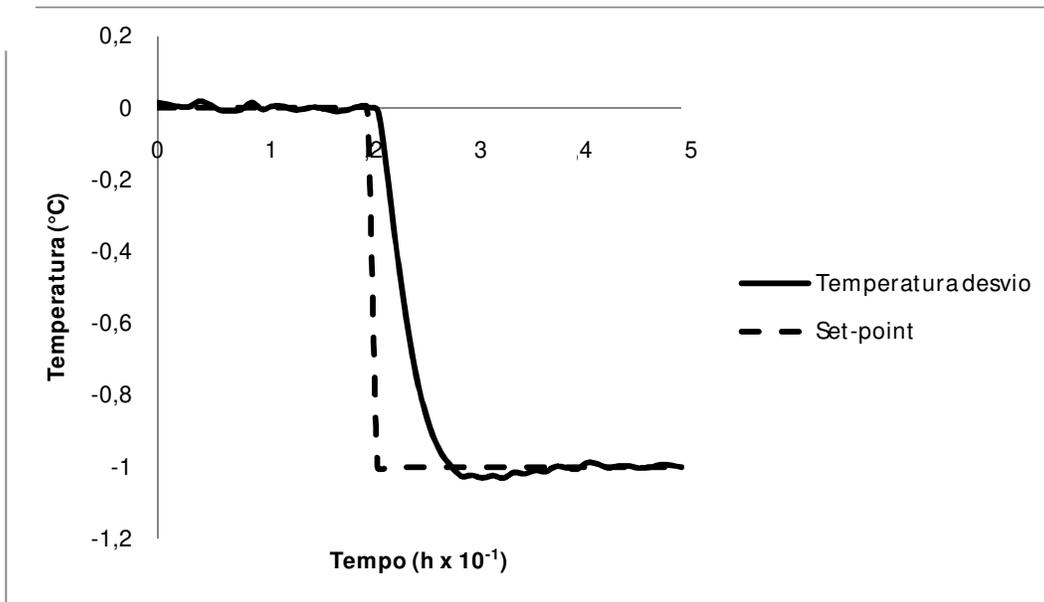


Figura 75-A. Comportamento da temperatura do propileno glicol à saída do evaporador em relação ao set-point frente às perturbações impostas

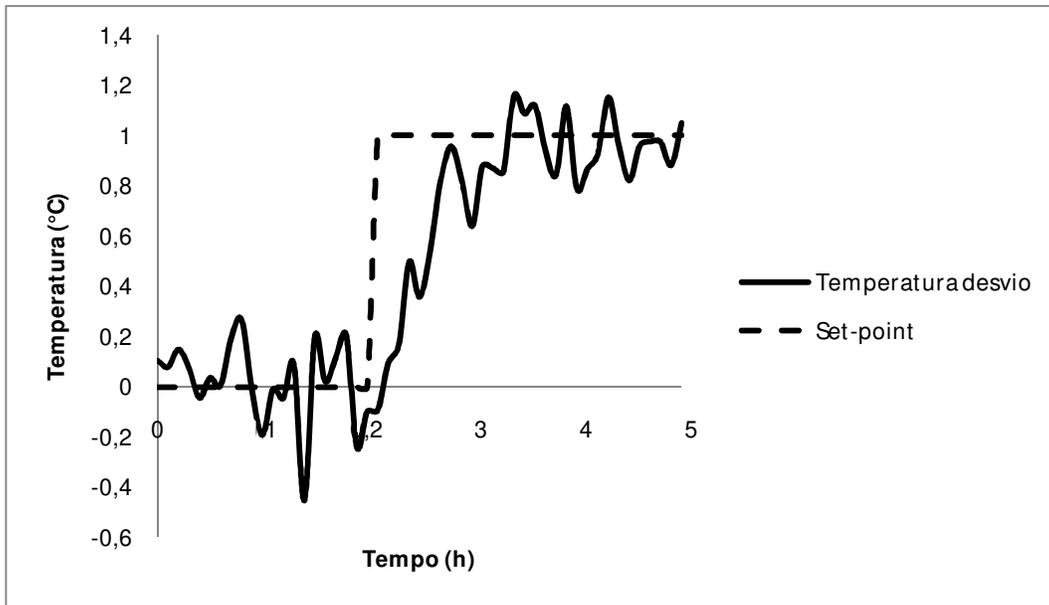


Figura 76-A. Comportamento da temperatura de evaporação do R22 em relação ao set-point frente às perturbações impostas

Tabela 79-A. Valores dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração antes e depois da perturbação

	Condição inicial	Após perturbação
COP _{útil}	2,18	2,24
COP de Carnot	6,33	6,11

Tabela 80-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle da temperatura do propilenoglicol à saída do evaporador do evaporador do propilenoglicol

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0079	0,0346	0,0213

Tabela 81-A. Valores dos parâmetros de desempenho do controle da temperatura de evaporação

ITAE:	IAE:	ISE:
0,0238	0,0995	0,0464