

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DINÂMICA DE UM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO CONTROLADO A
DIFERENTES MODOS DE CONTROLE**

Mauro Renault Menezes

Engenheiro Químico

Prof. Dr. Vivaldo Silveira Jr. / DEA

Orientador

PARECER

Este exemplar corresponde à redação final da tese defendida por MAURO RENAULT MENEZES aprovado pela Comissão Julgadora em 20 de fevereiro de 1998.

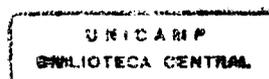
Campinas, 20 de fevereiro de 1998.



Prof. Dr. VIVALDO SILVEIRA JR.
Presidente da Banca

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Alimentos da Universidade Estadual de Campinas para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Alimentos.

Campinas, fevereiro / 1998



UNIDADE	BC
N.º CHAMADA:	
	33 509
	395/98
	X
PREÇO	R\$ 11,00
DATA	16/04/98
N.º CPD	

CM-00109041-9

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA F.E.A. - UNICAMP

M524m

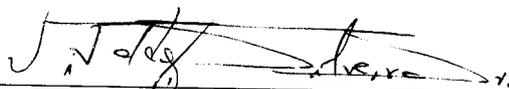
Menezes, Mauro Renault

Modelagem e simulação dinâmica de um sistema de refrigeração controlado a diferentes modos de controle / Mauro Renault Menezes. – Campinas: [s.n.], 1998.

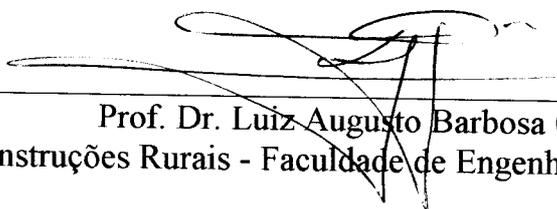
Orientador: Vivaldo Silveira Junior
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas.Faculdade de Engenharia de Alimentos.

1.Refrigeração. 2.Modelagem. - 3.Controle.
4.Controladores de PID. .I.Silveira Junior, Vivaldo.
II.Universidade Estadual de Campinas.Faculdade de Engenharia de Alimentos. III.Título.

BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. Vivaldo Silveira Jr.
Departamento de Engenharia de Alimentos - UNICAMP



Prof. Dr. Luiz Augusto Barbosa Cortez
Depto. de Construções Rurais - Faculdade de Engenharia Agrícola - UNICAMP



Prof. Dr. Milton Mori
Faculdade de Engenharia Química - UNICAMP

Prof. Dr. Rubens Maciel Filho
Faculdade de Engenharia Química - UNICAMP

Campinas, de de 1998.

AGRADECIMENTOS

À UNICAMP e ao Departamento de Engenharia de Alimentos desta Faculdade, por possibilitar a complementação da minha formação.

À Capes, pelo suporte financeiro dado a mim durante a execução deste trabalho.

Ao prof. Dr. Vivaldo Silveira Júnior, pela orientação, horas ininterruptas de discussão, infra-estrutura, e, principalmente, pela amizade durante o desenvolvimento deste trabalho.

Ao prof. Dr. Lincoln de Camargo Neves Filho, pela importante colaboração e contribuições ao trabalho.

Aos membros da banca examinadora, pelas sugestões e críticas, que com certeza contribuíram na complementação do trabalho.

À minha família, minha maior incentivadora, que, mesmo distante, apoiou e colaborou para tornar este trabalho possível. Obrigado, “Seu” Valdir, “Dona” Vera, Marcello, Márcio e Michele!

Aos amigos, próximos e distantes, e em especial a Flávio, Gustavo e André (não necessariamente nesta ordem), que me acompanharam mais de perto (mas não tão perto assim!), pelo companheirismo, auxílio, bagunças, e principalmente por aturarem minhas “crises das duas e meia” (você sabem do que estou falando!). Valeu! Quem sabe mais quatro anos, não é? E aos demais que não foram citados nominalmente, não é por isso que vocês foram ou são menos importantes!!!

À galera de Maringá (Vanessa, Mara, Toshie, Noeli, Miriam, Márcia e, recentemente, Adriana, e população “flutuante” da república - Sérgio e Renato), pela amizade, , festas e cantorias pela noite afora nestes dois anos de “moradia comum”.

À Alessandra, pelo companheirismo, auxílio, “puxões de orelha” e, acima de tudo, pelo carinho e paciência nestes meses de convívio. Obrigado, Alê !!!

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	v
LISTA DE TABELAS	vii
NOMENCLATURA	viii
RESUMO	x
ABSTRACT	xi
1. OBJETIVO	1
2. INTRODUÇÃO	2
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
3.1. REFRIGERAÇÃO	4
3.2. MODELO MATEMÁTICO	6
3.3. EQUAÇÕES DE ESTADO DE REFRIGERANTES	9
3.4. DESEMPENHO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	9
3.4.1. Monitoramento	10
3.4.2. Controle	10
3.5. LÓGICAS DE CONTROLE	11
3.5.1. Controle Digital	14
3.5.2. Sintonia dos Controladores	15
4. MATERIAIS E MÉTODOS	19
4.1. MATERIAIS.....	19
4.2. METODOLOGIA.....	19
4.2.1. Construção do Modelo Matemático	20
4.2.2. Métodos Numéricos	28
4.2.3. Fluxograma Básico do Simulador.....	28
4.2.3.1. Características do simulador.....	29
4.2.4. Fator de Sensibilidade.....	30
4.2.5. Realização das simulações	31
5. ANÁLISE DOS RESULTADOS	33
5.1. DEFINIÇÃO DOS CONTROLADORES	33
5.2. SINTONIA DOS CONTROLADORES PROPOSTOS.....	37
5.3. SIMULAÇÃO DOS CONTROLADORES	40
6. CONCLUSÕES	57
7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	58
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	59
9. APÊNDICE 1	62
9.1. DADOS INICIAIS E DE CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA	62
9.2. EQUAÇÕES DE ESTADO PARA DIVERSOS REFRIGERANTES:	63
9.3. MÉTODO DE RUNGE-KUTTA.....	66
9.4. COMPORTAMENTO DAS VARIÁVEIS CONTROLADAS E DETERMINAÇÃO DOS PONTOS DE INFLEXÃO PARA SINTONIA DOS CONTROLADORES.....	68

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 3.1 - Representação do ciclo saturado simples e real no diagrama P versus h</i>	6
<i>Figura 3.2 - Respostas típicas de processo com controle "feedback"</i>	14
<i>Figura 3.3 - Diagrama de blocos para a medida da curva de reação do processo</i>	16
<i>Figura 3.4 - Curva típica de reação de processo</i>	17
<i>Figura 4.1 - Diagrama simplificado do processo de refrigeração</i>	20
<i>Figura 4.2 - Diagrama de blocos simplificado do programa de simulação</i>	29
<i>Figura 4.3 - Parâmetros para análise de desempenho dos controladores</i>	32
<i>Figura 5.1 - Fator de sensibilidade - abertura da válvula e rotação do compressor</i>	34
<i>Figura 5.2 - Fator de sensibilidade - vazão de água e de ar</i>	34
<i>Figura 5.3 - Fator de sensibilidade comparativo entre as variáveis manipuladas</i>	35
<i>Figura 5.4 - Comportamento do superaquecimento quando aplicada perturbação na abertura da válvula</i>	38
<i>Figura 5.5 - Derivada do superaquecimento para sintonia do controlador</i>	38
<i>Figura 5.6 - Comportamento do superaquecimento durante atuação do Controlador 1 (lógicas P e PID) quando da entrada de produto na câmara</i>	40
<i>Figura 5.7 - Comportamento da temperatura do ar na câmara durante atuação do Controlador 1 quando da entrada de produto na câmara</i>	42
<i>Figura 5.8 - Comportamento da temperatura do produto durante atuação do Controlador 1 quando da entrada de produto na câmara</i>	42
<i>Figura 5.9 - Comportamento do volume específico da sucção e eficiência volumétrica do compressor durante atuação do Controlador 1 quando da entrada de produto na câmara</i>	43
<i>Figura 5.10 - Comportamento da temperatura do ar na câmara durante atuação do Controlador 2 quando da entrada de produto na câmara</i>	44
<i>Figura 5.11 - Comportamento do superaquecimento durante atuação do Controlador 2 quando da entrada de produto na câmara</i>	44
<i>Figura 5.12 - Comportamento da eficiência volumétrica durante atuação do Controlador 3 quando da entrada de produto na câmara</i>	45
<i>Figura 5.13 - Comportamento do superaquecimento e temperatura do ar na câmara durante atuação do Controlador 3 quando da entrada de produto na câmara</i>	46
<i>Figura 5.14 - Comportamento do volume específico da sucção durante atuação do Controlador 4 quando da entrada de produto na câmara</i>	46
<i>Figura 5.15 - Comportamento do superaquecimento e temperatura do ar na câmara durante atuação do Controlador 4 quando da entrada de produto na câmara</i>	47
<i>Figura 5.16 - Comportamento da temperatura do produto - comparativo entre os Controladores 1, 3 e 4 (lógica P) quando da entrada de produto na câmara</i>	47
<i>Figura 5.17 - Comportamento da eficiência volumétrica durante atuação do Controlador 5 quando da entrada de produto na câmara</i>	50

Figura 5.18 - Comportamento do volume específico da sucção durante atuação do Controlador 6 quando da entrada de produto na câmara	50
Figura 5.19 - Comportamento do superaquecimento durante atuação dos Controladores 5 e 6 quando da entrada de produto na câmara	51
Figura 5.20 - Comportamento da temperatura do ar na câmara durante atuação dos Controladores 5 e 6 quando da entrada de produto na câmara	51
Figura 5.21 - Comportamento da temperatura do produto durante atuação dos Controladores 5 e 6 quando da entrada de produto na câmara	52
Figura 5.22 - Comportamento do volume específico da sucção e eficiência volumétrica do compressor durante atuação dos Controladores 5 e 6 quando da entrada de produto na câmara	52
Figura 5.23 - Comportamento da eficiência volumétrica durante atuação do Controlador 6 quando da entrada de produto na câmara - $\lambda_v = 0,6$	53
Figura 5.24 - Comportamento da temperatura do ar na câmara durante atuação do Controlador 6 quando da entrada de produto na câmara - $\lambda_v = 0,6$	53
Figura 5.25 - Comportamento da temperatura do produto durante atuação do Controlador 6 quando da entrada de produto na câmara - $\lambda_v = 0,6$	54
Figura 5.26 - Comparativo do COP quando da entrada de produto na câmara entre os controladores testados	55
Figura 9.1 - Comportamento da temperatura da câmara quando aplicada perturbação na abertura da válvula para sintonia do Controlador 2	68
Figura 9.2 - Derivada da temperatura da câmara para sintonia do Controlador 2	68
Figura 9.3 - Comportamento da eficiência volumétrica quando aplicada perturbação na abertura da válvula para sintonia do Controlador 3	69
Figura 9.4 - Derivada da eficiência volumétrica para sintonia do Controlador 3	69
Figura 9.5 - Comportamento do volume específico da sucção quando aplicada perturbação na abertura da válvula para sintonia do Controlador 4	70
Figura 9.6 - Derivada do volume específico da sucção para sintonia do Controlador 4	70
Figura 9.7 - Comportamento da eficiência volumétrica quando aplicada perturbação na rotação do compressor para sintonia do Controlador 5	71
Figura 9.8 - Derivada da eficiência volumétrica para sintonia do Controlador 5	71
Figura 9.9 - Comportamento do volume específico da sucção quando aplicada perturbação na rotação do compressor para sintonia do Controlador 6	72
Figura 9.10 - Derivada do volume específico da sucção para sintonia do Controlador 6	72

LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 3.1 - Constantes recomendadas por COHEN & COON para a sintonia dos controladores</i>	18
<i>Tabela 5.1 - Controladores SISO individuais utilizados para os ensaios</i>	37
<i>Tabela 5.2 - Parâmetros de sintonia dos controladores 1 a 4</i>	39
<i>Tabela 5.3 - Comparação entre as lógicas de controle para o Controlador 1</i>	41
<i>Tabela 5.4 - Controladores SISO simultâneos utilizados para os ensaios</i>	48
<i>Tabela 5.5 - Parâmetros de sintonia dos controladores 5 e 6</i>	49
<i>Tabela 5.6 - Comparação percentual do COP dos diferentes controladores</i>	55
<i>Tabela 9.1 . Valores dos coeficientes das correlações de estado para R-502.</i>	65

NOMENCLATURA

A	área (m ²)
a	coeficientes das correlações (-)
FS	fator de sensibilidade
C.O.P.	coeficiente de eficácia (-)
C _p	calor específico (J/ kg °C)
h	entalpia específica (J / kg)
M	massa (kg)
\dot{m}	vazão mássica (kg / h)
\dot{q}	taxa de transmissão de calor (J/ h)
\dot{q}_o	carga térmica (J / h)
T	temperatura (°C)
p	pressão (Pa)
t	tempo (s)
U	coeficiente global de transferência de calor (J / h.m ² °C)
V	volume (m ³)
W	umidade absoluta (kg água / kg ar seco)
L	curso do pistão do compressor (m)
n	freqüência de rotação do compressor (rpm)
e(t)	erro - diferença entre o valor da variável controlada e o seu valor desejado
c _n	sinal de saída do controlador
c _s	sinal de saída do controlador quando e(t) = 0
c	sinal de saída do controlador em forma de variável-desvio (c _n - c _s)
K _c	ganho do controlador

GREGAS

λ_v	eficiência volumétrica do compressor (-)
ν	volume específico (m ³ / kg)
τ_i	tempo integral do controlador
τ_d	tempo derivativo do controlador

Subscritos :

1	condição de estado do refrigerante na saída do evaporador
2	condição de estado do refrigerante na descarga do compressor
3	condição de estado do refrigerante na saída do condensador
4	condição de estado do refrigerante na saída da válvula de expansão
5	condição de estado do ar na entrada do evaporador
6	condição de estado do ar na saída do evaporador
s	condição de estado do refrigerante na sucção do compressor
A1	condição de estado da água de resfriamento antes do condensador
A2	condição de estado da água de resfriamento após o condensador
xv	válvula de expansão
cil	cilindro do compressor
ag	água
amb	ambiente
ar	ar
cam	câmara de congelamento
comp	compressor
cond	condensador
cobre	cobre
ev	evaporador
prod	produto
sat	saturação
vs	vapor superaquecido
ref	refrigerante
valv	válvula
liq	líquido
sub	sub-resfriado

RESUMO

Este trabalho consiste na modelagem matemática de um túnel de congelamento em batelada, com convecção forçada de ar, e seu sistema de refrigeração por compressão mecânica de simples estágio, com o objetivo de comparar diferentes modos de controle.

Inicialmente foi testada a substituição da lógica de controle da válvula de expansão, de proporcional (P, convencionalmente utilizada), para proporcional-integral-derivativa (PID). Pelos resultados obtidos, não houve melhoria significativa no desempenho global do processo, embora o controle do superaquecimento (diferença entre as temperaturas de saída e entrada do evaporador) tenha sido melhor.

Em seguida, foram testadas outras variáveis de processo (temperatura do ar na câmara, eficiência volumétrica e volume específico da sucção) com a mesma variável de controle (abertura da válvula), e observou-se que estas variáveis não devem ser utilizadas para controle, uma vez que cada uma delas, isoladamente, pode trazer problemas ao processo.

Utilizando a válvula de expansão com lógica PID e outro controlador, variando a rotação do compressor e monitorando a eficiência volumétrica (2 SISO's - "Single Input Single Output"), mostrou-se que é possível melhorar a eficiência volumétrica do compressor, e, conseqüentemente, o coeficiente de eficácia (COP) do processo, sendo que foi atingido um aumento de até 16 % no COP com relação ao controle convencional (controle do superaquecimento pela válvula de expansão).

ABSTRACT

This work consists on the mathematical modeling of a batch freezing tunnel with forced air convection and its single stage refrigerating system of mechanical compression, with the objective of comparing different control manners.

Initially the substitution of the control logic of the expansion valve, from proportional (P, conventionally used) to proportional-integral-derivative (PID) was tested. From the results, there was not significant improvement in the global performance of the process, although the control of superheating (difference between outlet and inlet evaporator temperatures) has been better.

Soon after, other process variables were tested (air room temperature, volumetric efficiency and suction specific volume) with the same controlled variable (opening of the valve), and it was observed that these variables should not be used for control, once each one of them, separately, can bring problems to the process.

Using the expansion valve with PID logic and other controller, varying the rotation of the compressor and monitoring the volumetric efficiency (2 SISO's - Single Input Single Output), it was shown that it is possible to improve the compressor volumetric efficiency and, consequently, the coefficient of performance (COP) of the process. It has been obtained an increase of up to 16% in COP with relation to the conventional control (control of superheating by the expansion valve).

1. OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é comparar, através de simulação dinâmica, o desempenho de um sistema de refrigeração a diferentes modos de controle e diferentes lógicas (P e PID), a fim de determinar a estratégia de controle mais eficiente na estabilização das variáveis controladas após perturbação de variáveis externas. Os parâmetros de comparação serão: integral do erro absoluto, do erro absoluto ao quadrado e do erro absoluto ponderado (no caso da substituição da lógica P para PID). No caso de outras propostas de controladores, serão analisados os comportamentos das variáveis de processo e COP.

2. INTRODUÇÃO

Existem basicamente duas preocupações principais, atualmente, no controle de processos de refrigeração. A primeira delas busca uma redução no consumo de energia do sistema, e a outra busca principalmente a melhoria das condições de processo (temperatura da aplicação), de modo a manter condições satisfatórias de estocagem / congelamento de produtos. O ideal é um compromisso entre as duas abordagens.

A busca por reduções no consumo de energia tem sido objeto de diversos estudos e projetos, tanto em empresas públicas quanto privadas. Esta busca é fundamental, principalmente, sob dois aspectos:

1. Primeiramente, o consumo exagerado e sem racionalização de fontes de energia, tanto renováveis (como a energia elétrica gerada por hidroelétricas) como não renováveis (como o petróleo ou o carvão), pode conduzir à escassez destas fontes num futuro não muito distante. Desta maneira, têm sido motivados programas para a utilização de fontes alternativas de energia (por exemplo, o Proálcool) ou até mesmo adaptações no horário (horário de verão) para um maior aproveitamento da luz natural e conseqüente redução no consumo.
2. Em um segundo momento, o consumo de energia representa um custo para a indústria, e com a globalização e a competitividade acirradas, a minimização de custos tem se tornado um fator imprescindível para a sobrevivência das empresas.

Buscando esta redução no consumo de energia no processo de refrigeração, tem-se utilizado diversos modos de controle, partindo do controle manual aos controles automáticos. Entretanto, na indústria da refrigeração os controladores são em sua grande maioria do tipo "on-off", ou no máximo proporcional (em sistemas de maior porte). Estudos têm sido realizados com o intuito de substituir estas lógicas de controle.

Em muitas aplicações industriais, porém, o estado do ambiente (temperatura e umidade) são considerações críticas, e não o consumo de energia. Além da racionalização no consumo de energia, há também o fator prioritário intrínseco que é a própria aplicação do processo (resfriamento / congelamento de produtos). O retorno às condições de operação ideais em cada

caso, após perturbações, e redução e/ou eliminação de oscilações destas variáveis podem traduzir numa melhor adequação do sistema para o processamento de alimentos, melhorando as condições de estocagem e/ou congelamento, e assim evitando ou reduzindo perdas insatisfatórias durante o processamento dos alimentos.

Neste trabalho, procura-se propor e analisar algumas formas de controle, de modo a se atingir condições satisfatórias de processo, além de se elevar a eficiência do ciclo através da melhoria do coeficiente de eficácia (COP) do sistema.

3. *REVISÃO BIBLIOGRÁFICA*

3.1. **Refrigeração**

A refrigeração é uma tecnologia amplamente aplicada em uma variedade de atividades importantes em todo o mundo. A principal aplicação tem sido na área de conservação de alimentos, mas também há usos importantes em condicionamento de ar, em processamento industrial e em tecnologia de bombas de calor. A indústria de alimentos é a área de maior utilização da refrigeração (CLELAND, 1989).

Sob temperaturas baixas, o produto a ser conservado pode ser mantido em condições próximas as suas condições originais, e a perda de qualidade do produto é relativamente lenta sob condições de estocagem refrigerada. À medida que se provoca o abaixamento da temperatura, retardam-se consideravelmente os fenômenos promovidos pela ação de agentes deteriorantes como microorganismos, enzimas e reações químicas. Assim, um maior tempo de preservação do produto é obtido quando são utilizadas baixas temperaturas (NEVES FILHO, 1997).

O sistema de refrigeração por compressão é o mais utilizado, tanto comercial quanto industrialmente, embora a criogenia (nitrogênio líquido, CO₂ líquido) seja usada em algumas aplicações para congelamento rápido. Os fluidos refrigerantes comumente utilizados são o R-12, R-22, R-502 e R-717, sendo que cada um destes tende a ser usado em um tipo diferente de aplicação, conforme o porte e condições de operação (CLELAND, 1989). Mais recentemente têm sido utilizados o R-134a e R-404A, em substituição ao R-22 e R-502, respectivamente, por problemas ambientais.

Os sistemas de refrigeração mecânicos (por compressão) são basicamente compostos de quatro etapas:

- 1) evaporação - onde o calor é transferido do sistema a ser refrigerado para o fluido refrigerante, que muda de estado (líquido - vapor) a baixa pressão;
- 2) compressão - etapa onde o vapor proveniente da evaporação (a pressão e temperatura baixas) é comprimido, alcançando um estado de vapor superaquecido;

- 3) condensação - etapa onde o vapor superaquecido (fluido refrigerante) resfria e condensa efetivamente na troca térmica com fluidos convencionais (ar / água);
- 4) expansão - o líquido a alta pressão e temperatura (proveniente do condensador) deve ter sua pressão reduzida, a fim de diminuir sua temperatura de evaporação, podendo assim trocar calor latente com o sistema a ser refrigerado a uma temperatura mais baixa.

Uma representação do ciclo de refrigeração por compressão no diagrama P x h pode ser vista na figura 3.1, onde são observados:

- 1) o ciclo de refrigeração saturado simples (DOSSAT, 1980), onde é considerado que o vapor refrigerante deixa o evaporador e entra no compressor como um vapor saturado à pressão e temperatura de evaporação e o líquido deixa o condensador e entra na válvula de expansão (controle de fluxo de refrigerante) como um líquido saturado à pressão e temperatura de condensação;
- 2) o ciclo real, que contém desvios do ciclo saturado simples quanto a queda de pressão nas linhas e através do evaporador e condensador, quanto ao sub-resfriamento do líquido e superaquecimento do vapor e quanto ao comportamento não isentrópico no compressor.

O desempenho de um ciclo frigorífico pode ser avaliado através do seu coeficiente de eficácia (COP). A eficiência de ciclos é normalmente definida como a relação entre a energia útil, que é o objetivo do ciclo, e a energia que deve ser paga para a obtenção do efeito desejado (STOECKER & JABARDO, 1994). No caso de ciclos frigoríficos, o objetivo é produzir um efeito de refrigeração, ao passo que o trabalho líquido representa a quantidade que deve se pagar. Assim, o COP de um ciclo refrigerante é definido por:

$$\text{COP} = \frac{\text{efeito frio}}{\text{energia termica equivalente da energia suprida ao compressor}} \quad (1)$$

A obtenção de um COP elevado está relacionada à redução do trabalho líquido necessário para um dado efeito de refrigeração.

A vazão de refrigerante no sistema tem influência direta na potência necessária do compressor, ou seja, no consumo de energia do sistema. Assim, é conveniente um controle eficiente da vazão de refrigerante para manter o sistema à temperatura desejada a um custo operacional minimizado ou controlado. Nos processos de refrigeração convencionais, os controladores são, em sua grande maioria, do tipo liga-desliga ("on-off") e proporcionais.

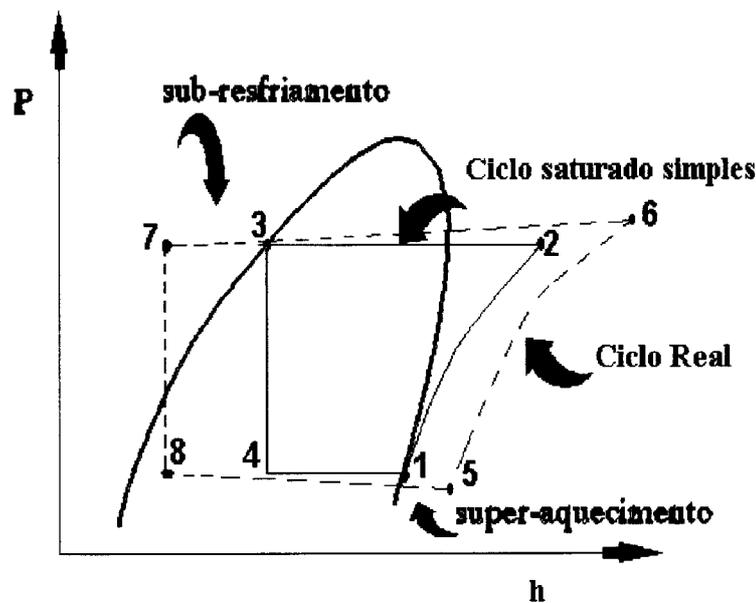


Figura 3.1 - Representação do ciclo saturado simples e real no diagrama P versus h

3.2. Modelo matemático

Um modelo não é nada mais que uma aproximação matemática de um processo real. A equação ou conjunto de equações que constituem o modelo é uma aproximação do processo real.

Modelos matemáticos podem ser úteis na análise e controle de processos das seguintes formas (SEBORG, 1989):

- para melhoria da compreensão do processo: modelos de processos podem ser analisados ou usados em simulação de processos para investigar seu comportamento a custos reduzidos, e sem os riscos inesperados de operação do processo real;

- para treinamento de operadores de planta: operadores de planta podem ser treinados para operar processos complexos e lidar com situações de emergência através de simuladores de processos. Criando-se uma interface adequada em um simulador de processos, pode-se criar um ambiente realístico para treinamento de operadores sem os custos ou exposição a condições perigosas que possam existir em uma situação real;
- para projeto de estratégias de controle: um modelo de processo permite a observação do desempenho de estratégias de controle alternativas; por exemplo, a seleção das variáveis a serem medidas (controladas) e aquelas que serão manipuladas;
- para selecionar ajuste de controladores: um modelo dinâmico do processo pode ser usado para desenvolver ajustes apropriados de controladores, via simulação ou análise direta do modelo dinâmico. Antes do "start-up" de um processo, é desejável que se tenha estimativas razoáveis dos parâmetros de controladores; para processos em operação pode não ser praticável realizar experimentos que levariam a melhores ajustes de controladores, além de eliminar ou reduzir os custos inerentes a estes experimentos;
- para projeto de leis de controle: técnicas modernas de controle freqüentemente incorporam um modelo do processo na lei de controle;
- para otimizar condições de operação de processos: em grande parte das plantas há um incentivo em ajustar as condições de operação periodicamente, de modo a maximizar os lucros ou minimizar os custos.

Modelos dinâmicos consistem invariavelmente em uma ou mais equações diferenciais (ordinárias ou parciais), freqüentemente combinadas a uma ou mais relações algébricas. Para problemas de controle de processos, um modelo dinâmico pode ser obtido da aplicação de relações de conservação em regime transiente, geralmente balanços de massa e energia. Balanços de quantidade de movimento são aplicados com menor freqüência, em situações onde não podem ser desprezados. As equações algébricas do modelo do processo podem ser resultantes de relações termodinâmicas e de transporte.

Desta forma, o modelo matemático resulta em um conjunto de equações diferenciais e algébricas que descrevem a resposta do sistema a variações nas condições do ambiente e de processo.

Um modelo realístico incorpora todos os efeitos dinâmicos observáveis importantes, não sendo necessário deixá-lo complexo e mantendo o número de equações e parâmetros em um nível razoável.

Diversos autores têm estudado o comportamento de aplicações de sistemas de refrigeração, com modelagem em regime estacionário e transiente.

MARSHALL & JAMES (1975) desenvolveram um modelo com alto nível de detalhamento para o estudo de uma planta industrial de congelamento rápido, tendo sido o modelo altamente representativo da planta industrial.

O desenvolvimento de modelo matemático também foi alvo do estudo de CLELAND (1983). O autor desenvolveu modelos para freezers, "chillers", câmaras frias e ambientes de trabalho com atmosfera controlada. Foram realizadas simplificações que foram consideradas realistas do ponto de vista prático. Em outro trabalho (CLELAND, 1985), o autor realiza alguns ajustes no modelo anteriormente proposto, e o compara a um processo real, obtendo bons resultados, sendo que as discrepâncias encontradas foram consideradas relativas às incertezas dos dados e não às simplificações impostas ao modelo.

MACARTHUR (1984) propôs um modelo rigoroso para o estudo de bombas de calor, sem se preocupar com a comparação com protótipos experimentais. O modelo desenvolvido prediz os valores espaciais da temperatura e entalpia em função do tempo para o condensador e o evaporador.

DARROW *et al.* (1990) propuseram um modelo dinâmico para um "chiller" a água, considerando apenas os efeitos térmicos. Os resultados foram considerados bons, demonstrando-se que o aumento da complexidade do modelo para determinadas aplicações pode não levar a resultados significativamente melhores. Em um outro trabalho, FINER *et al.* (1993) apresentam uma extensão a este trabalho, considerando também a formação de um banco de gelo no mesmo equipamento, tendo sido concluído que o modelo simplificado apresentado é útil para projeto de

bancos de gelo em muitas situações, com a vantagem de não ser necessária uma grande quantidade de dados de entrada.

Estudando uma bomba de calor com um compressor de rotação variável, VARGAS & PARISE (1995) apresentaram um modelo matemático simplificado, quando comparado a trabalhos anteriores, reduzindo o número de parâmetros e conseqüentemente o tempo de processamento.

Um sistema de refrigeração de simples estágio usado no resfriamento de líquido ("chiller"), utilizando R-12 como fluido refrigerante foi modelado por SILVEIRA JR. (1995). O modelo possui comportamento coerente com os resultados esperados, considerando as simplificações impostas ao modelo, quanto à homogeneidade e instantaneidade nas operações unitárias, tratadas como elemento único.

3.3. Equações de estado de refrigerantes

Devido ao grande número de cálculos de propriedades termodinâmicas de refrigerantes em simulação dinâmica de sistemas de refrigeração, e conseqüentemente um alto tempo de processamento, CLELAND (1986) propôs um modelo polinomial para a estimativa destas propriedades para diversos refrigerantes (R-12, R-22, R-114, R-502 e R-717), baseado em rotinas publicadas por CHAN & HASELDEN (1981) (citado por CLELAND, 1986). As equações propostas foram consideradas suficientemente precisas na faixa estudada, não devendo ser extrapoladas. Em um trabalho posterior, CLELAND (1994) apresenta uma extensão a este trabalho, incluindo as equações polinomiais para o R-134a.

RIBATSKI & JABARDO (1997) apresentam equações simples e satisfatoriamente precisas para o cálculo de diversas propriedades termodinâmicas de refrigerantes (R-11, R-12, R-123, R-134a, R-113, R-114, R-22 e R-502) nos estados de líquido e vapor saturados.

3.4. Desempenho de sistemas de refrigeração

Devido à entrada de energia no processo de refrigeração através de diversas fontes (abertura de portas, transferência de calor através do isolamento, iluminação), podem ocorrer temperaturas variáveis e não uniformes dentro da câmara frigorífica de diversas aplicações (túneis de congelamento, câmaras frigoríficas, carrocerias de transporte frigorificadas, salas climatizadas),

e sem um adequado monitoramento e controle, estas entradas podem ser excessivas e resultar em condições de estocagem ou congelamento insatisfatórias (NICHOLSON & GRAHAM, 1985).

3.4.1. Monitoramento

Foi proposto por NICHOLSON & GRAHAM (1985) um software para monitoramento de um sistema de refrigeração, de maneira a melhorar o controle manual do processo. O software monitorou as condições gerais do sistema, como temperaturas e pressões, além de fornecer informações a respeito de aberturas de porta, formação de gelo, e outros. Qualquer condição fora dos limites permissíveis e previamente fixados poderiam ser instantaneamente identificados, e, através do controle manual, prontamente resolvidos.

O monitoramento adequado de um sistema de ar condicionado (sensores de presença em ambientes refrigerados) pode levar a uma economia significativa de energia, sem perda do conforto térmico (ANÔNIMO (b), 1985).

3.4.2. Controle

JOSIANSEN (1980), citado por WONG *et al.* (1987), realizou uma comparação teórica entre 3 sistemas de controle de bombas de calor, comparando sistemas com estratégia "on-off" e com controle de frequência do compressor, tendo o último apresentado economia significativa de energia.

WONG & JAMES (1988) desenvolveram um controlador inteligente, baseado em regras heurísticas, para alteração na carga e descarga de cilindros no compressor, e o confrontaram experimentalmente com o controlador proporcional-integral-derivativo (PID) em condições similares de operação. O controlador inteligente apresentou uma controlabilidade do processo superior à atingida pelo controlador clássico.

Outra forma de se atingir um controle mais satisfatório é a utilização de válvula de expansão eletrônica, podendo ser possível atingir melhorias no coeficiente de eficácia (COP) de 4 a 8 % (LINDHARD & BARMWATER, 1988). Este mesmo controle é utilizado por balcões refrigerados de supermercados, proposto pela empresa DANFOSS (ANÔNIMO (a), 1988).

VARGAS & PARISE (1995) confrontaram, através de simulação dinâmica, o desempenho de dois sistemas de controle da rotação do compressor, para manutenção da temperatura da câmara: "on-off" e controle de malha fechada. O controle de malha fechada (tipo "power-law") apresentou uma melhor performance, tendo sido alcançada uma redução no consumo global de energia da ordem de 11 % num mesmo cenário de simulação.

Controlando a temperatura da aplicação e a umidade simultaneamente, pela variação simultânea da velocidade do compressor e velocidade do ventilador na câmara, utilizando controle PID, KRAKOW *et al.* (1995) atingiram resultados altamente satisfatórios, concluindo que este método de controle é viável para processos industriais que necessitam de controle preciso de temperatura e umidade.

SILVEIRA JR. (1995) mostrou, em seu trabalho de simulação dinâmica de um sistema de refrigeração para resfriamento de líquido, que é possível obter uma economia de energia útil da ordem de 14 %, utilizando a lógica Fuzzy/Proporcional (Fuzzy/P) em relação ao controle convencional "on-off".

Controlando um "chiller" a água para resfriamento de sistemas eletrônicos, monitorando a temperatura da água e variando a rotação do compressor, YASUDA *et al.* (1997) mostraram que é possível uma controlabilidade satisfatória da temperatura da água utilizando a lógica proporcional-integral (PI).

3.5. Lógicas de Controle

Basicamente, as estratégias de controle dividem-se em duas categorias principais: "feedback" e "feedforward". No controle "feedback", a variável de processo a ser controlada é medida, e seu valor é utilizado para ajustar outra variável que pode ser manipulada. Na estratégia de controle "feedforward" a perturbação do processo é medida e usada para ajustar a variável manipulada.

O controle "feedback" apresenta as seguintes características principais:

1. a ação corretiva ocorre assim que a variável controlada se desvia do "set-point", independente da fonte ou tipo de perturbação;

2. não há nenhuma ação corretiva até que um desvio na variável controlada ocorra. Assim, um controle perfeito, onde a variável controlada não se desvia do "set-point" é teoricamente impossível.

Já o controle "feedforward" apresenta as seguintes características:

1. a ação corretiva é tomada a partir da observação da perturbação de variáveis senão a controlada, antes que ocorram mudanças na variável controlada;
2. controle perfeito seria possível utilizando-se o controle "feedforward", onde é observada a perturbação e toma-se uma ação corretiva antes que a perturbação afete a variável controlada;

Mas a grande desvantagem do controle "feedforward" é que ele necessita do conhecimento de todas as perturbações possíveis do processo, sendo que quando este conhecimento não é satisfatório, pode não ocorrer ação corretiva. Em aplicações industriais, o controle "feedforward" geralmente é usado em combinação com o controle "feedback".

A habilidade de lidar com perturbações não medidas de origem desconhecida é a principal razão do amplo uso do controle "feedback" para controle de processos.

Controle "feedback"

Algumas características dos controladores convencionais devem ser levadas em consideração no ato da escolha da lógica a ser utilizada.

O comportamento dos diversos controladores convencionais podem variar, dependendo das ações implementadas em cada um deles:

- controle proporcional (P): A ação proporcional refere-se a uma ação de controle que é proporcional ao erro (diferença entre o "set-point" e o nível atual da variável). Produz uma resposta que apresenta um desvio máximo elevado, um período de oscilação moderado e, o que é mais importante, um desvio residual máximo (off-set). Além disso, a oscilação do sistema só cessa após um período de tempo significativo. A representação matemática deste controle é apresentado na equação 2:

$$c_n = K_c \cdot e(t) + c_s \quad (2)$$

onde c_n é a variável de saída do controlador e c_s o valor da variável de saída do controlador quando $e(t) = 0$, ou seja, a variável controlada encontra-se no seu valor desejado ("set-point"). Esta nomenclatura é também válida para as demais lógicas de controle.

- controle proporcional-integral (PI): A ação integral é proporcional à integral do erro no tempo. Não apresenta desvio residual. No entanto, esta eliminação do desvio residual é obtida às custas de um desvio máximo mais elevado, um período de oscilação maior e um período de tempo mais longo para cessar a oscilação, em comparação com o controle proporcional. A representação matemática deste controle é apresentado na equação 3:

$$c_n = K_c \left\{ e(t) + \frac{1}{\tau_i} \int_0^t e(t) \cdot dt \right\} + c_s \quad (3)$$

- controle proporcional-derivativo (PD): A ação derivativa é proporcional à taxa de variação do erro. Geralmente traz o sistema para o regime permanente no tempo mais curto, com a menor oscilação e com o menor desvio mínimo. No entanto, ele apresenta um desvio residual significativo, embora menor do que no caso do controle proporcional. A representação matemática deste controle é apresentado na equação 4:

$$c_n = K_c \left\{ e(t) + \tau_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \right\} + c_s \quad (4)$$

- controle proporcional-integral-derivativo (PID): é essencialmente um compromisso entre as vantagens do PI e PD. O desvio residual é eliminado pela ação integral, enquanto que a ação derivativa serve para reduzir o desvio máximo e para eliminar parte da oscilação eventualmente provocada pelo controle PI. A representação matemática deste controle é apresentado na equação 5:

$$c_n = K_c \left\{ e(t) + \frac{1}{\tau_i} \int_0^t e(t) \cdot dt + \tau_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \right\} + c_s \quad (5)$$

Um exemplo comparativo das respostas de processo é apresentado na figura 3.2, onde a variável controlada c é apresentada como desvio do valor inicial em regime permanente, após perturbação.

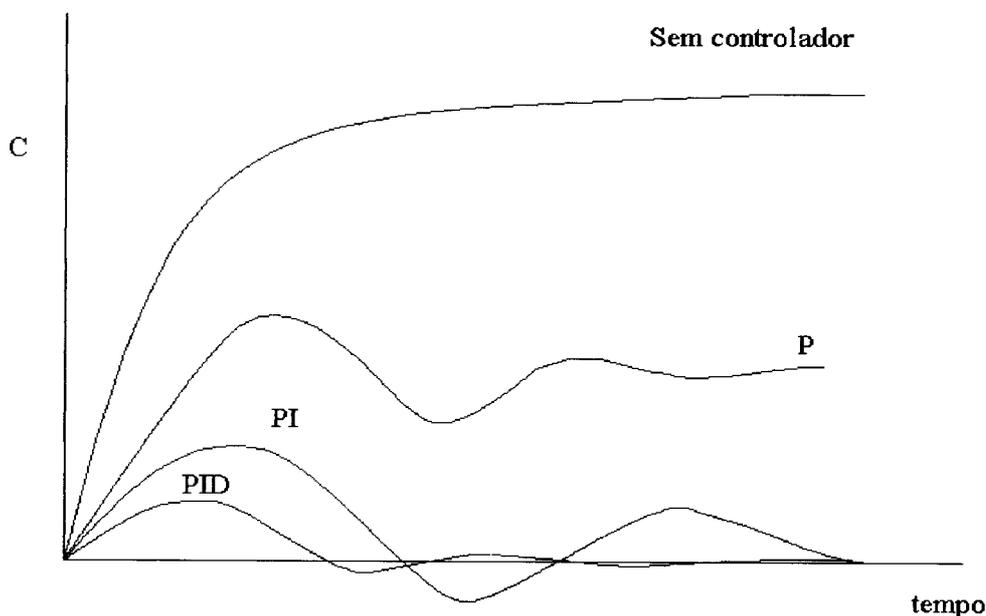


Figura 3.2 - Respostas típicas de processo com controle "feedback"

O ideal é escolher o controlador mais simples que produzirá o controle adequado. Frequentemente, seleciona-se um PID por ser o mais provável de produzir um controle satisfatório (COUGHANOWR & KOPPEL, 1965).

No caso de processos de refrigeração, a lógica de controle comumente utilizada é a "on-off" (por exemplo, em refrigeradores e condicionadores de ar), chegando a ser utilizado o controle proporcional (em sistemas de maior porte).

3.5.1. Controle Digital

Uma maneira de derivar uma versão digital do controle PID é substituir os termos integral e derivativo pelos seus equivalentes discretizados. Assim, aproximando o termo integral por um somatório e o termo derivativo por uma diferença finita, tem-se:

$$c_n = K_c \left\{ e_n + \frac{\Delta t}{\tau_i} \cdot \sum_{k=0}^n e_k + \frac{\tau_d}{\Delta t} \cdot (e_n - e_{n-1}) \right\} + c_s \quad (6)$$

onde Δt é o intervalo de amostragem.

A equação acima é conhecida como o algoritmo da posição do controle PID já que a saída real do controlador é calculada.

Uma alternativa é utilizar o algoritmo da velocidade, no qual a variação da saída do controlador é calculada:

$$\Delta c_n = K_c \left(1 + \frac{\Delta t}{\tau_i} + \frac{\tau_d}{\Delta t} \right) \cdot e_n - K_c \left(1 + \frac{2 \cdot \tau_d}{\Delta t} \right) \cdot e_{n-1} + K_c \cdot \left(\frac{\tau_d}{\Delta t} \right) \cdot e_{n-2} \quad (7)$$

O algoritmo da velocidade apresenta algumas vantagens sobre o da posição, como por exemplo não necessitar, explicitamente, de um valor em regime estacionário para a variável de saída do controlador, ou seja, o algoritmo não necessita de inicialização.

3.5.2. Sintonia dos Controladores

Para a sintonia de controladores digitais, as mesmas metodologias para controladores contínuos pode ser aplicada (STEPHANOPOULOS, 1984).

Entre os métodos de ajuste dos parâmetros de controladores (K_c , τ_i e τ_D), foi utilizado o método da curva de reação do processo (COWGHANOUR & KOPPEL, 1965, SEBORG *et al.*, 1989), devido a:

- utilizar uma perturbação degrau - mais simples de ser aplicada (principalmente no caso experimental);
- necessitar apenas um experimento para a sintonia do controlador.

Este método consiste da aplicação, à malha de controle aberta (figura 3.3), de pequenas perturbações degrau na variável manipulada, registrando-se a curva da variável medida (variável controlada) versus tempo.

Aplicando-se uma perturbação degrau na variável manipulada, através da atuação sobre o elemento final (por exemplo, uma válvula pneumática ou eletrônica), e monitorando-se a variável de processo a ser controlada (através de um termopar, no caso de temperaturas), pode-se medir os efeitos do processo e demais componentes da malha na variável controlada. Desta maneira é obtida uma curva de saída, chamada de curva de reação do processo (figura 3.4). Deve-se admitir que não ocorrem variações na carga durante o teste. Além disso, todos os componentes dinâmicos da malha, exceto o controlador, devem ser incluídos entre o ponto de aplicação da perturbação na variável manipulada e o ponto de registro da resposta.

O diagrama de blocos para a medida de curva de reação do processo é apresentado na figura 3.3, com R sendo o "set-point" (na forma de variável desvio) e U a perturbação na carga.

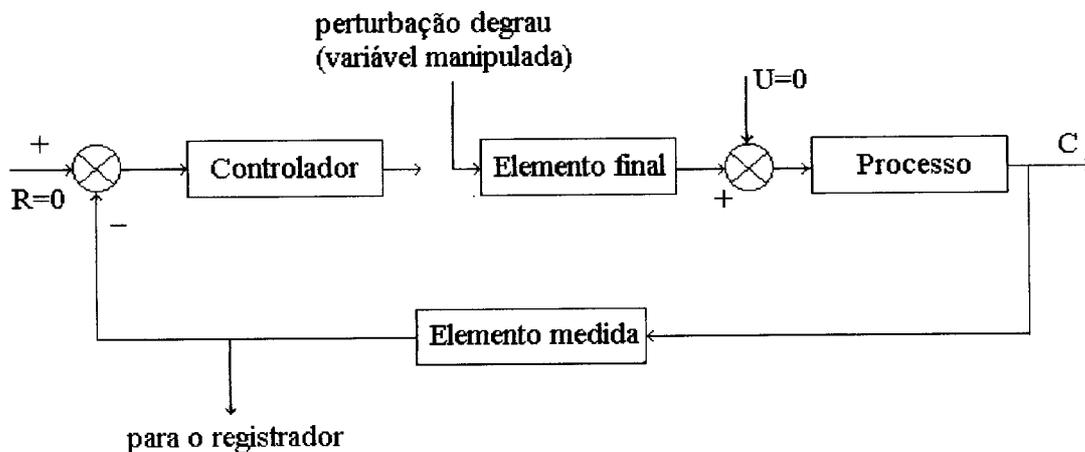


Figura 3.3 - Diagrama de blocos para a medida da curva de reação do processo

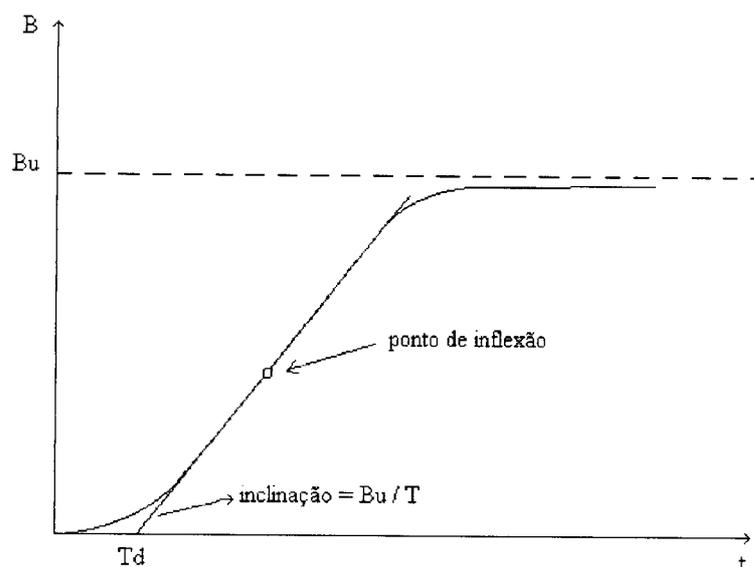


Figura 3.4 - Curva típica de reação de processo

Observando-se a curva de reação de processo apresentada na figura 3.4, é possível determinar graficamente os parâmetros para o cálculo das constantes de ajuste do controlador. Primeiramente, traça-se uma tangente à curva no ponto de inflexão. A interseção desta tangente com a abcissa é tomada como o tempo morto aparente T_d . A inclinação da tangente, S , é proporcional a $1 / T$, o recíproco da constante de tempo aparente. Neste caso, a inclinação é igual a Bu / T , onde Bu é a resposta limite. Assim, tem-se:

$$T = \frac{Bu}{S} \quad (8)$$

O ganho em regime permanente entre a perturbação de amplitude M e a resposta B é calculado por:

$$K_p = \frac{Bu}{M} \quad (9)$$

Usando os valores de T_d , T e K_p determinados graficamente, as constantes recomendadas para os controladores, segundo COHEN & COON (citado por COWGHANOUR & KOPPEL, 1965) são apresentadas na tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Constantes recomendadas por COHEN & COON para a sintonia dos controladores

modos de controle	Constantes		
	K_c	τ_I	τ_D
Proporcional	$\frac{1}{K_p} \frac{T}{T_d} \left(1 + \frac{T_d}{3T}\right)$	—	—
Proporcional-integral	$\frac{1}{K_p} \frac{T}{T_d} \left(\frac{9}{10} + \frac{T_d}{12T}\right)$	$T_d \left(\frac{30 + 3T_d/T}{9 + 20T_d/T}\right)$	—
Proporcional-derivativo	$\frac{1}{K_p} \frac{T}{T_d} \left(\frac{5}{4} + \frac{T_d}{6T}\right)$	—	$T_d \left(\frac{6 - 22T_d/T}{22 + 3T_d/T}\right)$
Proporcional-integral-derivativo	$\frac{1}{K_p} \frac{T}{T_d} \left(\frac{4}{3} + \frac{T_d}{4T}\right)$	$T_d \left(\frac{32 + 6T_d/T}{13 + 8T_d/T}\right)$	$T_d \left(\frac{4}{11 + 2T_d/T}\right)$

4. MATERIAIS E MÉTODOS

4.1. Materiais

Os materiais utilizados foram:

- microcomputador PC Pentium 200 Mhz;
- compilador de linguagem Pascal - Delphi 1.0;
- planilha de cálculo para tratamento dos dados - EXCEL 7.0;
- software Origin 4.0.

4.2. Metodologia

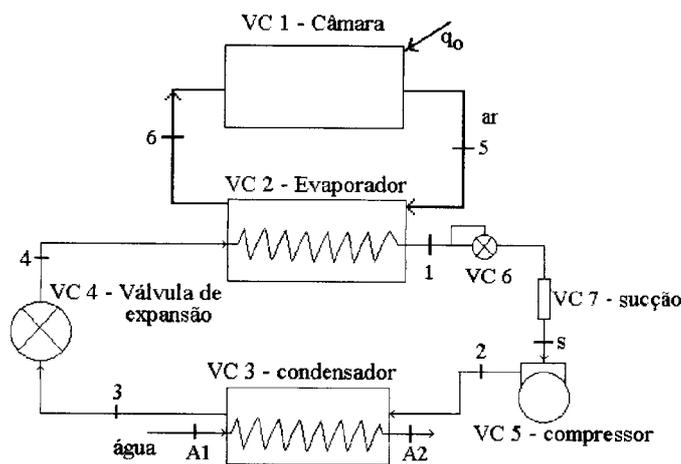
O trabalho consiste das etapas:

1. Modelagem dinâmica do sistema de refrigeração e codificação;
2. Simulação do modelo para identificação das variáveis mais significativas, através da análise do fator de sensibilidade;
3. Sintonia dos controladores propostos, com lógicas de controle convencionais (P e PID);
4. Simulação do modelo matemático, dinamicamente, com diferentes modos de controle convencionais;
5. Comparação do desempenho dos diferentes controles, relativizando as diferenças quantitativas e qualitativas das variáveis de processo, tais como a temperatura da aplicação (T_5) e do coeficiente de eficácia para análise da viabilidade e vantagens do uso de cada uma das estratégias de controle.

4.2.1. Construção do Modelo Matemático

A construção do modelo matemático foi realizada baseada em um protótipo experimental de um túnel de congelamento de simples estágio de compressão, utilizando R-502 como fluido refrigerante, representado esquematicamente na figura 4.1. Foram efetuados balanços de massa e energia a fim de se obter o valor das variáveis envolvidas em regime transiente. Os parâmetros de configuração física, como comprimento, diâmetro de tubulações, áreas de troca térmica e outros, foram obtidos do protótipo, constituindo-se assim de dados de entrada do modelo, e apresentam-se listados no Apêndice 1.

A fim de serem aplicados os balanços de massa e energia, o sistema foi simplificado e dividido em 7 volumes de controle, como é apresentado na figura 4.1:



- VC 1 - câmara de congelamento
- VC 2 - evaporador
- VC 3 - condensador
- VC 4 - válvula de expansão
- VC 5 - compressor
- VC 6 - válvula reguladora de pressão de evaporação
- VC 7 - tubulação de sucção

Figura 4.1 - Diagrama simplificado do processo de refrigeração

No sistema a ser modelado, optou-se por utilizar uma válvula reguladora de pressão (VC 6) no evaporador (pressão de evaporação constante), a fim de se observar o comportamento de um sistema com configuração específica.

Devido à aproximação do comportamento real atingido por MARSHALL & JAMES (1975), algumas considerações utilizadas pelo autor foram consideradas.

Cada um dos volumes de controle é descrito a seguir com suas respectivas simplificações, dentre as quais:

- não há acúmulo de massa dos fluidos com o tempo nos volumes de controles, exceto na tubulação de sucção;
- compressão isoentrópica (adiabática);
- tratamento de cada operação unitária como elemento único (MARSHAL & JAMES, 1975);
- homogeneidade instantânea das propriedades dos fluidos nos volumes de controles (mistura perfeita), segundo MARSHAL & JAMES, 1975;
- refrigerante puro, sem a influência de óleo lubrificante.

Aplicando-se então o balanço de energia, combinado à equação de conservação da massa no volume de controle, tem-se:

A) VC 1 - Câmara de congelamento

- Resfriamento do ar:

$$\frac{dh_s}{dt} = \frac{1}{\rho_{ar} \cdot V_{cam}} \left[\dot{q}_o + \dot{m}_{ar_{ev}} \cdot (h_6 - h_5) \right] \quad (10)$$

$$\frac{d}{dt} (M_{ar_{cam}}) = 0 \quad (11)$$

onde a entalpia específica do ar para $110^{\circ}\text{C} \geq T_{\text{ar}} \geq -50^{\circ}\text{C}$ é dada por (WILHELM, 1976):

$$h_{\text{ar}} = 1000 \cdot [1,006 \cdot T_{\text{ar}} + W \cdot (2501 + 1,775 \cdot T_{\text{ar}})] \quad (12)$$

- Resfriamento do produto:

$$\frac{dT_{\text{prod}}}{dt} = \frac{1}{M_{\text{prod}} \cdot C_{p_{\text{prod}}}} \cdot [-\dot{q}_{\text{prod}}] \quad (13)$$

Considerações:

- homogeneidade das propriedades do produto;
- propriedades uniformes do ar (VARGAS & PARISE, 1995);
- ar seco (VARGAS & PARISE, 1995);
- Carga térmica (\dot{q}_o) será composta de dois termos independentes: taxa de calor trocado, representado por uma entrada de calor através da introdução de produto na câmara, e outra resultante da transmissão de calor através das paredes da câmara, entre as condições internas e externas:

$$\dot{q}_o = (UA)_{\text{cam}} \cdot (T_{\text{amb}} - T_5) + (UA)_{\text{prod}} \cdot (T_{\text{prod}} - T_5) \quad (14)$$

B) VC 2 - Evaporador :

B.1.) Lado Ar:

$$\frac{dh_6}{dt} = \frac{1}{\rho_{\text{ar}} \cdot V_{\text{ar}_{\text{ev}}}} \cdot [-\dot{q}_{\text{ev}} + \dot{m}_{\text{ar}_{\text{ev}}} \cdot (h_5 - h_6)] \quad (15)$$

$$\frac{d}{dt}(M_{\text{ar}_{\text{ev}}}) = 0 \quad (16)$$

Considerações:

- propriedades uniformes do ar (VARGAS & PARISE, 1995);
- ar seco (VARGAS & PARISE, 1995);
- não há acúmulo de ar no lado externo do evaporador;
- troca de calor apenas com o refrigerante no interior do evaporador.

B.2.) Lado do Refrigerante :

$$\frac{d T_1}{d t} = \frac{1}{(\rho_1 \cdot V_{\text{ref_ev}} \cdot C_{p_{\text{ref_ev}}} + M_{\text{cobre}} \cdot C_{p_{\text{cobre}}})} \cdot \left[\dot{q}_{\text{ev}} + \dot{m}_{\text{valv}} \cdot (h_4 - h_1) \right] \quad (17)$$

$$\dot{m}_4 - \dot{m}_1 = \frac{d}{d t} (M_{\text{ref_ev}}) = 0 \quad (18)$$

B.3.) Calor trocado no evaporador :

$$\dot{q}_{\text{ev}} = [U \cdot A]_{\text{ev}} \cdot \text{DTML}_{\text{ev}} \quad (19)$$

onde:

$$\text{DTML}_{\text{ev}} = \frac{(T_5 - T_6)}{\ln \left(\frac{T_5 - T_{\text{ev}}}{T_6 - T_{\text{ev}}} \right)} \quad (20)$$

sendo "U" o coeficiente global de transferência de calor, "A" a área de troca de calor e $f=1$, fator de correção do DTML_{ev} , uma vez que o evaporador é um trocador de calor para substância pura. A temperatura de evaporação (T_{ev}) é mantida constante devido à atuação da válvula reguladora de pressão de evaporação após o evaporador.

C) VC 3 - Condensador:

C.1.) Lado da água de resfriamento :

$$\frac{dT_{A2}}{dt} = \frac{1}{M_{\text{ág. cond}} \cdot C_{p\text{ág}}} \left[\dot{q}_{\text{cond}} + \dot{m}_{\text{ág}} \cdot C_{p\text{ág}} \cdot (T_{A1} - T_{A2}) \right] \quad (21)$$

$$\dot{m}_{A1} - \dot{m}_{A2} = \frac{d}{dt} (M_{\text{ág}})_{\text{cond}} = 0 \quad (22)$$

Consideração:

- Temperatura da água de entrada invariante no intervalo de tempo.

C.2.) Lado do refrigerante :

$$\frac{dh_3}{dt} = \frac{1}{\rho_3 \cdot V_{\text{ref. cond}}} \left[-\dot{q}_{\text{cond}} + \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_2 - h_3) \right] \quad (23)$$

$$\dot{m}_2 - \dot{m}_3 = \frac{d}{dt} (M_{\text{ref}})_{\text{cond}} = 0 \quad (24)$$

C.3.) Calor trocado no condensador :

$$\dot{q}_{\text{cond}} = [U \cdot A]_{\text{cond}} \cdot \text{DTML}_{\text{cond}} \quad (25)$$

onde :

$$\text{DTML}_{\text{cond}} = \frac{(T_2 - T_{A1}) - (T_3 - T_{A2})}{\ln \frac{(T_2 - T_{A1})}{(T_3 - T_{A2})}} \quad (26)$$

sendo $f=1$, fator de correção do $\text{DTML}_{\text{cond}}$, uma vez que o condensador é um trocador de calor para substância pura.

D) VC 4 - Válvula de expansão :

$$h_4 = h_3 \quad (27)$$

$$\dot{m}_{\text{valv}} = A_{\text{xv}} \cdot \left(\frac{2}{\gamma_3} \cdot (p_3 - p_1) \right)^{\frac{1}{2}} \quad (28)$$

Considerações:

- Processo isoentálpico;
- Vazão calculada considerando-se escoamento em orifício (VARGAS & PARISE, 1995).

E) VC 5 - Compressor :

$$\Delta h_{\text{comp}} = h_2 - h_s = \frac{c}{c-1} \cdot p_s \cdot v_s \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_s} \right)^{\frac{c-1}{c}} - 1 \right] \quad (29)$$

$$\lambda_v = f\left(\frac{p_2}{p_s}\right) = \frac{\dot{V}_s}{\dot{V}_{\text{teórico}}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}} v_s}{A_{\text{cil}} \cdot L \cdot n} \quad (30)$$

onde Δh_{comp} é a energia útil específica transferida à substância na condição “s”, podendo estar como vapor saturado ou superaquecido na pressão “ p_s ” e volume específico “ v_s ”. Dependendo do estado do vapor de sucção, CLELAND (1986) sugere uma adequação ao coeficiente de ajuste “c”, considerando a razão de compressão (p_2/p_s) pelas seguintes correlações polinomiais:

a) Para vapor saturado:

$$c = c_{\text{il}} \quad (31)$$

onde:

$$c_{il} = a_{31} + a_{32} T_{sat1} + a_{33} T_{sat1}^2 + a_{34} (T_{sat1}) \Delta T_c + a_{35} T_{sat1}^2 \Delta T_c + a_{36} T_{sat1} \Delta T_c^2 + a_{37} T_{sat1}^2 \Delta T_c^2 + a_{38} \Delta T_c \quad (32)$$

sendo :

$$\Delta T_c = T_{sat2} - T_{sat1} \quad (33)$$

b) Para vapor superaquecido:

$$c = c_{il} [1 + a_{39} \Delta T_s + a_{40} \Delta T_s^2 + a_{41} T_{sat1} \Delta T_s + a_{42} T_{sat1} \Delta T_s^2] \quad (34)$$

onde :

$$\Delta T_s = T_1 - T_{sat1} \quad (35)$$

Consideração:

- Troca de calor desprezível através das paredes do cilindro (compressão adiabática);

F) VC6 - Válvula reguladora de pressão de evaporação :

$$P_{ev} = P_1 = \text{constante} \quad (36)$$

Consideração:

- Pressão de evaporação constante;

G) VC 7 - tubulação de sucção:

$$\frac{dh_s}{dt} = \frac{V_s}{V_s} \cdot \left[\dot{q}_s + \dot{m}_{valv} \cdot (h_1 - h_s) + \dot{m}_{valv}^3 \cdot \left(\frac{v_1}{2 \cdot A_s} \right)^2 - \dot{m}_{ref}^3 \cdot \left(\frac{v_s}{2 \cdot A_s} \right)^2 \right] \quad (37)$$

$$\frac{d\left(\frac{1}{V_s}\right)}{dt} = \frac{1}{V_s} \cdot (\dot{m}_{\text{valv}} - \dot{m}_{\text{ref}}) \quad (38)$$

Considerações:

- taxa de calor \dot{q}_s constante na tubulação de sucção;
- acúmulo de massa na tubulação de sucção, devido à diferença de vazões impostas pela válvula de expansão e pelo compressor;
- variação de energia cinética do refrigerante, devida à diferença de vazões mássicas entre a válvula de expansão e compressor.

H) Balanço de energia global :

$$\dot{q}_{\text{comp}} = \dot{q}_{\text{cond}} - \dot{q}_{\text{ev}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot \Delta h_{\text{comp}} \quad (39)$$

O modelo matemático deste processo é constituído de um conjunto de equações diferenciais ordinárias, que descreve os balanços de massa e energia sem a influência fluido-dinâmica (perda de pressão) em todas as operações unitárias do sistema (nas tubulações e nos equipamentos) e equações algébricas, incluindo equações de estado do refrigerante.

Por hipótese geral, foi admitido em todos os volumes de controle sem a variação de matéria com o tempo, ou seja, sem acumulação de massa do fluido analisado, exceto na tubulação de sucção, onde a variação da vazão na válvula de expansão poderá causar acúmulo de matéria entre o evaporador e o compressor.

O balanço de energia avalia o montante de taxa de energia conduzida pelas linhas de correntes, tanto na entrada como na saída dos volumes de controle, cuja diferença destas energias resulta na acumulação de energia no tempo. A energia total contida no volume de controle pode ser simplificada e expressa com relação à temperatura ($M.c.T$) ou com relação à entalpia específica ($M.h$), relativas a uma referência de temperatura ou entalpia, uma vez que a entalpia é uma

grandeza derivada que contempla outras ($h = u + P.v$).

São necessárias equações de propriedades dos refrigerantes, como entalpia e volume específico, expressas por correlações polinomiais, ajustadas para diversos refrigerantes por CLELAND (1986 e 1994) e por RIBATSKI & JABARDO (1997), especialmente para o caso do volume específico de líquido saturado, as quais serão utilizadas, dentro de suas faixas de aplicabilidade, por se apresentarem de forma a facilitar o processamento computacional, acelerando a simulação. Estas correlações estão apresentadas no Apêndice 1.

4.2.2. Métodos Numéricos

Diversos métodos estão disponíveis para resolver sistemas de equações diferenciais numericamente. As respostas transientes das variáveis dependentes podem ser calculadas, com um relativo grau de precisão e exatidão, por integração numérica das equações diferenciais, dado que valores iniciais apropriados para as variáveis dependentes tenham sido especificados em função do tempo e que os parâmetros previamente conhecidos também tenham sido especificados.

O método clássico de Runge-Kutta de 4ª ordem é considerado uma escolha satisfatória para a resolução de sistemas de equações diferenciais ordinárias (EDO), pois proporciona uma excelente precisão e exatidão e ainda apresenta-se relativamente fácil de programar. Runge-Kutta de ordens elevadas (maiores que 4) estão disponíveis, mas, em geral, acima dos de 4ª ordem, o ganho em exatidão é compensado pelo maior esforço computacional e complexidade do método (CHAPRA & CANALE, 1989). Uma descrição simplificada do método de Runge-Kutta encontra-se no Apêndice 1.

As condições iniciais utilizadas para a solução do sistema de EDO são dados de entrada aleatórios, impostos pelo usuário, respeitando algumas restrições para que não haja “erro de domínio” nas equações que utilizam logaritmo neperiano.

4.2.3. Fluxograma Básico do Simulador

O simulador foi desenvolvido para ambiente Windows utilizando-se o software Delphi 1.0, baseado em linguagem Pascal, devido à facilidade de construção de uma interface amigável e interativa com o usuário.

O fluxograma básico do simulador é apresentado na figura 4.2.

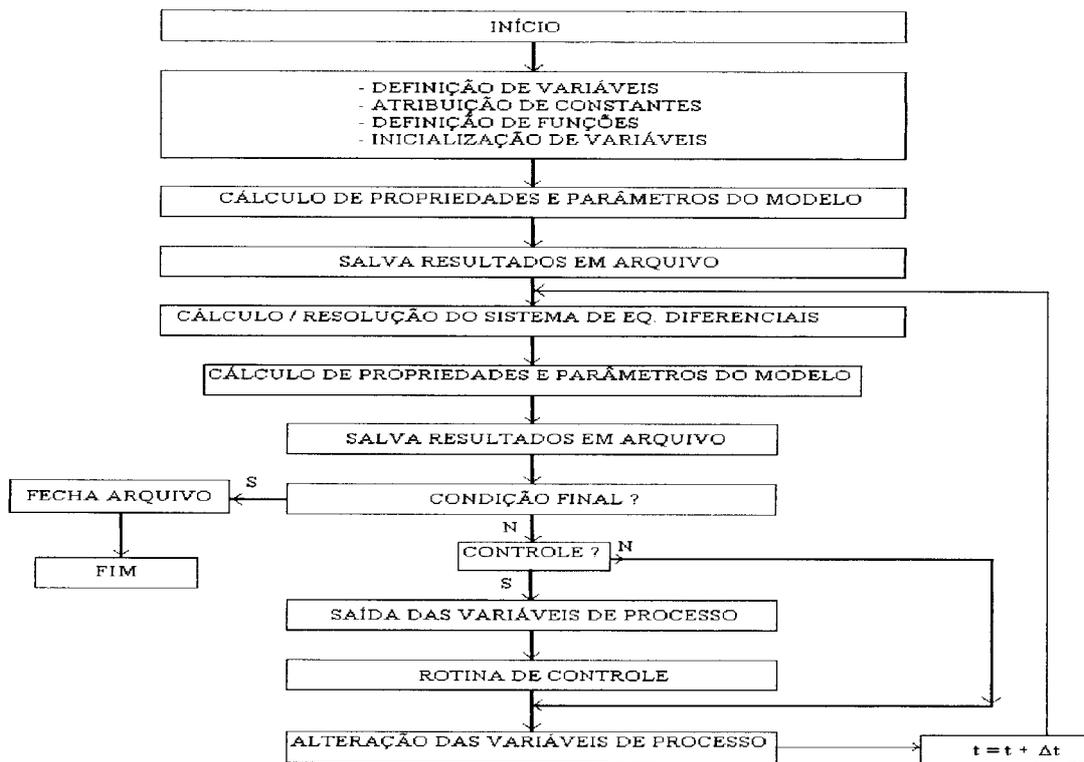


Figura 4.2 - Diagrama de blocos simplificado do programa de simulação

4.2.3.1. Características do simulador

O software de simulação foi construído de maneira a ser o mais flexível possível, podendo ser configurado, dependendo do sistema a ser simulado, além de ter a vantagem de ser em ambiente Windows, apresentando uma interface amigável e com a facilidade da utilização do mouse para a execução do programa.

No início da execução do software, o usuário tem a opção de configurar todo o sistema, desde temperaturas iniciais a parâmetros físicos em geral (evaporador, condensador, câmara e compressor), além de escolher o refrigerante (R-502, R-22, R-12, R-134a, R-717 e R-114) e nomear o arquivo de saída.

Na janela de execução, o usuário pode configurar controladores, de 1 a 7 SISO ("Single Input Single Output", ou uma entrada e uma saída) simultâneos, variáveis manipuladas e controladas, lógica de controle a ser utilizada, constantes de sintonia do controlador e "set-points, ativar e desativar o controlador e perturbar o processo a diferentes perturbações (degrau e senoidal), como também observar graficamente o comportamento das variáveis do processo.

É possível, ainda, salvar a configuração atual para ser utilizada posteriormente, facilitando assim a execução do programa.

4.2.4. Fator de Sensibilidade

Uma forma quantitativa de expressar o grau de influência de um parâmetro sobre a variável-resposta em observação é dado pelo fator de sensibilidade.

O fator de sensibilidade (FS) é calculado como a razão entre a variação percentual dos parâmetros de saída e a variação percentual dos parâmetros de entrada. Este fator indica o ganho no estado estacionário, ou seja, o quanto varia o parâmetro de saída, em relação à variação do parâmetro de entrada:

$$FS = \frac{\Delta C_1}{\Delta C_2} \quad (40)$$

onde ΔC_1 é a razão percentual da diferença entre o valor da variável-resposta obtida com a perturbação e o valor da variável-resposta nas condições de referência, e seu valor nas condições de referência, isto é:

$$\Delta C_1 = 100 \cdot \left[\frac{(C_1 - C_1^*)}{C_1^*} \right] \quad (41)$$

e ΔC_2 é a razão percentual da diferença entre o valor da variável-perturbação e o valor da variável de entrada nas condições de referência, e seu valor nas condições de referência, ou seja:

$$\Delta C_2 = 100 \cdot \left[\frac{(C_2 - C_2^*)}{C_2^*} \right] \quad (42)$$

4.2.5. Realização das simulações

Para a análise do comportamento dos controladores, inicialmente será realizada uma avaliação da importância das variáveis manipuladas (ou de controle) nas variáveis controladas (ou de processo), através do fator de sensibilidade, a fim de determinar quais os pares de variáveis serão utilizados para os testes. O fator de sensibilidade será avaliado a partir de perturbações degrau nas variáveis de controle. Escolhidos os controladores, a sintonia será efetuada a partir da metodologia proposta por Cohen & Coon, apresentada anteriormente.

Para a análise do desempenho dos controladores, será perturbado o processo, a fim de serem comparados os valores das integrais: do valor absoluto do erro (IAE), do erro ao quadrado (ISE) e erro absoluto ponderado (ITAE):

$$IAE = \int_0^{\infty} |e(t)| dt \quad (43)$$

$$ISE = \int_0^{\infty} [e(t)]^2 dt \quad (44)$$

$$ITAE = \int_0^{\infty} t \cdot |e(t)| dt \quad (45)$$

Pode-se observar ainda os seguintes parâmetros:

- tempo de ascensão (t_r) - é definido como o tempo necessário para o processo atingir pela primeira vez o valor final;
- tempo de resposta (t_s) - tempo para que a resposta atinja e permaneça dentro de uma faixa de $\pm 5\%$ do seu valor final, sendo às vezes utilizado o intervalo de $\pm 1\%$;
- overshoot (sobre-elevação) - é dado pela razão a / b , e representa a medida de quanto a resposta de um sistema submetido a um degrau excede o seu valor final;

- razão de declínio - c / a - é a razão entre dois picos sucessivos;
- período de oscilação - o período é o tempo entre os dois primeiros picos ou vales sucessivos na resposta.

Estes parâmetros encontram-se graficamente representados na figura 4.3.

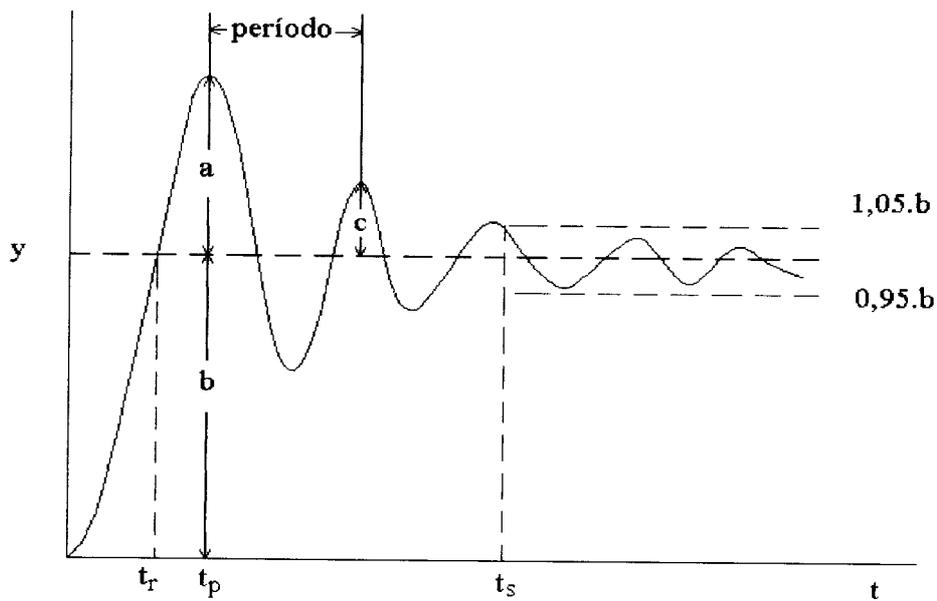


Figura 4.3 - Parâmetros para análise de desempenho dos controladores

Como proposta inicial de controladores, pretende-se fazer uma comparação entre a lógica existente (proporcional) com a PID no controle do superaquecimento (manipulando a vazão de refrigerante no sistema). Os demais controladores serão definidos a partir da análise de sensibilidade.

5. ANÁLISE DOS RESULTADOS

5.1. Definição dos controladores

No sistema de refrigeração simulado, foram inicialmente propostas 4 variáveis manipuladas ou de controle, para outras variáveis controladas ou de processo:

- variáveis de controle: 1) vazão mássica de refrigerante no evaporador (podendo ser fisicamente manipulada pela restrição na válvula de expansão), 2) vazão mássica de ar na câmara (alterada pela variação da rotação do ventilador da câmara), 3) vazão mássica de água no condensador (manipulada pela válvula de controle de vazão) e 4) rotação do compressor (podendo ser alterada experimentalmente utilizando-se um variador de frequência);
- variáveis de processo: todas as temperaturas e pressões envolvidas no processo.

Realizou-se inicialmente um estudo preliminar com o modelo, no sentido de observar o comportamento e a importância relativa das variáveis manipuladas nas variáveis de processo. Esta análise foi realizada a partir de perturbações degrau (positivo e negativo) das variáveis manipuladas e calculando-se o fator de sensibilidade para as variáveis. Os resultados obtidos encontram-se nas figuras 5.1 e 5.2, e sintetizados na figura 5.3.

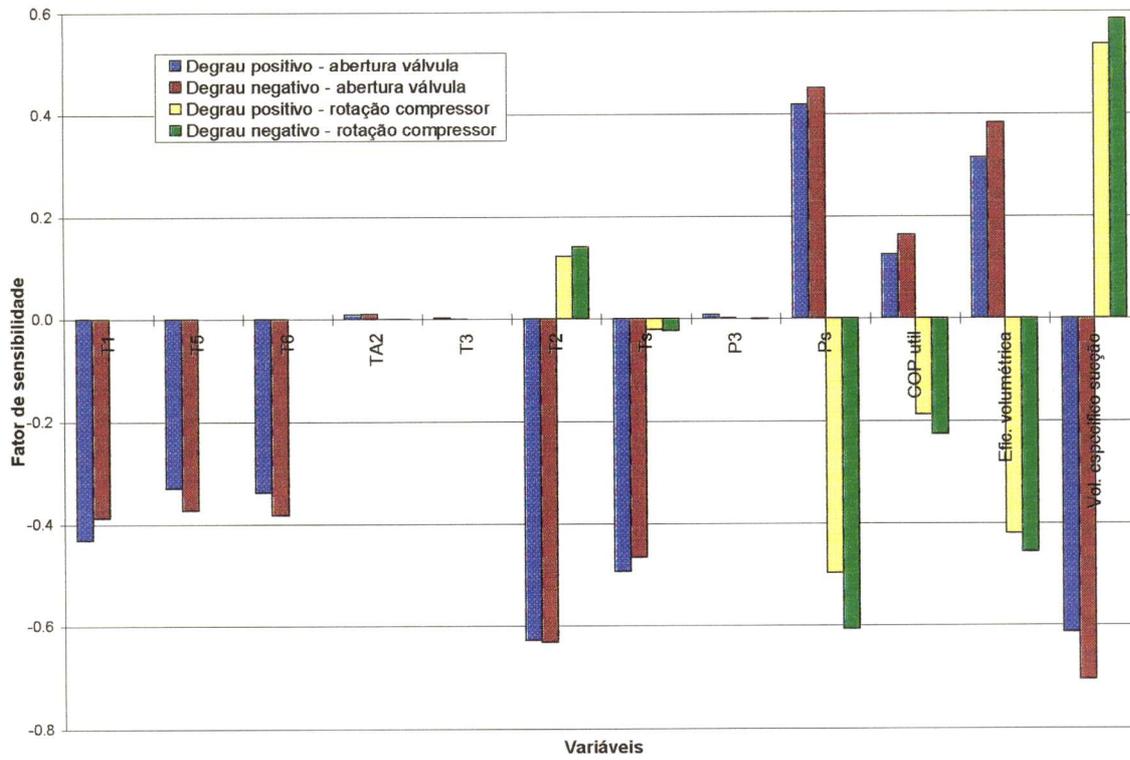


Figura 5.1 - Fator de sensibilidade - abertura da válvula e rotação do compressor

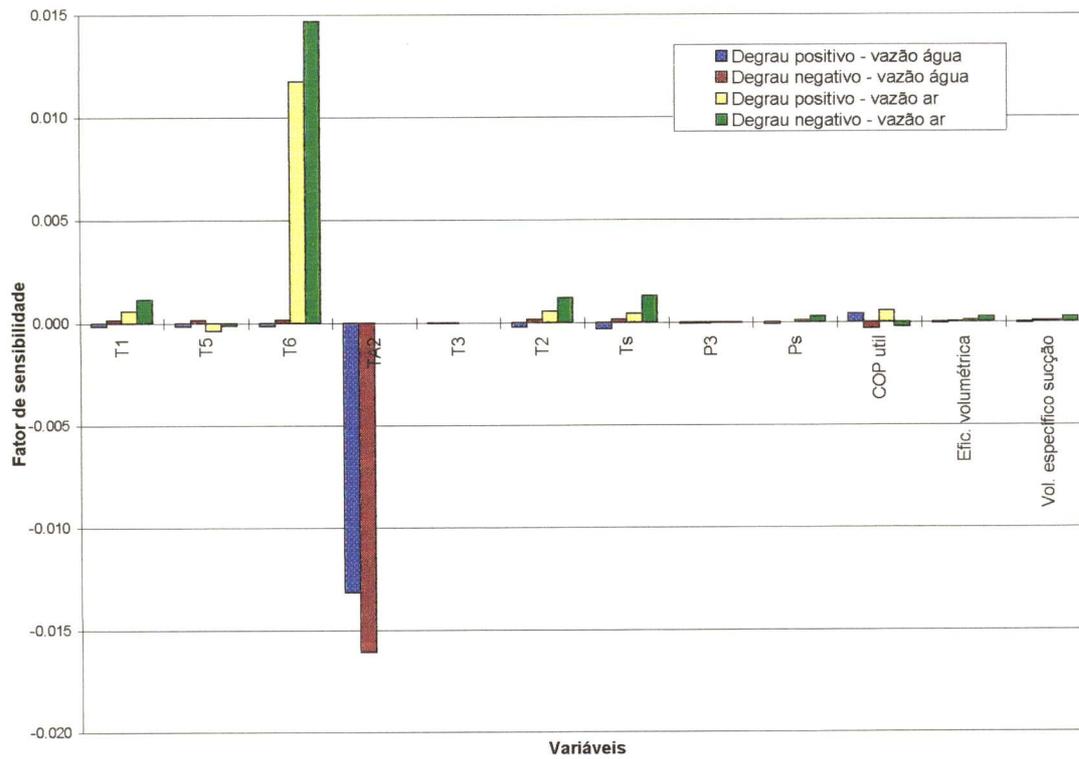


Figura 5.2 - Fator de sensibilidade - vazão de água e de ar

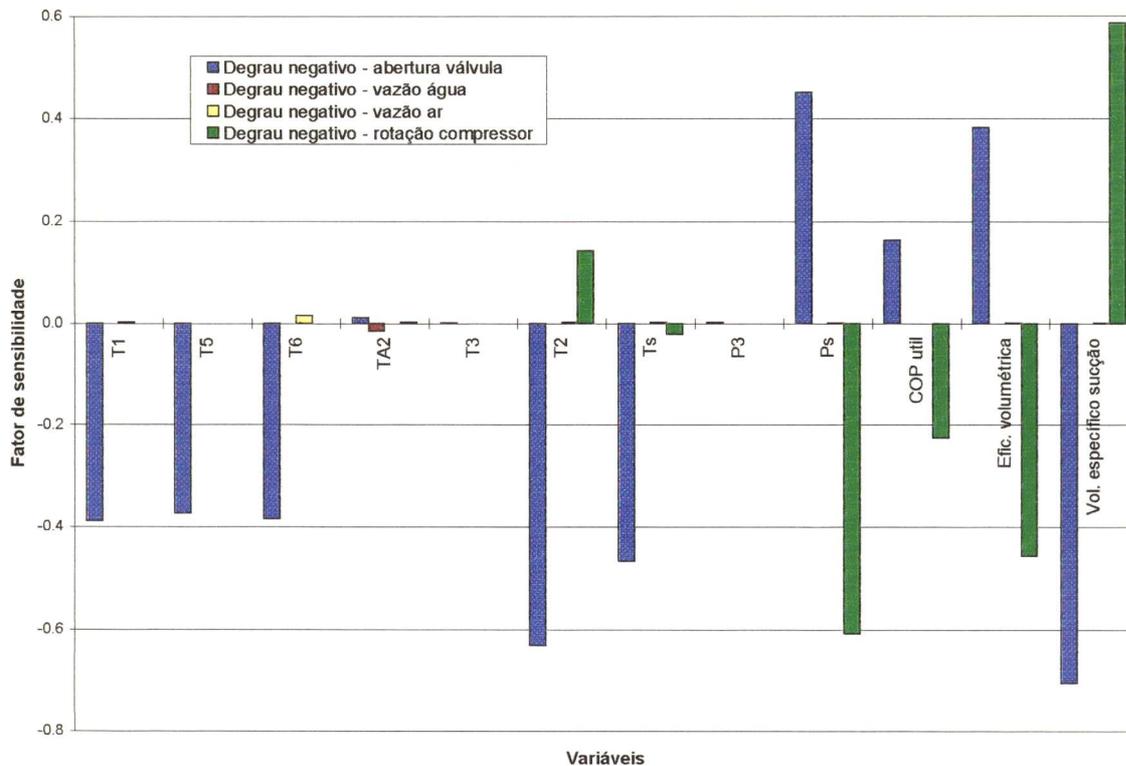


Figura 5.3 - Fator de sensibilidade comparativo entre as variáveis manipuladas

Observando-se estas figuras, tem-se que:

- a vazão de água no condensador e a vazão de ar no evaporador apresentam importância desprezível, quando comparados com as demais variáveis manipuladas (figura 5.3). Assim, as variáveis manipuladas de maior relevância são a abertura da válvula de expansão e a rotação do compressor;
- no caso da abertura da válvula de expansão (vazão de refrigerante), a T_2 (temperatura de descarga do compressor), apesar de apresentar maior variação que as demais, apresenta uma faixa de variação ampla, sendo apenas crítica (dependendo do refrigerante) acima dos 100°C . Desta forma, esta variável foi desconsiderada como variável controlada. Ainda na mesma variável manipulada, P_s e T_s (pressão e temperatura de sucção, respectivamente) obtiveram um alto fator de sensibilidade, mas não foram utilizadas isoladamente como variáveis controladas. O motivo é que o principal problema na sucção do compressor é a diminuição da eficiência volumétrica do compressor, causado pela ação conjunta destas variáveis, ou ainda pela alteração do volume específico da sucção. Assim, é importante se monitorar o volume específico da

sucção, ou a eficiência volumétrica do compressor, ambas com fatores de sensibilidade significativos.

Avaliando os resultados apresentados na figura 5.3, as variáveis de processo e de controle selecionadas para os ensaios foram:

- **Abertura da válvula de expansão:**

As variáveis de processo que possuem efeito significativo com a alteração da abertura da válvula são:

- volume específico da sucção: observa-se pela figura 5.3 que o volume específico da sucção é a variável que apresenta maior fator de sensibilidade. Esta variável afeta diretamente a eficiência do compressor;
 - eficiência volumétrica do compressor: é uma das variáveis a apresentar maior fator de sensibilidade. Melhorando-se a eficiência do compressor, pode-se atingir melhorias no COP do sistema frigorífico;
 - superaquecimento ($\Delta T_s = T_1 - T_{ev}$): por ser a utilizada nos sistemas de refrigeração (válvula de expansão termostática), a fim de comparar o desempenho de outras lógicas de controle no sistema, além de ser uma das variáveis que apresentaram um dos maiores fatores de sensibilidade (figura 5.3). É desejável um certo superaquecimento no sistema de refrigeração, a fim de evitar que haja envio de líquido para o compressor;
 - temperatura do ar na câmara (T_5): em muitas aplicações na indústria de alimentos é fundamental uma manutenção precisa da temperatura do produto, podendo ser obtido através do controle direto da temperatura do ar; esta variável apresentou um fator de sensibilidade alto (figura 5.3);
- **Rotação do compressor:**

Para a rotação do compressor, optou-se por não testar SISO individuais para nenhuma variável, pois a simples alteração da rotação não alteraria a vazão de refrigerante no evaporador,

causando um aumento da temperatura do ar na câmara (quando da entrada de produto na câmara), e conseqüentemente apresentando uma condição de resfriamento do produto insatisfatória.

Assim, para SISO simultâneos, foram propostas as seguintes variáveis:

- volume específico da sucção: novamente é a variável de maior sensibilidade. O volume específico da sucção pode ser controlado variando-se a rotação do compressor, paralelamente à atuação de algum controle na abertura da válvula, de modo melhorar a eficiência do compressor;
- eficiência volumétrica do compressor: poderá ser controlada da mesma forma que a anterior;

A partir das variáveis de controle e de processo selecionadas, devido aos seus fatores de sensibilidade significativos, os ensaios foram realizados para SISOs individuais, conforme tabela 5.1, e para dois SISO's simultâneos, conforme tabela 5.4.

Tabela 5.1 - Controladores SISO individuais utilizados para os ensaios

	Variável Manipulada	Variável Controlada
Controlador 1	Abertura da válvula de expansão	Superaquecimento
Controlador 2	Abertura da válvula de expansão	Temperatura do ar na câmara
Controlador 3	Abertura da válvula de expansão	Eficiência volumétrica do compressor
Controlador 4	Abertura da válvula de expansão	Volume específico da sucção

5.2. Sintonia dos controladores propostos

Para a sintonia dos controladores, foi utilizada a técnica desenvolvida por Cohen e Coon, apresentada anteriormente. Como a resposta do processo é rápida, quando perturbado, houve a necessidade de se utilizar o software Origin 4.0 para determinar o ponto de inflexão da curva

(figuras 9.1 a 9.6 do Apêndice 1), exemplificado pela curva de reação de processo para o Controlador 1 nas figuras 5.4 e 5.5, já que graficamente e visualmente seria uma tarefa imprecisa.

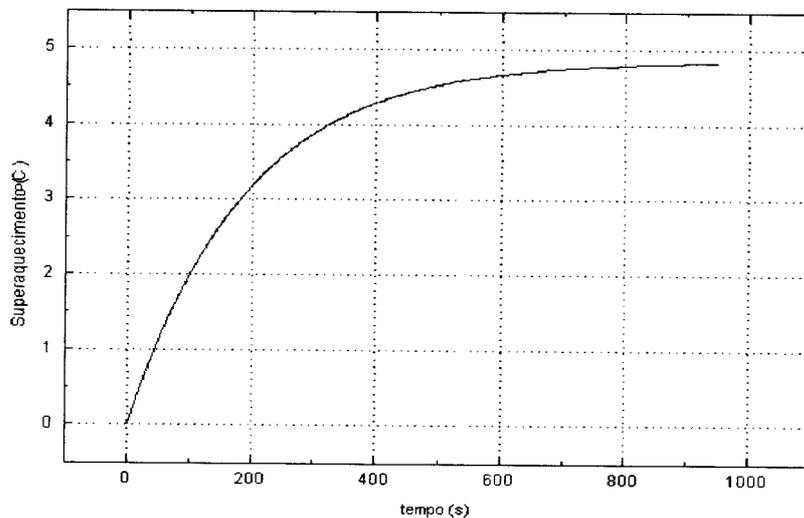


Figura 5.4 - Comportamento do superaquecimento quando aplicada perturbação na abertura da válvula

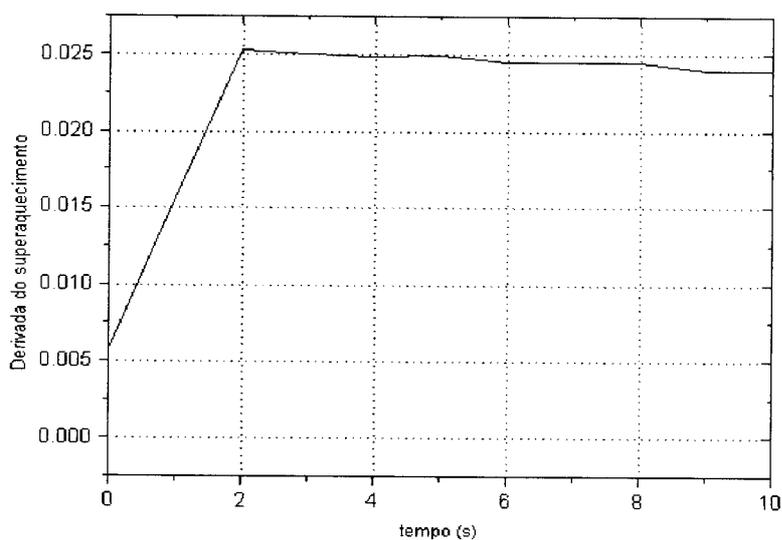


Figura 5.5 - Derivada do superaquecimento para sintonia do controlador

Desta maneira, os controladores foram sintonizados, e os valores para as constantes de sintonia encontram-se na tabela 5.2.

No Controlador 2 houve a necessidade da adaptação dos fatores τ_i , uma vez que a resposta apresentou-se oscilatória, não estabilizando no "set-point", e apresentando problemas de erro de domínio no logaritmo neperiano ($DTML_{cond}$) depois de algum tempo de simulação. Assim, o valor de τ_i utilizado foi de 240 para a lógica PID, sendo os demais valores os mesmos constantes da tabela 5.2.

Optou-se neste trabalho a comparação apenas entre a lógica P e PID, uma vez que, de acordo com a literatura, o controle PID é o mais provável de apresentar um controle satisfatório (COUGHANOWR & KOPPEL, 1965).

Tabela 5.2 - Parâmetros de sintonia dos controladores 1 a 4

Controlador	Parâmetro	Lógicas de controle	
		P	PID
Controlador 1	Kc	0,00491925	0,00654891
	τ_i	-	4,90093233
	τ_d	-	0,72587628
Controlador 2	Kc	-	0,00488676
	τ_I	-	7,33845487
	τ_d	-	1,087993
Controlador 3	Kc	-0,01645427	-
	τ_I	-	-
	τ_d	-	-
Controlador 4	Kc	0,01122361	-
	τ_I	-	-
	τ_d	-	-

5.3. Simulação dos controladores

Os controladores foram testados a partir de uma perturbação degrau positivo na carga térmica do sistema, através da entrada de 50 kg de produto (água) na câmara. A área de troca térmica do produto foi calculada baseada na densidade da água e na massa de produto adicionada, e considerando-se o produto de forma cúbica.

Os comportamentos das variáveis superaquecimento, temperatura do ar na câmara, temperatura do produto, eficiência volumétrica e volume específico da sucção, resultantes destes ensaios para os controladores testados, podem ser observados nas figuras 5.6 a 5.16. A escala de tempo foi ajustada de modo a refletir o instante inicial da perturbação (no tempo $t = 0$ houve a perturbação degrau na carga térmica).

Inicialmente, foi testada a substituição da lógica de controle convencionalmente utilizada na válvula de expansão (Controlador 1 - lógica P), de modo a comparar o desempenho de outra lógica de controle (PID). Os resultados obtidos encontram-se nas figuras 5.6 a 5.9. Foram calculados os fatores IAE, ISE e ITAE para as duas lógicas, e os resultados encontram-se na tabela 5.3. Estes parâmetros foram calculados na mesma base de tempo (desde o início da perturbação até $t=900$ s).

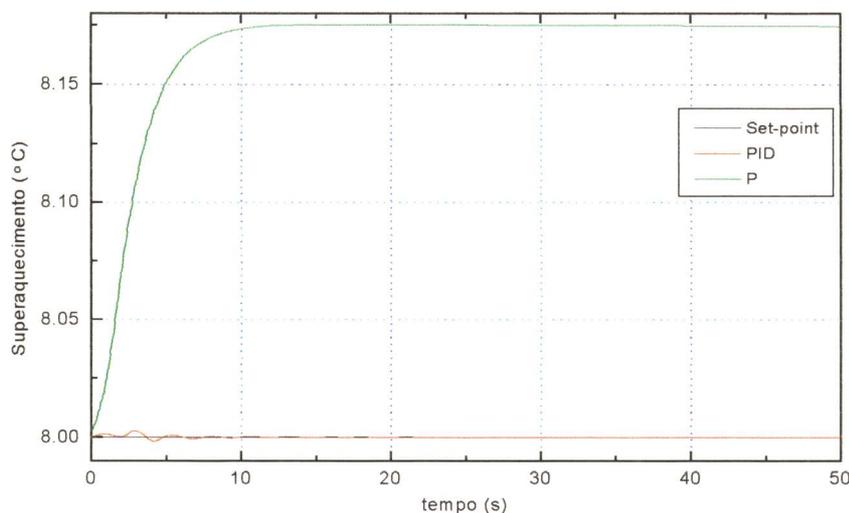


Figura 5.6 - Comportamento do superaquecimento durante atuação do Controlador 1 (lógicas P e PID) quando da entrada de produto na câmara

Pode-se observar (através da figura 5.6 e tabela 5.3) que a lógica PID apresenta uma melhor controlabilidade do processo, de modo a não apresentar "offset" (desvio residual da variável controlada com relação ao "set-point") e manter a variável controlada estável, além de apresentar valores significativamente mais baixos para as integrais do erro absoluto, erro absoluto ao quadrado e erro absoluto ponderado, reforçando ainda mais o melhor desempenho da lógica PID, quando comparado à lógica P.

Tabela 5.3 - Comparação entre as lógicas de controle para o Controlador 1

Controlador	Lógica	Comparativo		
		IAE	ISE	ITAE
Controlador 1	P	148,91754	24,70035	65974,65020
	PID	0,01966	0,00006	0,36922

Além disso, a utilização da lógica PID acarretou em um menor desvio da temperatura do ar na câmara (figura 5.7), apesar de esta diferença não ser muito significativa. As demais variáveis importantes do processo apresentaram comportamentos semelhantes, inclusive no resfriamento do produto, conforme figuras 5.8 e 5.9. Assim, a alteração da lógica P para PID traz benefícios no controle do superaquecimento, sem modificar o desempenho do processo de resfriamento e do sistema de refrigeração.

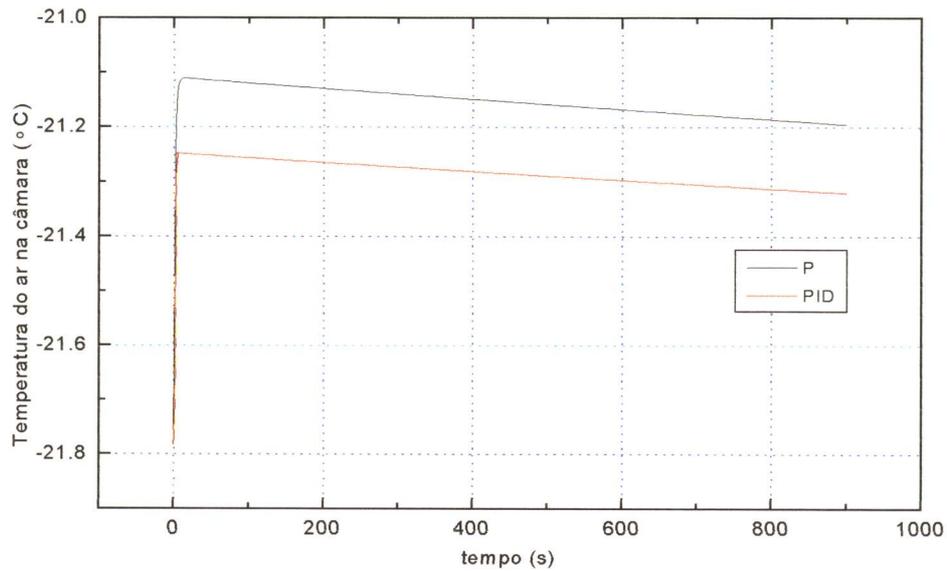


Figura 5.7 - Comportamento da temperatura do ar na câmara durante atuação do Controlador 1 quando da entrada de produto na câmara

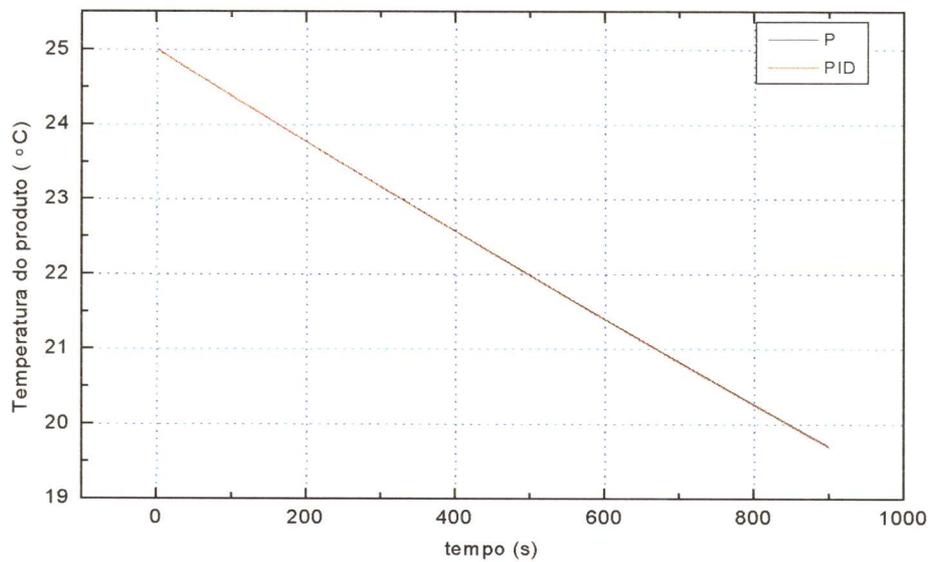


Figura 5.8 - Comportamento da temperatura do produto durante atuação do Controlador 1 quando da entrada de produto na câmara

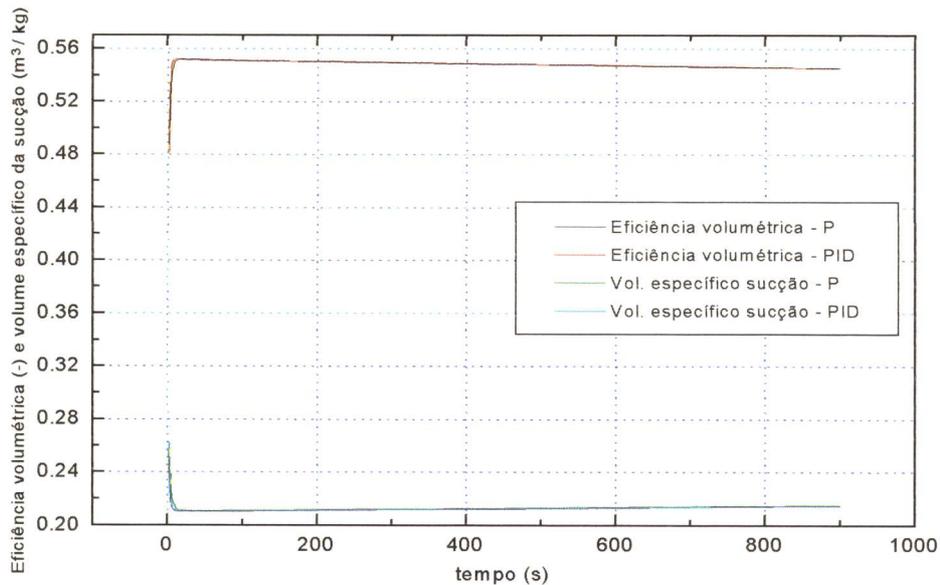


Figura 5.9 - Comportamento do volume específico da sucção e eficiência volumétrica do compressor durante atuação do Controlador 1 quando da entrada de produto na câmara

Com esta configuração física, e com o Controlador 1 (lógica P) atuando, as variáveis de processo apresentaram um comportamento qualitativamente aproximado a um sistema real. Tal comportamento pode ser observado pelo aumento da temperatura do ar na câmara (figura 5.7) com a entrada de produto, e posterior queda, à medida que o produto vai se resfriando (figura 5.8). Desta forma, o modelo pode ser utilizado para testes de outros controladores.

No caso do Controlador 2, foram realizados dois ensaios: um com entrada de 50 kg de produto, e outra com 500 kg. Observa-se (figura 5.10) que independente da quantidade de produto adicionada, a temperatura do ar na câmara é satisfatoriamente estabilizada no seu valor de ajuste. Entretanto, o superaquecimento, com o aumento da quantidade de produto, apresenta um desvio considerável, podendo apresentar saída de líquido do evaporador, com conseqüente envio de líquido para o compressor (figura 5.11). Este comportamento pode ser indesejável, uma vez que líquido no compressor pode causar sérios problemas, chegando ao extremo de danificar o equipamento e ser necessária a troca deste. Assim, o Controlador 2 foi desconsiderado nesta análise.

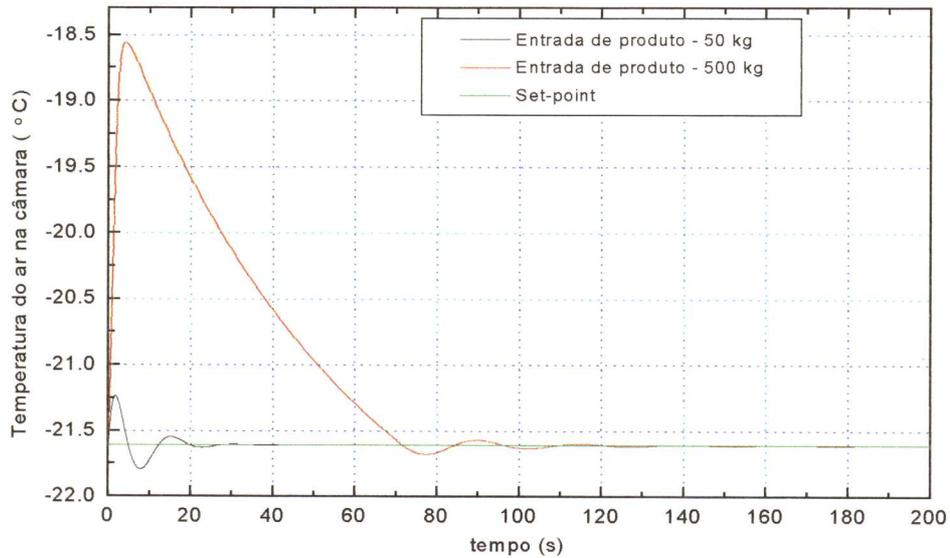


Figura 5.10 - Comportamento da temperatura do ar na câmara durante atuação do Controlador 2 quando da entrada de produto na câmara

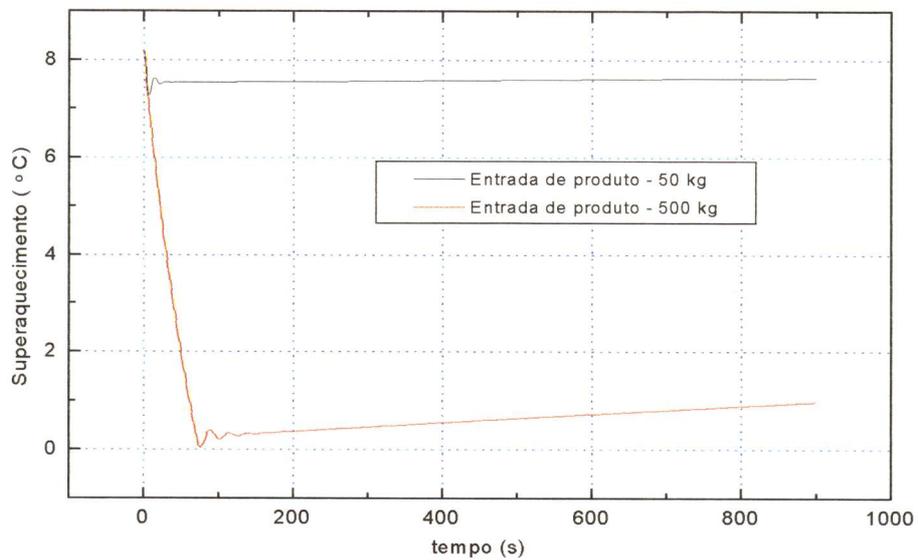


Figura 5.11 - Comportamento do superaquecimento durante atuação do Controlador 2 quando da entrada de produto na câmara

Os Controladores 3 e 4 foram preliminarmente testados com lógica P, a fim de observar seu desempenho. Estes apresentaram um comportamento semelhante, ambos controlando bem a variável de processo (figuras 5.12 e 5.14), mas apresentando uma alta variação da temperatura de ar na câmara e do superaquecimento (figuras 5.13 e 5.15). Este comportamento causa uma menor diferença de temperatura entre o ar e o produto, diminuindo a transferência de calor e assim aumentando o tempo de resfriamento do produto, o que pode ser indesejável. Um comparativo entre a temperatura do produto para os Controladores 1, 3 e 4, todos com lógica proporcional, é apresentado na figura 5.16.

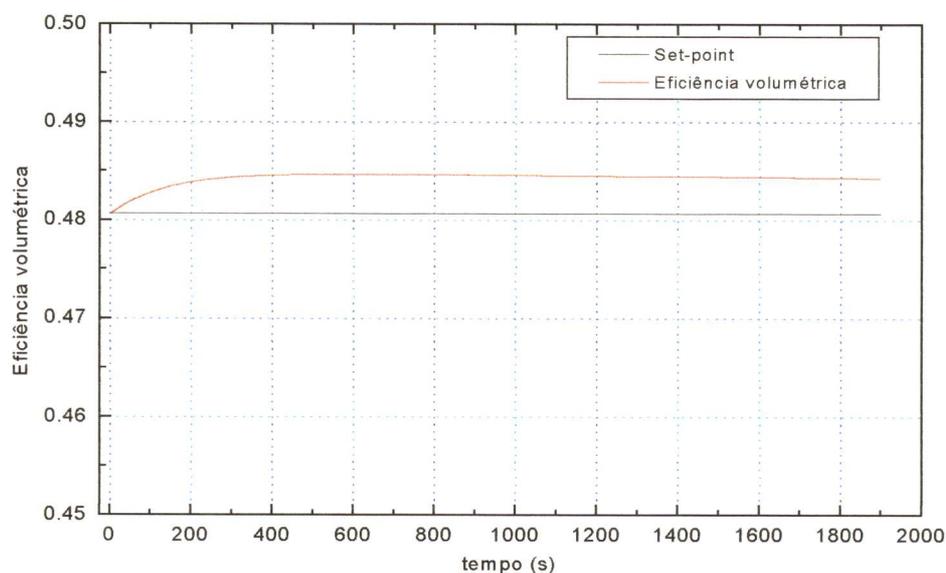


Figura 5.12 - Comportamento da eficiência volumétrica durante atuação do Controlador 3 quando da entrada de produto na câmara

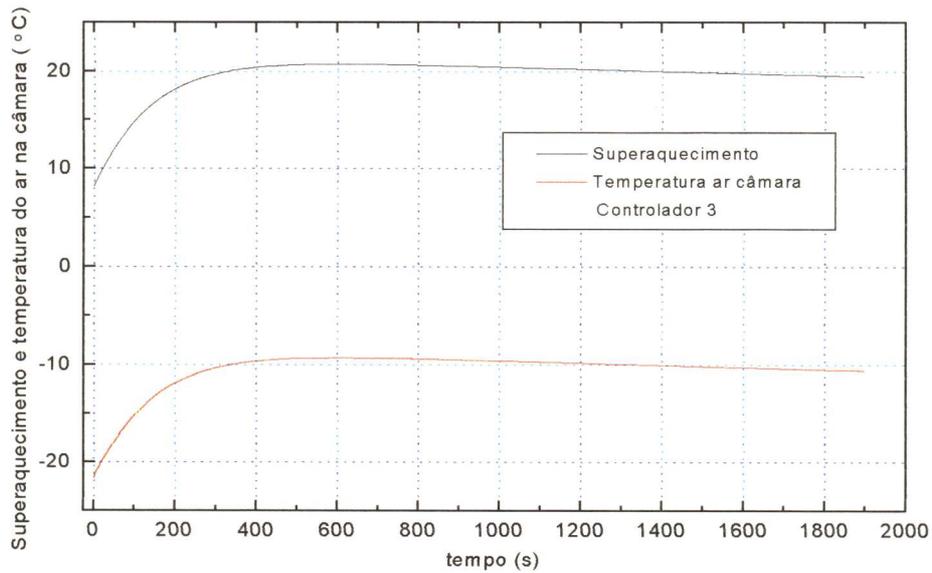


Figura 5.13 - Comportamento do superaquecimento e temperatura do ar na câmara durante atuação do Controlador 3 quando da entrada de produto na câmara

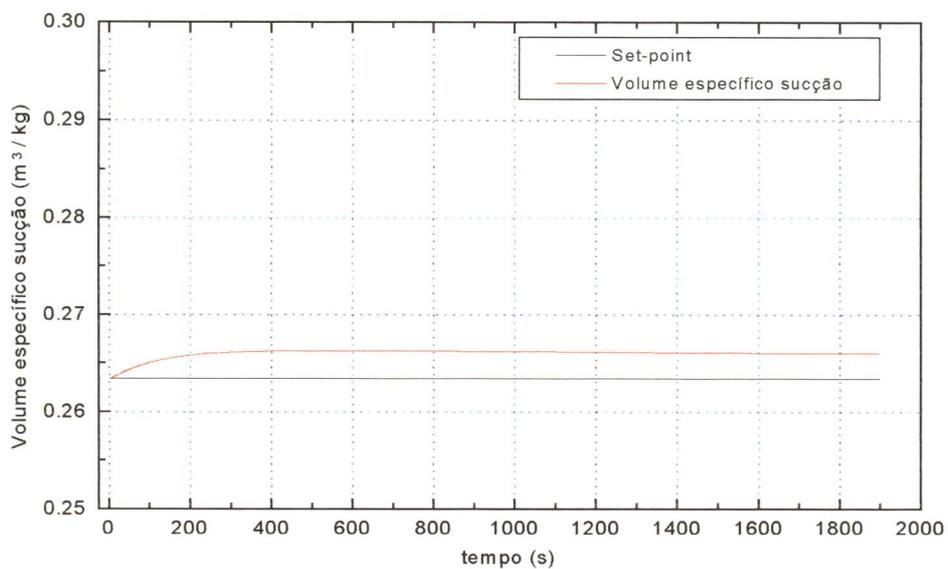


Figura 5.14 - Comportamento do volume específico da sucção durante atuação do Controlador 4 quando da entrada de produto na câmara

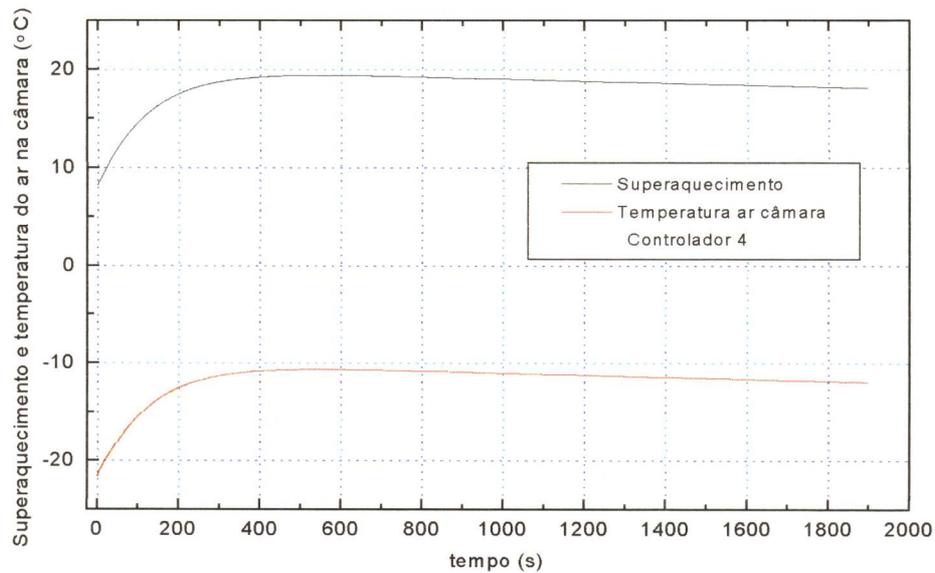


Figura 5.15 - Comportamento do superaquecimento e temperatura do ar na câmara durante atuação do Controlador 4 quando da entrada de produto na câmara

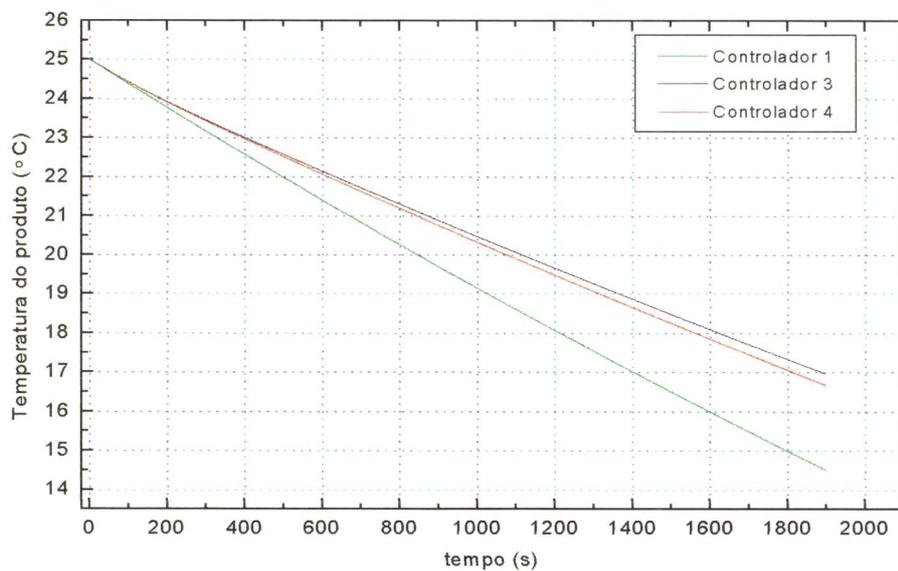


Figura 5.16 - Comportamento da temperatura do produto - comparativo entre os Controladores 1, 3 e 4 (lógica P) quando da entrada de produto na câmara

Desta forma, os Controladores 3 e 4 podem ser desconsiderados, uma vez que as variáveis de processo (temperatura do ar na câmara e superaquecimento) possuem comportamentos desfavoráveis às condições de estabilização do processo de refrigeração, resultando em um maior tempo de resfriamento do produto, e assim não sendo uma boa alternativa de substituição ao controle existente (Controlador 1).

Outra proposta de controle é a utilização de 2 SISO simultâneos. A escolha dos pares de variáveis a serem utilizadas nesta etapa foi também baseada na análise do fator de sensibilidade. Os Controladores 5 e 6 (com dois controles simultâneos) foram então selecionados de maneira a avaliar a eficiência do sistema e o comportamento das variáveis de processo. Os SISO com seus respectivos pares de variáveis estão mostrados na tabela 5.4.

Tabela 5.4 - Controladores SISO simultâneos utilizados para os ensaios

	Variável Manipulada	Variável Controlada
Controlador 5	Abertura da válvula de expansão	Superaquecimento
	Rotação do compressor	Eficiência volumétrica do compressor
Controlador 6	Abertura da válvula de expansão	Superaquecimento
	Rotação do compressor	Volume específico da sucção

Os Controladores 5 e 6 possuem a atuação simultânea de dois controles, ambos utilizando o par Superaquecimento x Abertura da válvula de expansão (semelhante ao Controlador 1 com lógica PID), e para o outro par utilizando as variáveis Eficiência volumétrica x Rotação do compressor e Volume específico de sucção x Rotação do compressor, respectivamente. Optou-se pela lógica PID em ambos os controladores pois no Controlador 1, a controlabilidade mostrou-se melhor, e para o segundo par, a lógica mais provável de fornecer um controle satisfatório é a PID.

A sintonia destes controladores foi realizada conforme técnica de Cohen & Coon, e os parâmetros de sintonia estão mostrados na tabela 5.5. As curvas de reação do processo, subsídios para o procedimento de sintonia, estão mostradas nas figuras 9.7 a 9.10 do Apêndice 1.

Tabela 5.5 - Parâmetros de sintonia dos controladores 5 e 6

Controlador	Parâmetro	Lógicas de controle
		PID
Controlador 5	K_c	18597,9259
	τ_I	3,9612758
	τ_d	0,65199602
Controlador 6	K_c	-26643,073
	τ_I	3,96159358
	τ_d	0,65202703

Novamente observa-se uma excelente controlabilidade das variáveis de processo (figuras 5.17 e 5.18), além de ser possível observar que em ambos controladores (5 e 6) proporcionam desempenhos muito próximos (figuras 5.19 a 5.22), tanto na temperatura do ar na câmara quanto na temperatura do produto, e ainda possuem comportamentos similares nas próprias variáveis controladas (eficiência volumétrica e volume específico). A semelhança deste comportamento se deve ao fato de o volume específico da sucção ser diretamente proporcional à eficiência volumétrica do compressor. Assim, optou-se por ensaiar o comportamento da eficiência volumétrica, utilizando-se o Controlador 5, uma vez que é mais prático se optar por um índice de desempenho para o compressor do que fixar um valor desejado para o volume específico da sucção.

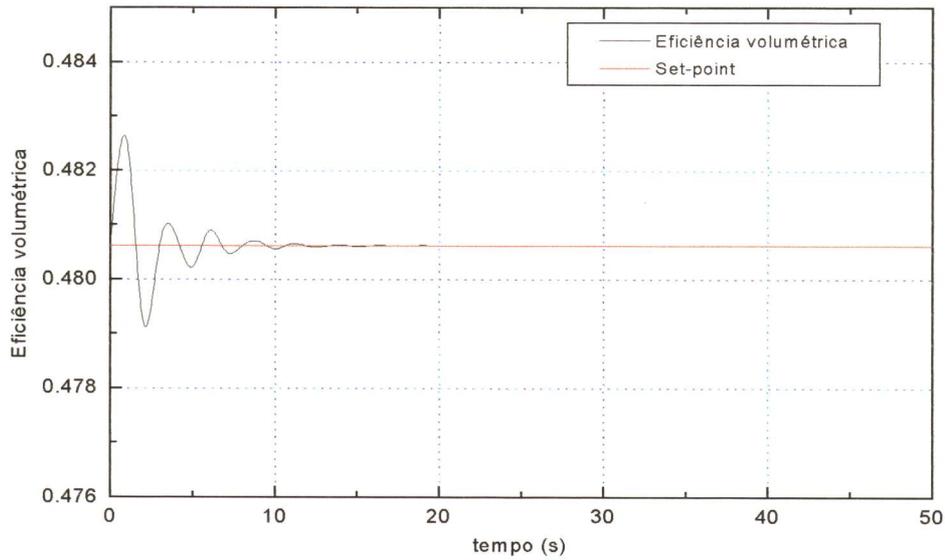


Figura 5.17 - Comportamento da eficiência volumétrica durante atuação do Controlador 5 quando da entrada de produto na câmara

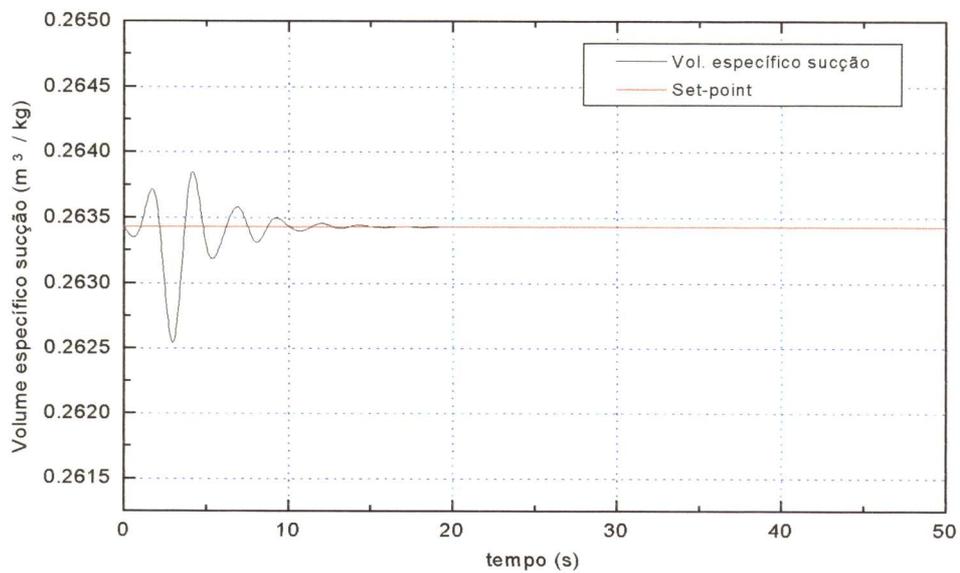


Figura 5.18 - Comportamento do volume específico da sucção durante atuação do Controlador 6 quando da entrada de produto na câmara

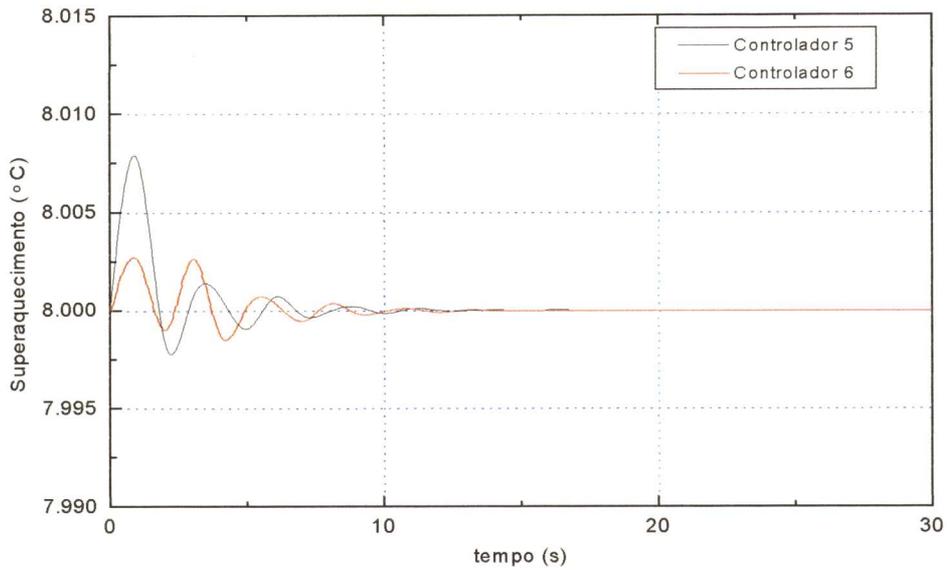


Figura 5.19 - Comportamento do superaquecimento durante atuação dos Controladores 5 e 6 quando da entrada de produto na câmara

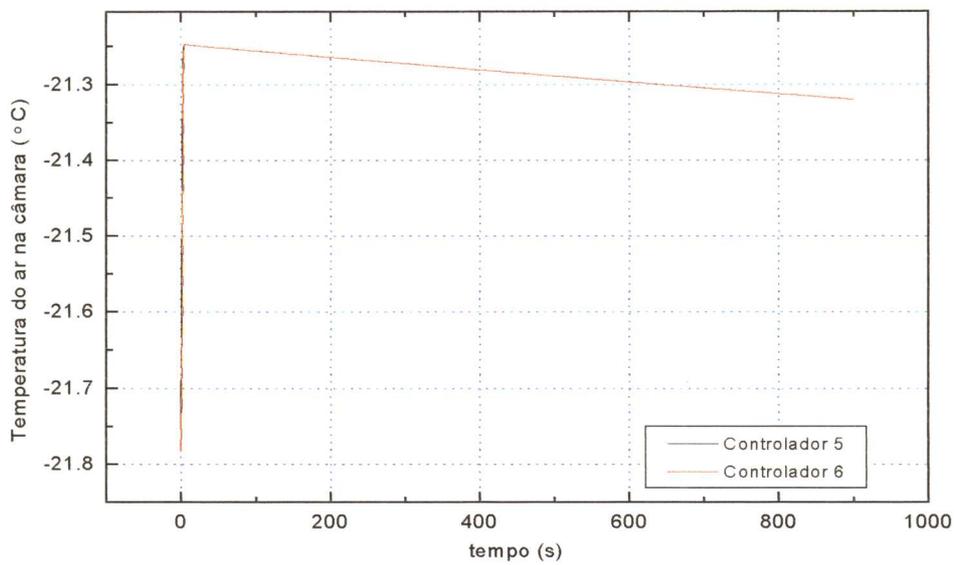


Figura 5.20 - Comportamento da temperatura do ar na câmara durante atuação dos Controladores 5 e 6 quando da entrada de produto na câmara

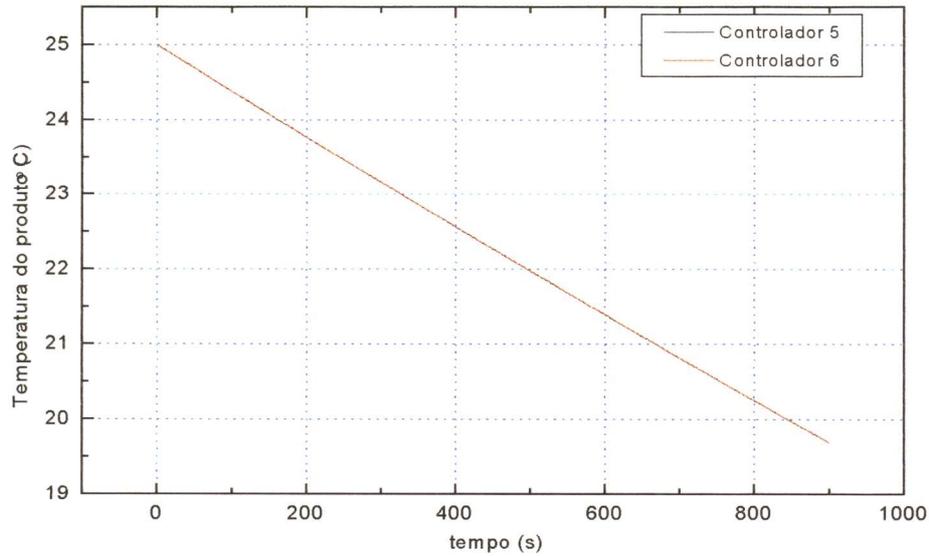


Figura 5.21 - Comportamento da temperatura do produto durante atuação dos Controladores 5 e 6 quando da entrada de produto na câmara

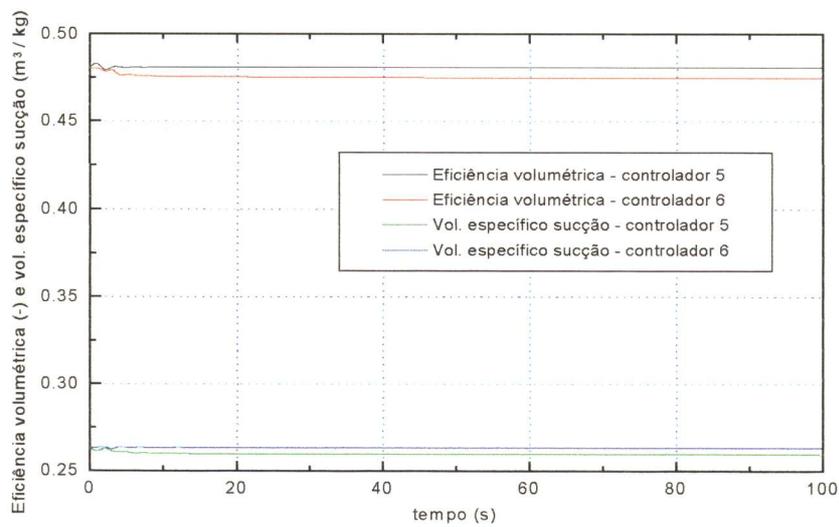


Figura 5.22 - Comportamento do volume específico da sucção e eficiência volumétrica do compressor durante atuação dos Controladores 5 e 6 quando da entrada de produto na câmara

Para uma melhoria da eficiência volumétrica, pode-se ajustar o "set-point" do Controlador 5 ao valor desejado. Assim, optou-se pelo valor de 0,6 para a eficiência volumétrica do compressor para este ensaio, e os resultados do comportamento obtido estão mostrados nas figuras 5.23 a 5.25.

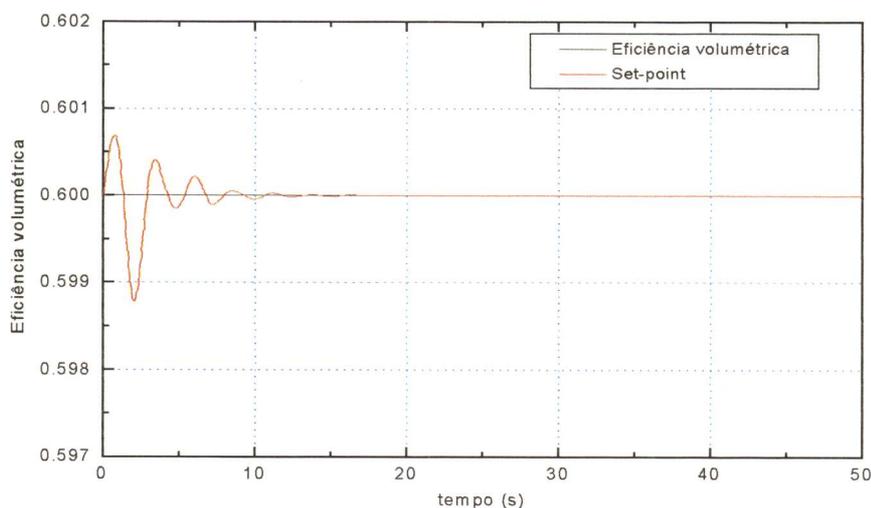


Figura 5.23 - Comportamento da eficiência volumétrica durante atuação do Controlador 6 quando da entrada de produto na câmara - $\lambda_v = 0,6$

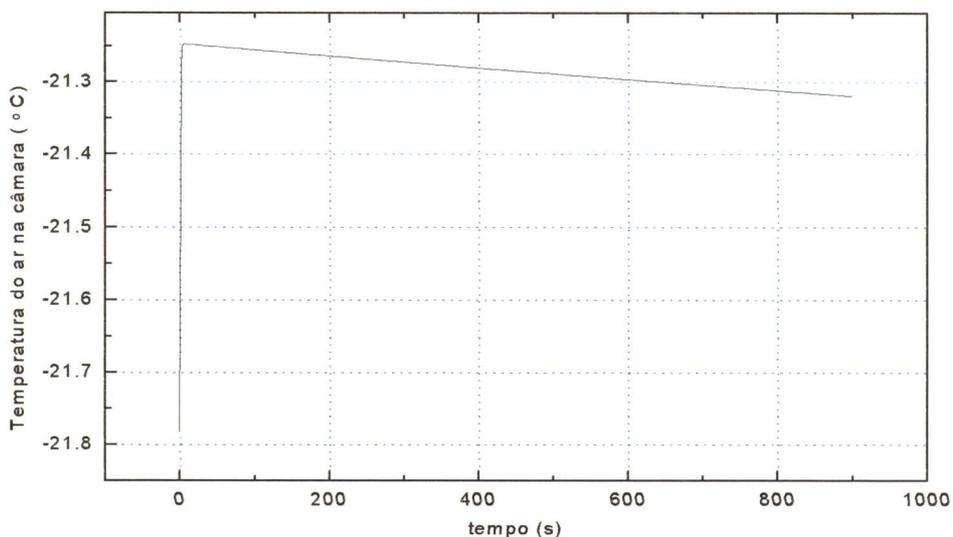


Figura 5.24 - Comportamento da temperatura do ar na câmara durante atuação do Controlador 6 quando da entrada de produto na câmara - $\lambda_v = 0,6$

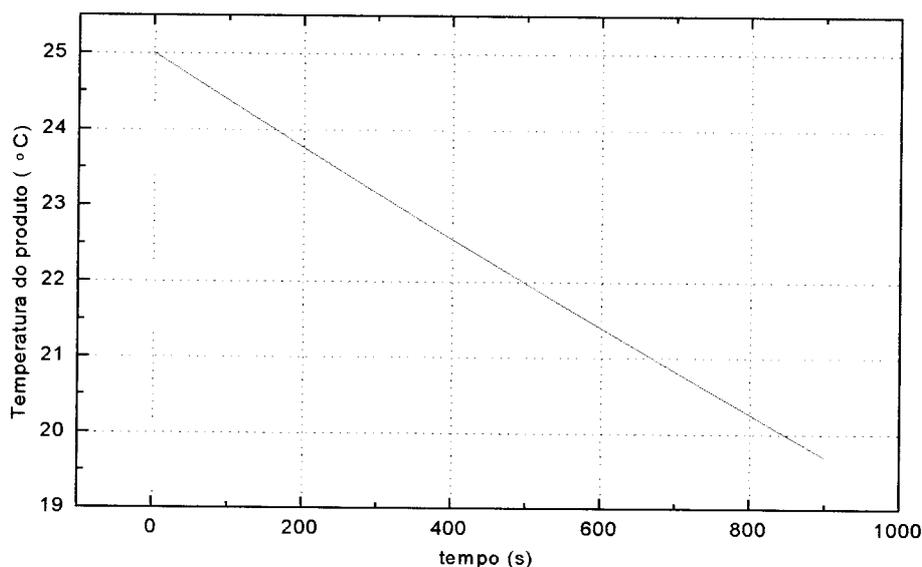


Figura 5.25 - Comportamento da temperatura do produto durante atuação do Controlador 6 quando da entrada de produto na câmara - $\lambda_v = 0,6$

O comportamento do COP do sistema de refrigeração para os diversos controladores testados neste trabalho encontram-se na figura 5.26. Observa-se que o Controlador 1 obteve um maior COP que os Controladores 5 e 6, e que independentemente da lógica utilizada (P ou PID), o COP comportou-se de maneira similar, não apresentando melhorias significativas. Houve neste controlador, com a perturbação da carga térmica, um acúmulo de refrigerante na tubulação de sucção, causando uma diminuição do volume específico e aumento da eficiência volumétrica do compressor. Como o COP está diretamente relacionado ao compressor (conforme equação 1), um aumento na eficiência do compressor resulta em um aumento do COP. Nos Controladores 5 e 6, pela alteração da rotação do compressor, a eficiência volumétrica permaneceu aproximadamente no valor inicial, e assim, o COP também foi mantido no seu valor inicial. Estes comportamentos também podem ser confirmados pela tabela 5.6.

Analisando o comportamento do COP nas diferentes atuações dos controladores testados (figura 5.26), observa-se que com o ajuste do "set-point" do Controlador 6 para $\lambda_v = 0,6$ houve um aumento no COP do sistema, do valor inicial de 2,12 para 2,46, ou seja, o aumento do COP foi da ordem de 16 % com relação ao valor inicial (antes da perturbação do processo). Observa-se

também que o COP deste controlador apresentou-se sempre superior aos demais, mesmo após a perturbação do processo, atingindo um aumento de 8,3 % em relação à condição final de estabilização do Controlador 1.

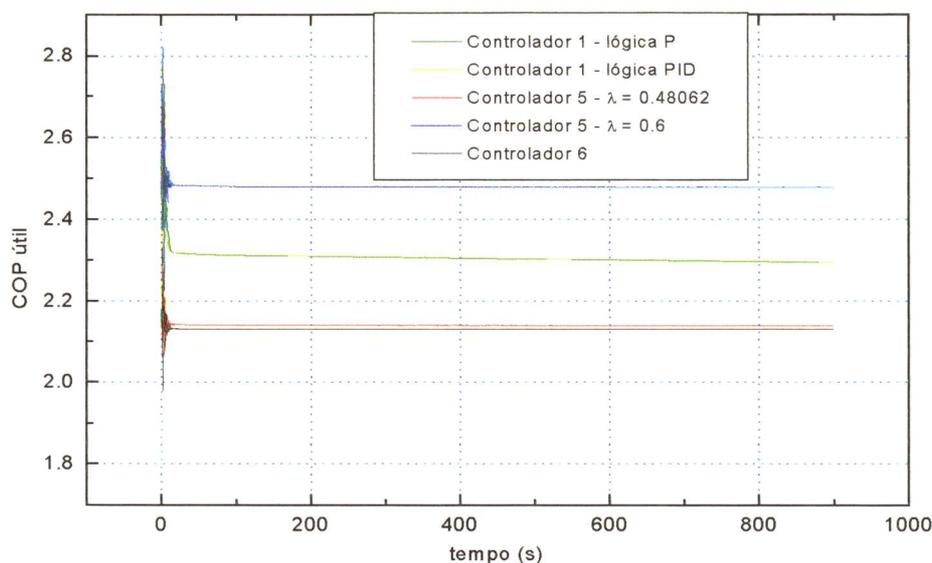


Figura 5.26 - Comparativo do COP quando da entrada de produto na câmara entre os controladores testados

Assim, com referência às condições iniciais, a aplicação dos diferentes controladores proporciona valores distintos da estabilização do COP, após perturbação da carga térmica, quantificado seu valor e incremento percentual na tabela 5.6.

Tabela 5.6 - Comparação percentual do COP dos diferentes controladores

Controlador	Valor inicial	Valor final	Variação (%)
Controlador 1 - lógica P	2,12	2,29	8,02
Controlador 1 - lógica PID	2,12	2,30	8,49
Controlador 5 - eficiência = 0,48062	2,12	2,14	0,94
Controlador 5 - eficiência = 0,6	2,46	2,48	0,81
Controlador 6	2,12	2,13	0,47

Desta maneira, respeitando-se as limitações impostas pelo processo (por exemplo, a eficiência do processo não pode ser ajustada de maneira a impor uma pressão de sucção maior que a pressão de evaporação, neste caso constante), é possível atingir condições melhores de operação do compressor, favorecendo assim o COP do sistema de refrigeração.

6. *CONCLUSÕES*

A partir dos resultados obtidos, pode-se concluir que:

- 1) o modelo representa qualitativamente o sistema de refrigeração real, na configuração proposta;
- 2) a partir dos parâmetros de um protótipo experimental, seria possível configurar o modelo matemático, ou seja, validá-lo, de modo a obter respostas aproximadas ao sistema real;
- 3) o Controlador 1 utilizando lógica PID apresentou uma melhor controlabilidade do superaquecimento, embora não tenha sido observada nenhuma melhoria no desempenho global do sistema;
- 4) o Controlador 2 apresentou o inconveniente de, dependendo da carga térmica, ou da quantidade de produto introduzida, acarretar uma diminuição do superaquecimento, podendo enviar líquido ao compressor e danificá-lo;
- 5) os Controladores 3 e 4 apresentaram um tempo de resfriamento de produto maior que o Controlador 1, sendo desta forma descartado;
- 6) utilizando-se os Controladores 5 e 6 ajustados para manter o processo nas condições iniciais, não houve melhora no COP do sistema frigorífico;
- 7) no caso do Controlador 6, uma melhoria no COP do sistema e da eficiência do compressor poderiam ser atingidas, com relação ao Controlador 1, com a implementação deste, se ajustado o "set-point" no valor desejado de eficiência volumétrica, respeitando-se, é claro, as restrições do processo. O aumento no COP do sistema foi da ordem de 16 % (antes da perturbação) e 8,3 % (após a perturbação), sendo que a eficiência volumétrica e COP foram sempre superiores aos atingidos pelos outros controladores propostos;

7. *SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS*

- Alteração do modelo matemático, de modo a ter uma pressão de evaporação variável;
- Discretização dos trocadores de calor, de modo a melhorar a representatividade do modelo;
- Implementação de influência fluido-dinâmica no modelo do processo;
- Implementação de coeficientes globais de transferência de calor (U) variáveis, através do cálculo de correlações de Nusselt;
- Validação do modelo proposto com um protótipo experimental;
- Alteração das lógicas de controle utilizadas, passando de SISO para MIMO, como a utilização de lógica Fuzzy, redes neurais, ou até mesmo controle MIMO utilizando as lógicas clássicas de controle.

8. **REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

1. ANÔNIMO (a). Desarrollo de un sistema para controlar los evaporadores en los equipos instalados en tiendas. **Revista Danfoss**, n. 2, 1988.
2. ANÔNIMO (b). Occupancy control: The new energy saving potential for HVAC systems. **Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating**, p. 26-29, November, 1985.
3. CARNAHAN, B.; LUTHER, H.A.; WILKES, J.O. **Applied Numerical Methods**. John Wiley & Sons, 1969.
4. CHAPRA, S.C. ; CANALE, R.P. **Numerical Methods for Engineers**. 2. ed. Mc Graw-Hill, 1989.
5. CLELAND, A.C. Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties. **International Journal of Refrigeration**, GB, v. 9, n. 6, p. 346-351, 1986.
6. CLELAND, A.C. Experimental verification of a mathematical model for simulation of industrial refrigeration plants. **International Journal of Refrigeration**, v. 8, p. 275-282, Sept., 1985.
7. CLELAND, A.C. **Food Refrigeration Processes: Analysis, Design and Simulation**. Elsevier Science Publishers Ltd., 1989.
8. CLELAND, A.C. Polynomial curve-fits for refrigerant thermodynamic properties: extension to include R-134a. **International Journal of Refrigeration**, v. 17, n. 4, p. 245-249, 1994.
9. CLELAND, A.C. Simulation of industrial plants under variable load conditions. **International Journal of Refrigeration**, v. 6, n. 1, p. 11-19, Jan., 1983.
10. COUGHANOWR, D.R. ; KOPPEL, L.B. **Process Systems Analysis and Control**. New York: McGraw-Hill, 1965.
11. DARROW, J.B.; LOVATT, S.J.; CLELAND, A.C. Assessment of a simple mathematical model for predicting the transient behaviour of a refrigeration system. **XVIIIth International Congress of Refrigeration**, August 10 - 17, 1991.
12. DOSSAT, R.J. **Princípios de Refrigeração**. Hemmus, 1985.

13. FINER, S.I.; CLELAND, A.C.; LOVATT, S.J. Simple mathematical model for predicting the transient behaviour of an ice-bank system. **International Journal of Refrigeration**, v. 16, n. 5, p. 312-320, 1993.
14. KRAKOW, K.I.; LIN, S.; ZENG, Z.-S. Temperature and humidity control during cooling and dehumidifying by compressor and evaporator fan speed variation. **ASHRAE Transactions**, p. 292-304, 1995.
15. LINDHARD, B. ; BARMWATER, P. Considerations regarding the practical use of electronic evaporator controls for refrigerated display cabinets. **I.I.F. / I.I.R.**, p. 337-347, 1988 / 1.
16. MACARTHUR, J.W. Transient heat pump behaviour: a theoretical investigation. **International Journal of Refrigeration**, v. 7, n. 2, p. 123-132, Mar., 1984.
17. MARSHALL, S.A. ; JAMES, R.W. Dynamic analysis of an industrial refrigeration system to investigate capacity control. **Proc. Inst. Mech. Engrs.**, 189, 44 / 75, p. 437-445, 1975.
18. NEVES FILHO, L. C. **Refrigeração e Alimentos**. Faculdade de Engenharia de Alimentos, UNICAMP, fev., 1997.
19. NICHOLSON, F.J. ; GRAHAM, J. Microcomputer monitoring of commercial cold stores. **I.I.F. / I.I.R.**, p. 125-132, 1985 - 5.
20. RIBATSKI, G. ; JABARDO, J.M.S. Correlações simplificadas para a avaliação de propriedades de refrigerantes halogenados. **Revista Abrava**, p. 80-89, jul./ago., 1997.
21. SEBORG, D.E.; EDGAR, T.F. ; MELLICHAMP, D.A. **Process Dynamics and Control**. John Wiley & Sons, Inc., 1989.
22. SILVEIRA JR., V. **Modelagem, simulação e otimização de um sistema de refrigeração controlado com lógica nebulosa**. Campinas, 1995. Tese (Doutor em Engenharia de Alimentos) - Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas.
23. STEPHANOPOULOS, G. **Chemical Process Control: an Introduction to Theory and Practice**. Prentice-Hall, Inc., 1984.

24. STOECKER, W.F. ; JABARDO, J.M.S. **Refrigeração Industrial**. Edgard Blücher Ltda, 1994.
25. VARGAS, J.V.C. ; PARISE, J.A.R. Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control. **International Journal of Refrigeration**, v. 18, n. 4, p. 235-243, 1995.
26. WILHELM, L.R. Numerical Calculation of Psychrometric Properties in SI Units. **Transactions of the ASAE**, v. 19, n. 2, p. 318, 319, 320, 321, 325, 326, 1976.
27. WONG, A.K.H. ; JAMES, R.W. Control Strategies of an intelligent controller for a liquid chilling plant. **I.I.F. / I.I.R.**, p. 327-335, 1988 / 1.
28. WONG, A.K.H. ; JAMES, R.W.; WELCH, T.C. Control of a refrigeration system using analytical models. **Proc. Cong. Intern. Refrig.**, p. 635-640, 1987.
29. YASUDA, H.; TAKAHASHI, K.; DAIKOKU, T.; YAMASHITA, T.; YOSHIKAWA, T.; ZUSHI, S. Dynamic and control of a chilled-coolant-supply system for electronic equipment cooling. **ASHRAE Transactions**, p. 535-544, 1997.

9. APÊNDICE 1

9.1. Dados iniciais e de configuração do sistema

T_{ev} (°C)	-30
T_1 (°C)	-21,81
T_2 (°C)	72,6
$T_3 = T_{cond}$ (°C)	25,007
T_s (°C)	-17,88
P_s (Pa)	71182,63
T_5 (°C)	-21,61
T_6 (°C)	-22,94
T_{A1} (°C)	25
T_{A2} (°C)	26,45
T_{amb} (°C)	25
W	0
\dot{m}_{ar} (kg / h)	7952,3
\dot{m}_{ag} (kg / h)	2675,6
Diâmetro pistão compressor (m)	0,06
Curso pistão compressor (m)	0,045
Número pistões compressor	4
Rotação compressor (rpm)	1750
Eficiência volumétrica compressor	0,866872 - 0,0236149.(p_2 / p_s)
U_{ev} (J / h.m ² °C)	193980,78125
A_{ev} (m ²)	28,6
V_{ref_ev} (m ³)	0,0240
V_{ar_ev} (m ³)	0,4018
M_{cobre} (kg)	27,6
Cp_{cobre} (J / kg °C)	376,8
ρ_{ar} (m ³ / kg)	1,2
U_{cond} (J / h.m ² °C)	82117,3984
A_{cond} (m ²)	37,46
V_{ref_cond} (m ³)	0,1334
V_{ag_cond} (m ³)	0,0052
ρ_{ag} (m ³ / kg)	1000
Cp_{ag} (J / kg °C)	4190
U_{cam} (J / h.m ² °C)	11440,48625
A_{cam} (m ²)	20
V_{cam} (m ³)	1
U_{prod} (J / h.m ² °C)	122801,05
T_{prod} (°C)	25
Diâmetro tubulação sucção (m)	0,0508
Comprimento tubulação sucção (m)	10
q_s (J / h)	500000
Abertura válvula expansão (m ²)	0,00201

9.2. Equações de estado para diversos refrigerantes:

A) CONDIÇÕES DE SATURAÇÃO :

$$P_{\text{sat}} = \exp\left[a_1 + a_2 / (T_{\text{sat}} + a_3)\right] \quad (46)$$

$$T_{\text{sat}} = a_2 / \left[\ln(P_{\text{sat}}) - a_1\right] - a_3 \quad (47)$$

onde $60\text{ }^\circ\text{C} \geq T_{\text{sat}} \geq -60\text{ }^\circ\text{C}$.

unidades : [P] = Pa e [T] = $^\circ\text{C}$

B) ENTALPIA :

B.1.) Entalpia do líquido sub-resfriado:

$$h_{\text{liq}} = a_4 + a_5 \cdot T_{\text{liq}} + a_6 \cdot (T_{\text{liq}})^2 + a_7 \cdot (T_{\text{liq}})^3 \quad (48)$$

sendo que $\Delta T_{\text{sub}} > 0$, onde :

$$\Delta T_{\text{sub}} = T_{\text{sat}} - T_{\text{liq}} \quad (49)$$

unidades: [h] = J/kg e a_4 está no padrão ASHRAE ($h_{\text{liq}} = 200\text{ J/kg}$ à $0\text{ }^\circ\text{C}$).

B.2.) Entalpia do vapor saturado:

$$h_{\text{v}} = h_{\text{il}} + a_{12} \quad (50)$$

sendo $a_{12} = 0$ e:

$$h_{i1} = a_8 + a_9 \cdot T_{\text{sat}} + a_{10} \cdot (T_{\text{sat}})^2 + a_{11} \cdot (T_{\text{sat}})^3 \quad (51)$$

B.3.) Entalpia do vapor superaquecido:

$$h_{\text{vs}} = h_{i2} + a_{12} \quad (52)$$

onde:

$$h_{i2} = h_{i1} \cdot \left[1 + a_{13} \cdot \Delta T_s + a_{14} \cdot (\Delta T_s)^2 + a_{15} \cdot \Delta T_s \cdot T_{\text{sat}} + a_{16} \cdot (\Delta T_s)^2 \cdot T_{\text{sat}} + a_{17} \cdot \Delta T_s \cdot (T_{\text{sat}})^2 + a_{18} \cdot (\Delta T_s)^2 \cdot (T_{\text{sat}})^2 \right] \quad (53)$$

sendo que o superaquecimento é dado por: $\Delta T_s = T_s - T_{\text{sat}}$

C) VOLUME ESPECÍFICO :

C.1.) Volume específico do vapor saturado :

$$v_{\text{vsat}} = \exp \left[a_{19} + a_{20} / (T_{\text{sat}} + 273,15) \right] \cdot \left(a_{21} + a_{22} \cdot T_{\text{sat}} + a_{23} \cdot (T_{\text{sat}})^2 + a_{24} \cdot (T_{\text{sat}})^3 \right) \quad (54)$$

unidades : $[v] = \text{m}^3/\text{kg}$

C.2.) Volume específico do vapor superaquecido :

$$v_{\text{vs}} = v_{\text{vsat}} \cdot \left[1 + a_{25} \cdot \Delta T_s + a_{26} \cdot (\Delta T_s)^2 + a_{27} \cdot \Delta T_s \cdot T_{\text{sat}} + a_{28} \cdot (\Delta T_s)^2 \cdot T_{\text{sat}} + a_{29} \cdot \Delta T_s \cdot (T_{\text{sat}})^2 + a_{30} \cdot (\Delta T_s)^2 \cdot (T_{\text{sat}})^2 \right] \quad (55)$$

C.3.) Volume específico do líquido saturado:

$$\frac{1}{v_{liq}} = cte \cdot 10^{0.0626} \cdot Tr^{-0.232} \cdot (1 - Tr)^{0.18} \cdot Pr^{0.00414} \quad (56)$$

como apresentado por RIBATSKI & JABARDO (1997), onde Tr é a temperatura reduzida (T/Tc) e Pr a pressão reduzida (P/Pc).

Os coeficientes a_i e as faixas de aplicabilidade das equações são dependentes do fluido refrigerante utilizado. Na tabela 9.1 são apresentados os coeficientes a_i para o R-502. Os coeficientes para os demais refrigerantes, como o R-12, R-717 e R-134a encontram-se em CLELAND (1986 e 1994).

Tabela 9.1 . Valores dos coeficientes das correlações de estado para R-502.

a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6
21,00668	-1924,9516	248,46	41103	1114,60	2,12743
$a_7 \times 10^{-3}$	a_8	a_9	a_{10}	$a_{11} \times 10^{-3}$	a_{12}
-1,7679	187890	406,454	-1,59402	-13,6010	0,0
$a_{13} \times 10^{-3}$	$a_{14} \times 10^{-7}$	$a_{15} \times 10^{-6}$	$a_{16} \times 10^{-8}$	$a_{17} \times 10^{-8}$	$a_{18} \times 10^{-10}$
3,80815	14,4572	16,5858	-12,5256	20,5676	-15,5967
a_{19}	a_{20}	a_{21}	$a_{22} \times 10^{-4}$	$a_{23} \times 10^{-6}$	$a_{24} \times 10^{-7}$
-12,03131	2327,862	1.03208	5.57865	-25.5008	-2.86511
$a_{25} \times 10^{-3}$	$a_{26} \times 10^{-6}$	$a_{27} \times 10^{-5}$	$a_{28} \times 10^{-7}$	$a_{29} \times 10^{-7}$	$a_{30} \times 10^{-9}$
5,56373	-6,39208	5,51452	-3.69505	9,29879	-6,02967
a_{31}	$a_{32} \times 10^{-3}$	$a_{33} \times 10^{-6}$	$a_{34} \times 10^{-6}$	$a_{35} \times 10^{-7}$	$a_{36} \times 10^{-8}$
1,050613	-2,42242	-120,401	-2,80193	0,05957	-2,95399
$a_{37} \times 10^{-9}$	$a_{38} \times 10^{-4}$	$a_{39} \times 10^{-4}$	$a_{40} \times 10^{-6}$	$a_{41} \times 10^{-5}$	$a_{42} \times 10^{-7}$
-0,13106	-6,69841	13,4094	-14,7519	3,11613	-3,08970

$$\bar{y}_{j,i} = y_{j,i} + 0,5 \cdot h \cdot k_{j,2} \quad (64)$$

$$\bar{y}_{j,i}^* = y_{j,i} + h \cdot k_{j,3} \quad (65)$$

sendo "h" o incremento de tempo e y_i os valores das variáveis no tempo t_i .

9.4. Comportamento das variáveis controladas e determinação dos pontos de inflexão para sintonia dos controladores

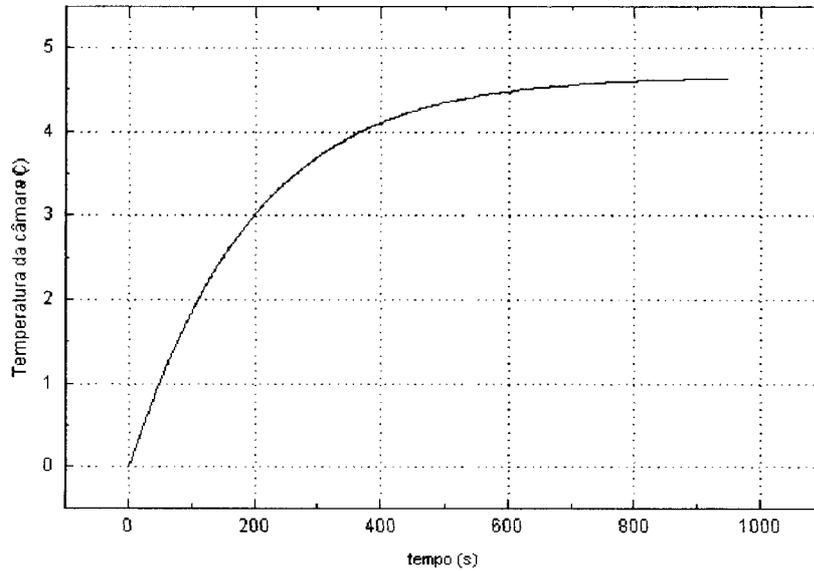


Figura 9.1 - Comportamento da temperatura da câmara quando aplicada perturbação na abertura da válvula para sintonia do Controlador 2

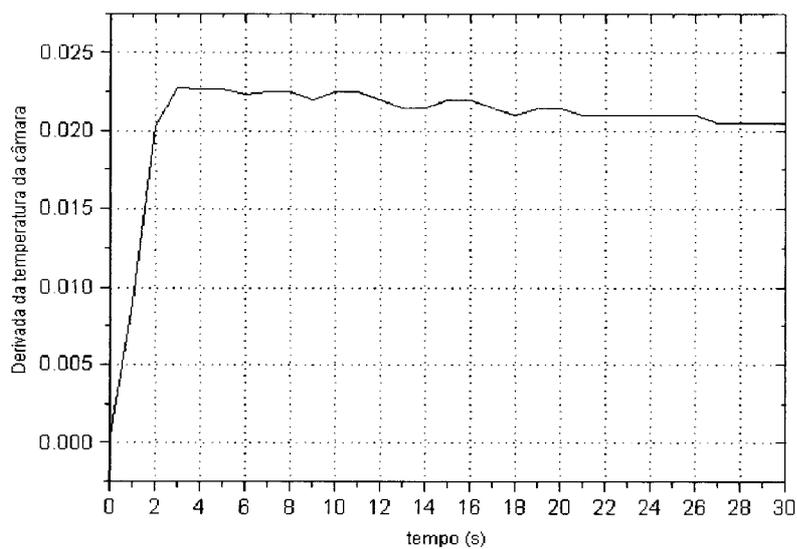


Figura 9.2 - Derivada da temperatura da câmara para sintonia do Controlador 2

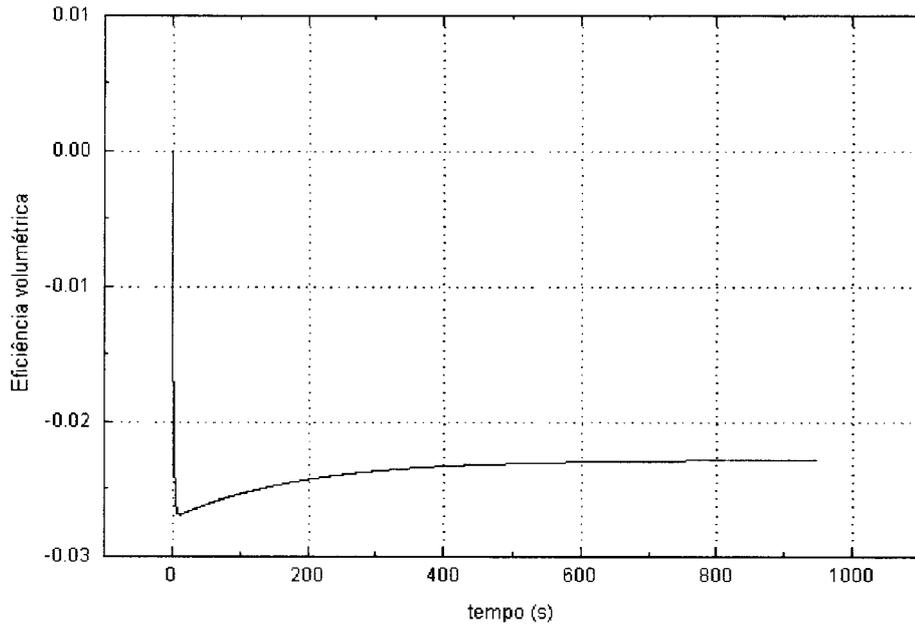


Figura 9.3 - Comportamento da eficiência volumétrica quando aplicada perturbação na abertura da válvula para sintonia do Controlador 3

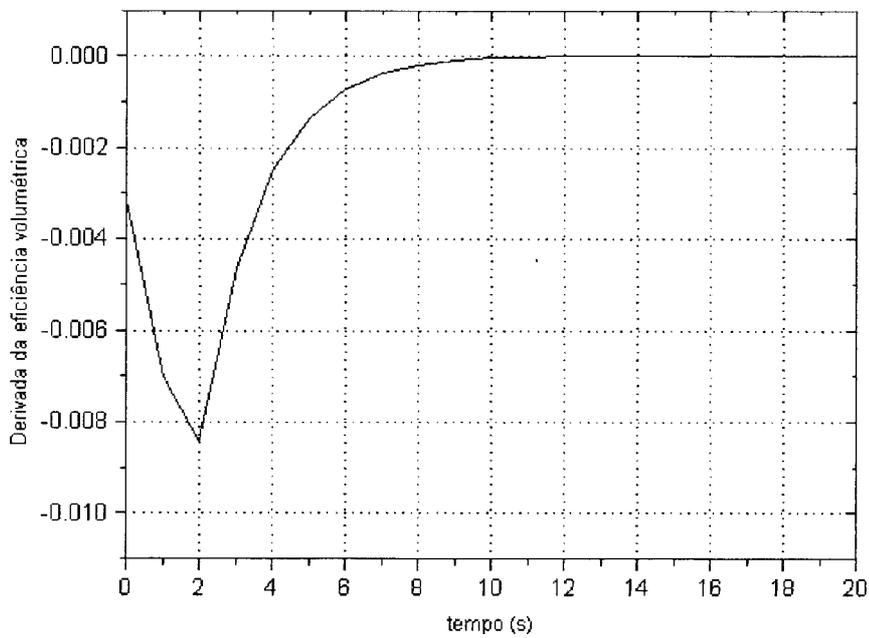


Figura 9.4 - Derivada da eficiência volumétrica para sintonia do Controlador 3

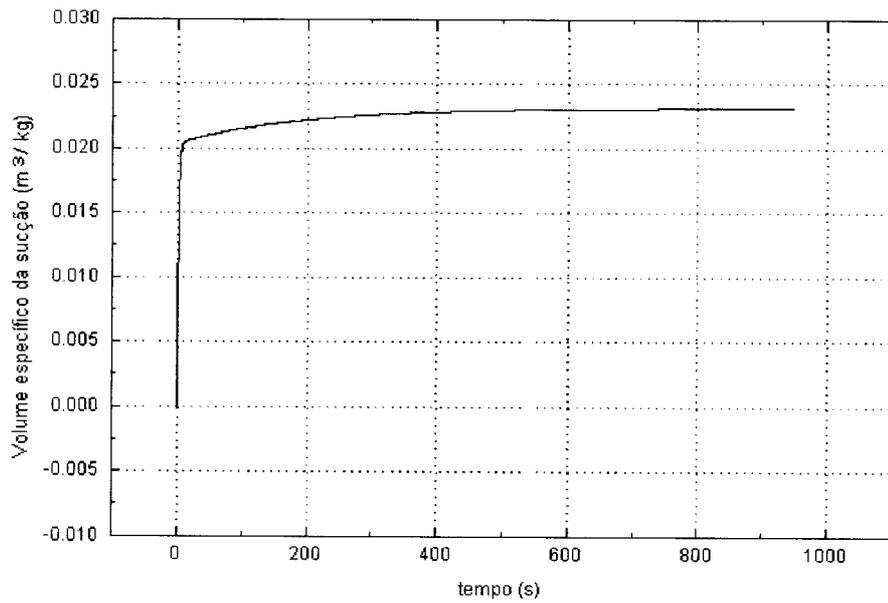


Figura 9.5 - Comportamento do volume específico da sucção quando aplicada perturbação na abertura da válvula para sintonia do Controlador 4

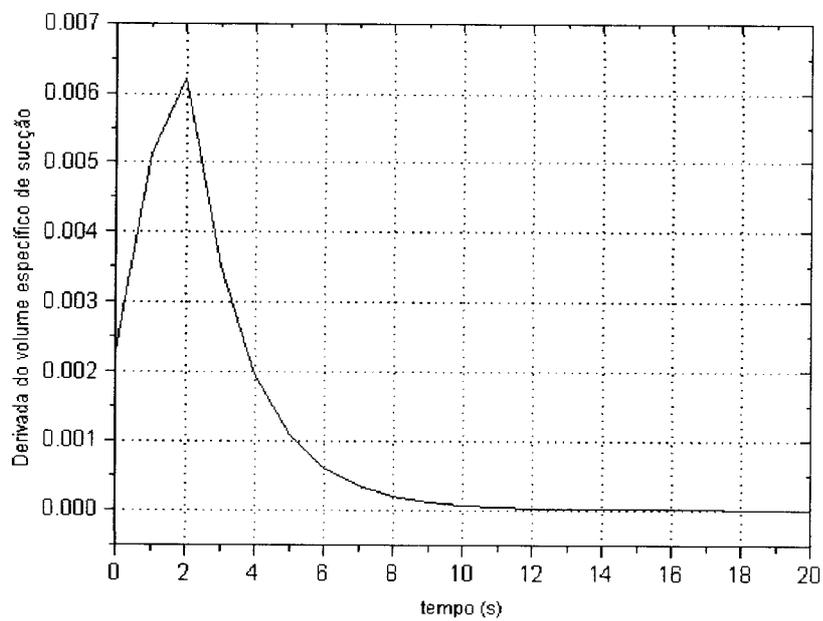


Figura 9.6 - Derivada do volume específico da sucção para sintonia do Controlador 4

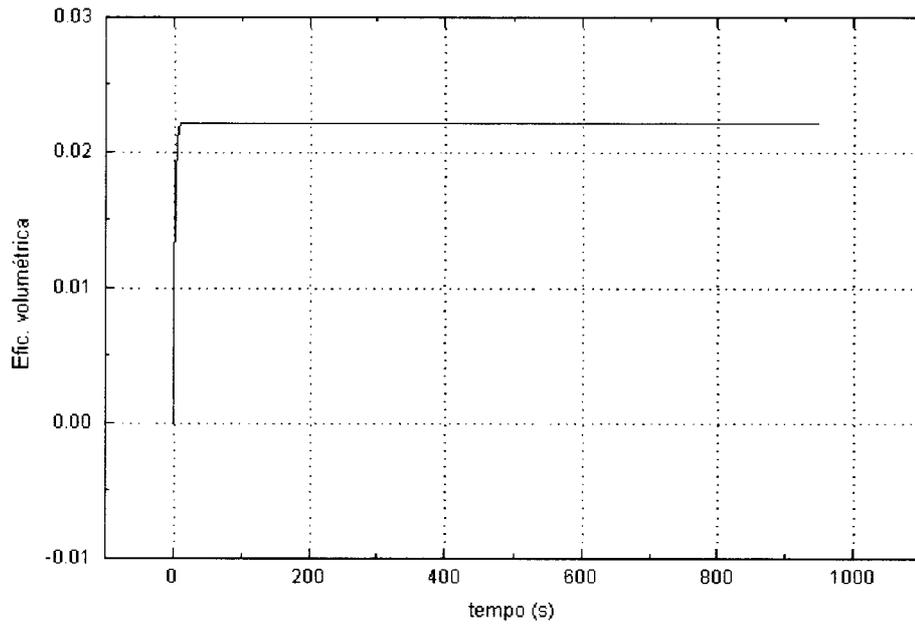


Figura 9.7 - Comportamento da eficiência volumétrica quando aplicada perturbação na rotação do compressor para sintonia do Controlador 5

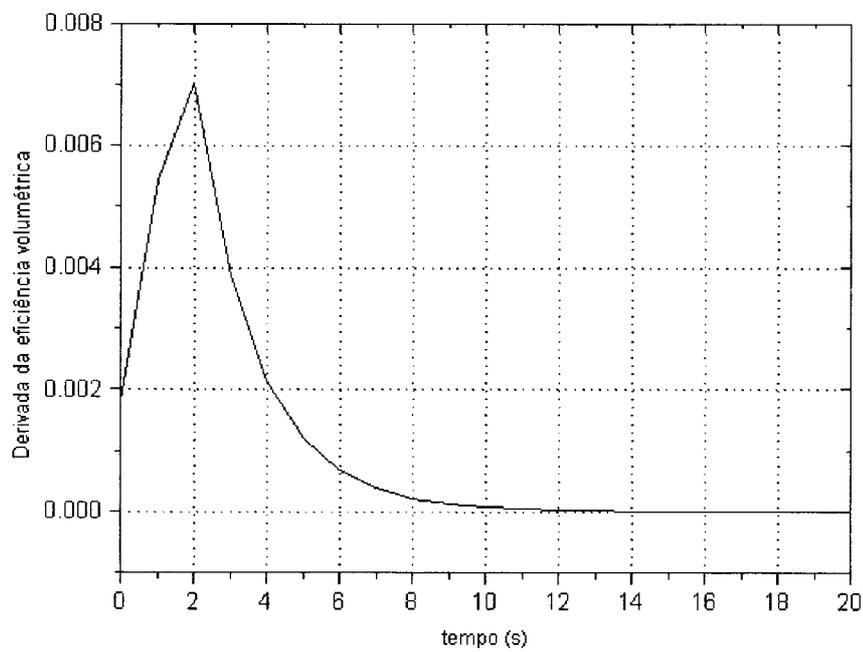


Figura 9.8 - Derivada da eficiência volumétrica para sintonia do Controlador 5

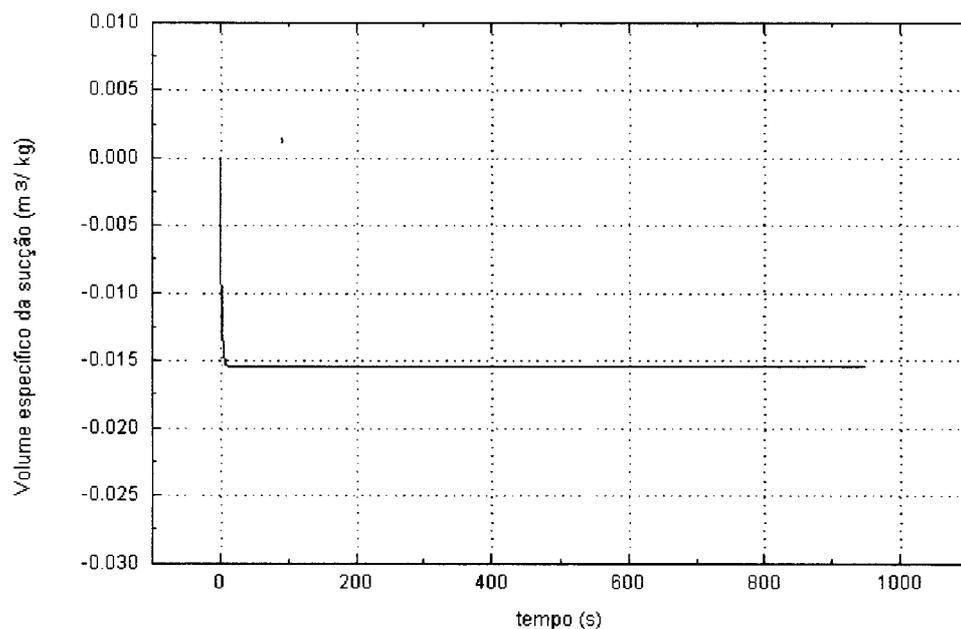


Figura 9.9 - Comportamento do volume específico da sucção quando aplicada perturbação na rotação do compressor para sintonia do Controlador 6

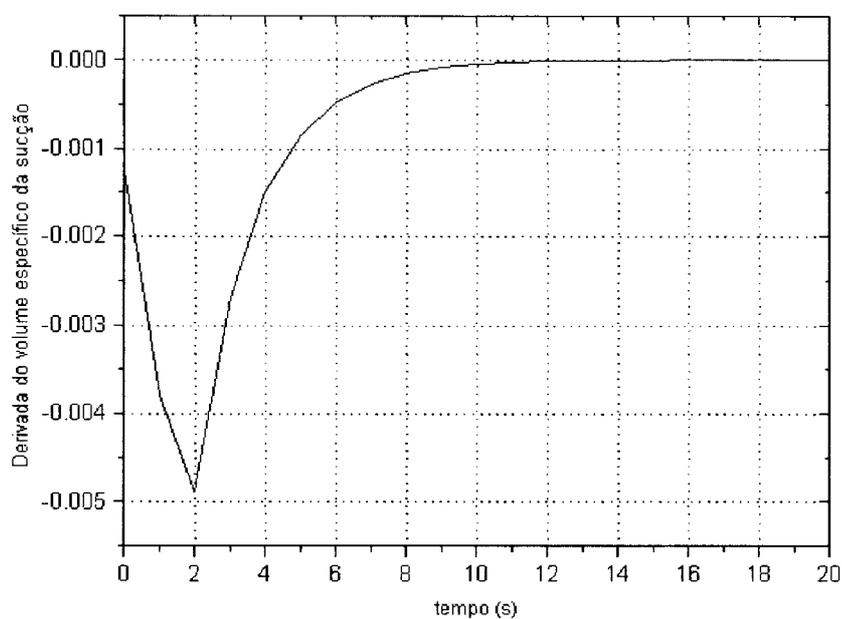


Figura 9.10 - Derivada do volume específico da sucção para sintonia do Controlador 6