

JOSÉ ANTONIO TUMIALÁN BORJA

**AUTOMATIZAÇÃO E CONTROLE INTELIGENTE ON-
LINE DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO UTILIZANDO
REDES NEURAS ARTIFICIAIS**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2006

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

JOSÉ ANTONIO TUMIALÁN BORJA

**AUTOMATIZAÇÃO E CONTROLE INTELIGENTE ON-LINE DE SISTEMAS
DE REFRIGERAÇÃO UTILIZANDO REDES NEURAIAS ARTIFICIAIS**

Tese apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Transferência de calor e Mecânica dos Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Oscar Saul Hernandez Mendoza.

**UBERLÂNDIA - MG
2006**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

T925a Tumialán Borja, José Antonio, 1976-
Automatização e controle inteligente on-line de sistemas de
refrigeração utilizando redes neurais artificiais / José Antonio
Tumialán Borja. - 2006.
110 f. : il.

Orientador: Oscar Saul Hernandez Mendoza.

Tese (doutorado) – Universidade Federal de Uberlândia,
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
Inclui bibliografia.

1. Refrigeração - Teses. 2. Redes neurais (Computação) -
Teses. I. Hernandez Mendoza, Oscar Saul. II. Universidade Federal
de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica. III. Título.

CDU: 621.56

JOSÉ ANTONIO TUMIALÁN BORJA

AUTOMATIZAÇÃO E CONTROLE INTELIGENTE ON-LINE DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO UTILIZANDO REDES NEURAIAS ARTIFICIAIS

Tese **APROVADA** pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia.

Área de Concentração: Transferência de calor e Mecânica dos Fluidos.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Oscar Saul Hernandez Mendoza

Prof. Dr. Vivaldo Silveira Jr. - UNICAMP

Prof. Dr. Paulo Seleglim Jr. - USP de Sao Carlos

Prof. Dr. Valder Steffen Jr. - FEMEC – UFU

Profa. Dr. Rosana Sueli da Motta Jafelise. - FAMAT – UFU

Ubernâdia 18, Abril de 2006

*A meus pais,
Hermenegilda e em memória Sebastián
Pela confiança ao longo dos anos.*

Meus Agradecimentos,

Ao Professor Oscar Saul Hernandez pela orientação, apoio durante o transcurso do curso, agradecimento especial a meu irmão Angel Tumialán, pela ajuda do transcurso da tese.

À galera “Arrabal”, pelo apoio e incentivos para continuar meus estudos.

Aos colegas do laboratório LEST: pelo companheirismo prestado.

À CAPES (Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) Pelo Apoio financeiro.

À EMBRACO, pela doação do equipamentos para a montagem da bancada de ensaios.

AUTOMATIZAÇÃO E CONTROLE INTELIGENTE ON-LINE DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO UTILIZANDO REDES NEURAIS ARTIFICIAIS

SUMÁRIO

Capítulo I	INTRODUÇÃO	1
1.1. Revisão bibliográfica		2
Capítulo II	BANCADA EXPERIMENTAL	11
2.1 Descrição da bancada experimental		11
2.1.1 Compressor		14
2.1.2 Projeto do Condensador e Evaporador		17
2.1.3 Válvula de Expansão		21
2.1.4 Calorímetro		23
2.1.5 Separador de fase		25
Capítulo III	INSTRUMENTAÇÃO E HARDWARE DE AQUISIÇÃO DE DADOS	27
3.1 Sistema de monitoração		27
3.2 Placa de aquisição		28
3.3 Condicionadores de Sinais		28
3.4 Descrição dos componentes de sistema de medição e filtragem de sinais		29
3.4.1 Fonte de alimentação		29
3.4.2 Montagem e instrumentação dos sensores		29
3.5 Unidades de controle		38
3.5.1 Microcontrolador		38
3.6 Software de monitoramento e aquisição de dados		42
Capítulo IV	IDENTIFICAÇÃO E CONTROLE DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	45
4.1 Neurônio Biológico		45
4.2 Neurônio Artificial		45
4.3 Redes Neurais Artificiais		49
4.4 Identificação Usando Redes Neurais Artificiais		50

4.4.1	Modelagem direta	50
4.4.2	Modelagem inversa	51
4.5	Controle Usando Redes Neurais Artificiais	52
4.5.1	Controle Supervisionado	53
4.5.2	Controle Inverso Direto	53
4.5.3	Internal Model Control	54
4.5.4	Controle Preditivo	54
4.5.5	Controle Adaptativo	55
4.6	Identificação do protótipo de sistema de refrigeração por compressão a vapor	59
4.6.1	Treinamento da rede neural	60
Capítulo V	ANALISE DO PROTÓTIPO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	67
5.1	Metodologia	67
5.1.1	Pré-processador termodinâmico.	67
5.1.2	Cálculo das propriedades térmicas	68
5.1.3	Determinação da vazão mássica	69
5.1.4	Análise de incertezas no cálculo da vazão mássica	70
5.2	Linearidade em processos dinâmicos	71
5.3	Determinação das condições iniciais dos ensaios	73
5.4	Perturbações individuais com diversas amplitudes.	75
5.4.1	Resultados obtidos durante os ensaios.	75
5.5	Comportamento dinâmico das variáveis sob perturbações simultâneas	79
5.5.1	Metodologia de planejamento experimental	80
5.5.2	Desenvolvimento dos planejamentos experimentais	80
5.5.3	Resultados obtidos no planejamento experimental	82
Capítulo VI	IMPLEMENTAÇÃO DO CONTROLE NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR	87
5.1	Resultados experimentais	88
6.1.1	Primeira avaliação do controlador	89
6.1.2	Segunda avaliação do controlador	93

Referências Bibliográficas	101
----------------------------	-----

ANEXOS

ANEXO I	105
ANEXO II	107
ANEXO III	109
ANEXO IV	111

Simbologia

Letras Latinas

C_p	-	Calor específico
COP	-	Coeficiente de performance
D	-	Diâmetro interno do tubo interno
DTw,cd	-	Diferença de temperatura da água no condensador
DTw,ev	-	Diferença de temperatura da água no evaporador
h_{lg}	-	Calor latente de vaporização
h	-	Entalpia específica
L	-	Comprimento da seção da tubulação
LMTD	-	Diferença média logarítmica da temperatura
l_g	-	Sub índice para líquido e vapor respetivamente
\dot{m}	-	Vazão mássica
P	-	Perímetro da tubulação
Pr	-	Número de Prandtl do refrigerante

\dot{Q}	- Fluxo de transferência de calor
ref	- Refrigerante
Re	- Número de Reynolds do refrigerante
T_{sat}	- Temperatura de saturação
$T_{ref,l}$	- Temperatura de refrigerante em estado líquido
$T_{ref,su}$	- Temperatura de entrada do refrigerante
$T_{ref,ex}$	- Temperatura de saída do refrigerante
$T_{w,su}$	- Temperatura de entrada da água
$T_{w,ex}$	- Temperatura de saída da água
$T_{w,ex,ev}$	- Temperatura de saída da água no evaporador
T_{sp}	- Temperatura de superaquecimento
T_{sb}	- Temperatura de subresfriamento
T_{ev}	- Temperatura de evaporação
T_{cd}	- Temperatura de condensação
UA	- Coeficiente global de transferência de calor
W	- Água
U	- Variável de controle
Y	- Resposta do sistema
x	- Variáveis de entrada

Letras Gregas

α	- Coeficiente de transferência de calor do refrigerante
μ	- Coeficiente de atrito entre a came e o diafragma
μ	- Função de pertinência
ρ	- Densidade do refrigerante
λ	- Condutividade térmica

- ν_l - Viscosidade do refrigerante
 κ_l - Condutividade do refrigerante

Números adimensionais

Bi Número de Biot

Nu Número de Nusselt

Pr Número de Prandtl

Re Número de Reynolds.

Siglas

ASHRAE American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

COP Coeficiente de Performance

HVAC&R Heating, Cooling, Ventilation, Air Conditioning and Refrigeration

LEST Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos

LST Low Starting Torque

PI Proporcional Integral

PD Proporcional Derivativo

PID Proporcional Integral Derivativo.

Tumialan, J. A. 2006, "Automatização e Controle Inteligente On-Line de Sistemas de Refrigeração Utilizando Redes Neurais Artificiais", Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.

Resumo

O uso de sistemas de controle inteligente em processos industriais vem aumentando rapidamente nas últimas décadas, principalmente em sistemas de difícil modelagem matemática. Nos ciclos de refrigeração a eficiência dos sistemas está diretamente ligada à capacidade de manter as temperaturas e pressões correspondentes às exigidas pelo processo. As temperaturas de condensação e evaporação possuem uma grande influência quanto ao consumo de energia e desempenho do sistema de refrigeração, sendo influenciado pelas perturbações externas. Esta tese investiga algumas vantagens do uso dos sistemas de refrigeração com compressor de velocidade variável e válvula de expansão acionadas eletronicamente. As influências da mudança de velocidade e abertura/fechamento da válvula sob o ponto de vista de redução de consumo de energia são tratados através de um método de identificação e controle do sistema, utilizando Redes Neurais Artificiais como modelo Black-Box. Foram realizados inicialmente ensaios para analisar o comportamento dinâmico num protótipo do sistema de refrigeração montado no laboratório de Energia e Sistemas Térmicos – LEST, UFU; para gerar uma base de dados e alimentar a Rede Neural, utilizando-se uma metodologia de planejamento experimental, onde se analisa a sensibilidade individual e interação das variáveis e dos parâmetros do sistema. O modelo de controle tem como finalidade o uso racional de energia destes equipamentos e apresentou resultados satisfatórios.

Tumialan, J. A., 2006 Automatization and On-line Intelligent Control of Refrigeration Systems Using Artificial Neural Networks. Dr. thesis, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.

Abstract

Usage of smart Control Systems in industrial processes has quickly increased on last decades, principally in hard mathematical modelling systems. Systems efficiency of refrigeration cycles is directly related to the capacity of maintaining temperatures and pressure to the need of process. Condensing and evaporating temperature are very important for the energy consumption and the system performance, specially when it has been influenced by external factors. This thesis searches for some vantages about refrigeration systems using variable speed compressor and an electronically driven expansion valve. Influence of variable speed and opening/closing valve, in order to reduce the energy consumption, are handled using an identification method and systems control. This method is Black-Box model based on Artificial Neural Networks. Tests were initially developed to analyse the dynamical behaviour in a refrigeration system prototype which was assembled in the Energy and Thermal Systems Laboratory (LEST) at UFU; in order to create a data base to feed the neural network. A methodology of experimental planning was used, to analyse the individual sensibility with the variable interaction and the systems parameters. The control model has as purpose the rational use of energy of this equipment and presents resulted satisfactory.

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

No mundo atual, com o aumento das necessidades de conforto humano e da conservação de produtos sensíveis às variações de temperatura, a demanda de energia elétrica para os sistemas de refrigeração tem crescido consideravelmente nos últimos anos, atingindo valores representativos no cenário energético mundial. Neste sentido, com a necessidade de diminuir o consumo de energia elétrica tem se incentivado o desenvolvimento de sistemas de refrigeração cada vez mais eficientes na utilização dessa energia e que assegurem um melhor desempenho para as suas funções, visando a redução de perdas de energia em conjunto com o aumento do conforto humano.

O projeto de novos sistemas de refrigeração, que até então se limitava aos aspectos termodinâmicos e mecânicos do processo, passou a ter maior ênfase no controle dos parâmetros e na redução do consumo energético, criando-se projetos alternativos comercialmente mais viáveis.

O mercado de refrigeração se tornou bastante exigente, diversificado e competitivo, buscando maior qualidade e confiabilidade nos produtos. Este cenário trouxe ao ambiente industrial a necessidade de um controle quase que total sobre máquinas e processos, possibilitando uma expansão do uso da automação e controle nos processos frigoríficos, dispondo-se de sistemas que correspondam às exigências requeridas por estes processos e às oscilações das variáveis de processo.

Observa-se em diversos ramos da indústria a utilização extensiva de controladores convencionais, principalmente os controladores tipo PID (Proporcional Integral Derivativo), que se tornaram bastante populares devido à sua robustez e facilidade de instalação. Já os controladores avançados são bastante utilizados e desenvolvidos no meio acadêmico, sofrendo uma certa resistência à utilização no meio industrial, principalmente pela falta de informações técnicas mais precisas e implementações práticas bem sucedidas.

As técnicas de instrumentação e o controle de sistemas frigoríficos conferem confiabilidade ao processo, redução nos custos energéticos, aperfeiçoamento da supervisão e melhora da qualidade dos produtos refrigerados. Os sistemas de refrigeração disponíveis no mercado, em sua grande maioria utilizam o controle convencional (liga/desliga), com o objetivo de eliminar ou minimizar os efeitos das cargas variáveis e demais perturbações no sistema, sempre mantendo o consumo de energia em seus valores máximos. Neste contexto, aumenta-se a importância da utilização de técnicas mais avançadas tais como o uso de controladores industriais micro-processados, instrumentação digital e controles inteligentes.

Diante disso, este trabalho está focado na implementação de uma instrumentação avançada, aplicada a um sistema de refrigeração de compressão a vapor que opera com um compressor de velocidade variável e uma válvula de expansão eletrônica, os quais permitem o conhecimento mais aprofundado do sistema e o desenvolvimento de modelo dinâmico tipo “caixa preta” para a implementação do controle.

1.1. Revisão bibliográfica

1.1.1. *Perdas em sistemas de refrigeração por compressão de vapor*

A comutação liga/desliga utilizada como controle apresenta uma série de inconvenientes, entre elas uma diminuição na eficiência energética do sistema (He *et al.*, 1998).

Murphy e Goldschmidt (1985) estudaram os efeitos durante a partida e durante o desligamento (Murphy e Goldschmidt, 1986) de unidades de ar-condicionado residenciais que operam com controle liga/desliga. Os autores mostraram que grande parte da perda na eficiência dessas unidades, está associada ao transiente do sistema durante a partida e o desligamento cíclico promovido pelo controle. A dinâmica do refrigerante na partida do sistema é responsável pela demora do sistema entrar em regime permanente, diminuindo a eficiência do sistema.

Outra fonte de perda associada ao desligamento do sistema, ocorre é devido à migração do refrigerante do condensador para o evaporador. Imediatamente após o desligamento do sistema, a maior parte do fluido refrigerante encontra-se no condensador ou na linha de líquido, sob alta pressão, ; no decorrer do tempo o refrigerante deverá buscar um estado de equilíbrio mecânico, migrando para o evaporador, equalizando as pressões e as temperaturas.

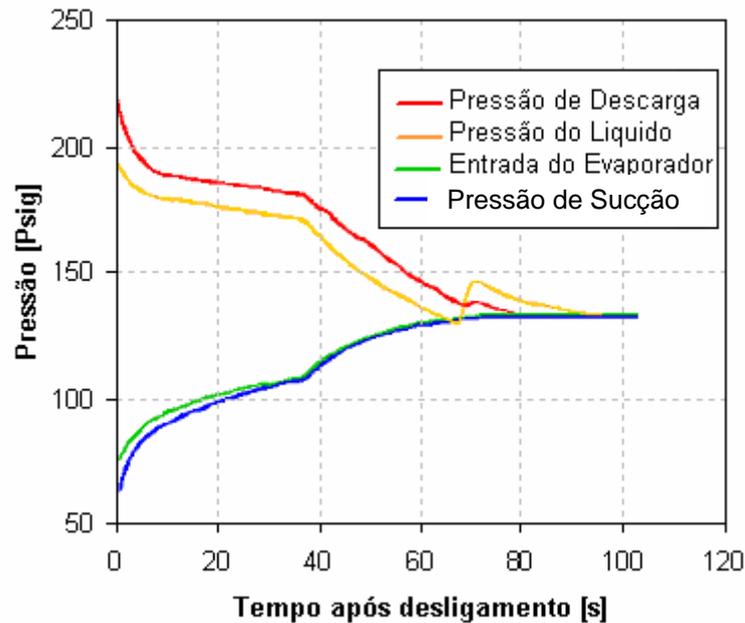


Figura 1 – Evolução das pressões após o desligamento do sistema, (Murphy e Goldschmidt, 1986)

Para quantificar as perdas causadas apenas pelo transiente do sistema, Krause e Bullard (1996) compararam o funcionamento de um refrigerador-freezer operado por um controle liga/desliga com um sistema hipotético quase-estático. Os autores observaram uma queda de 3 a 5 % na eficiência do ciclo, devido ao aumento no consumo de energia elétrica e perdas na capacidade de refrigeração. Uma opção para minimizar essas perdas cíclicas seria, segundo os autores, a instalação de válvulas que impeçam a migração do refrigerante para o evaporador.

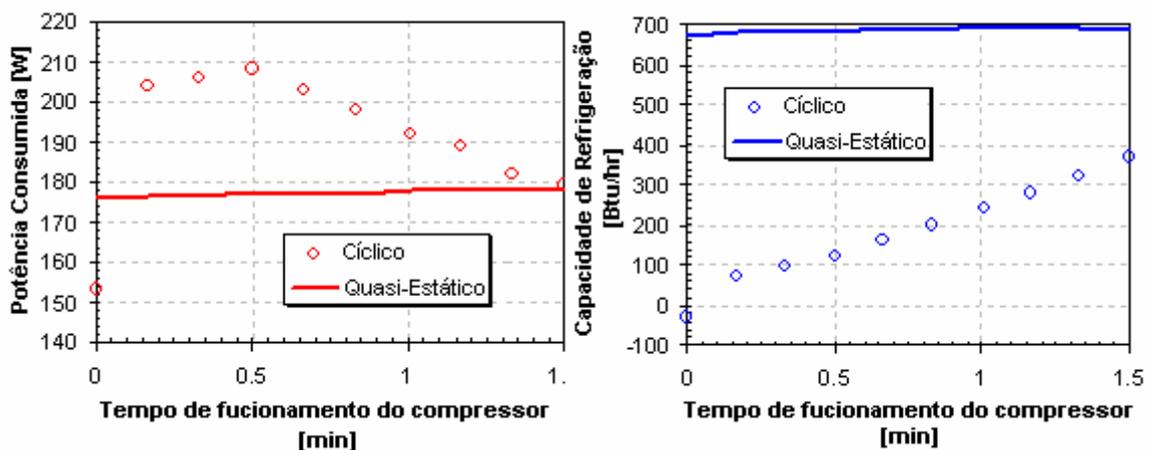


Figura 2 – Perdas em sistemas de controle liga/desliga, (Krause e Bullard, 1996)

Dependendo das condições de operação, o sistema pode ficar ligado apenas durante pequenos intervalos de tempo, o que compromete a eficiência do sistema, como observado por O'Neal e Katipamula (1991). Condições especiais de funcionamento, como um rígido controle da temperatura do ambiente ou grandes variações da carga térmica, provocam uma alta taxa de intermitência na operação destes sistemas (Garstang, 1990), acelerando o desgaste dos equipamentos, principalmente da unidade compressora. O funcionamento intermitente do sistema causa ainda outros inconvenientes, a cada nova partida do sistema uma grande quantidade de energia é consumida para acionar o compressor, resultando em picos de consumo de energia ao longo do tempo de operação. Do ponto de vista energético, tão importante quanto a melhora da eficiência destes sistemas é a redução dos picos de energia (Miller, 1988).

1.1.2 Otimização e controle de operação de sistemas de refrigeração

Uma malha de controle tradicional de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor é composta por quatro elementos básicos: controlador, atuador (motores a passo, solenóide, atuador termostático, etc.), processo (trocador de calor, ventilador, etc.) e o sensor de retro-alimentação. O desempenho de uma malha de controle com retro-alimentação depende das características destes elementos dentro da malha, este desempenho pode ser avaliado em termos do *overshoot*, da estabilidade, da precisão, da sensibilidade, da resolução e da resposta no tempo.

Shavit e Wruck (1997) propõem propuseram que alguns objetivos do controle poderiam ser : manter estável a operação, minimizar o erro, manter o erro dentro de uma faixa dada, minimizar a resposta no tempo, minimizar o *overshoot* ou minimizar o tempo de acionamento do atuador. Concluíram, ainda, que os objetivos do controle podem ser contraditórios, embora o projetista/usuário deva estabelecer prioridades para atingir o desempenho desejado.

Muitas experiências têm sido feitas na procura da otimização do grau de superaquecimento, entre outras, mencionamos aquelas desenvolvidas por Silva (1994) e Castle et al. (1999), que avaliaram e compararam uma válvula termostática convencional e uma válvula de expansão eletrônica, demonstrando que esta última apresenta uma faixa mais ampla de estabilidade frente às mudanças de carga térmica no evaporador. Este comportamento favorável da válvula de expansão eletrônica foi observado mesmo quando o controle no grau de superaquecimento do refrigerante foi obtido, mediante a aplicação de métodos convencionais (Proporcional Derivativo "PD", Proporcional Integral "PI" ou PID) com uma só entrada e uma só saída (SISO), onde o desempenho do sistema de controle é

baixo, devido às limitações da estrutura de controle utilizada e a dificuldade de sintonia do controlador.

Schmidt (1999) relata as instabilidades características presentes no controle do grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador, a partir de uma análise comparativa da malha de controle, utilizando quatro classes diferentes de atuador (com bulbo sensor, semi-eletrônica, motor a passo e solenóide). O autor concluiu que a válvula de expansão com acionamento totalmente eletrônico (motor a passo) é a que apresenta maiores vantagens, ainda que seu controle seja mais complexo.

As teorias modernas de controle podem apresentar uma boa contribuição em relação ao controle de ciclos de compressão a vapor utilizados em sistemas de refrigeração, devido aos avanços das técnicas de controle envolvendo múltiplas entradas e múltiplas saídas (MIMO), cujas vantagens podem ser aproveitadas na correta coordenação entre a abertura da válvula de expansão, a velocidade dos ventiladores e a velocidade do compressor, otimizando a curva de superaquecimento, amortecendo perturbações externas, ampliando a faixa de trabalho e modulando efetivamente a capacidade do sistema.

Fredsted e Bernardi (1999) apresentam resultados experimentais obtidos no projeto de desenvolvimento de um controlador PID com múltiplas entradas e múltiplas saídas (MIMO), concluindo que a técnica de controle da velocidade do compressor depende do desenvolvimento de motores e compressores controlados por inversores mais baratos, que no momento estão em estudo, tanto na parte tecnológica quanto na seleção de estratégias de controle mais adequadas.

O uso de compressores de velocidade variável traz a possibilidade de um ajuste mais refinado da capacidade de refrigeração fornecida em relação à demanda térmica exigida pelo sistema. Riegger (1988) discutiu a potencialidade do uso de compressores de velocidade variável para otimizar a capacidade de ajuste a carga térmica de sistemas de aquecimento e ar-condicionado. Para uma casa hipotética, calculou-se curvas da carga térmica exigida operando sobre uma larga faixa de temperatura ambiente, verificando uma grande capacidade de ajuste tanto em aplicações de resfriamento ou aquecimento. Verificou-se também que com a utilização de compressores de velocidade variável pode-se obter um aumento significativo da eficiência destes sistemas, já que a baixas velocidades de rotação favorecem o aumento da eficiência em aplicações de refrigeração, ao passo que altas velocidades de rotação favorecem a eficiência de bombas de calor.

As principais vantagens oferecidas pelo uso de controle de velocidade variável como método de controle de volume ou fluxo de refrigerante em ciclos de compressão vapor, podem ser resumidas em:

- Redução de custos operacionais e de manutenção, quando são selecionados e instalados apropriadamente. O controle de velocidade variável, sendo um dos métodos mais versáteis de controle, diminui o consumo de energia em até 40%.
- Eliminação de sistemas de controle complexos (paletas guias de entrada, válvulas de borboleta, etc.)
- Permissão de um controle preciso e suave (melhor disponibilidade para acompanhar as alterações de carga)
- Fornecimento de maior eficiência quando trabalhando sob cargas parciais.

Segundo Tassou e Qureshi (1998), a aplicação de velocidade variável para compressores em refrigeração comercial tem progredido devagar, devido aos seguintes fatores:

- O insuficiente desenvolvimento e integração dos controles de velocidade variável e dos compressores. A maioria dos sistemas disponível comercialmente consiste de inversores de propósitos gerais acoplados a compressores rotativos ou alternativos.
- O emprego de controles de variação de velocidade de propósito geral com grande número de componentes adicionais contribui substancialmente para o aumento do custo do equipamento, tornando-o não atrativo para os empresários.
- O pobre desempenho inicial da instalação, principalmente como resultado de um inadequado desenvolvimento do sistema de controle.
- A geração de harmônicos pelo inversor, que afeta tanto a rede de energia quanto o próprio motor, reduzindo a eficiência a baixas velocidades.

A diferença básica entre um sistema de refrigeração com velocidade variável e um sistema de refrigeração convencional está no controle da capacidade do sistema sob condições de carga parcial. Em sistemas de refrigeração com velocidade variável, a capacidade de refrigeração sob carga parcial é atingida regulando a velocidade do motor do compressor. Um sistema, integrando controle de velocidade variável e controle eletrônico do superaquecimento, fornece a melhor performance ao processo, nesse caso, os objetivos dos algoritmos de controle são minimizar o superaquecimento do refrigerante no evaporador e a rotação do compressor, para atingir a carga de refrigeração.

Tem sido discutido pela Energy Efficiency Office (1989) alguns dos requisitos básicos de um compressor para aplicações com controle de velocidade variável:

- Lubrificação apropriada a baixas e altas velocidades, já que uma lubrificação inadequada pode aumentar o superaquecimento e as perdas por atrito nos componentes do

compressor, pois muita lubrificação a altas velocidades pode danificar os selos e juntas. Um ineficiente sistema de lubrificação pode reduzir o desempenho, a confiabilidade e a vida útil do compressor.

- A estrutura de um compressor normalmente é projetada de tal forma que a frequência imposta seja diferente de sua frequência natural. Num compressor com velocidade variável o projeto é mais complexo, pelo fato que as velocidades impostas têm que ser diferentes de sua frequência natural.
- As válvulas de compressores que operam a velocidade fixa podem não estar apropriadamente projetadas para trabalhar com velocidade variável, aumentando as ineficiências das válvulas.
- A capacidade do compressor deve variar na mesma proporção que a velocidade e a eficiência do compressor pode diminuir dentro da faixa de velocidade requerida.

Woodall e Bullard (1997) avaliaram o uso de compressores de duas velocidades em refrigeradores e freezers, sendo que além da eficiência energética investigaram a robustez do sistema e o efeito sobre os diversos componentes, com respeito à influência causada pela variação da velocidade. O sistema foi ensaiado em duas condições de velocidade, a mais alta de 3600 RPM corresponde à velocidade nominal do compressor, em uma mais baixa de 2400 RPM verificou-se uma economia de energia, operando em baixa velocidade. A economia ocorreu devido a três fatores principais: o próprio compressor é mais eficiente funcionando em baixas velocidades de rotação; em baixas rotações o aumento na temperatura do compressor é menor, e por último e mais importante, o aumento do tempo de operação do sistema e conseqüente redução da frequência de desligamento do compressor, que permite a migração do refrigerante para o evaporador.

É possível um aumento na eficiência de 4 a 14 % com o compressor funcionando em baixa rotação, o estudo também indica uma diminuição no consumo de energia elétrica de 0,5 a 4 %, isso devido à redução da operação cíclica do refrigerador

Tabela 1 – Redução das perdas cíclicas, compressor de duas velocidades operando em baixa velocidade de rotação (Woodall e Bullard, 1997)

Temperatura ambiente [°C]	Redução das perdas cíclicas [%]
37,7	48
32,2	30
23,8	17
15,5	11

Também voltado para refrigeradores e freezers domésticos, Pedersen *et al.* (1999) com o aval de vários fabricantes, implementaram modificações nos projetos originais e conduziram ensaios de campo com o objetivo de reduzir o consumo de energia, uma das ações foi doação de compressores de velocidade variável. Os autores destacam que a economia proporcionada por esses compressores depende da característica dinâmica da aplicação, se a aplicação exige que o compressor permaneça em funcionamento perto de 100 % do tempo, a economia de energia elétrica será da ordem de 15 a 20 %. Para aplicações em que o compressor permanece em funcionamento 50 % ou menos do tempo, consegue-se uma melhor economia, para o caso de refrigeradores domésticos a redução é superior a 44 %.

Compressores de velocidade variável são de 2 a 2,5 vezes mais caros que os compressores convencionais, o que traz um custo adicional para o consumidor, entretanto o tempo de amortização para o investimento adicional é de, no máximo, 4 anos.

Ainda em 1999, outro estudo, com objetivo de reduzir o consumo de energia elétrica em refrigeradores e freezers domésticos foi apresentado por Binneberg *et al.* (1999), propondo o uso de motores de velocidade variável de alta eficiência em compressores herméticos.

Atualmente, dois tipos de motores estão sendo testados por um fabricante: motores SDR (switched reluctance drive) e motores trifásicos de indução com conversor de frequência. Até neste momento, apenas o motor trifásico foi acoplado à unidade compressora. A faixa de velocidade investigada foi de 1800 a 3600 RPM verificando-se uma economia superior a 21 % no consumo de energia elétrica operando a 1800 RPM.

O uso destas novas tecnologias, compressores de velocidade variável e válvulas de expansão eletrônicas, dão início um amplo campo de estudo no desenvolvimento e análise de estratégias de controle mais eficientes na redução do consumo e dos picos de energia elétrica. No estudo de tais estratégias, é de grande importância a caracterização do comportamento transiente de todo o sistema, pois como já vimos, o transitório de um sistema de refrigeração tem influência direta na determinação de seu desempenho.

A caracterização transiente também é importante na tarefa de se otimizar um sistema de refrigeração. Para aumentar o seu coeficiente de desempenho (COP), é fundamental o conhecimento do comportamento operacional de cada componente. A modelagem matemática e a simulação computacional podem ser muito úteis nesta tarefa, são ferramentas que devido à versatilidade e ao baixo custo vêm sendo utilizadas com grande sucesso no projeto e otimização de sistemas. Por meio de simulações computacionais é possível analisar a influência de vários parâmetros de um sistema, com uma quantidade reduzida ou mesmo sem necessidade de testes experimentais, bem como testar diversos

componentes e possíveis configurações de um determinado sistema, ainda na fase de projeto.

Em 1973, James e Marshal já destacavam a importância da existência de modelos matemáticos que pudessem ser utilizados na análise e em projeto de plantas de refrigeração. Os autores enfatizaram a importância do uso destes modelos no desenvolvimento e no aperfeiçoamento das novas estratégias de controle, sem que haja a necessidade do uso prévio de aparatos experimentais.

1.1.3 Modelos caixa preta:

Utilizando-se modelos polinomiais, e nos últimos anos, o uso de técnicas chamadas de inteligência artificial (lógica difusa, redes neurais, algoritmos genéticos) aliadas ao baixo custo e ao desempenho cada vez melhor dos computadores, tipo PC; as modernas técnicas de aquisição de dados (sistemas A/D), e ao grande desenvolvimento na área de sensores, têm aumentado a aplicação de sistemas de inteligência artificial (IA) na área de refrigeração. O único inconveniente encontrado na área de IA é que não têm nenhum significado físico destes modelos, porém esta fraqueza é compensada com a precisão obtida na modelagem.

Novos estudos vêm sendo conduzidos no sentido de promover um melhor uso da energia em sistemas de refrigeração, como o de Carvajal (2000) que utilizou a lógica difusa para controlar a área de refrigeração.

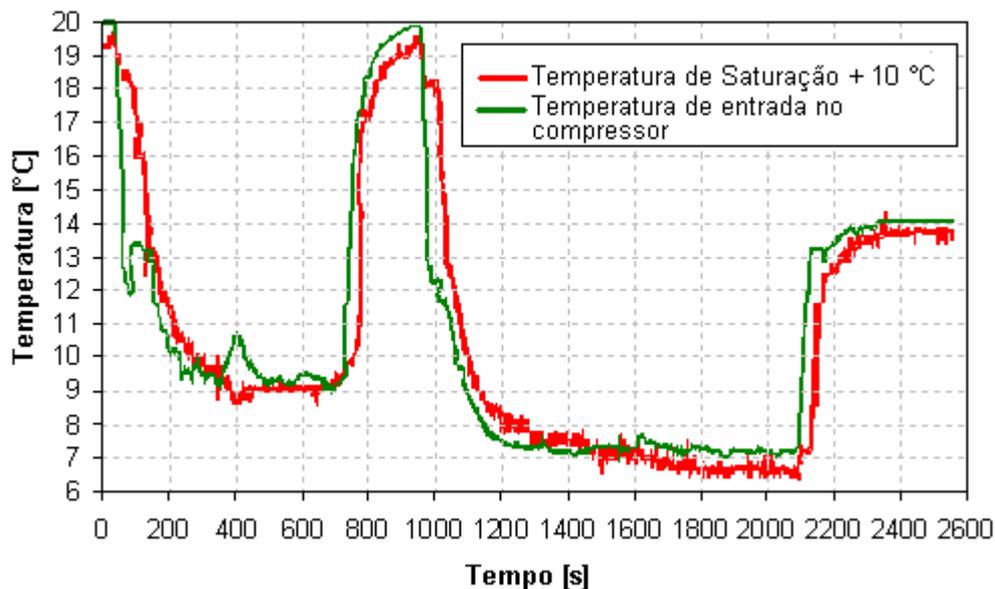


Figura 3 – Evolução temporal da variável de controle utilizando o controlador difuso (Carvajal, 2000)

1.2 Na Tese

A partir da revisão bibliográfica realizada, este estudo buscou controlar a velocidade do compressor em conjunto com o controle da válvula de expansão eletrônica, como tem sido proposto por diversos pesquisadores desta área.

Para atender estes objetivos, o trabalho está assim organizado: no Capítulo II, o projeto e a construção dos principais componentes da bancada de ensaios (sistema de refrigeração de pequeno porte). Já o Capítulo III descreve a instrumentação utilizada na bancada experimental, hardware de filtragem de sinais, sensores utilizados e conclui com a especificação do sistema de aquisição e monitoramento de dados. O Capítulo IV apresenta a identificação e controle do sistema de refrigeração utilizando redes neurais artificiais, enquanto o Capítulo V relata a análise do protótipo de um sistema de refrigeração sobre diferentes perturbações nas variáveis de controle. O Capítulo VI relata a implementação e controle no sistema de refrigeração por compressor a vapor. O Capítulo VII discute as conclusões mais importantes e os futuros desdobramentos deste trabalho.

CAPÍTULO II

BANCADA EXPERIMENTAL

2.1 Descrição da bancada experimental

A bancada experimental é composta por dois circuitos: um principal de refrigerante e um secundário de água, sendo este responsável pelo resfriamento do refrigerante do circuito principal.

O diagrama do circuito principal é mostrado na Fig. 2.1. A circulação do fluido refrigerante é gerada por um compressor hermético de velocidade variável (VEG TH8) e potência de aproximadamente 300 [W]. Antes do compressor, tem-se um trocador de calor de tubos concêntricos, denominado de evaporador, enquanto o refrigerante flui no interior do tubo central, a água flui no espaço anular do tubo externo.

Um condensador, também confeccionado com tubos concêntricos, foi instalado após o compressor, com o objetivo de rejeitar o calor gerado no processo de compressão. Os dois trocadores de calor foram isolados termicamente por uma camada de 20 mm de espuma elastomérica, reduzindo a perda de calor para o ambiente.

O sistema contém, ainda, com uma válvula de expansão eletrônica, acionada por motor de passo com acionamento mecânico (came), sendo totalmente instrumentado com sensores de temperatura tipo PT-100 e sensores de pressão manométrica piezo-resistivos.

Para adquirir dados experimentais de operação inicial da bancada, foi instalado um medidor de vazão calibrado, tipo "Venturi".

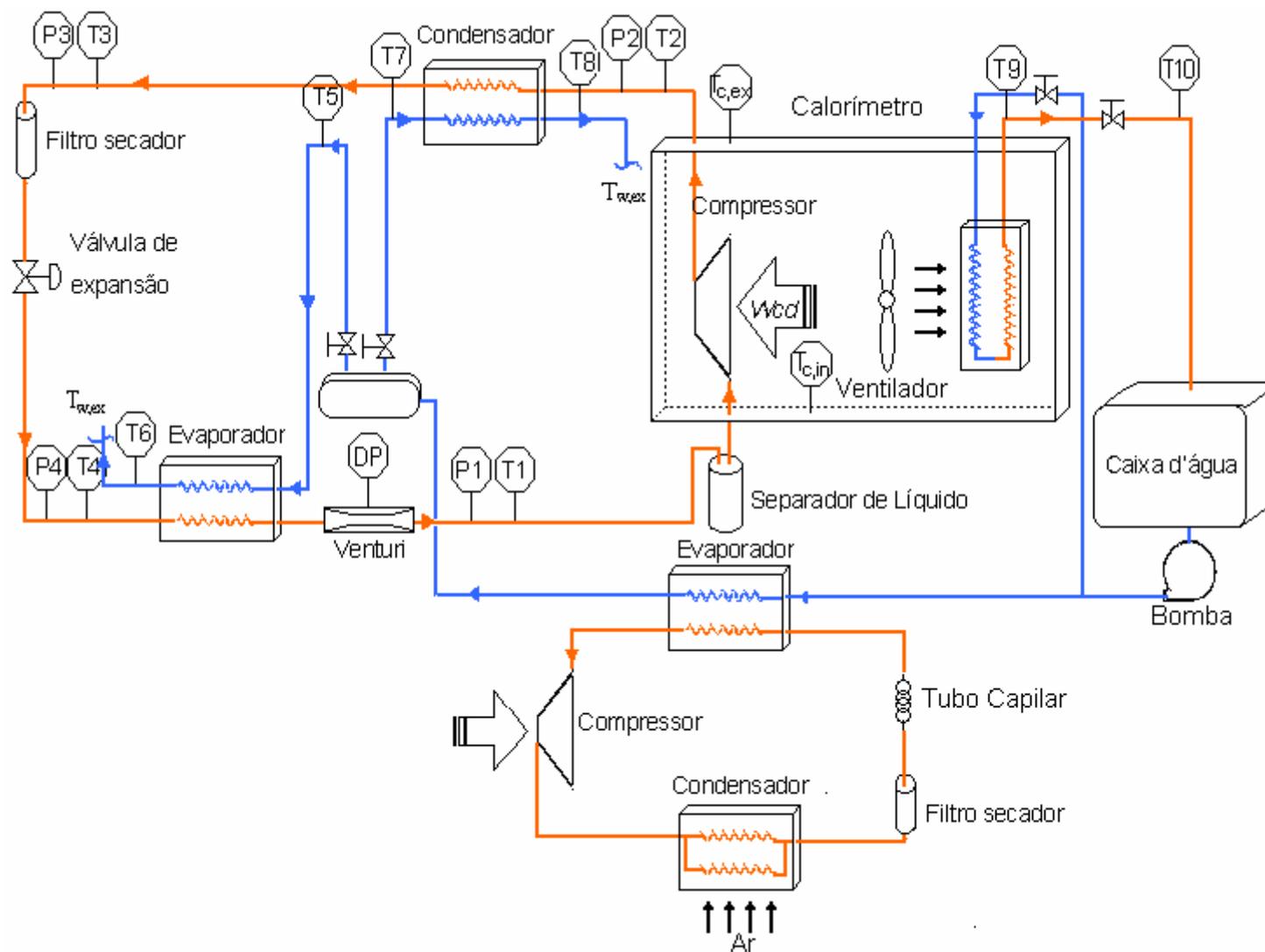


Figura 2.1 Representação esquemática da bancada experimental.

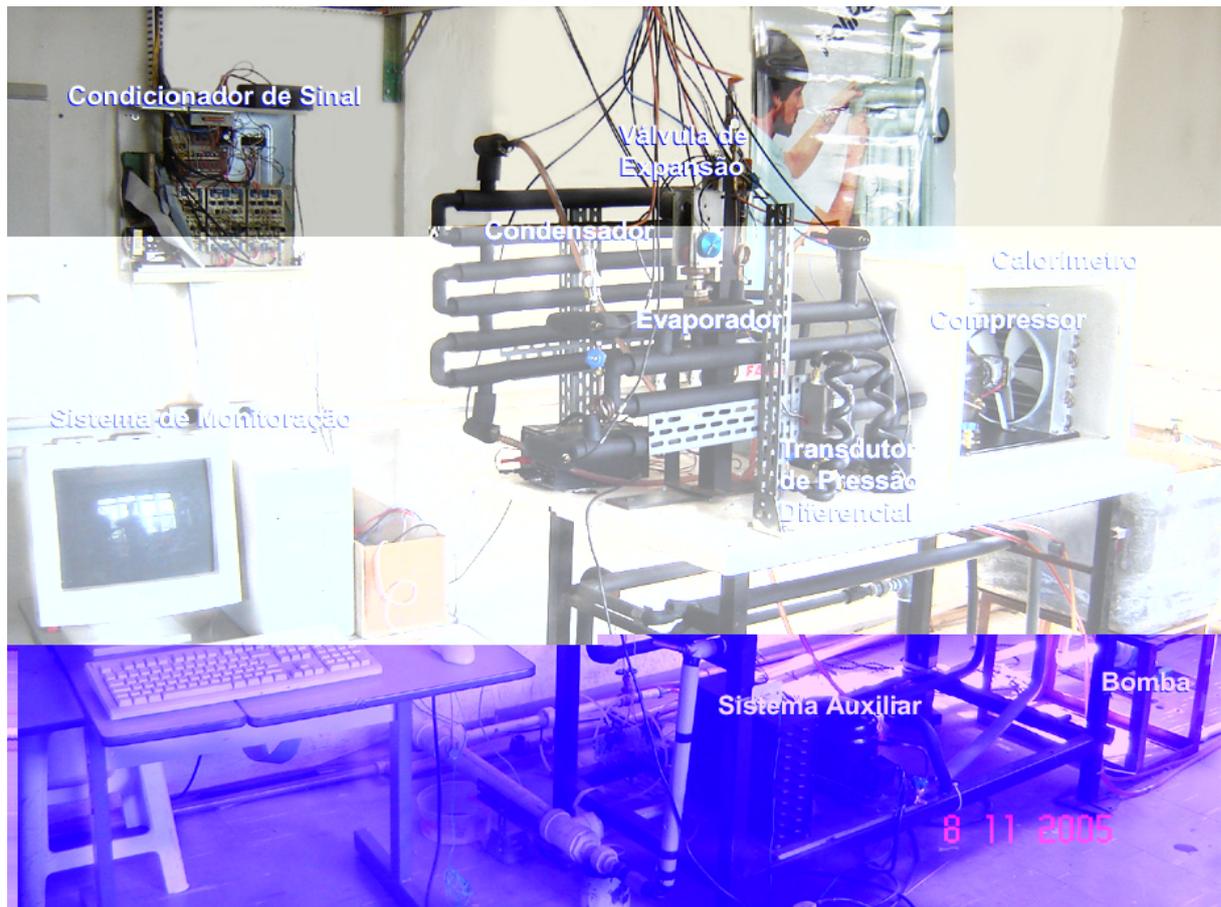


Figura 2.2 Foto da bancada experimental.

Devido aos separadores de fase, perdas de pressão, condutos, dentre outras deficiências, a operação de um ciclo real de refrigeração difere de um ciclo padrão. Um diagrama “Pressão x Entalpia” representando um ciclo real de refrigeração por compressão de vapor é mostrado na Fig. 2.3.

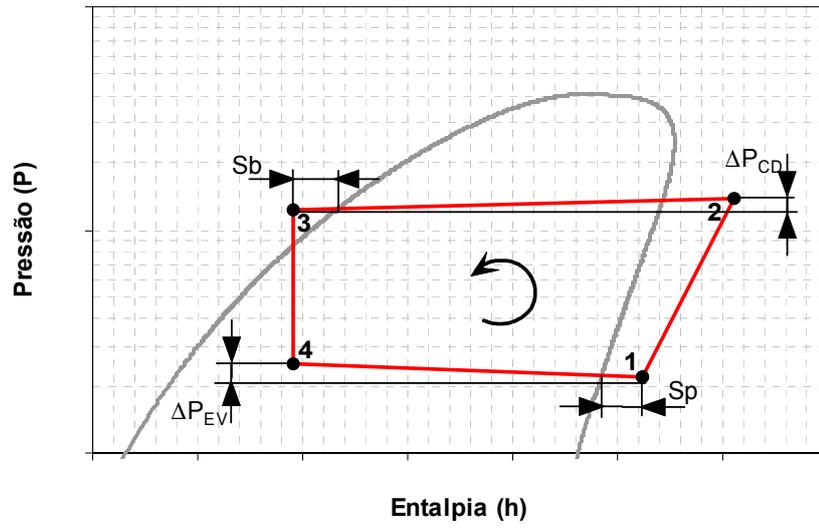


Figura 2.3 Ciclo real de refrigeração por compressão a vapor.

Tabela 2.1 – Características técnicas do compressor.

Refrigerante	R134a
Marca	Embraco
Modelo	VEG TH8
Designação comercial [hp]	1/4
Velocidade de rotação [RPM]	1600 – 4500
Capacidade de refrigeração [Watt]*	80 – 770
Consumo de potência [Watt]*	60 - 330
Consumo de corrente [Ampere]*	0.45 – 2.2
Eficiência [Watt/Watt]*	0.27 – 2.52
Alimentação [Volts/Hz]	220V/60Hz

* Temperatura de Evaporação: - 23,3 °C Temperatura de Condensação: 54,4 °C

A velocidade de rotação do motor elétrico é variada através de um inversor de

Low Startng Torque), quer eim

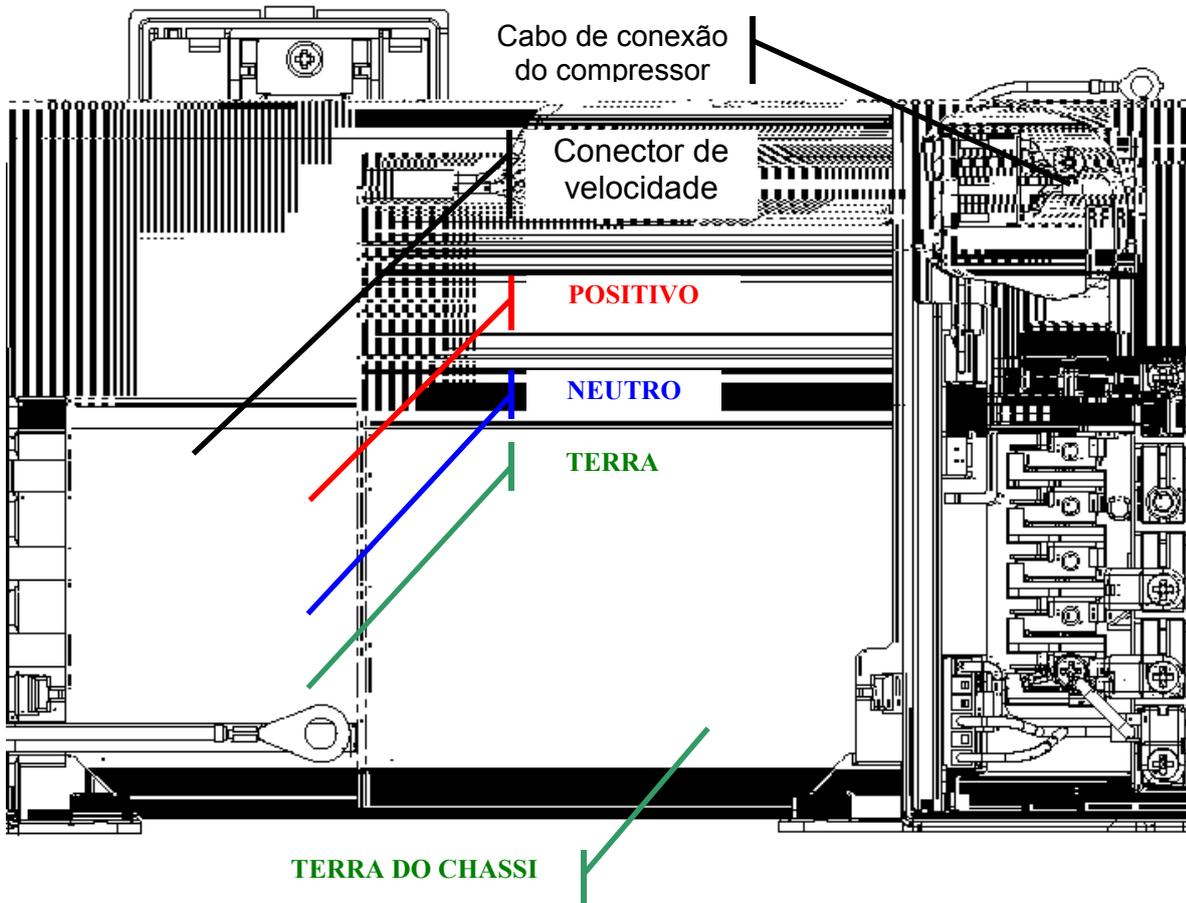


Figura 2.5 Inversor de frequência, esquema de ligação.

O controle de variação da velocidade no compressor é feito enviando um sinal ao inversor, que por sua vez aciona o compressor. O sinal enviado é um trem de pulsos contínuos, com amplitude de 0 - 5V, mostrado na Fig. 2.6

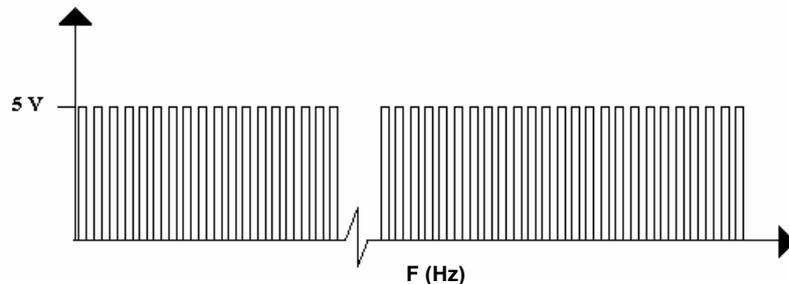


Figura 2.6. Diagrama do trem de pulsos.

O sinal é gerado por um microcontrolador PIC 16F84, que será detalhado no próximo capítulo.

A velocidade do compressor depende da frequência dos pulsos como mostra a Figura 2.7

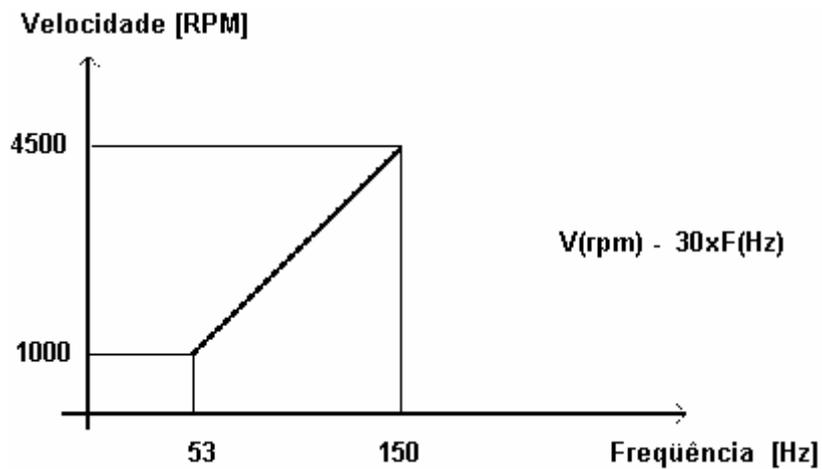


Figura 2.7. Diagrama Frequência x Rotações por minuto.

O dimensionamento dos demais componentes do sistema foi feito com base nas condições máximas de operação, recomendada pelos fabricantes, e a escolha do refrigerante R134a deve-se às recomendações ambientais do protocolo de Montreal (1987), por meio do qual foram estabelecidas metas para a substituição dos clorofluorcarbonos (CFC's) por gases alternativos, menos prejudiciais ou inofensivos ao meio ambiente.

2.1.2 Projeto do condensador e evaporador

Os trocadores de calor projetados e utilizados são do tipo tubos concêntricos. Foi definido um regime de operação em contracorrente, onde o fluido refrigerante escoar através do tubo interno, em sentido contrário ao fluido secundário que escoar no tubo externo, de acordo com a configuração apresentada para o condensador na Fig.2.8.



Figura 2.8 Representação esquemática do condensador.

No dimensionamento dos trocadores de calor foram consideradas desprezíveis as trocas térmicas entre os trocadores e o meio ambiente, bem como a resistência térmica dos tubos de cobre utilizados na instalação e a perda de pressão causada pelos trocadores. Adotaram-se ainda as seguintes condições simplificadoras:

- Coeficientes médios de transferência de calor;
- Homogeneidade nas soluções;
- Igual temperatura, interna e externa, das tubulações;
- Igual área, interna e externa, das tubulações.

Os cálculos térmicos realizados foram seccionados em regiões de troca de calor sensível e latente, de tal forma a utilizar um coeficiente global de troca.

$$Q = U.A.LMTD \quad (2.1)$$

Onde:

U - Coeficiente global de troca, dado por $\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{L_m}{k_m} + \frac{1}{h_o}$

A - área de troca

LMTD - Média logarítmica, dada por $LMTD = \frac{(T_{ref,su} - T_{w,ex}) - (T_{ref,ex} - T_{w,su})}{\ln \frac{(T_{ref,su} - T_{w,ex})}{(T_{ref,ex} - T_{w,su})}}$

h - coeficiente de transferência de calor por convecção

k - Condutividade térmica

L - Comprimento característico de condução

Para o cálculo da área de troca de calor do condensador, seccionamos o condensador em três regiões distintas:

- Região de vapor superaquecido, que compreende a descarga do compressor até a região de vapor saturado. As temperaturas de saída do compressor foram estimadas em torno de 65 a 85 °C.
- Região de escoamento bifásico, que compreende os limites entre a região de vapor saturado e líquido saturado.
- Região de líquido saturado a sub-resfriado, que compreende o grau de sub-resfriamento, adotado na faixa de 10 a 15°C.

Da mesma forma, para o cálculo da área de troca de calor do evaporador, foi realizada uma divisão deste em duas regiões:

- Região de escoamento bifásico, que compreende o estado de saída bifásico após a válvula de expansão até a região de vapor saturado.
- Região de vapor superaquecido, que compreende o grau de superaquecimento, adotado na faixa de 10 a 25°C.

O superaquecimento do vapor no evaporador evita que gotículas entrem no compressor e danifiquem seus componentes internos. Utilizou-se um separador de líquido após o evaporador, objetivando separar o líquido eventualmente remanescente na saída do evaporador, como veremos mais tarde, isto permitiu realizar uma melhor avaliação do regime transiente do equipamento.

Para realizar o dimensionamento dos trocadores de calor é necessário fazer médias logarítmicas, adotar correlações empíricas para determinar os coeficientes de transferência de calor por convecção, e admitir que a parede do tubo é muito fina, podendo desta forma desprezar a condução de calor pelo tubo.

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção depende, inicialmente, se ocorrerá ou não mudança de fase no interior do tubo, além dos fatores geométricos da construção dos trocadores.

Para as fases: de líquido e de vapor utilizou-se a correlação de Dittus-Boelter para transmissão de calor por convecção forçada no interior de dutos, no cálculo dos coeficientes médios de transferência de calor do refrigerante:

$$h_i = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,3} \frac{k}{D} \quad (2.2)$$

Na região bifásica o coeficiente de transferência de calor do refrigerante foi determinado utilizando-se a correlação de Kern (1980)

$$h_i = 13,8 \frac{k_l}{D} C_p \frac{m_l}{k_l}^{\frac{1}{3}} \frac{h_{lg}}{0,75 C_p (T_{\text{sat}} - T_{\text{ref},l})}^{\frac{1}{6}} D \frac{V_m}{m_l} \frac{r_l}{r_g}^{\frac{1}{2}} \frac{1}{5} \quad (2.3)$$

Do lado externo do tubo interior, onde o fluido é a água, utilizou-se, segundo Kern D.Q. (1980), a definição de diâmetro equivalente dado na forma:

$$D_e = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_1} \quad (2.4)$$

A partir do diâmetro equivalente estimou-se o número de Reynolds, e este foi utilizado para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção, utilizando a Fig. 2.9

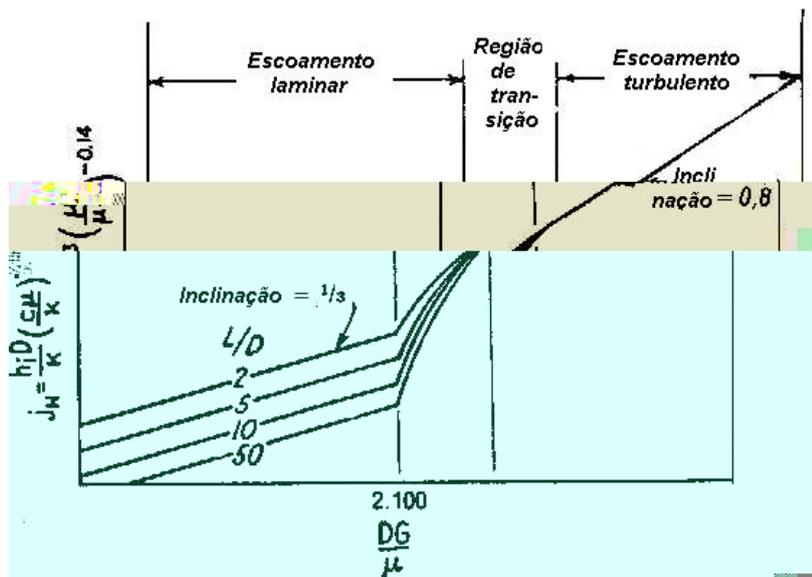


Figura 2.9 Curva de transmissão de calor do interior do tubo.

$$j_H = \frac{h_w D_e}{k_w} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \frac{\mu}{\mu_w}^{0,14} \quad (2.5)$$

Obtendo-se os valores dos coeficientes de transferência de calor por convecção, determina-se U , pela Eq.(2.6)

$$U = \frac{h_i h_w}{h_i + h_w} \quad (2.6)$$

onde:

Re – Reynolds	[-]
Pr – Prandlt	[-]
C_p – Calor específico	[J/kgK]
m – Vazão mássica	[kg/s]
V – Volume	[m ³ /kg]
D_1 – Diâmetro externo	[m]
D_2 – Diâmetro interno	[m]
D_e – Diâmetro equivalente	[m]
h_w – Coeficiente de transferência por convecção da água	[W/m ² -K]
h_i – Coeficiente de transferência por convecção do R134a	[W/m ² -K]

Com os valores da temperatura de saída do compressor, do grau de sub-resfriamento e do grau de superaquecimento, determinou-se a área necessária de troca de calor para os dois trocadores de calor.

Calculou-se um comprimento total de 4,7 e 2,3 [m] de tubo para o condensador e para o evaporador, respectivamente. Os dados do dimensionamento dos trocadores são apresentados no Anexo IV.

2.1.3 Válvula de expansão

Trata-se de uma válvula de expansão termostática, modificada para ser controlada eletronicamente através de motor de passo, como se verá a seguir.

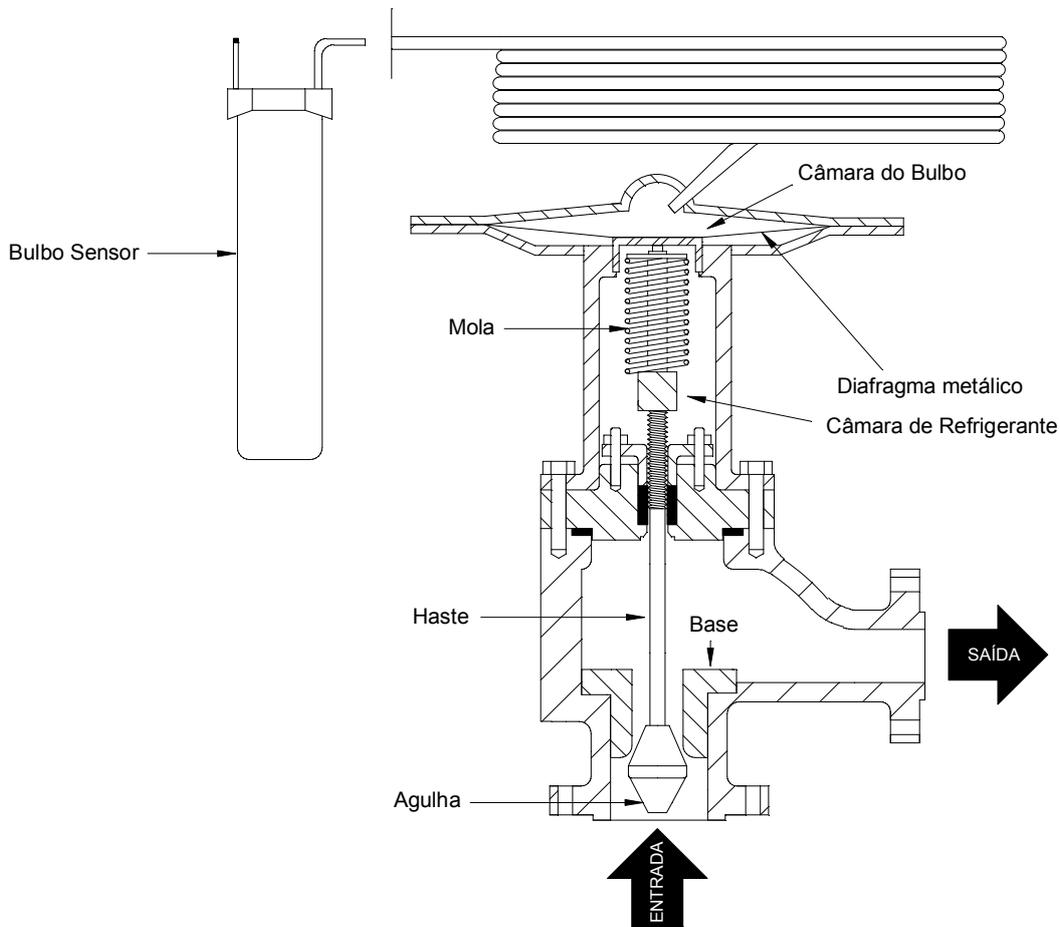


Figura 2.10 Configuração da válvula de expansão termostática.

Uma válvula de expansão termostática, Fig. 2.10, é constituída por um mecanismo de atuação composto por duas câmaras separadas, sendo uma denominada câmara do refrigerante e a outra de câmara do bulbo, separadas por um diafragma metálico que faz o deslocamento da agulha, fechando ou abrindo a válvula.

O controle do mecanismo é feito pelo superaquecimento do gás que deixa o evaporador. Um bulbo sensor, parcialmente cheio de fluido refrigerante, é preso junto ao tubo de saída do evaporador, ; a pressão gerada pelo fluido na câmara do bulbo, devido ao superaquecimento do gás, atua na parte superior do diafragma, enquanto a pressão no evaporador age sobre a superfície inferior do diafragma, na câmara de refrigerante. A mola, na haste da válvula, exerce uma força no sentido de manter a válvula fechada, até que a força resultante da ação das pressões nas duas câmaras supere a força imposta pela mola. Quando a temperatura no bulbo sensor é maior que a temperatura de saturação no evaporador, a pressão na câmara do bulbo ultrapassa a pressão do evaporador, fazendo com que a válvula se abra, até que o equilíbrio de forças sobre o diafragma seja novamente restabelecido.

A válvula de expansão termostática opera no sentido de manter, aproximadamente, a mesma quantidade de líquido no evaporador, uma vez que, se a quantidade de líquido diminuir, uma superfície maior do evaporador será exposta ao vapor, superaquecendo-o ainda mais e, portanto, proporcionando a abertura da válvula (Stoecker e Jones, 1985).

A válvula de expansão modificada por Carvajal (2000), foi idealizada a partir de uma válvula termostática convencional, similar àquela mostrada na figura 2.10. Com relação à configuração convencional, retirou-se da válvula a câmara do bulbo sensor, sendo substituída por um mecanismo de atuação constituído por um motor de passo, uma caixa redutora com quatro trens de engrenagens e uma came que realiza a abertura ou fechamento da válvula (Fig. 2.11).

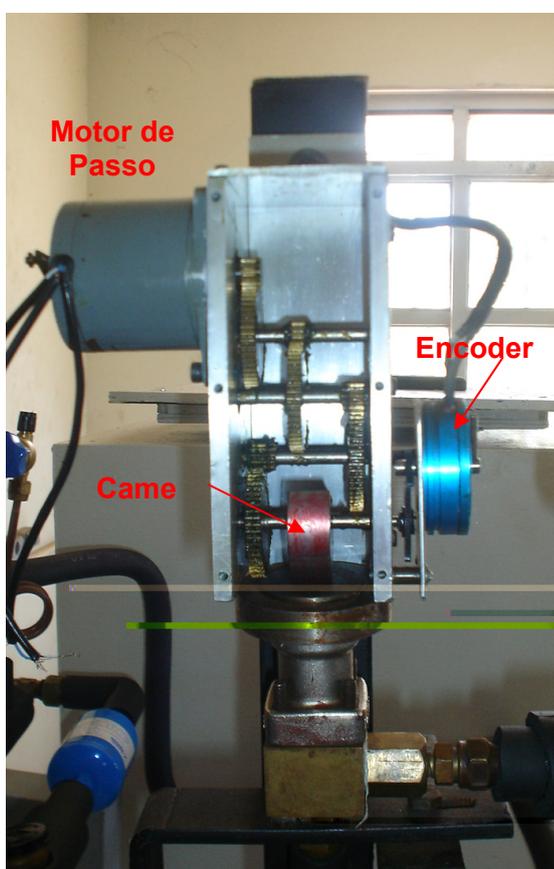


Figura 2.11 – Válvula de expansão e seu mecanismo de atuação

2.1.4 Calorímetro

O compressor encontra-se no interior de uma caixa de madeira isolada que serve como calorímetro.

Dentro do calorímetro encontra-se o compressor, um ventilador para homogeneizar a temperatura do ar e um trocador de calor encarregado de retirar calor.

Conhecendo-se as potências elétricas consumidas pelo compressor (\dot{W}_c) e pelo ventilador (\dot{W}_v), a diferença das temperaturas na entrada e na saída da água que circula pelo trocador (T_w), o coeficiente global (UA) de troca de calor das paredes do calorímetro, bem como a diferença das temperaturas das paredes interna e externa do calorímetro (T_p), é possível conhecer o fluxo de massa de refrigerante que circula através do compressor. Aplicando a equação da Conservação de Energia, primeira lei da Termodinâmica, para volumes de controle no calorímetro (Fig. 10), tem-se:

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_e h_e + \dot{W} \quad (2.7)$$

$$\dot{Q} + (\dot{m}_{R134a} h_{R134a})_{su} + (\dot{m}_{H2O} h_{H2O})_{su} = \dot{W} + (\dot{m}_{R134a} h_{R134a})_{ex} + (\dot{m}_{H2O} h_{H2O})_{ex} \quad (2.8)$$

O trabalho “W” é composto pelas potências elétricas do compressor e do ventilador. “ \dot{Q} ” é o calor cedido pelo calorímetro à atmosfera pelos fluxos mássicos e entalpias correspondentes ao refrigerante do sistema e a água que circula pelo trocador de calor no calorímetro. A potência elétrica é medida mediante um transdutor de potência, acoplado ao compressor e ao ventilador.

O calor perdido para o ambiente no calorímetro (\dot{Q}) pode ser calculado, usando a seguinte equação:

$$\dot{Q} = UA \cdot \Delta T_p \quad (2.9)$$

Onde: “UA” é o coeficiente global de troca de calor das paredes do calorímetro, que é igual ao inverso da resistência térmica total entre o interior da caixa e o ambiente, e ΔT_p é a diferença de temperaturas ($T_{pext} - T_{pint}$) das paredes internas e externas do calorímetro. Tal coeficiente (UA) foi determinado experimentalmente e possui um valor médio de 4,699 W/K.

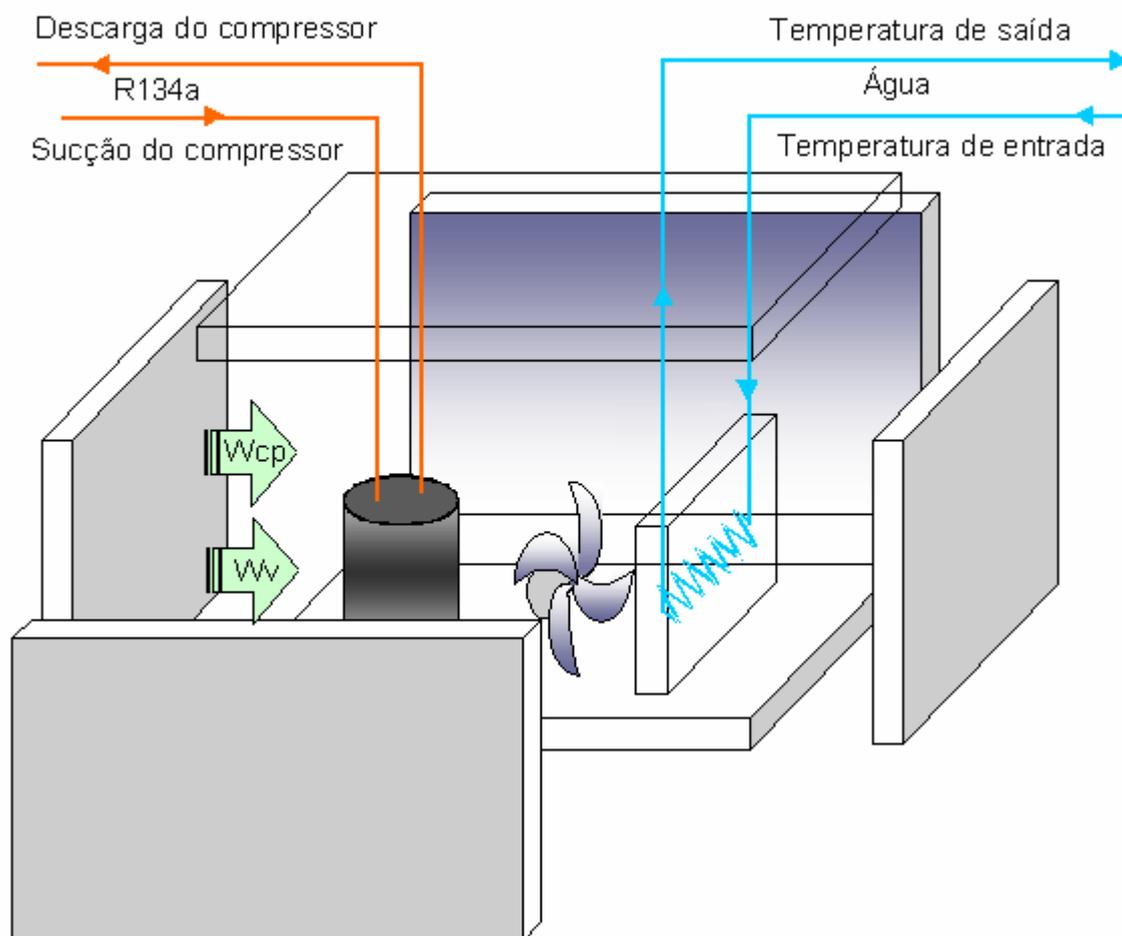


Figura 2.12 Esquema do Calorímetro.

2.1.5 Separador de fase

Localizado na saída do evaporador, o separador de fase impede que possíveis gotas de líquido entrem no compressor. Trata-se de uma medida de segurança implementada devido ao fato de se fazer a operação manual da válvula de expansão. Uma possível fase líquida de refrigerante ficará retida no reservatório, permitindo que o compressor aspire somente vapor saturado.

CAPITULO III

INSTRUMENTAÇÃO E HARDWARE DE AQUISIÇÃO DE DADOS

Este capítulo descreve os componentes do sistema de aquisição de dados e controle, constituídos por um computador, uma placa de aquisição de dados, condicionadores de sinal, sensores de temperatura, de pressão e de vazão, circuitos de comando do motor de passo e válvulas de expansão.

3.1 Sistema de monitoração

Para o monitoramento e controle da bancada experimental foi utilizado um microcomputador com processador AMD Athlon XP, 950MHz, com dois conectores de expansão PCI, 256 MBytes de RAM, duas portas tipo serial. A Fig. 3.1 apresenta a arquitetura geral dos componentes do sistema de aquisição de dados e controle.

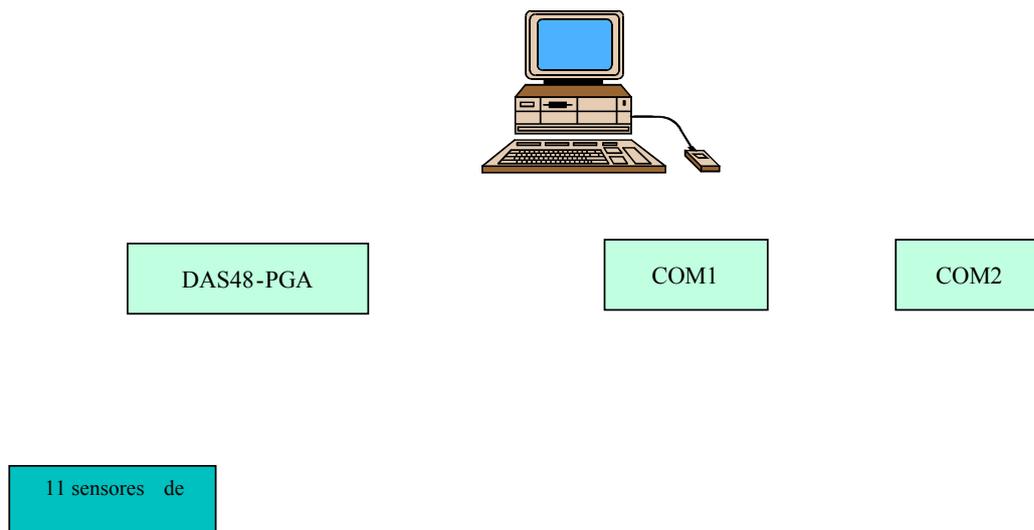


Figura 3.1. Diagrama geral do sistema de aquisição de dados e controle.

3.2 Placa de aquisição

A aquisição de dados foi realizada por intermédio de uma placa DAS 48 APG de alta capacidade, com canais de entrada contendo 48 canais analógicos de entrada absoluta, 24 canais analógicos diferenciais ou 24 de entrada de corrente. O sistema apresenta resolução de 12 bits para conversor Analógico/Digital, possui as seguintes faixas de entrada: ± 10 , ± 5 , $\pm 2,5$, $\pm 1,25$, $\pm 0,625$, $0 - 10$, $0 - 5$, $0 - 2,5$, $0 - 0,625$ V para tensão e $4-20$, $2-10$, $1-5$ mA para corrente, e a taxa máxima de amostragem é de 20 kHz.

3.3 Condicionadores de Sinais

O condicionador de sinais dos sensores de temperatura e de pressão, foi projetado e construído no Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos - LEST.

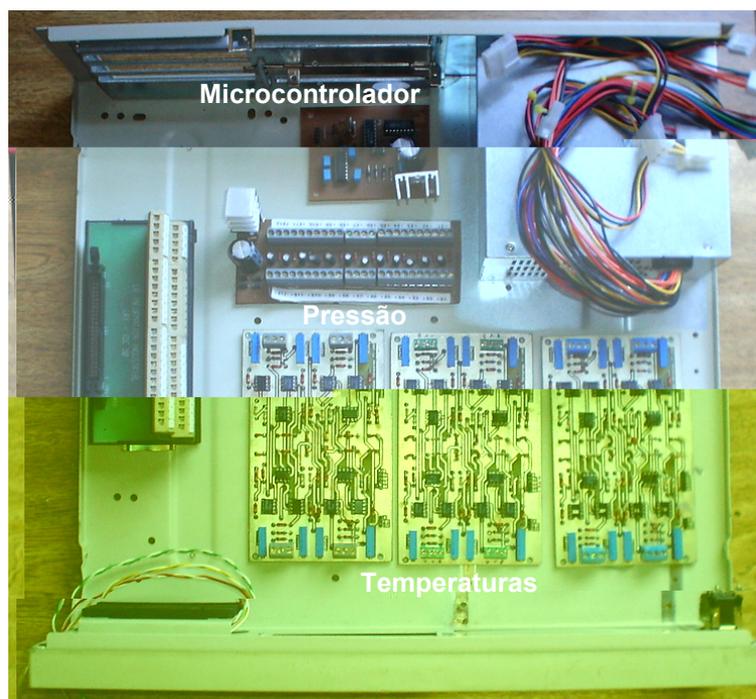


Figura 3.2 Foto do condicionador de sinal

3.4 Descrição dos componentes de sistema de medição e filtragem de sinais.

3.4.1 Fonte de alimentação

As fontes de alimentação fornecem tensões contínuas aos sensores e aos componentes do circuito de tratamento de sinais. O conjunto é formado por uma fonte simétrica ajustável com voltagem de saída de 0 a ± 12 Vcc, e projetadas para operar utilizando reguladores de voltagem comerciais LM 317 e LM 337.

3.4.2 Montagem e instrumentação dos sensores.

3.4.2.1 Sensores de temperatura

A medição de temperatura na bancada de ensaios é feita por termômetros de resistência (RTD – Resistance Temperature Detector), que foram escolhidos devido às suas boas características, dentre as quais pode-se citar: alta estabilidade, repetibilidade, menor influência de ruídos e, sobretudo, boa exatidão de leitura. Além disso, as termoresistências

são muito utilizadas em indústrias e laboratórios, sendo este o sensor padrão internacional para medição de temperatura na faixa de $-259,3465$ a $961,78$ °C, segundo a ITS-90 (International Temperature Scale).

As termoresistências são sensores que se baseiam no princípio da variação da resistência ôhmica em função da temperatura. Tal fenômeno foi descoberto por Humphry Davy em 1821, que percebeu que a resistividade da platina aumentava com a temperatura. Entretanto, a primeira medida de temperatura empregando este princípio só foi feita cinquenta anos depois por Carl Wilhelm Siemens.

A variação da resistência em função da temperatura é regida pela Eq.(3.1), por meio do chamado *coeficiente de temperatura de resistência* (α), característico do material utilizado na sonda resistiva.

$$R_t = R_0 (1 + \alpha T) \quad (3.1)$$

O material que compõe o sensor resistivo deve apresentar algumas características especiais:

- Alto coeficiente de temperatura da resistência (α);
- Alta resistividade;
- Relação linear, resistência versus temperatura;
- Estabilidade de suas características durante a vida útil do material.

Os materiais mais comumente utilizados nos sensores resistivos de temperatura são a platina (Pt), o níquel (Ni) e o cobre (Cu).

A platina, em termos de precisão e estabilidade, é o material mais adequado, sendo bastante utilizada em aplicações industriais na faixa de temperatura de -50 a 550 °C, porém, apresenta como inconveniente o seu alto custo.

O níquel é um material de grande interesse, pois além de ser bem mais barato que a platina, possui uma característica especial. Ele apresenta uma falta da linearidade no aumento da resistência no intervalo de temperatura de 0 a 100 °C, como demonstra a Fig. 3.3. Nessa faixa, a resistência do níquel aumenta em 62%, enquanto a platina aumenta em 38%, o que confere uma maior sensibilidade ao sensor. Problemas relativos à sua oxidação e outro tipo de deterioração química, limita sua utilização, pois causam uma não repetibilidade das medidas.

O cobre é estável e barato, entretanto sua baixa resistividade é um inconveniente, quando comparado com os outros materiais. Além disso, suas características químicas impedem seu uso em temperaturas acima de 180 °C.

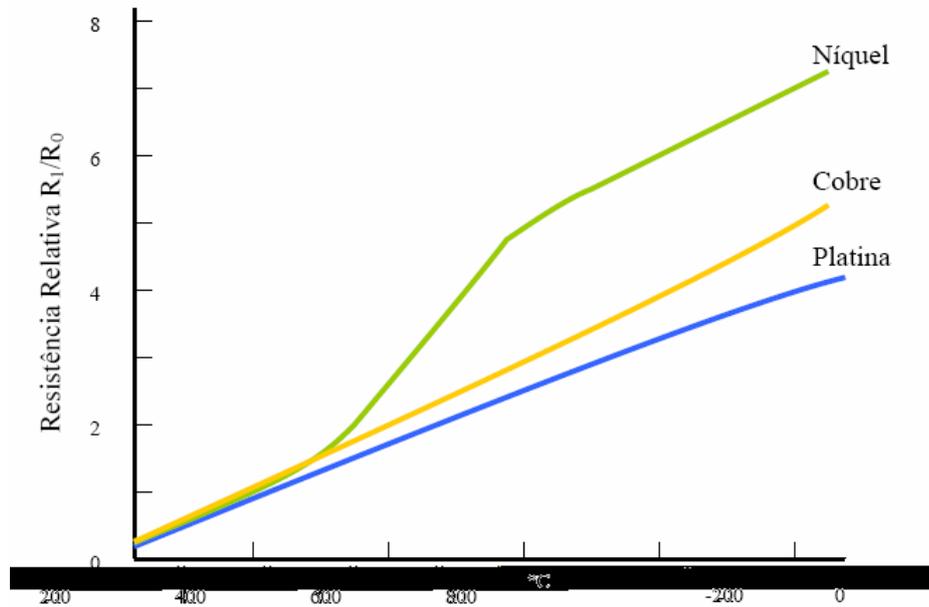


Figura 3.3. Curva de resistência relativa vs temperatura

As termoresistências utilizadas são sensores resistivos de platina com resistência de 100 Ω a 0 °C, convencionalmente chamadas de PT-100. Esta termoresistência tem sua curva padronizada conforme a norma ITS-90, segundo a qual, as termoresistências são divididas em duas classes de precisão: classes A e B. Seus desvios são apresentados na Fig. 3.4

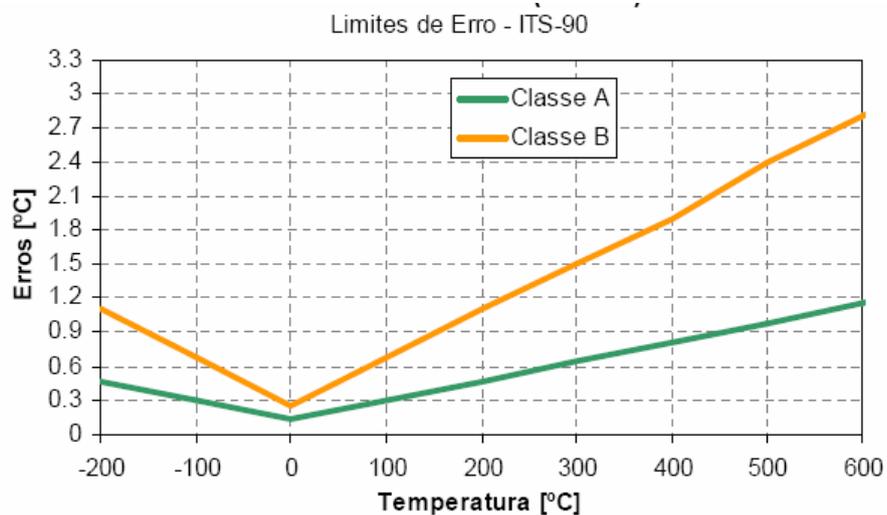


Figura 3.4 Classificação das tolerâncias para termoresistências classes A e B.

3.4.2.2 Princípio de medição

Para determinar o valor da resistência ôhmica das termoresistências utilizou-se um circuito de medição, chamado Ponte de Wheatstone. Devido a sua alta precisão, é bastante utilizada em laboratórios e em algumas indústrias.

Existem três tipos de montagens da ponte: dois, três e quatro fios. Neste trabalho foi utilizada a ligação de três fios, já que este tipo de montagem é a mais utilizada nas indústrias. Neste circuito, a configuração elétrica é um pouco diferente, fazendo com que a alimentação fique o mais próximo possível do sensor, permitindo que a RL_1 passe para o outro braço da ponte, balanceando o circuito.

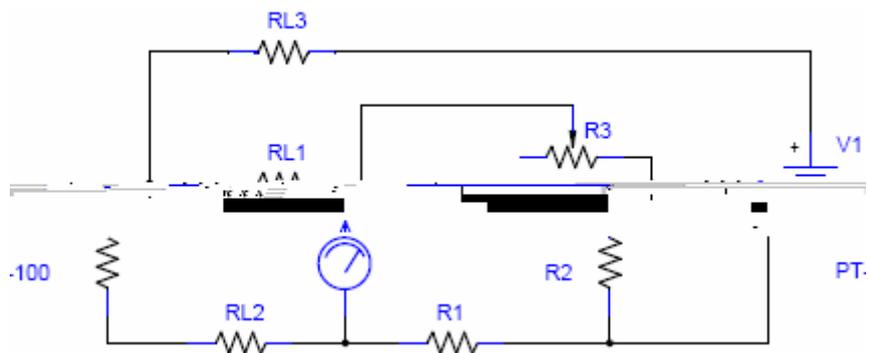


Figura 3.5 Ponte de Wheatstone Ligação três fios.

Para o tratamento dos sinais dos sensores PT-100 classe A (bulbo cerâmico, 1 mm de diâmetro, 15 mm de comprimento), além da ponte de Wheatstone, utilizou-se três amplificadores operacionais inversores ligados em série, como mostra a Fig. 3.6.

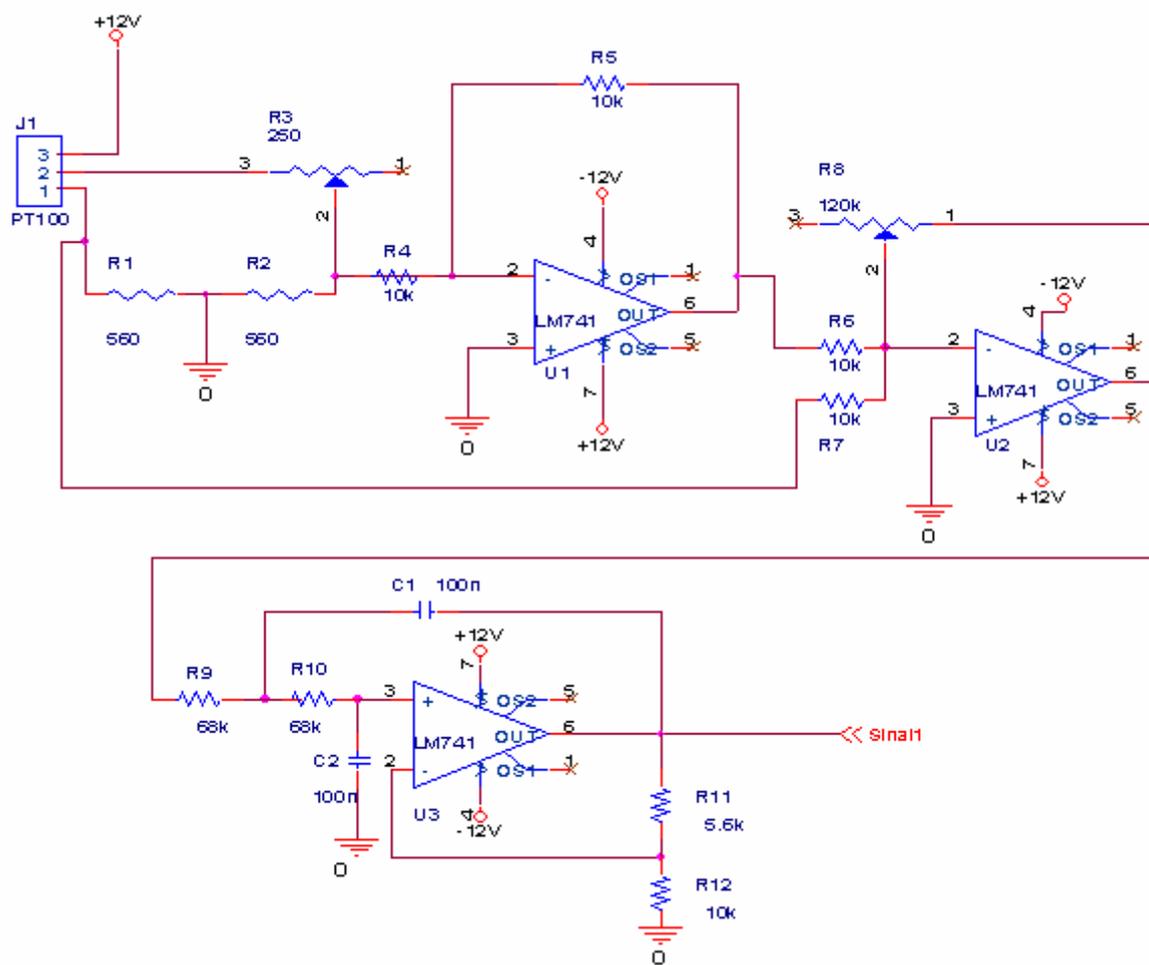


Figura 3.6 Circuito amplificador para o sensor PT-100.

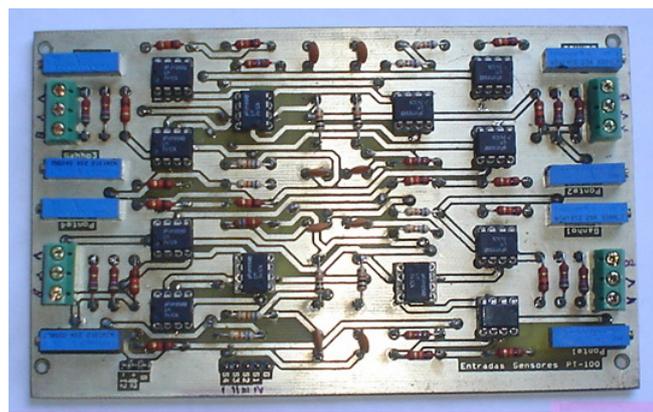


Figura 3.7. Foto do circuito dos sensores de temperatura tipo PT100.

3.4.2.3 Sensores de pressão

A determinação da pressão é feita através de transdutores de pressão manométrica piezoresistivos. Assim como ocorre com as termoresistências, que aumentam sua resistência ôhmica com o aumento da temperatura, muitos outros materiais sólidos variam sua resistividade quando submetidos a tensões mecânicas.

Tal fenômeno foi descoberto em 1856 pelo professor da Royal Society of London, William Thomson, quem observou que a resistência elétrica do cobre e do ferro mudava quando submetidas a algum tipo de deformação. As medições foram feitas com uma ponte de Wheatstone e um galvanômetro. A descoberta ficou muitos anos sem nenhuma utilidade. Aplicações práticas de medição que utilizavam como princípio a piezoresistividade só ocorreram a partir de 1920, sendo hoje sua aplicação bastante utilizada. Um bom exemplo de seu uso são os *strain gages* (extensômetros de resistência elétrica), muito utilizados em engenharia na medição de deformações em sólidos.

Apesar da piezoresistividade ser uma propriedade comum a todos os materiais, é mais evidente em semicondutores como o silício (Si) ou o germânio (Ge). Nos últimos anos houve um grande interesse, em particular, pelo silício, usado extensivamente em circuitos eletrônicos. Assim, as técnicas de trabalho e de manufatura do silício se desenvolveram bastante, tornando possível a construção de finos filmes de silício em forma de diafragma, que são utilizados nos sensores de pressão.

Na construção do sensor, o diafragma de silício, em geral, é acoplado sobre uma pastilha de aço inoxidável. Resistores são implantados por difusão no diafragma de silício, ligados num circuito tipo ponte de Wheatstone, os resistores são posicionados e orientados no diafragma de maneira a maximizar a voltagem de saída da ponte. Quando a pressão é aplicada, a deflexão do diafragma causa uma mudança na resistência de acordo com o efeito piezoresistivo.

Dentre as vantagens dos sensores resistivos pode-se citar: alta precisão, baixo custo, excelente resposta dinâmica, excelente linearidade, alta estabilidade, dispositivo compacto e possibilidade de se efetuar medidas à distância.

Como desvantagem, tem-se que as propriedades do silício são dependentes da temperatura. Entretanto, devido à compatibilidade tecnológica com a eletrônica de silício, os sensores de pressão podem ser integrados a circuitos eletrônicos, permitindo assim, realizar numa única pastilha sistemas complexos que já realizam o processamento da informação, inclusive fazendo a compensação do efeito da temperatura.

Neste estudo foram utilizados dois tipos de transdutores de pressão manométrica, um com faixa de operação de 0 - 10 bar, utilizado na linha de baixa pressão, e outro na faixa de 0 a 25 bar para a linha de alta pressão.

Os sensores foram alimentados por uma fonte simétrica com tensões de ± 12 Vcc e instalados conforme ilustra a Fig. 3.8.

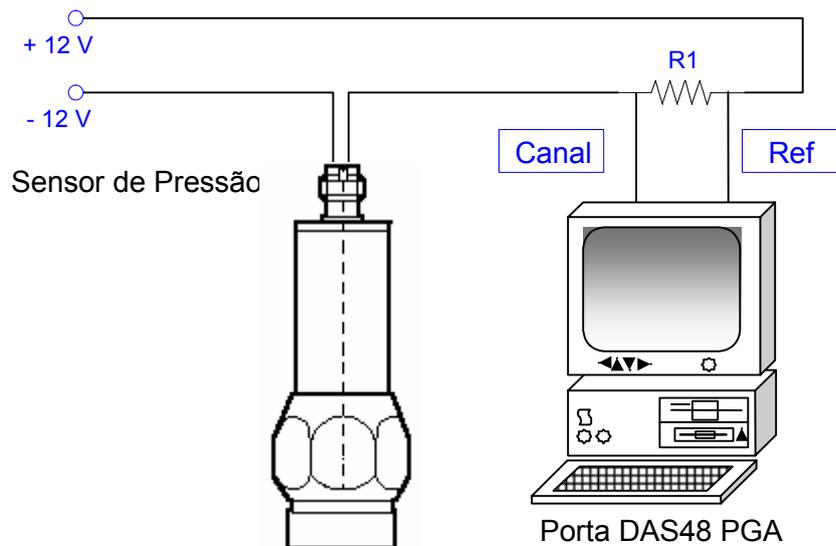


Figura 3.8 Esquema da montagem dos sensores de pressão.

A Tabela 3.3 apresenta as especificações técnicas dos transdutores de pressão utilizados.

Tabela 3.3 Características técnicas dos sensores de pressão.

Voltagem de operação [Vcc]	10.8 até 30 DC
Faixa de corrente [mA]	4 até 20mA(600Ω)
Temperatura média [°C]	-25 até +80
Temperatura máxima [°C]	-40 até +100
Resolução [bar]	0.01

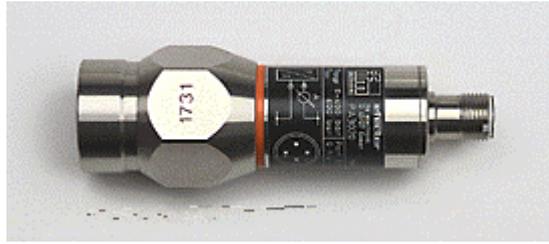


Figura 3.9 Foto do transdutor de pressão utilizado (Efector PA3023).

3.4.2.4 Sensores de vazão tipo Venturi.

O tubo de Venturi utilizado está representado, esquematicamente, na Fig. 3.10. Foi calibrado seguindo as normas ASHRAE. Para $Re > 10000$, a curva e os dados da calibração são mostrados no anexo III.

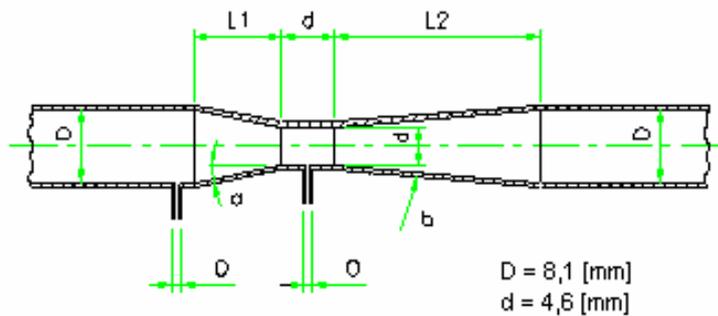


Figura 3.10. Esquema do tubo de Venturi.

O Venturi foi instalado na saída do evaporador, utilizando um transdutor diferencial de pressão ASHOFT modelo IXLpd.



Figura 3.10. Foto do transdutor diferencial pressão instalado no sistema

3.4.2.5 Transdutor de potência

Para medir a potência consumida pelo compressor, utilizou-se um transdutor de grandezas elétricas (IMS Smart Trans). A programação foi realizada por meio de um microcomputador, conectado ao transdutor por meio de uma interface serial RS-485. Pelo microcomputador é possível acessar todos os comandos do transdutor, de maneira mais rápida e eficiente.

Para a comunicação do transdutor com o computador, utilizamos o protocolo MODBUS (RTU) trabalhando no sistema mestre-escravo. Para esta comunicação foi implementado o protocolo em C++.

O protocolo MODBUS é uma estrutura de transmissão de mensagens desenvolvida pela Modicon em 1979, e utilizada para estabelecer uma comunicação entre dispositivos inteligentes. Este protocolo hoje é um padrão, com o código fonte aberto, bastante utilizado em redes no ambiente industrial. MODBUS é um protocolo pedido/resposta que trabalha através de códigos de funções específicas. Utilizando este protocolo, podemos controlar, com um único microcomputador, até 247 dispositivos. Para isto, cada controlador recebe um endereço que o identificará no sistema, assim, com o endereço e o código da operação a ser feita, é possível transmitir dados para leitura e para escrita nos registradores ou mesmo

leitura de estados do dispositivo. A estrutura dos comandos de pedido e resposta do protocolo MODBUS é mostrada na Fig. 3.11.

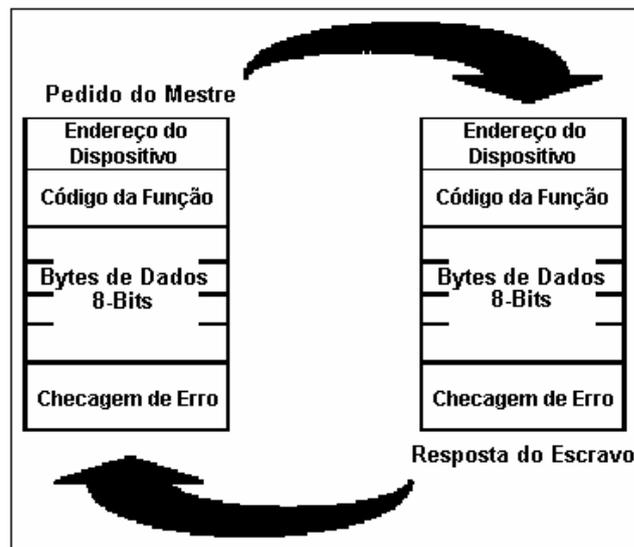


Figura 3.11 – Estrutura de pedido e resposta do protocolo MODBUS

Os transdutores que operam pelo protocolo MODBUS podem trabalhar em dois modos de transmissão: ASCII e RTU. O transdutor utilizado nesta pesquisa opera pelo modo RTU (Remote Transmission Unit), determinando o modo pelo qual as mensagens são transferidas, seu formato e sua interpretação.

O modo RTU é hexadecimal de oito bits, ou seja, cada campo de oito bits contém dois caracteres hexadecimais e, no campo de checagem de erro são enviados dois bytes calculados no formato CRC (Cyclical Redundancy Check), de acordo com os dados enviados.

3.5 Unidade de controle

O sistema de controle foi desenvolvido utilizando um microcontrolador PIC14F84, que se comunica ao computador através da porta serial R232.

3.5.1 Microcontrolador

O PIC16F84 é um microcontrolador fabricado pela Microchip Technology Inc, Podemos defini-lo como um "pequeno" componente eletrônico, dotado de uma "inteligência" programável, utilizado no controle de processos lógicos.

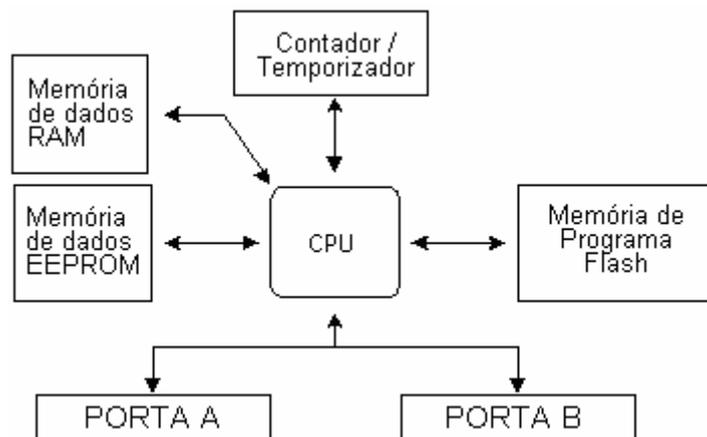


Figura 3.12 Esquema do microcontrolador PIC16F84

Estes equipamentos são conhecidos como Sistemas Embutidos (*Embedded System*), pois o microcontrolador é embutido dentro de um sistema fechado e com funções bem específicas. Em geral, estes sistemas exigem um controle preciso do tempo, pois trabalham em tempo real. A capacidade de processamento e de memória varia de acordo com a aplicação. A aplicação pode ser um simples relógio ou um equipamento industrial complexo que envolve até uma camada de sistema operacional executando sobre o microcontrolador.

As principais vantagens dos microcontroladores são:

- Baixo Custo e Consumo, Portátil.
- Poucos Componentes (eliminar necessidade de componentes externos)
- Reconfiguração por Software.

As principais características do pic16F84 são:

- Fabricante: Microchip <http://www.microchip.com>
- 1k de ROM (programa) com palavras de 14 bits
- 68 bytes de RAM (palavras de 8 bits), volátil
- 64 bytes de EEPROM (palavras de 8 bits), não volátil
- Portas: 13 pinos (entrada/saída)
- timer 8 bits, watchdog .

A seguir, apresenta-se os componentes do circuito elétrico projetado para o sistema de controle da velocidade do compressor e, a abertura e o fechamento da válvula de expansão através do motor de passo.

O circuito da Fig 3.13 é um conversor de sinais RS232/TTL, utilizado para fazer a conexão entre o microcontrolador e o computador através da Porta Serial.

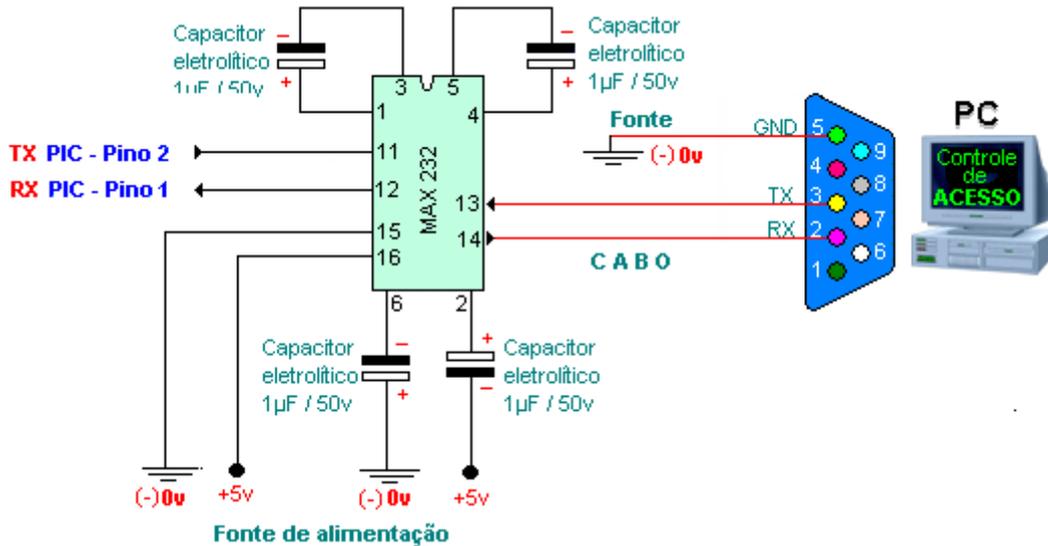


Figura 3.13 Conversor de sinais RS232/TTL para comunicação Serial entre a placa controladora e o computador

Observe que os pinos 11 e 12 do Max232 são ligados respectivamente aos pinos 1 (TX) e 2 (RX) do PIC. O cabo serial ligado ao computador é composto de 3 fios (RX, TX e GND). Os pinos 2 e 3 do conector DB9 são conectados através do cabo serial aos pinos 14 e 13 do Max232, respectivamente. O pino 5 (GND) do conector é ligado à fonte de alimentação da placa controladora de acessos.

Os capacitores eletrolíticos são utilizados para configurar o funcionamento correto do Max232, alguns deles trabalham com sua polaridade invertida. Para se obter mais informações sobre o CI MAX232 consulte o Datasheet do fabricante.

A Figura 3.14 apresenta o microcontrolador que é encarregado de monitorar as portas de entrada para realizar a operação.

3.6 Software de monitoramento e aquisição de dados

A interface do hardware de aquisição com o usuário foi por meio de um software de aquisição/monitoramento em tempo real, sendo implementada em C++ Builder. Os sinais adquiridos dos sensores pela placa, são foram convertidos para as grandezas físicas medidas (temperatura e pressão) por meio de equações de calibração dos sensores, implementadas dentro do programa.

Para calibrar os sensores de temperatura, utilizou-se um banho termostático, com referência a um termômetro de mercúrio com exatidão de 0,1 °C. Os sensores foram calibrados na faixa de 8 a 55 °C, verificando-se também sua histerese.

Para a calibração dos sensores de pressão utilizou-se um manômetro padrão, previamente calibrado pelo método da balança de calibração cedida pela companhia Souza Cruz de Uberlândia, com escala de 0,05 kgf/cm² para uma faixa de 0 à 10 kgf/cm². As curvas e as equações da calibração dos sensores de temperatura e pressão instalados são apresentadas no Anexo I.

As telas do programa são apresentadas nas figuras abaixo.

A primeira tela representa o esquema do ciclo de refrigeração e os pontos de medidas, mostrados em “tempo real” (aquisição a cada 1 s), bem como o valor das variáveis monitoradas na entrada e na saída de cada componente, na cor preta observamos a temperatura (°C) e na azul a pressão absoluta (kPa). Logo abaixo, as ‘check box’ permitem habilitar cálculos térmicos do sistemas, acionar controle e salvar os dados para um arquivo.

Na direita da tela tem-se como opção de escolha quatro diferentes guias: Sistema, Temperatura, Pressão e Propriedades. A guia ‘Sistema’ é apresentada na Fig. 3.16, e apresenta o esquema do sistema monitorado em tempo real. A Fig.3.17 mostra a evolução das temperaturas nos trocadores de calor, enquanto na Fig.3.18 é mostrada a evolução da pressão, a potência consumida pelo compressor e a variável de controle (Temperatura da água na saída do evaporador). Já a Fig. 3.19 apresenta os resultados dos cálculos dos balanços térmicos em regime, que fornecem a vazão mássica de refrigerante (sendo necessário ao usuário fornecer a vazão mássica de água através dos trocadores de calor) e o diagrama “P x h” do ciclo.

O balanço nos trocadores e o cálculo das propriedades térmicas do fluido serão abordados com mais detalhes no Capítulo IV.

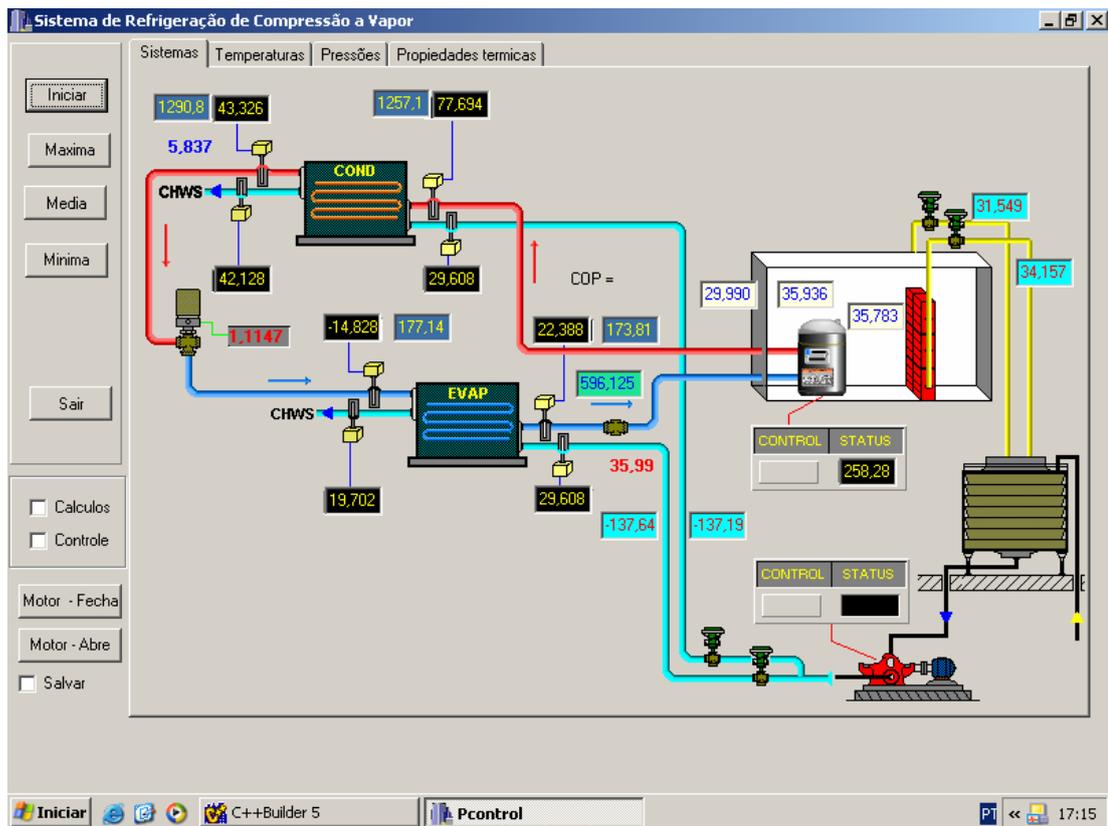


Figura 3.16 – Tela 1, Diagrama do sistema monitorado em tempo real.

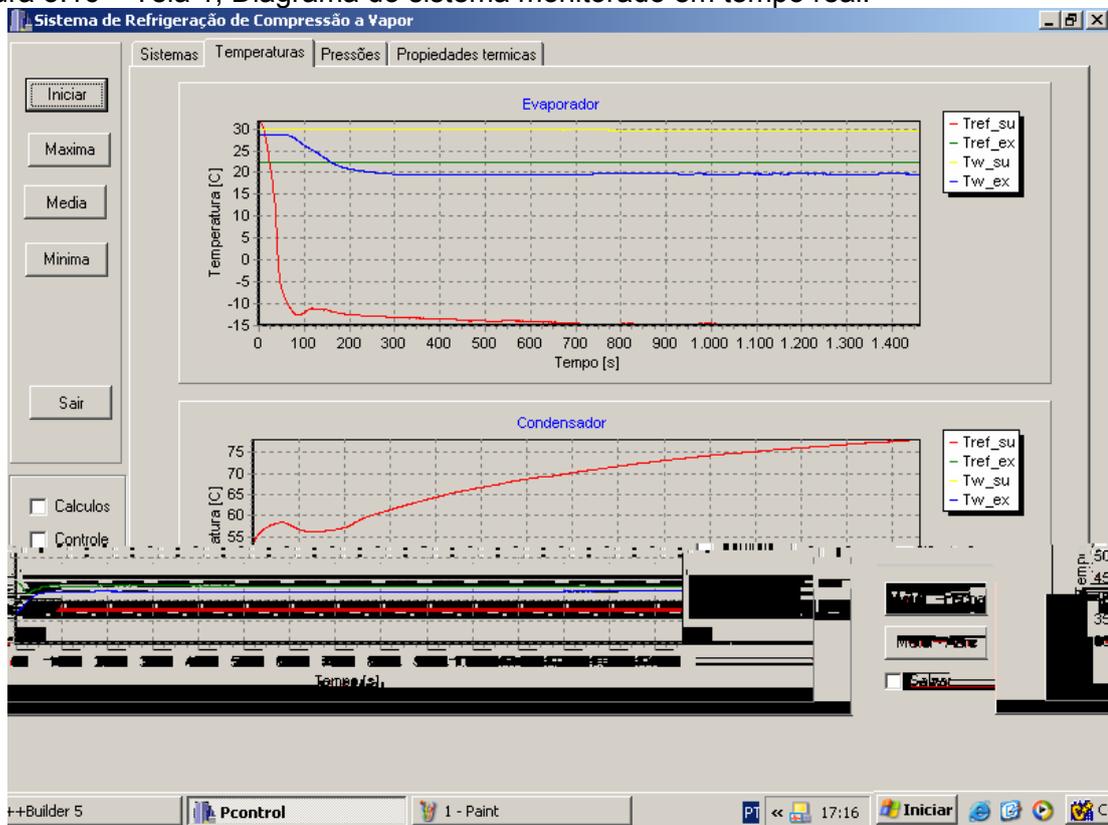


Figura 3.17 – Tela 2, evolução das temperaturas nos trocadores de calor.

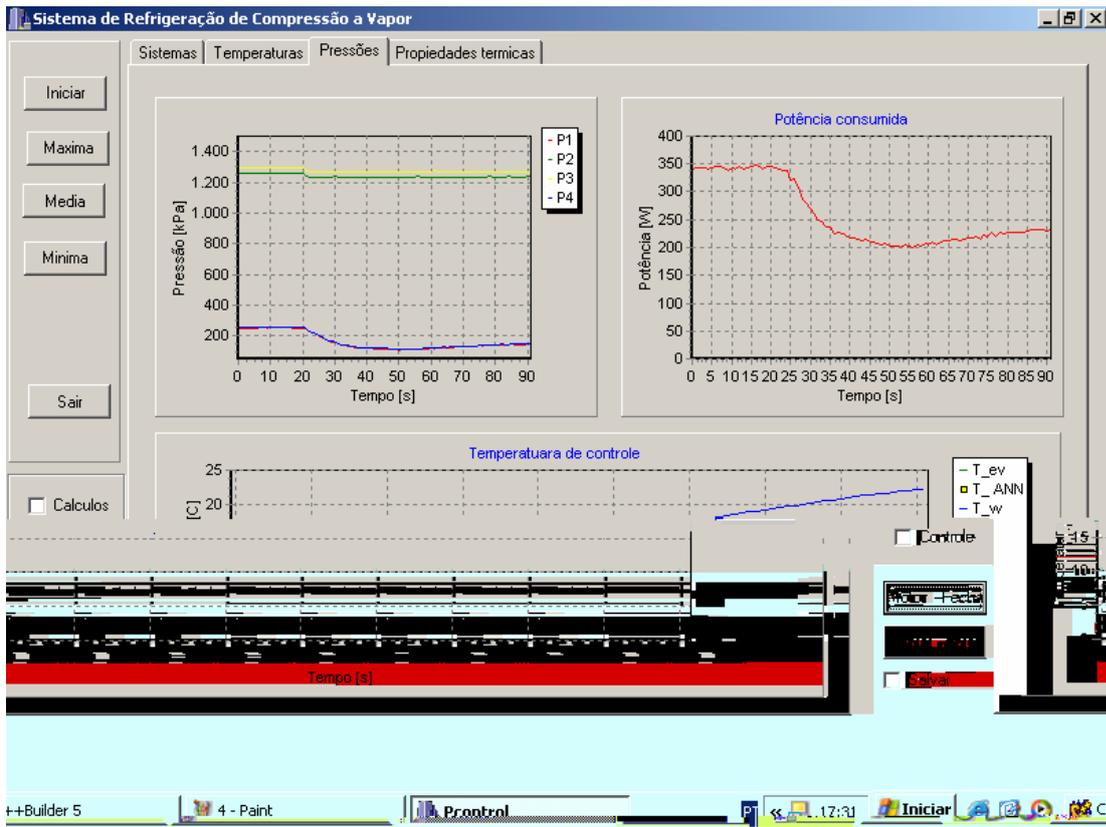


Figura 3.18 – Tela 3, evolução das pressões, potência e temperatura de controle.

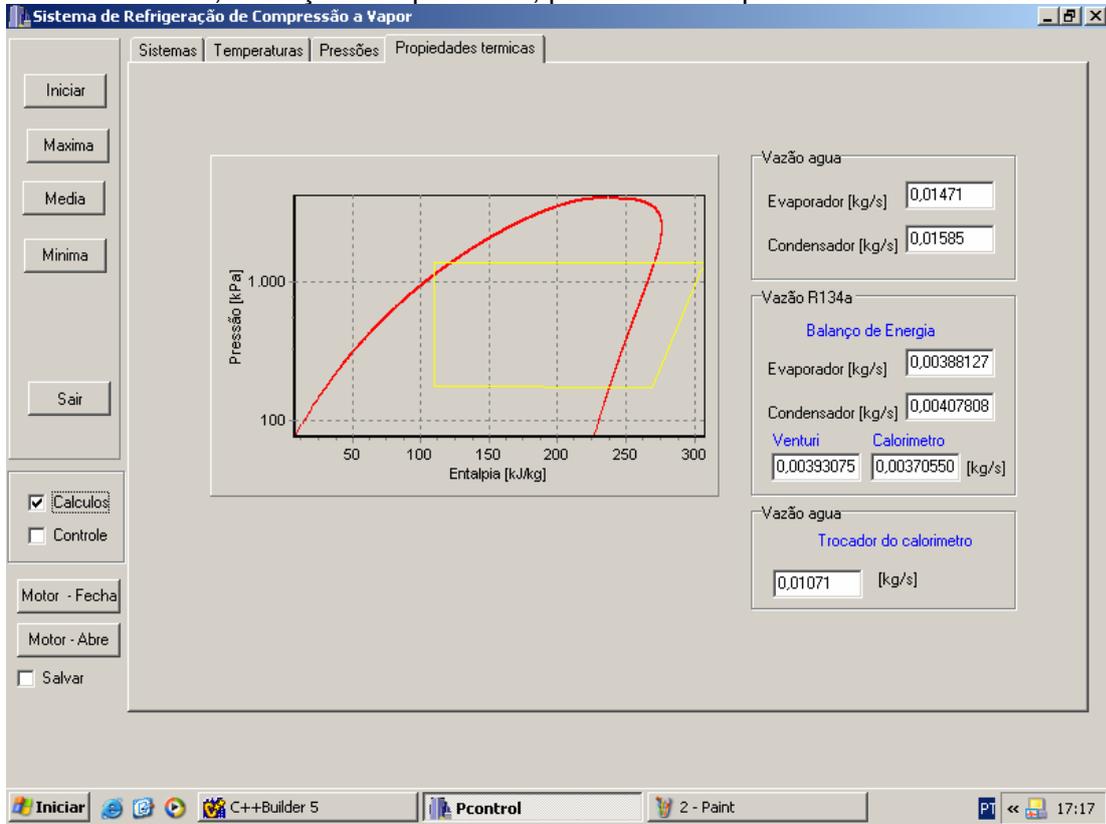


Figura 3.19 – Tela 4, cálculo da vazão mássica de refrigerante e diagrama P x h do ciclo.

CAPITULO IV

IDENTIFICAÇÃO E CONTROLE DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Identificação e controle de sistemas não-lineares é uma das áreas que mais difundiu a aplicação de redes neurais artificiais.

O uso de redes neurais tem como principal característica a habilidade de aproximar qualquer mapeamento contínuo, entretanto muitas outras características chaves também justificam sua aplicação.

Por outro lado, embora a aplicação de redes neurais tenha sido considerada um avanço nessa área, elas não devem ser encaradas como solução geral de todos os problemas, pois como outras técnicas, elas também possuem limitações.

4.1 Neurônio biológico

Ninguém sabe exatamente de que forma o cérebro nos permite raciocinar. Sabemos, no entanto, que o neurônio é a unidade fundamental do Sistema Nervoso.

Um neurônio é uma célula que contém um núcleo. Dessa célula saem vários “ramos”, chamados *dendritos*, e um ramo isolado, mais comprido, a que se dá o nome de *axônio*. Os dendritos ligam-se aos axônios de outros neurônios através de junções denominadas sinapses.

Um neurônio pode se ligar a centenas de milhares de outros neurônios. Os sinais propagam-se entre os neurônios através de uma reação eletroquímica complicada, que faz com que as sinapses libertem substâncias químicas (neuro-transmissores) que entram pelos dendritos, fazendo subir ou descer o potencial elétrico do corpo celular. Quando este potencial ultrapassa um determinado limite, é enviado um impulso elétrico pelo axônio que se “espalha” pelas ramificações deste, transmitindo sinais elétricos a outros neurônios.

Observa-se que as ligações mais usadas se tornam mais fortes e que os neurônios por vezes formam novas ligações com outros neurônios, portanto, subtende-se que esses mecanismos permitem a aprendizagem.

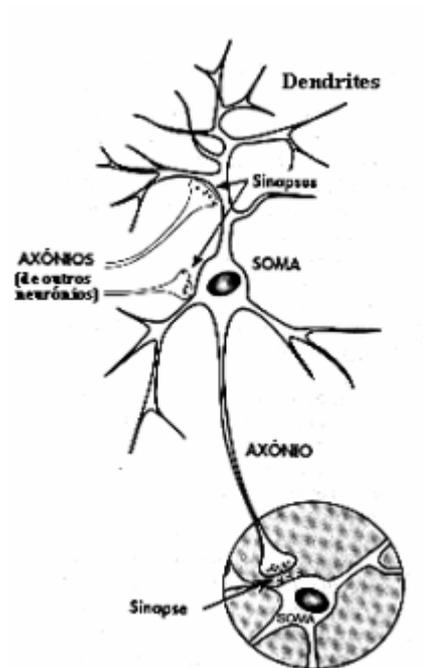


Figura 4.1 Neurônio biológico.

4.2 Neurônio artificial

O neurônio artificial é uma estrutura lógico-matemática que procura simular a forma, o comportamento e as funções de um neurônio biológico, possuindo múltiplas entradas e uma única saída.

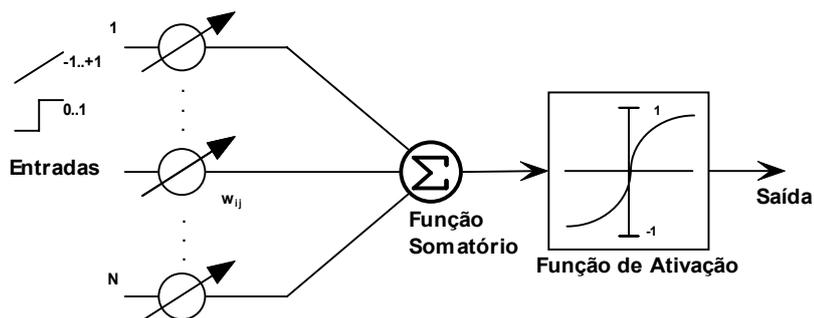


Figura 4.2 - Neurônio artificial simplificado

O neurônio artificial avalia seus sinais de entrada realizando um somatório ponderado das suas entradas (através dos pesos "sinápticos" associado a cada entrada), como mostra a Equação 4.1:

$$I_j = \sum_{i=0}^N w_{ij} X_i \quad (4.1)$$

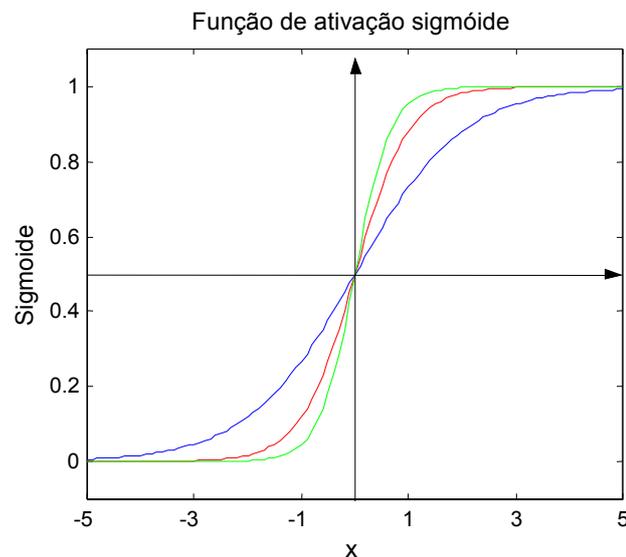
Onde “ I_j ” representa a soma ponderada dos N sinais de entrada do neurônio j ,” w_{ij} ” representa o valor do peso sináptico associado a cada conexão entre o neurônio i e j , e “ X_i ” representa a entrada do i -ésimo neurônio.

De uma maneira mais simplificada, isto significa somar todos os sinais de entrada que chegam a um neurônio, levando em consideração o “peso” das conexões envolvidas em cada sinal de entrada. O sinal de saída do neurônio artificial é encontrado aplicando-se o somatório ponderado das suas entradas numa função de ativação, que determina seu valor de saída (nível de ativação)

$$Y_j = f(I_j) \quad (4.2)$$

Onde “ Y_j ” é a saída do neurônio, “ f ” é a função de ativação do neurônio.

A Figura 4.3 mostra algumas formas de função de ativação ou função de transferência de um neurônio.



(a) $f(x) = \frac{1}{1 + e^{-\alpha x}}$

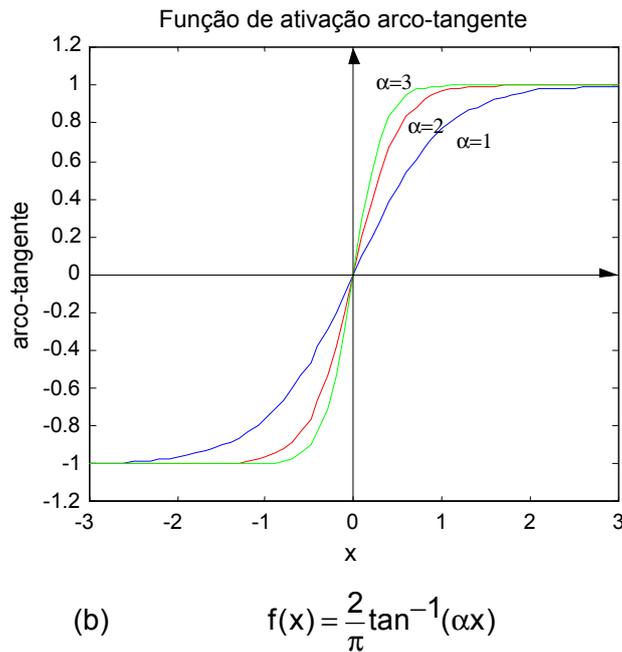


Figura 4.3. Algumas funções típicas de ativação utilizadas nas redes neurais.

As funções de ativação mais utilizadas são as funções sigmóides, como arco-tangente, a tangente hiperbólica, entre outras, que variam gradualmente entre as assíntotas: $f(x) = 0$ e $f(x) = 1$ ou $f(x) = -1$ e $f(x) = 1$.

Entretanto, podem ser utilizadas funções de ativação do tipo linear: $f(l) = l$. Salienta-se que o uso de uma função de ativação linear remove a não linearidade do neurônio artificial, impossibilitando às redes neurais identificar os fenômenos não lineares.

4.3 Redes neurais artificiais

Uma rede neural completa é organizada na forma de camadas. Uma rede pode possuir “n” neurônios na camada de entrada, “m” neurônios na camada seguinte, e assim sucessivamente, até a camada final de saída.

Uma rede com mais de uma camada é chamada de rede multicamadas.

A forma pela qual os neurônios estão conectados uns aos outros (topologia ou arquitetura da rede), causa um enorme efeito na operação da rede neural. As camadas de uma rede neural são inter-conectadas através de parâmetros internos denominados “pesos” (w).

A camada de entrada somente apresenta os dados à rede neural, e não possui neurônio de processamento.

A camada de saída é formada pelos valores de saída de rede. As outras camadas são chamadas de intermediárias ou ocultas.

A arquitetura da rede neural mostrada na Fig. 4.4, por exemplo, é composta de uma camada de entrada com três neurônios, uma camada oculta com cinco neurônios e uma camada de saída com dois neurônios.

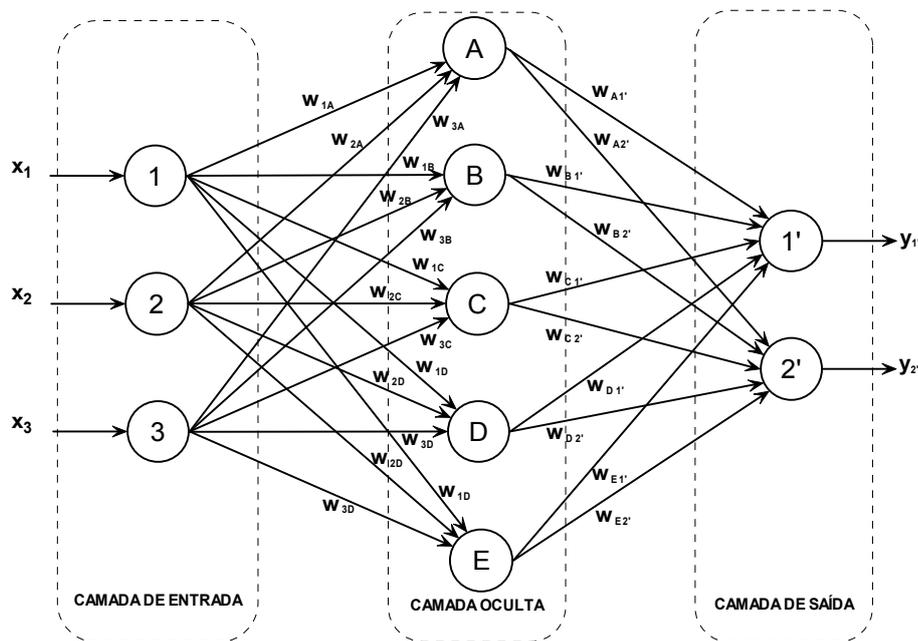


Figura 4.4 Arquitetura de uma rede neural *feedforward* multicamadas.

4.4 Identificação Usando Redes Neurais Artificiais

As redes neurais são modelos paramétricos a tempo discreto, que podem ser usadas para identificação de sistemas dinâmicos. Dessa forma, elas podem ser usadas tanto para identificar a dinâmica direta da planta (modelagem direta), como a dinâmica inversa da planta (modelagem inversa).

Nesta seção serão descritos os procedimentos usuais para modelagem de um sistema.

4.4.1 Modelagem Direta

A Estratégia usada para gerar um modelo que representa a dinâmica direta do sistema é chamada de modelagem direta. Nesse caso, um modelo de rede neural é

colocado em paralelo com a planta e o erro é calculado entre a saída do sistema e a saída de rede neural. A Figura. 4.5 mostra esse tipo de estrutura.

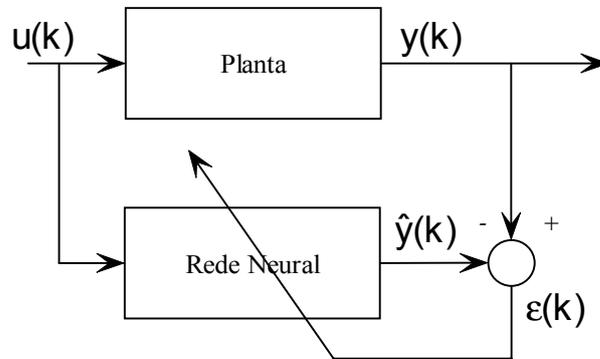


Figura 4.5 Modelagem direta via rede neural.

4.4.2 Modelagem Inversa

Os procedimentos de treinamento usados para gerar modelos que representam a dinâmica inversa de um sistema são chamados de modelagem inversa. A estratégia mais comum de modelagem inversa, conhecida como método direto, é mostrada na Fig. 4.6.

Nesse caso, a saída da planta é usada como entrada da rede neural e o sinal para treinamento de rede é o erro entre a entrada da planta e a saída da rede neural, como mostra a Fig.4.6

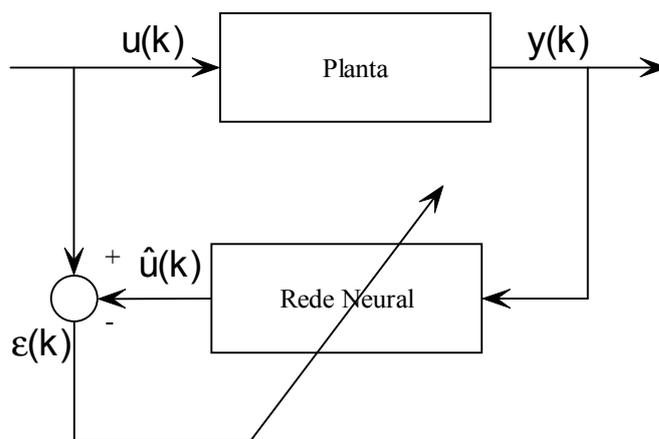


Figura 4.6 – Método direto para modelagem inversa via rede neural.

Essa estratégia de identificação apresenta os seguintes inconvenientes:

- 1) Ela não é direcionada ao objetivo desejado (Psaltis *et al.*, 1988). No contexto controle, o objetivo é que a saída da planta siga uma referência, e essa estratégia de identificação não gera um modelo da inversa correspondente a esse objetivo. A convergência do erro para zero, não implica que a inversa identificada levará a planta a seguir a referência, isso vai depender da persistência do sinal de entrada.
- 2) Ela não garante que a inversa desejada será identificada se a planta em questão tiver mais de uma inversa.

Esses inconvenientes citados acima não ocorrem na estratégia de identificação, conhecida como aprendizado inverso especializado (Psaltis *et al.*, 1988). Nessa estratégia o erro usado para o treinamento da rede é calculado diretamente da entrada da rede neural (referência) e na saída da planta. A dificuldade nessa estratégia é a atualização dos pesos da rede neural. Nesse caso, o erro calculado envolve parte da dinâmica da planta, que é, em geral, desconhecida.

Esse problema conhecido por *backpropagation through the plant* (Zurada, 1992), pode ser solucionado considerando-se a planta como uma camada adicional da rede neural, que tem os pesos fixos (Psaltis *et al.*, 1988), e calculando-se as derivadas parciais da saída da planta em relação às suas entradas por algum método perturbacional. Outro modo de solucionar esse problema é treinar uma rede neural *off-line* para simular a dinâmica direta da planta. Dessa forma, o erro é retro-propagado através dessa rede neural e não da planta.

A estratégia conhecida como aprendizado inverso especializado é apresentado na Fig.4.7

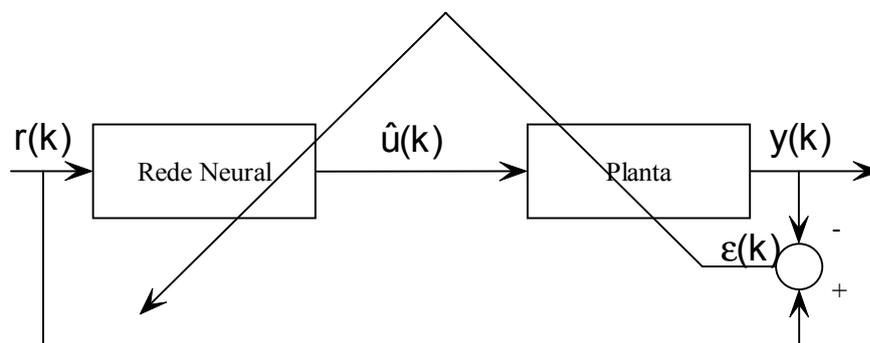


Figura 4.7 – Aprendizado inverso especializado.

4.5 Controle Usando Redes Neurais Artificiais

O desenvolvimento de estratégias eficientes de identificação usando redes neurais artificiais, foi o grande passo que faltava para que surgissem as primeiras estratégias de controle neurais. Muitas das estratégias desenvolvidas para o caso linear poderiam ser rapidamente convertidas para o caso não-linear, apenas por substituição dos modelos e controladores lineares por redes neurais artificiais em alguma estratégia de identificação. Essa substituição, por si só, tem fornecido estratégias de controle muito superiores às lineares, quando a planta é não-linear e a informação disponível é pobre, Boskovic e Narendra, (1995); Nordgren e Meckl (1993).

Alguns trabalhos: Agarwal (1997); Hunt *et al.*, (1992); Werbos (1991), classificam de forma estruturada essas estratégias de controle, entretanto, devido à grande dimensão do tema, essa é uma tarefa muito difícil, pois muitos fatores precisam ser levados em consideração.

Em primeiro lugar, deve ser considerada a função de rede neural na estratégia de controle, ou seja, se ela substitui um modelo convencional ou uma lei de controle, se é usada em uma rotina de otimização, ou ainda se apenas pratica uma ação de supervisão ou detecção de falhas. Posteriormente, deve ser considerada a topologia da rede neural e o algoritmo de ajuste de pesos. Finalmente, deve-se considerar como é conhecida a estratégia em questão, ou seja, se é uma estratégia de controle adaptativo, preditivo, dentre outros.

4.5.1 Controle Supervisionado

Existem muitas situações práticas nas quais uma pessoa é capaz de executar convenientemente uma tarefa para a qual seria muito difícil projetar um controlador. Nessas situações seria altamente desejável projetar um controlador que conseguisse imitar as ações das pessoas.

A estratégia de controle que é gerada dessa forma é chamada de controle supervisionado Werbos (1990).

Uma rede neural possibilita essa alternativa de aprendizagem de uma forma similar à modelagem direta (seção 4.3.1). Nesse caso, entretanto, a entrada da rede neural é um sinal correspondente a uma ação desenvolvida por uma pessoa, conforme descrito em Nascimento Jr. (1994).

4.5.2 Controle Inverso Direto

Controle inverso direto é a forma mais simples de se controlar uma planta, usando seu modelo inverso (seção 4.4.2). O controlador, nesse caso, nada mais é que o modelo inverso da planta em cascada com planta a ser controlada. O modelo inverso da planta pode ser identificado usando rede neural como foi mostrado na seção 4.4.2. A Figura 4.8 apresenta esse tipo de estratégia.

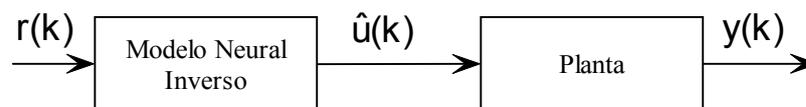


Figura 4.8 – Controle inverso direto.

Devido à simplicidade de abordagem, essa estratégia foi incorporada em outras estratégias, como, por exemplo, a que é apresentada na seção 4.5.7, em aplicações industriais. Entretanto, apesar do grande número de abordagens diferentes, (Cabrera e Narendra 1999) mostraram que muitas questões referentes à aplicação do controle inverso direto ainda estão em aberto.

4.5.3 Internal Model Control

Estratégias do tipo IMC (*Internal Model Control*) são estratégias que enfatizam o uso dos modelos diretos e inversos de um sistema. Elas foram desenvolvidas originalmente por Smith (1957) e foram aplicadas em sistemas de controle de processos químicos (Smith e Corio, 1959) e em sistemas de controle de processos industriais (Smith e Corio, 1959).

9862).

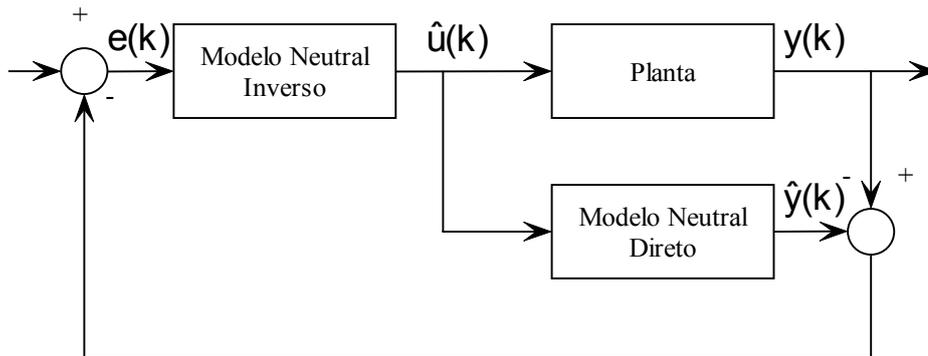


Figura 4.9 – Estratégia de controle conhecida como *internal model control*.

4.5.4 Controle Preditivo

A estratégia de controle conhecida como controle preditivo, tem sido uma das estratégias de controle mais usadas na indústria. Um exemplo dessa estratégia, para o caso linear, pode ser encontrado no trabalho de Clarke *et al.* (1987a), onde é desenvolvida uma estratégia conhecida como controle preditivo generalizado.

Estratégias de controle preditivo não-linear, entretanto, podem facilmente ser implementadas substituindo-se os modelos lineares da planta por modelos identificados via redes neurais artificiais. Nesse caso, a rede neural fornece previsões futuras de um determinado horizonte da planta e essas previsões são, então, usadas, por uma rotina de otimização que objetiva minimizar algum critério de desempenho para calcular o sinal de controle mais conveniente. O trabalho de Lui *et al.* (1998a) é um bom exemplo de controle preditivo não-linear usando redes neurais de funções de base radial como topologia crescente.

A Figura. 4.10 exemplifica uma estratégia de controle preditivo usando redes neurais.

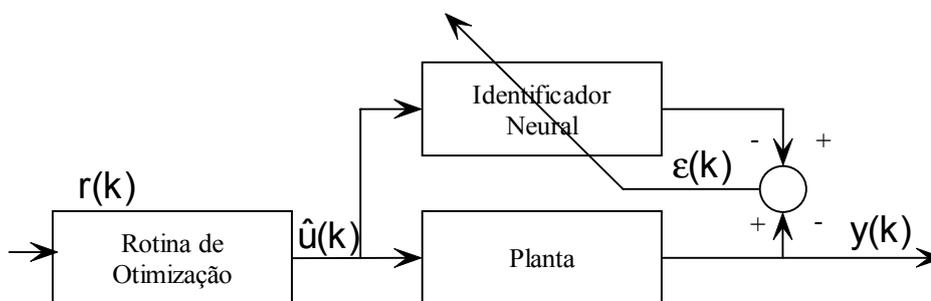


Figura 4.10 – Controle preditivo usando redes neurais.

Adicionalmente, deve ser notado que a rotina de otimização apresentada na Fig. 4.10 pode também ser implementada através de uma rede neural.

4.5.5 Controle Adaptativo

As estratégias básicas de controle adaptativo usando redes neurais são praticamente similares ao caso linear, com a diferença que os modelos lineares são substituídos por modelos não-lineares identificados via redes neurais artificiais.

A maioria dessas estratégias de controle adaptativos, usando redes neurais, são indiretas. Nessas estratégias, principalmente os parâmetros da planta são estimados usando um identificador, e considerando que esses parâmetros representam a verdadeira dinâmica da planta, então, a partir deles, os parâmetros do controlador são escolhidos. Ou seja, duas redes neurais são usadas, uma para identificar a planta e outra para controlá-la.

A principal dificuldade no projeto de estratégias diretas de controle adaptativo é ter que ajustar os pesos da rede neural, usando o erro calculado entre a saída da planta e a referência que gera o problema conhecido como *backpropagation through the plant*.

A Figura 4.11 apresenta a estratégia básica de controle adaptativo direto e a Fig. 4.12 representa a estratégia básica de controle adaptativo indireto.

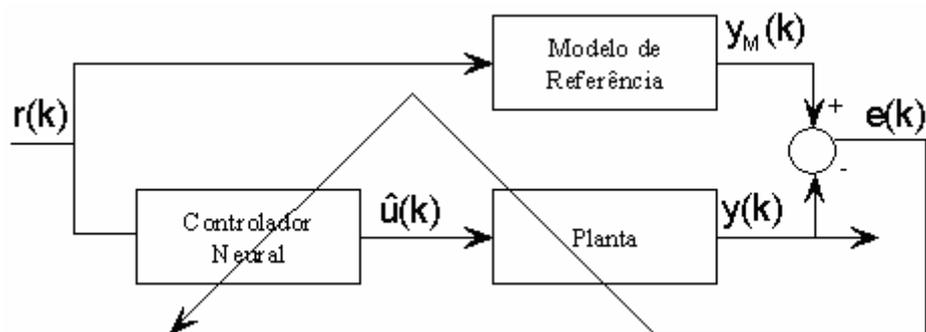


Figura 4.11 – Controle adaptativo direto.

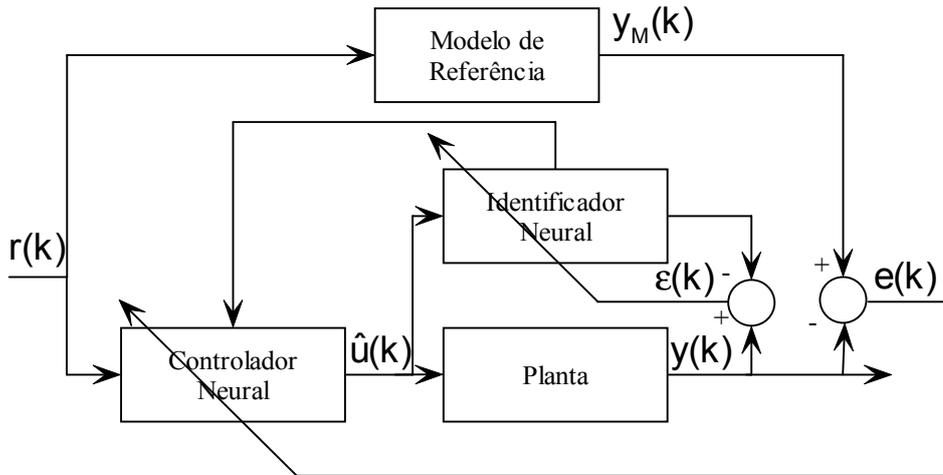


Figura 4.12 – Controle adaptativo indireto.

Muitas estratégias de controle adaptativo indireto têm sido propostas. Narendra e Parthasarathy (1990) desenvolveram vários exemplos de como realizar controle adaptativo indireto por modelo de referência usando redes neurais em várias configurações conexionistas.

Ku e Lee (1995), e Ng (1997), trabalhando, separadamente, propuseram uma estratégia de controle adaptativo indireto, onde duas redes neurais são usadas: uma é usada para identificação, é responsável pela geração de uma aproximação do sinal de derivada da saída da planta em relação à sua entrada que é necessário no ajuste de pesos da rede neural usada como controlador. A diferença entre as duas abordagens está no fato de que, no trabalho de Ku e Lee (1995), são usadas redes neurais recorrentes e no trabalho de Ng (1997), são usadas redes neurais *feedforward*.

O trabalho clássico de controle adaptativo direto, usando redes neurais é o trabalho de Yabuta e Yamada (1992), que fica muito aquém do esperado. Eles consideram a derivada da saída da planta em relação à sua entrada como um termo constante encapsulado pela taxa de aprendizado de atualização dos pesos da rede neural. Ou seja, nem atentam para o problema conhecido como *backpropagation through the plant*.

Em geral, para o desenvolvimento de estratégias de controle adaptativo neural direto mais sérias, normalmente são necessárias suposições sobre a planta. Por exemplo, na estratégia apresentada por Cui e Shin (1993), supõe-se que a planta é monotona, ou seja, a derivada da saída da planta com respeito à sua entrada têm sempre o mesmo sinal. Dessa forma, Cui e Chin (1993) provam que mesmo sendo desconhecido o erro de saída da rede neural, o algoritmo de *backpropagation* pode ser usado caso o sinal da derivada da saída da planta em relação à entrada for conhecido.

Esse resultado foi usado na estratégia desenvolvida por Hemerly e Nascimento Jr. (1998) para a sintonia de servo controladores. Deve ser observado que esse resultado não é restrito a aplicações industriais, uma vez que ela é satisfeita, por exemplo, para sistemas lineares cascadeados com atraso, sistemas com zona morta ou saturação. Além disso, o problema de controle adaptativo é simplificado, pois a identificação da planta não é necessária.

4.5.6 Controle Adaptativo para Sistemas Linearizáveis por Retroalimentação

As estratégias de controle conhecidas como linearização por retroalimentação (Isidori, 1989) enfocam na linearização de um sistema não linear através da retroalimentação. Ou seja, essas estratégias de controle consistem em encontrar uma transformação não-linear no espaço de estados que transfiram as coordenadas do sistema para novas coordenadas, onde as não-linearidades do sistema possam ser canceladas. A maior dificuldade para que esse cancelamento ocorra é a necessidade do conhecimento do modelo preciso da planta. Uma forma de remover essa dificuldade é uso de controle adaptativo, onde a modelagem da planta é feita on-line. Esse enfoque foi investigado, para sistemas contínuos no tempo, por Sastry e Isidori (1989), entretanto mesmo fazendo a modelagem on-line, nem sempre a planta a ser controlada satisfaz os modelos propostos. Chen e Khalil (1995; 1992) e, Liu e Chen (1993), direcionando esforços para sistemas a tempo discretos, obtiveram sucesso ao explorar a capacidade das redes neurais como aproximadores universais na modelagem de uma planta a ser controlada e usarem essa modelagem na construção do sinal de entrada, usando para a linearização por retroalimentação.

4.5.7 Controle Adaptativo Paralelo Inverso Usando o Feedback-Error-Learning

Kawato et al. (1987) propuseram um método de controle adaptativo paralelo inverso para ensinar uma rede neural a controlar manipuladores robóticos. A idéia básica desse controlador é combinar a entrada gerada por um controlador por retroalimentação convencional como a entrada gerada por um controlador feedforward fornecido pela rede neural. A única exigência para o controlador por retroalimentação é que ele seja projetado para estabilizar a planta, ou seja, ele não precisa ser sintonizado de modo ótimo, uma vez que a rede neural modificará gradativamente a entrada gerada por esse controlador até finalmente tomar o seu lugar. Uma das grandes diferenças em relação a outras estratégias de controle adaptativo inverso é o treinamento da rede neural baseado em uma regra conhecida como

feedback-erro-learning, ou seja, minimização de um custo que é definido como o quadrado de entrada gerada pelo controlador convencional por retroalimentação.

A estrutura inicial dessa estratégia de controle era basicamente voltada para o controle de manipuladores robóticos. Dessa forma, uma série de modificações nessa estratégia foram necessários e sugeridas Nascimento Jr. (1994) para que ela pudesse ser generalizada para uma grande classe de sistemas. A Fig. 4.13 mostra essa estratégia de controle com a introdução dessas modificações.

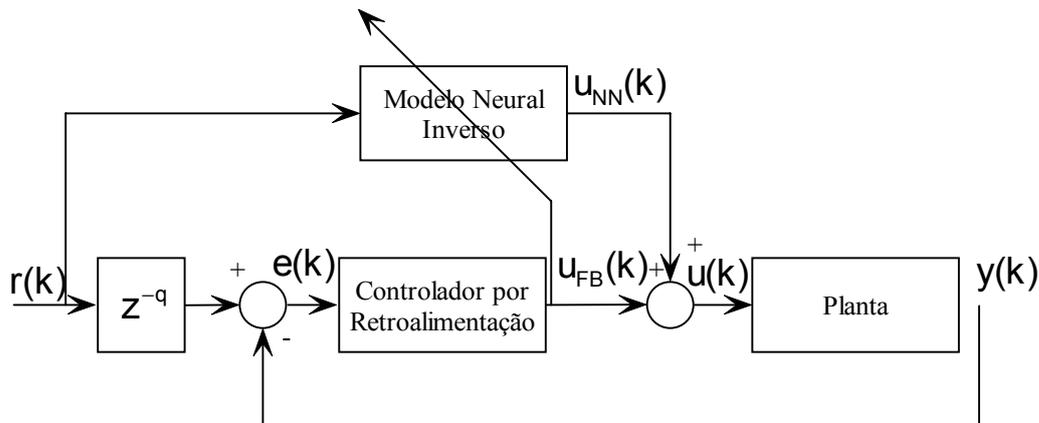


Figura 4.13 Controle adaptativo paralelo inverso usando o feedback-error-learning.

O atraso “q”, na Fig. 4.13 facilita o trabalho da rede neural pois esse tem apenas que aproximar o inverso do sinal atrasado da planta, e não atuar como preditor para compensar o tempo em que a planta demora para reagir a novas entradas. Além disso, como essa modificação, a rede neural pode aproximar modelos inversos atrasados de plantas de fase não-mínima (Rios Neto et al., 1999; Rios Neto, 1998; Widrow e Walach, 1996; Nascimento Jr., 1994).

4.6 Identificação do protótipo de sistema de refrigeração por compressão a vapor.

Neste trabalho, para identificação do sistema, uma rede neural *feedforward* completamente interconectada com três camadas foi empregada como modelo do sistema.

A arquitetura da rede utilizada é mostrada na Fig. 4.14

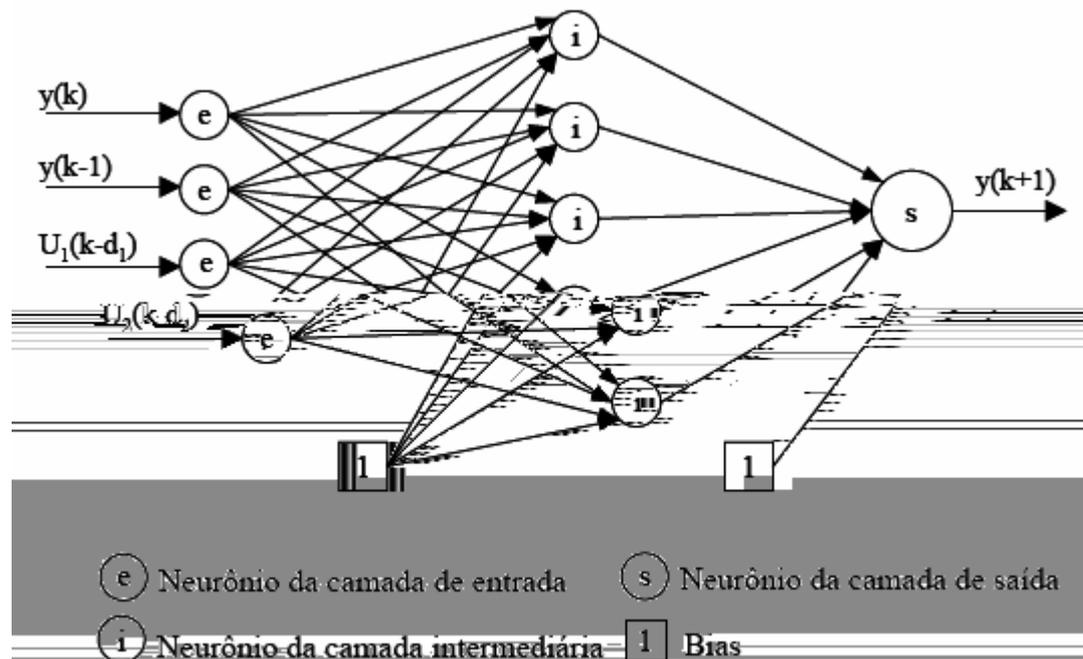


Figura 4.14 – Rede Neural *feedforward* utilizada como modelo empírico.

A função de ativação utilizada na camada intermediária é a função tangente hiperbólica dada pela Equação 4.3

$$f(x_i) = \tanh x_i = \frac{1 - e^{-2x_i}}{1 + e^{-2x_i}} \quad (4.3)$$

A função de ativação utilizada na camada de saída é a função sigmóide dada pela Equação 4.4.

$$f(l) = \frac{1}{1 + e^{-\alpha x}} \quad (4.4)$$

A função “tanh” apresenta limites em $f(x)=1,0$ para valores de x tendendo a $+\alpha$ e apresenta limites de $f(x)=-1,0$ para valores de x tendendo a $-\alpha$. Desta forma, os dados de entrada da rede devem ser normalizados dentro desta faixa.

De modo a evitar problemas com a saturação dos neurônios, utilizou-se uma normalização para os dados entre $-0,9$ e $+0,9$.

4.6.1 Treinamento da Rede Neural

O treinamento consiste no ajuste dos pesos da rede neural de modo a representar o sistema que se deseja modelar, portanto, é uma das etapas mais importantes de sua implementação. O algoritmo de treinamento a ser utilizado depende, primeiramente, do tipo de rede que se está utilizando.

Os dados utilizados como padrões para o treinamento off-line da rede neural foram obtidos do protótipo do sistema, usando os resultados obtidos na análise do planejamento experimental (Capítulo V), e que serão utilizados como modelo preditivo do sistema de refrigeração.

Para começar o treinamento da rede é essencial a determinação do tempo morto do sistema em estudo. Dessa forma, considerando que se trata de um sistema MISO, deve-se obter dados experimentais de modo a verificar o tempo morto em relação a cada uma das variáveis de controle, que neste caso, são a válvula de expansão e a velocidade de rotação do compressor, de modo a proporcionar um funcionamento ótimo do sistema.

A metodologia adotada para a identificação do tempo morto das variáveis do sistema (T_{EV} , $DT_{W,EV}$), foi a aplicação de perturbações degrau nas variáveis de controle:

1° Perturbação degrau na válvula de expansão e mantendo constante a velocidade de rotação do compressor.

Na avaliação destes dados foi possível determinar o tempo morto para o aumento da T_{EV} , obtendo-se $L = \pm 5$ [s], com um tempo de acomodação de ± 100 [s], como mostra a Fig. 4.15.

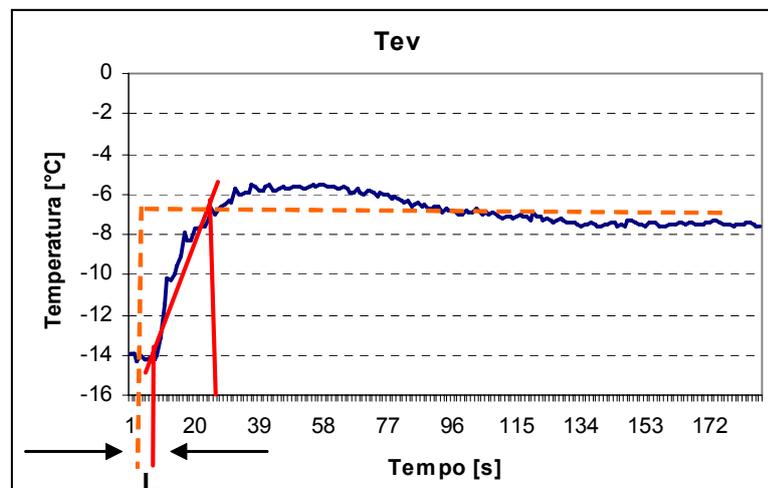


Figura 4.15. Comportamento da T_{EV} com uma perturbação em degrau na válvula de expansão.

Na Figura 4.16 observa-se o aumento do $DT_{w,ev}$ da água no evaporador, estimando-se um tempo morto de $L = \pm 35$ [s], e um tempo de acomodação de ± 120 [s].

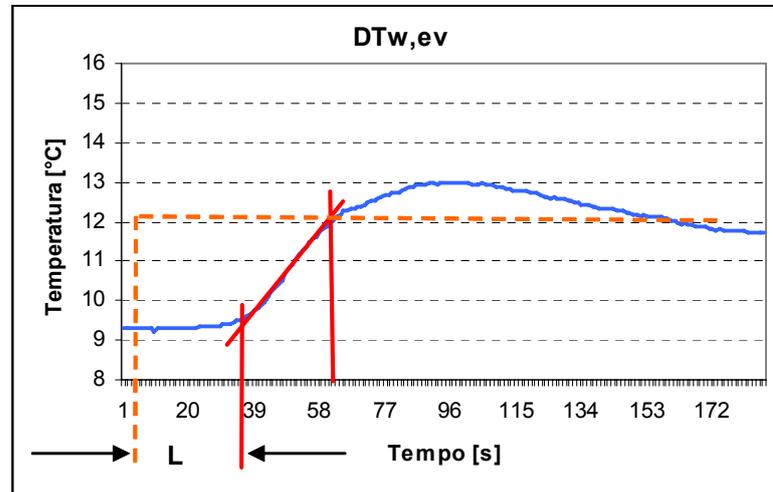


Figura 4.16. Comportamento do $DT_{w,ev}$ com uma perturbação em degrau na válvula de expansão.

2° Perturbação degrau na velocidade de rotação do compressor e mantendo constante a válvula de expansão.

Na Figura 4.17 observa-se o perfil de T_{EV} . A partir destes dados estimou-se o tempo morto para ação de aumento de velocidade, obtendo-se como resultado um valor aproximado de $L = \pm 10$ [s], e um tempo de acomodação de ± 65 [s].

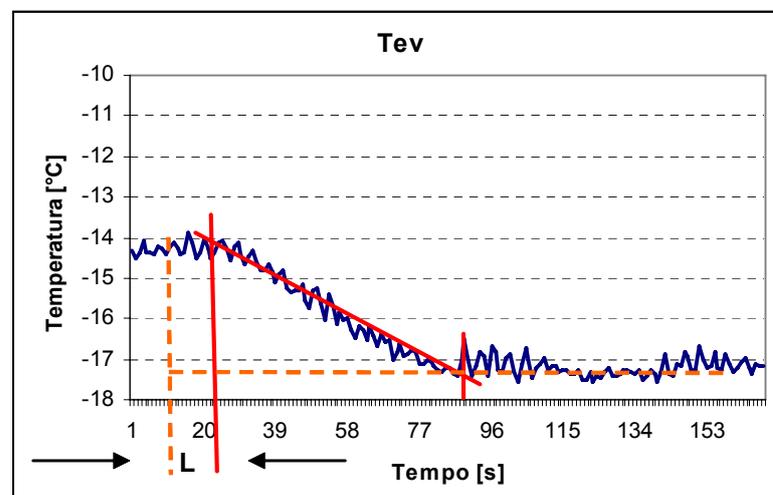


Figura 4.17. Comportamento da T_{EV} com perturbação em degrau na rotação do compressor.

Na Figura 4.18 pode-se observar o perfil do $DT_{w,ev}$ que apresenta uma mudança insignificante da temperatura.

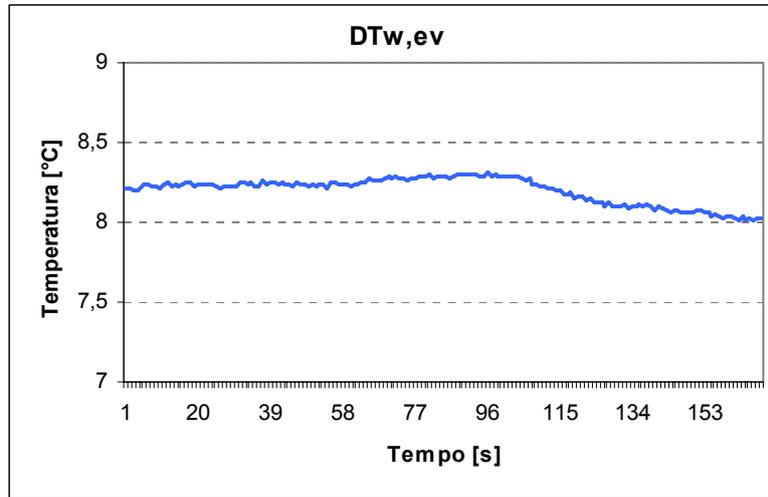


Figura 4.18. Comportamento da $DT_{w,ev}$ com perturbação em degrau na rotação do compressor.

Desta forma, para experimentos que utilizam amostragem de 10 [s], tem-se 3 intervalos como valor de atraso (d_1) no comportamento do $DT_{w,ev}$.

Portanto, a partir dos resultados obtidos, pode-se determinar a forma como os padrões devem ser alimentados na rede neural, de modo a proceder ao seu treinamento, considerando-se o tempo morto do sistema.

Assim, para a formação dos padrões de controle do $DT_{w,ev}$, as entradas de controle devem estar defasadas de " d_1 " intervalos de amostragem, que corresponde ao valor do tempo morto em cada intervalo. A Equação (4.5) apresenta a função que representa a rede para a modelagem do processo em questão. Considerando que a função do modelo é atuar como modelo preditivo do sistema, ou seja, deve ser treinado de modo a prever um passo futuro em relação ao atual, $y(k+1)$, dessa forma as perturbações aplicadas devem estar defasadas em no mínimo de " d_1 " intervalos de amostragem, em relação à saída.

$$y(k+1) = f[y(k) \ Y(k-1) \ U_1(k-3)U_2(k-3)] \quad (4.5)$$

Definida a estratégia a ser utilizada para o treinamento da rede neural, o próximo passo consiste na obtenção do grupo de dados. Os grupos foram coletados em malha

aberta para o sistema, com intervalos de 10 [s]. Os grupos de dados foram obtidos efetuando-se perturbações degrau como mostra a Fig.4.19

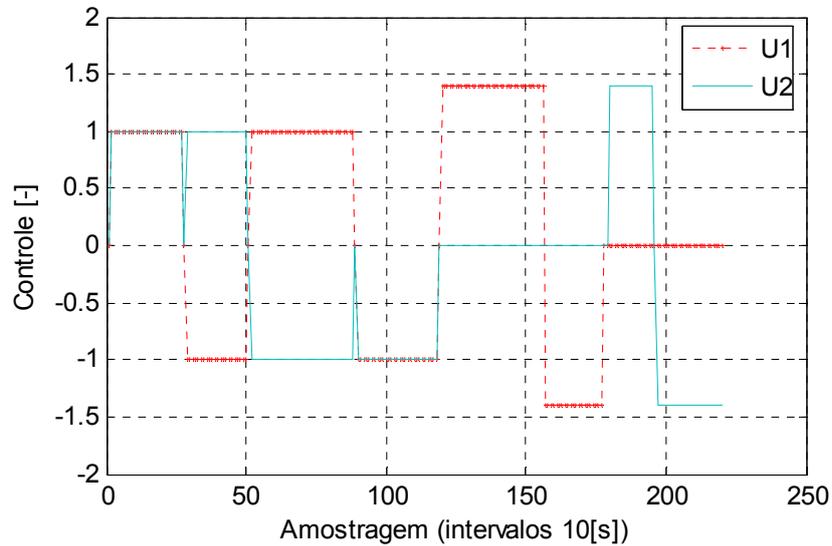


Figura 4.19. Perturbações aplicadas nas variáveis de controle para o grupo de treinamento.

As Equações (4.6) e (4.7) são de codificação das variáveis de controle.

$$\text{Val} = 128.U_1 \quad (4.6)$$

$$\text{rpm} = 1035,7.U_2 + 3050 \quad (4.7)$$

Tabela 4.1. Níveis superiores e inferiores das variáveis de controle.

Variável	Nível inferior	Valor	Nível superior	Valor
Válvula [passos do motor passo]	-1.4	-179	1.4	179
rpm	-1.4	1600	1.4	4500

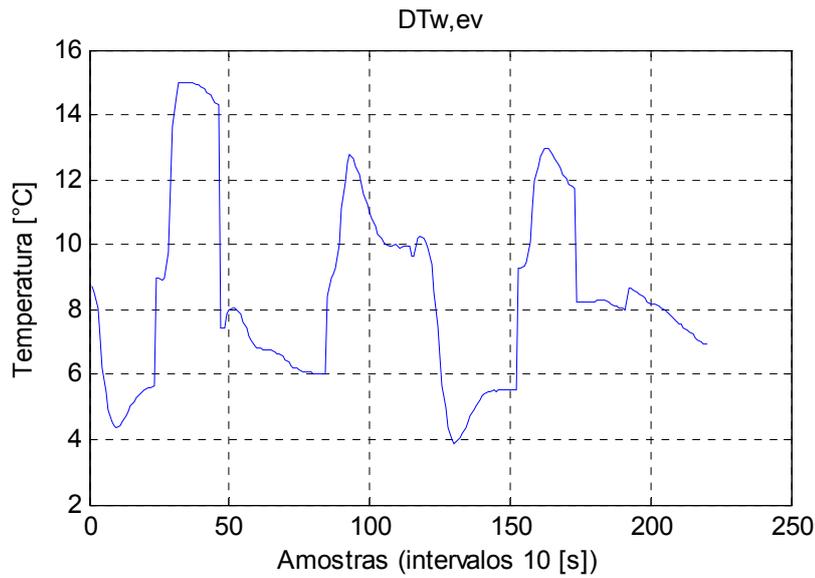


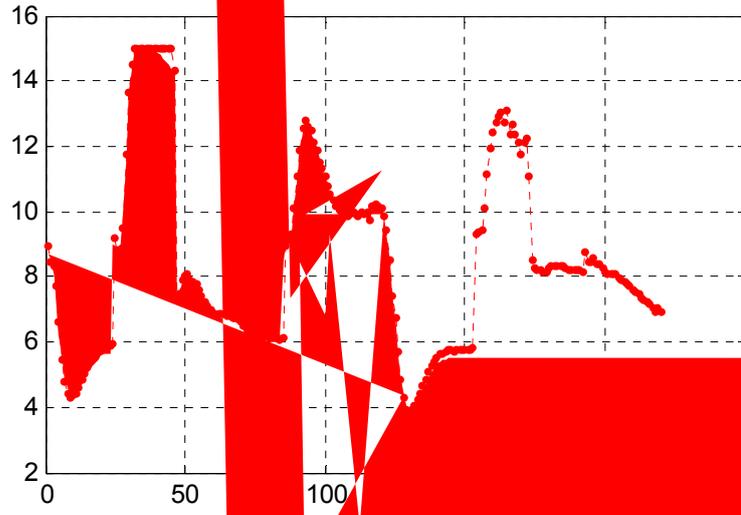
Figura 4.20. Resposta da DTw, ev com perturbação aplicadas na Fig. 4.19.

Definidos os grupos de dados que serão utilizados no treinamento do modelo neural, a próxima etapa compreende o processo de treinamento propriamente dito.

Cabe ressaltar que todos os métodos utilizados no treinamento, foram, originalmente, baseados nas ferramentas disponíveis no *Toolbox* do aplicativo *MatLab*® (*The MathWorks*®).

Tabela 4.2 Avaliação de desempenho dos métodos de treinamento.

Método	Erro médio quadrático	épocas
TRAINBFG	9,76669e-4	15001
TRAINGD	9,98148e-4	35004
TRAINLM	5,45861e-3	25048



CAPITULO V

ANALISE DO PROTÓTIPO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Após a montagem e instalação do sistema de refrigeração e da instrumentação, passou-se à fase de operação do sistema. Esta fase caracterizou-se por diversos ajustes nas condições de operação, problemas de implementação e montagem foram sendo solucionados, sucessivamente, de acordo com os recursos disponíveis.

Devido à complexidade do sistema de refrigeração, diversos ensaios de conhecimento do comportamento das variáveis e suas interações tiveram que ser realizados. Tais ensaios fazem parte da metodologia de familiarização com o sistema, que foi de fundamental importância no desenvolvimento dos controladores.

Com o objetivo de obter um conhecimento do comportamento dinâmico das variáveis dependentes, o sistema de refrigeração foi submetido a diferentes perturbações individuais e múltiplas, a partir de condições em regime permanente, a fim de analisar as tendências e atenuações dos parâmetros do sistema, a partir das mesmas condições iniciais.

5.1. Metodologia

5.1.1 Pré-processador termodinâmico.

As grandezas físicas medidas pelos sensores (pressão, temperatura, etc) instalados na bancada experimental, são tratadas matematicamente utilizando um algoritmo pré-processador termodinâmico, Fig. 5.1, para obter as propriedades térmicas não mensuráveis, como: entalpia, entropia, COP , UA , \dot{m}_{ref} ,etc., dentre outras, e acompanhar a evolução das grandezas e propriedades no tempo.

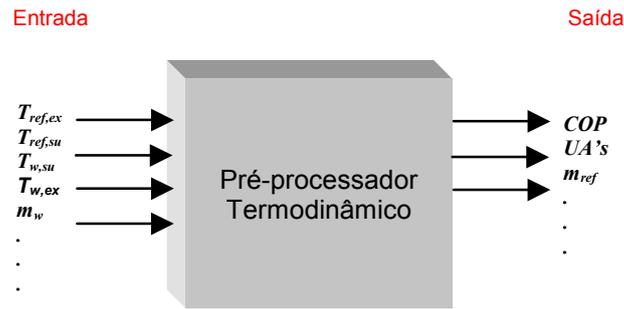


Figura 5.1 Esquema do Pré-processador termodinâmico.

5.1.2 Cálculo das propriedades térmicas.

O coeficiente de operação (COP) é usualmente definido como sendo a relação entre o efeito útil desejado e o trabalho necessário para obter esse efeito útil, que pode ser refrigeração ou aquecimento (bomba de calor).

$$\text{COP} = \frac{\text{Efeito útil}}{\text{Trabalho necessário}}$$

No caso do sistema operando em ciclo ideal (ciclo padrão), são usados dois parâmetros bem conhecidos da literatura consultada, o coeficiente de operação ou de desempenho e o rendimento isentrópico do compressor. Estes são obtidos utilizando as entalpias dos estados obtidos no pré-processador e podem ser escritos como:

$$\text{COP} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (5.1)$$

$$\eta_{\text{isentrópico}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (5.2)$$

Os valores das entalpias podem ser obtidos através de correlações termodinâmicas, quando se conhece as temperaturas e as pressões do refrigerante, nos pontos de entrada e saída do compressor e do evaporador.

5.1.3 Determinação da vazão mássica.

A vazão mássica de refrigerante foi determinada, experimentalmente, através de balanço de energia no evaporador e no condensador. Escrevendo a equação geral da primeira lei da termodinâmica para um volume de controle em um sistema de múltiplas entradas e saídas, tem-se:

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^n \dot{m}_{i,su} h_{su,i} + \frac{V_{su,i}^2}{2} + \sum_{i=1}^n W_i = \frac{dU}{dt} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_{i,ex} h_{ex,i} + \frac{V_{ex,i}^2}{2} \quad (5.3)$$

Foram adotadas as seguintes simplificações no cálculo da vazão mássica de refrigerante nos trocadores de calor:

- No cálculo da entalpia do refrigerante é desprezada a presença de óleo lubrificante;
- Levando em conta um bom isolamento térmico feito nos trocadores, despreza-se a perda de calor para o meio ambiente;
- Foram desprezadas as variações de energia cinética e potencial.

Para regime permanente ($dU/dt = 0$) e considerando as simplificações acima, pode-se re-escrever a equação (4.1):

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_{i,su} \cdot h_{su,i} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{i,ex} \cdot h_{ex,i} \quad (5.4)$$

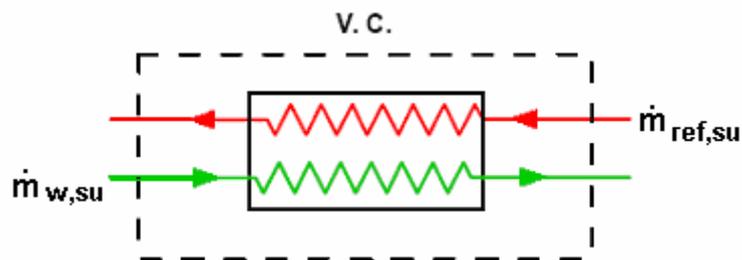


Figura 5.2 – Volume de controle nos trocadores de calor.

Para um volume de controle em um dos trocadores, como ilustrado na Fig. 5.2, reescreve-se a equação:

$$\dot{m}_{\text{ref,su}} \cdot h_{\text{ref,su}} + \dot{m}_{\text{w,su}} \cdot h_{\text{w,su}} = \dot{m}_{\text{ref,ex}} \cdot h_{\text{ref,ex}} + \dot{m}_{\text{w,ex}} \cdot h_{\text{w,ex}} \quad (5.5)$$

Da equação da continuidade assumindo $dm_{v,c}/d = 0$, tem-se que:

$$\dot{m}_{\text{su}} = \dot{m}_{\text{ex}} \quad (5.6)$$

Assim, a equação final para a determinação indireta da vazão mássica de refrigerante através da equação de conservação da energia é

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{\dot{m}_{\text{w}} (h_{\text{w,ex}} - h_{\text{w,su}})}{(h_{\text{ref,ex}} - h_{\text{ref,su}})} \quad \text{ou} \quad \dot{m}_{\text{ref}} = \frac{\dot{m}_{\text{w}} C_{p,w} (T_{\text{w,ex}} - T_{\text{w,su}})}{(h_{\text{ref,ex}} - h_{\text{ref,su}})} \quad (5.7)$$

O grau de superaquecimento e de sub-resfriamento foi mantido sempre acima de 10 °C, para evitar a presença de fluxo bifásico, garantindo exatidão na medida da pressão naqueles pontos e, conseqüentemente, no cálculo da vazão.

5.1.4 Análise de incertezas no cálculo da vazão mássica

Seja uma grandeza genérica “F”, calculada em função de diversas variáveis “m_i” medidas experimentalmente.

$$F = f(m_1, m_2, \dots, m_n) \quad (5.8)$$

Pode-se usar uma expansão em serie de Taylor para estabelecer uma relação entre as variações na medição, e a mudança provocada no valor verdadeiro de “F”, denotado como:

$$\delta F = \frac{\delta f}{\delta m_1} \cdot \delta m_1 + \dots + \frac{\delta f}{\delta m_n} \cdot \delta m_n \quad (5.9)$$

É usual definir a incerteza da variável “F” aplicando a soma do quadrado dos erros (RSS) na Equação. 5.9, (Taylor, 1988):

$$\delta F = \pm \frac{\delta f}{\delta m_1}^2 \cdot \delta m_1^2 + \dots + \frac{\delta f}{\delta m_n}^2 \cdot \delta m_n^2 \quad (5.10)$$

Aplicando a Eq.(5.10) na Eq.(5.7), determina-se à incerteza combinada na vazão mássica de refrigerante calculada, o valor da incerteza é mostrado no Anexo II.

$$\delta F = \pm \left[\frac{h_{w,ex} - h_{w,su}}{h_{ref,ex} - h_{ref,su}} \right]^2 \cdot \delta \dot{m}_w^2 + \frac{\dot{m}_w}{h_{ref,ex} - h_{ref,su}} \cdot \delta h_{w,ex} + \frac{-\dot{m}_w}{h_{ref,ex} - h_{ref,su}} \cdot \delta h_{w,su} \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{-\dot{m}_w (h_{w,ex} - h_{w,su})}{(h_{ref,ex} - h_{ref,su})^2} \cdot \delta h_{ref,ex} + \frac{\dot{m}_w (h_{w,ex} - h_{w,su})}{(h_{ref,ex} - h_{ref,su})^2} \cdot \delta h_{ref,su} \quad (5.11)$$

A incerteza nas entalpias é determinada usando o software “Equation Engineering Solver” (EES), para tanto, deve-se fornecer a incerteza na medição da temperatura e da pressão de cada ponto, as quais estão também listadas no Anexo II.

5.2. Determinação das condições iniciais dos ensaios

Para o desenvolvimento dos ensaios de determinação dos parâmetros de controle do sistema de refrigeração, foi necessária a definição de suas condições iniciais, em regime permanente, que servirão como referência para as perturbações nas variáveis do sistema.

A abertura da válvula de expansão e a frequência de rotação do compressor foram pré-estabelecidas como as variáveis manipuláveis do sistema de refrigeração.

A definição das condições iniciais consistiu em alcançar um regime permanente, que permitisse obter a amplitude das variações positiva e negativa das variáveis manipuláveis do sistema.

A realização do ensaio consistiu em colocar o sistema de refrigeração em funcionamento, o ensaio foi considerado terminado quando se estabeleceu um regime permanente das variáveis monitoradas do sistema.

Sabe-se que o sistema de refrigeração é um ciclo fechado, cujas condições termodinâmicas do refrigerante primário em cada posição do circuito são dependentes entre si e das condições externas, intrinsecamente, as variáveis se adequarão a uma condição induzida, devido ao controle exercido pela válvula de expansão mediante a manutenção do superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador.

5.3 Perturbações individuais com diversas amplitudes

É usual em ensaios de sintonia de controladores convencionais, apenas a investigação da reação do processo frente à perturbação com uma única amplitude e sentido, considerando-se que perturbações diversas promoverão reações proporcionais às obtidas nos ensaios. Esta consideração é equivocada em sistemas não lineares.

Foram definidos dois níveis de perturbação positiva e dois níveis de perturbação negativa, para cada variável manipulada. As condições iniciais dos ensaios e os níveis de perturbações individuais são apresentados na tabela 5.1. As condições iniciais foram escolhidas como condições padrão nos ensaios de perturbações, devido à faixa de variação mais conveniente das variáveis manipuladas.

Tabela 5.1 - Condições iniciais e níveis de perturbações individuais, com diversas amplitudes.

Condições Iniciais							
Controle da Válvula de expansão (%)				Freq. Rotação do compressor (Hz)			
50 %				105			
Variação das perturbações							
CVE				FRC			
-20 %	-10 %	10%	20%	-45	-22	22	45

Tabela 5.2 - Planejamento de ensaios com perturbações individuais em diversas amplitudes, partindo-se das condições iniciais.

Ensaio	CVE (%)	FRC (Hz)
1	5 %	0
2	10 %	0
3	-5%	0
4	-10%	0
5	0	22
6	0	45
7	0	-22
8	0	-45

5.3.1 Resultados obtidos durante os ensaios.

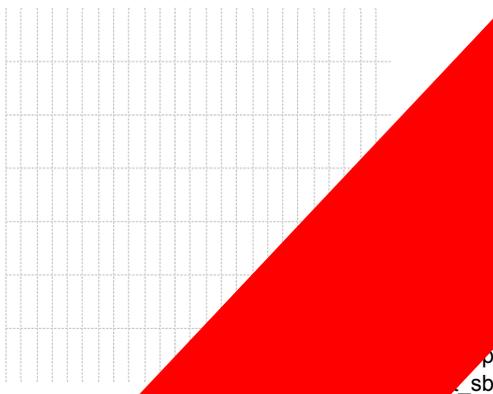
As condições iniciais da Tab. 5.1 foram alcançadas em regime permanente e foram utilizadas como ponto de partida em todos os ensaios de perturbações nas variáveis manipuladas. Algumas variações nos valores foram identificadas devido a alterações ambientais e de natureza inerente ao processo de resfriamento.

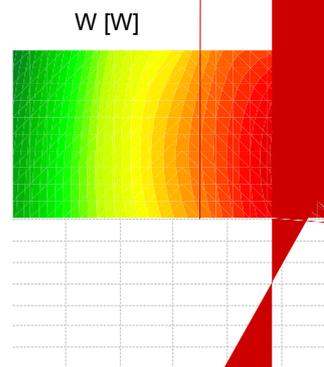
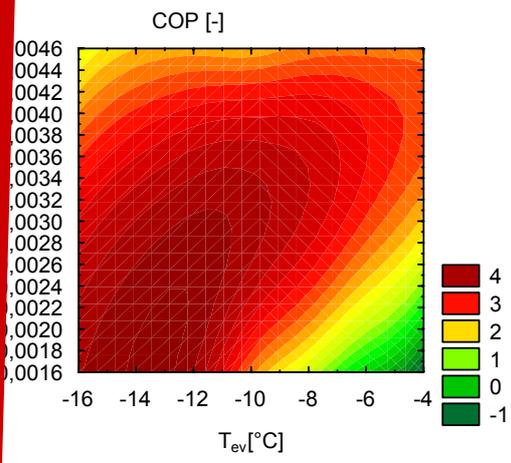
A seguir são apresentados dois casos dos ensaios realizados no sistema.

1° Caso: Mudança na válvula de expansão.

Nas Figuras 5.1a e 5.1b observa-se às mudanças nas temperaturas de saturação, temperatura de condensação, grau de superaquecimento e sub-resfriamento (T_{ev} , T_{co} , T_{sc} , T_{sb}) em função de potência e fluxo de transferência de calor. O ensaio consistiu em fechar a válvula e deixando o sistema entrar em regime, tendo como referência a temperatura de evaporação T_{ev} , no caso inicial, demorou 260s para entrar em regime e no segundo caso, 90 [s].

Evolução das Temperaturas





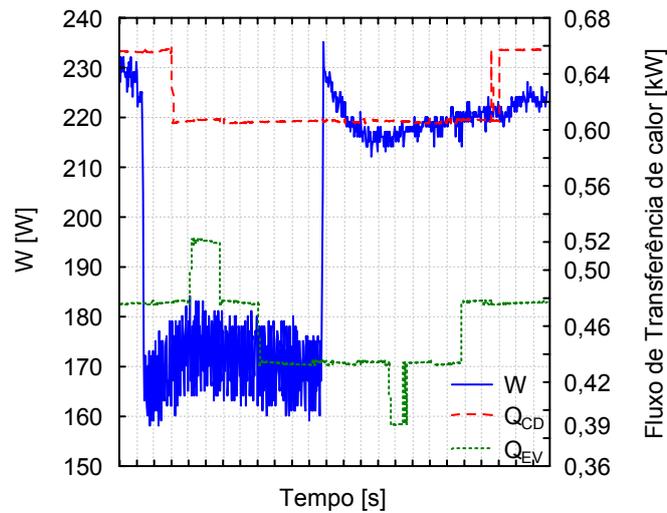


Figura 5.4 Variação da potência consumida e fluxo de transferência de calor nos trocadores (4200-3150 [rpm]).

Nas Figuras 5.5.a e 5.5.b observa-se a variação do COP e da potência consumida pelo compressor, ambas em relação à T_{EV} e à \dot{m}_{ref} .

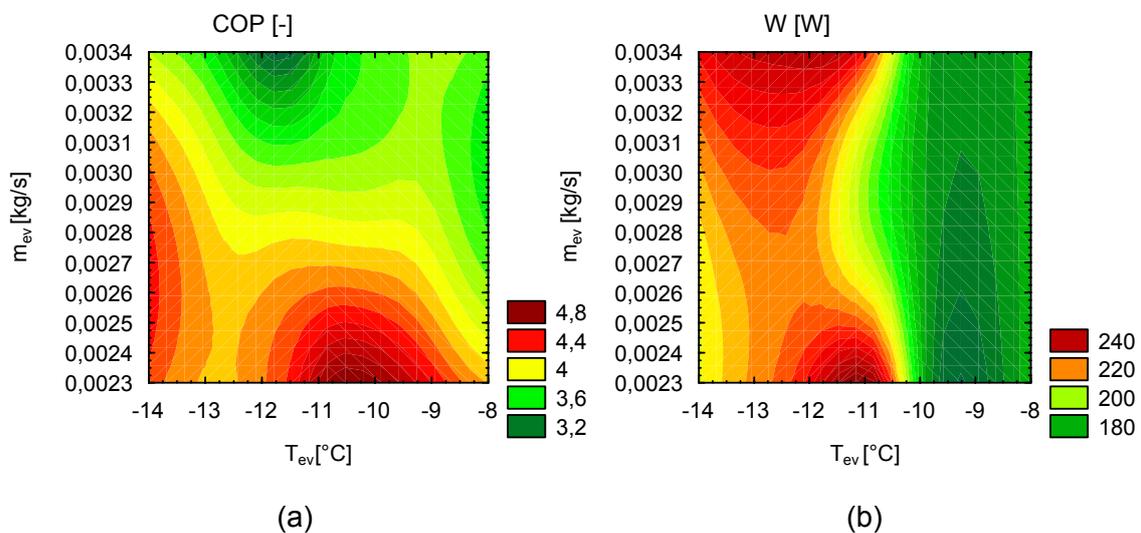


Figura 5.5 Variação do COP e W em relação T_{EV} e \dot{m}_{ref} (4200-3150 [rpm]).

Uma mudança similar ao caso anterior, diminuição da velocidade de rotação do compressor de 4200-1800 [rpm], observa-se a mudança dos perfis de temperaturas.

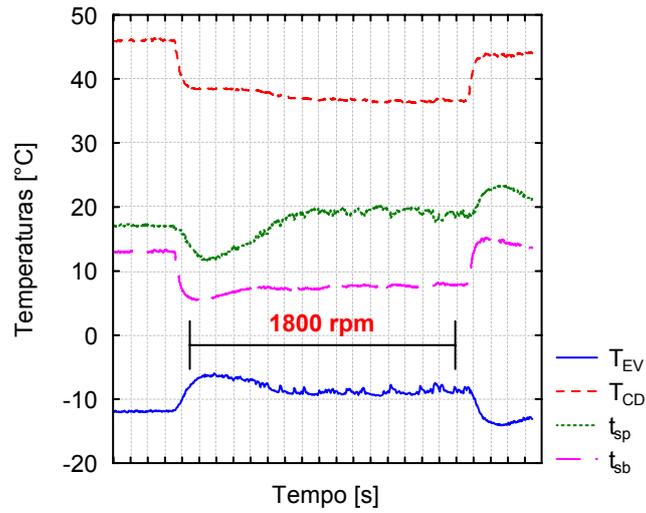


Figura 5.6 Perfil das temperaturas durante mudança de rotação (4200-1800 [rpm]).

Na Figura 5.7 observa-se que, na rotação mínima do compressor, o consumo de potência não é estável, oscilando entre 130 - 100 [W].

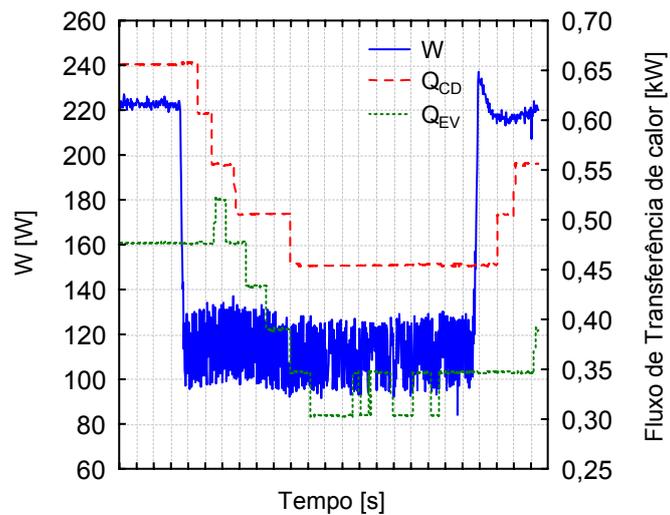


Figura 5.7 Variação da potência consumida e fluxo de transferência de calor nos trocadores (4200-1800 [rpm]).

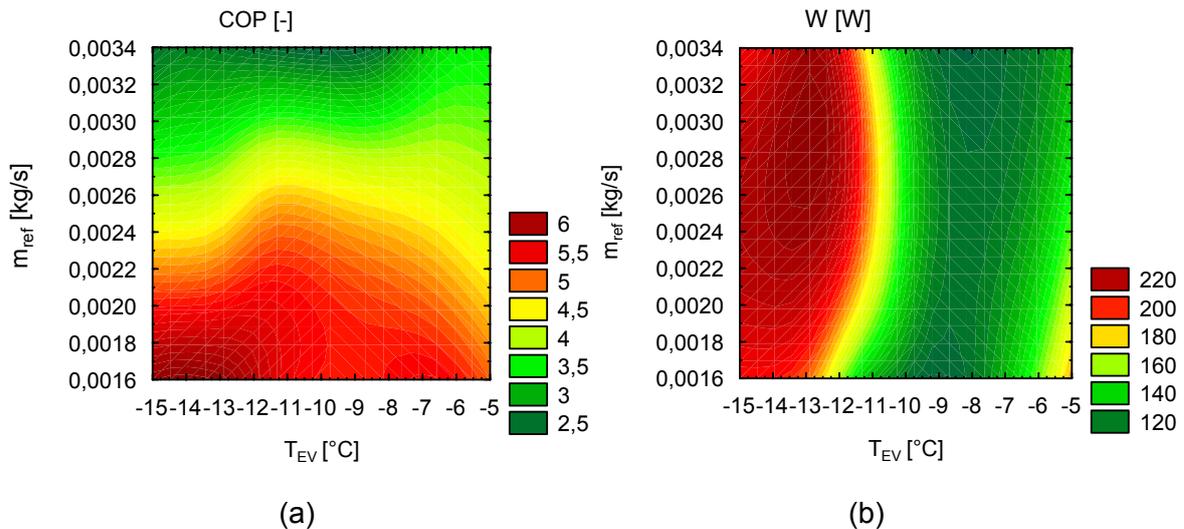


Figura 5.8 Variação do COP e W em relação T_{EV} e \dot{m}_{ref} (4200-1800 [rpm]).

5.4 Comportamento dinâmico das variáveis sob perturbações simultâneas

O sistema de refrigeração caracteriza-se como um circuito fechado, onde todas as variáveis interagem entre si e o meio externo. Esta interação foi observada nos ensaios preliminares, pela constatação de respostas e desvios do comportamento esperado.

O estudo das interações das variáveis manipuladas nas variáveis de processo, é de fundamental importância para a implementação do controle multivariável. Tendo em vista a não linearidade constatada anteriormente, a aplicação de controladores convencionais pode ser ineficiente, possibilitando a viabilidade da utilização de controladores avançados nestes tipos de processos.

Uma metodologia de planejamento experimental foi aplicada, objetivando o conhecimento da dinâmica das interações das variáveis de processo do sistema de refrigeração, quando submetidas a perturbações das variáveis manipuladas. O conhecimento deste comportamento permitirá a construção da base de conhecimento das malhas de controle.

5.4 1. Metodologia de planejamento experimental.

A metodologia de planejamento fatorial permite a obtenção de correlações multivariáveis e o estudo dos efeitos e das interações das variáveis a partir de ensaios com valores adequadamente estabelecidos (níveis), possibilitando uma análise estatística dos resultados obtidos (resposta).

Inicialmente, desenvolve-se um planejamento fatorial de dois níveis, sendo as variáveis de estudo definidas em um valor máximo (+1) e em um valor mínimo (-1), denominados, níveis. Os níveis estão correlacionados com um nível central de referência (nível 0). Esta investigação inicial é de grande utilidade para o estudo dos efeitos das variáveis na variável resposta.

Esse planejamento pode ser então ampliado para um planejamento fatorial completo, através da adição de níveis axiais ($+\alpha$ e $-\alpha$), podendo, assim, estabelecer relações matemáticas entre as respostas e os fatores. Estas relações podem ser polinomiais lineares ou quadráticas.

A quantidade de ensaios do planejamento é definida pela expressão 2^n , onde o valor de "n" representa a quantidade de variáveis (fatores) estudadas. Na realização do planejamento fatorial completo, o valor do nível "a" é definido pela expressão $\sqrt[4]{2^n}$, sendo adicionado ao planejamento um número de ensaios definido pela expressão 2^n .

5.4.2 Desenvolvimento dos planejamentos experimentais

Planejamentos experimentais fatoriais completos foram propostos para verificar e quantificar os efeitos individuais e de interações, a partir das perturbações simultâneas das variáveis manipuladas (fatores) nas variáveis de processo (resposta). A metodologia de superfície de resposta foi utilizada para definir modelos empíricos, que auxiliem na predição do comportamento do sistema, dentro do intervalo de trabalho das variáveis.

Pretendeu-se definir uma metodologia para o conhecimento do sistema, mais eficiente e mais rápida, baseada em tratamentos estatísticos, reduzindo a necessidade de um número maior de observações.

Foi constatado, anteriormente, que perturbações individuais positivas e negativas produziam efeitos de diferentes amplitudes nas variáveis de processo, assim, foram propostos dois planejamentos experimentais para estudar os comportamentos de mesmo sentido, com cada tipo de perturbação: frequência de rotação do compressor e válvula de expansão.

As duas variáveis manipuladas foram utilizadas como fatores do planejamento, sendo necessária a realização de 11 ensaios, ou seja, $2^n + 2n$ ensaios e uma triplicata no ponto central para a estimativa do erro experimental.

Quando se utilizam três fatores no planejamento experimental, os pontos axiais ($+\alpha$ e $-\alpha$) possuem o valor codificado de 1,4. As perturbações promovidas nos ensaios, seguindo

os planejamentos experimentais, foram realizadas a partir das condições iniciais conforme Tab. 5.1.

Nos ensaios preliminares, foi observado que a mudança de velocidade do compressor produz efeitos menores nas temperaturas de evaporação e condensação, que as observadas nas mudanças de posição da válvula de expansão.

É importante ressaltar que o objetivo da metodologia adotada, foi a obtenção do conhecimento das interações entre as perturbações nas variáveis manipuladas, visando alcançar um tipo de resposta específico (positivo ou negativo) das variáveis de processo.

Na Tabela 5.3 são apresentados os fatores e níveis adotados no planejamento experimental.

Tabela 5.3 Fatores e níveis adotados.

Fatores									
Controle da Válvula de expansão (%)					Freq. Rotação do compressor (Hz)				
$-\alpha$	-1	0	+1	$+\alpha$	$-\alpha$	-1	0	+1	$+\alpha$
Variação das perturbações									
CVE					FRC				
-20 %	-10 %	10%	20%		-45	- 22	22	45	

5.4.3. Resultados obtidos no planejamento experimental.

Na Tabela 5.4 é apresentada a matriz de planejamento desenvolvida, e as respostas associadas a cada ensaio, obtidas, experimentalmente.

A combinação das respostas dos ensaios permite a obtenção de uma correlação multivariável (modelos linear ou quadrático), que facilita a compreensão e a visualização do comportamento das variáveis de processo, temperatura de evaporação (T_{EV}) e Coeficiente de Desempenho (COP), de maneiras gráfica e matemática.

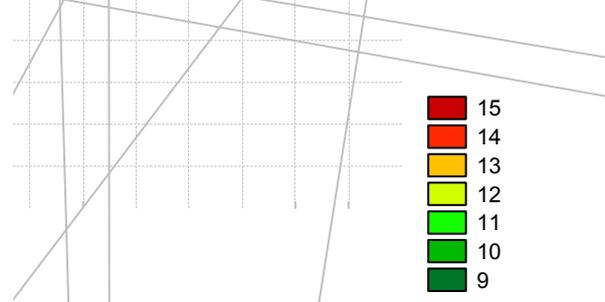
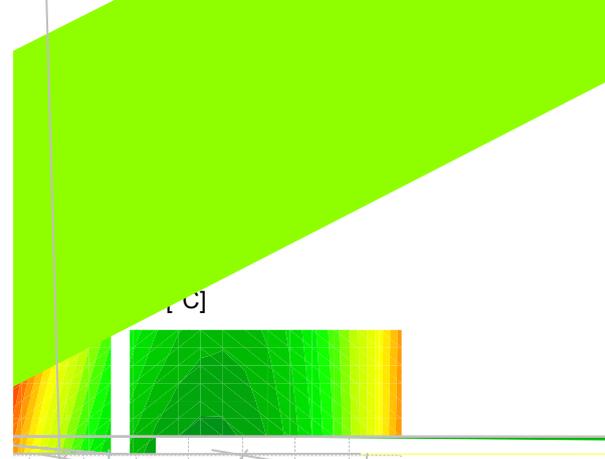
Os efeitos individuais e de interações das variáveis manipuladas foram determinados e são representados nas Tab.5.4 e 5.5.

Tabela 5.4 Apresenta os resultados obtidos no teste 1.

Ensaio	Fatores		Respostas						
	CVE	FRC	COP	T_{EV}	W	\dot{Q}_{EV}	\dot{Q}_{CD}	$T_{W,EV}$	T_{sb}
1	1	1	4,3	-9,2	270	0,591247	0,832416	10,8	11,5
2	-1	1	4,6	-9,5	265	0,59098	0,83366	10,7	12,4
3	1	-1	6,1	-6,4	143,8	0,472461	0,667782	8,8	9,87
4	-1	-1	6,3	-6,8	144,7	0,47196	0,666695	8,7	9,4
5	1,4	0	5,6	-8	185,2	0,530914	0,723219	9,7	12,7
6	-1,4	0	5,7	-8	183,4	0,5300369	0,723195	9,6	12,6
7	0	1,4	4,9	-8,6	285,5	0,589725	0,807707	10,6	13,1
8	0	-1,4	6,9	-5,7	136,2	0,413093	0,626317	7,8	10,4
9	0	0	5,9	-7,1	185,5	0,47149	0,721578	8,5	13,8
10	0	0	5,5	-6,4	190,8	0,531989	0,776583	9,3	13,7
11	0	0	6,5	-7,6	183,2	0,471307	0,7236	8,6	13,9

Tabela 5.4 Apresentação dos resultados obtidos no teste 2

Ensaio	Fatores		Respostas							
	CVE	FRC	COP	T_{EV}	W	\dot{Q}_{EV}	\dot{Q}_{CD}	T_{sp}	$T_{W,EV}$	T_{sb}
1	1	1	4,4	-9	273,7	0,6488	0,8348	30,4	11,2	11,3
2	-1	1	4	-2,9	322,6	0,7676	1,0005	24	13	8,3
3	1	-1	6,3	-7	141,5	0,4722	0,6507	28,6	8,6	9,3



(b)

Para caracterizar o comportamento das condições de refrigeração, foi observado resultados similares, como é o caso de vários ensaios para obter uma base de dados para o treinamento da rede neural.

O sistema da ordem de 3 a 6, sendo

(b)

Pode-se observar que na Fig. 5.10 (a) e (b) as iso-linhas não apresentam comportamentos similares no cálculo do COP, em relação ΔFRC e ΔCVE , fato que deve ser considerado na implementação do controlador neural.

A seguir apresenta-se o comportamento das diferenças de temperaturas da água no evaporador e no condensador, da potência consumida e do fluxo de transferência de calor do sistema durante as perturbações realizadas.

Os ensaios que apresentam maior variação das variáveis em análise, também são apresentados, graficamente.

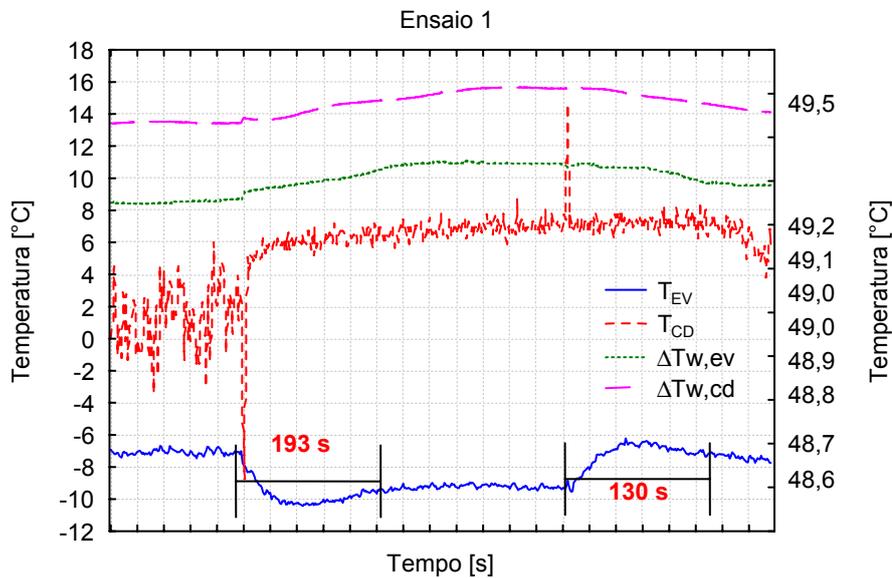


Figura 5.11. Perfil de temperaturas durante a perturbação no ensaio 1.

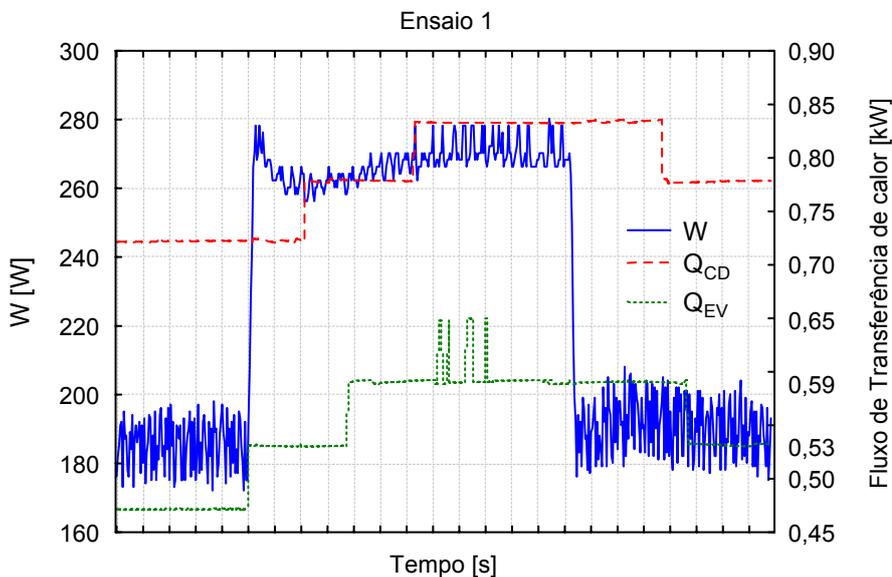


Figura 5.12. Perfil do consumo de potência e fluxo de transferência de calor nos trocadores de calor no ensaio 1

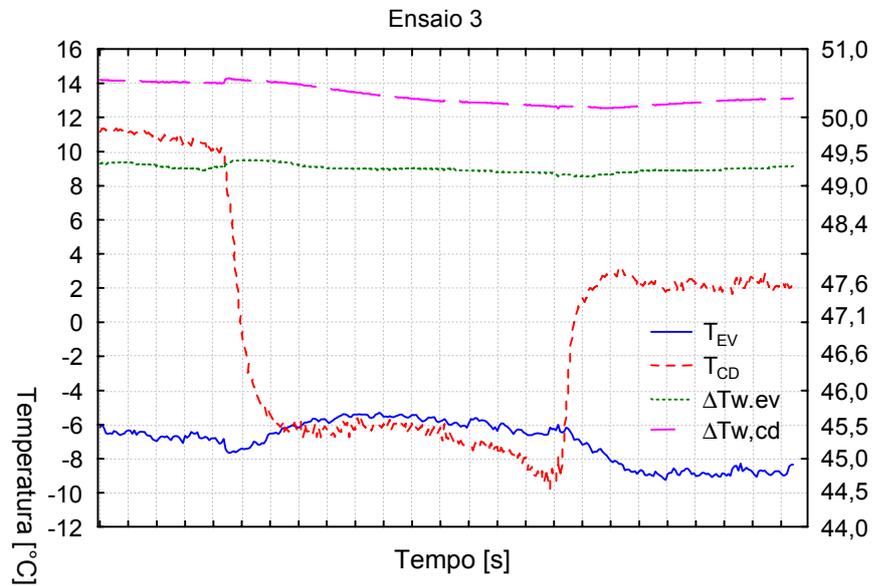


Figura 5.13. Perfil de temperaturas durante a perturbação no ensaio 3.(eixo secundário T_{cd})

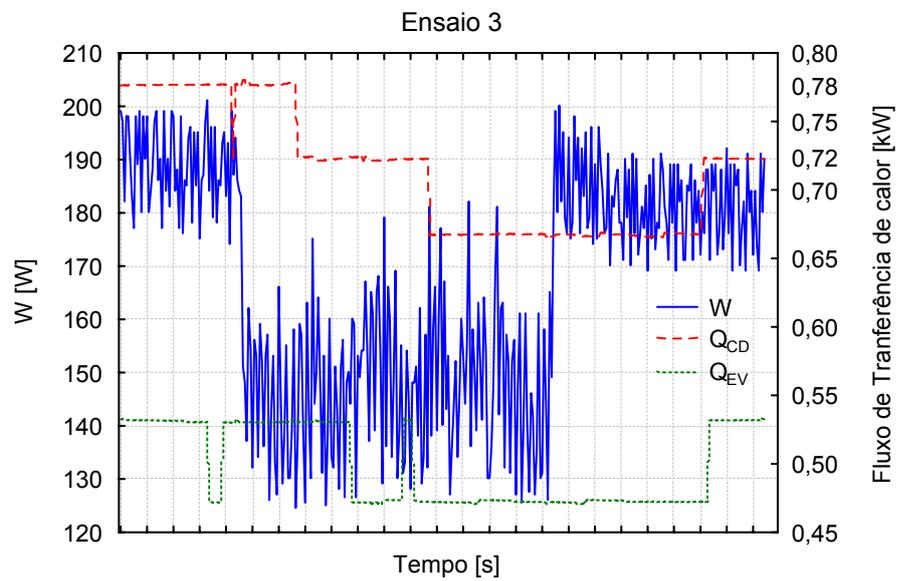


Figura 5.14. Perfil do consumo de potência e fluxo de transferência de calor nos trocadores de calor no ensaio 3

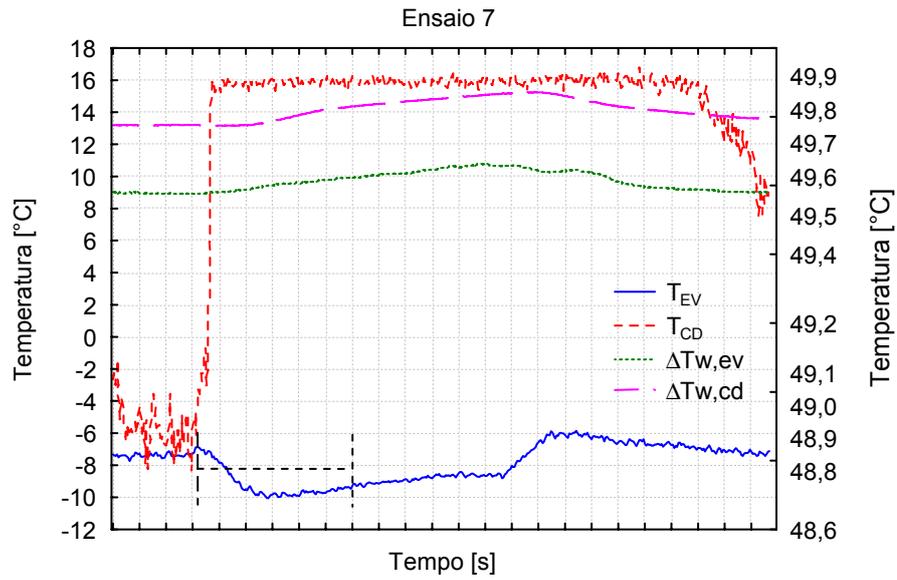


Figura 5.15. Perfil do consumo de potência e fluxo de transferência de calor nos trocadores de calor no ensaio 7

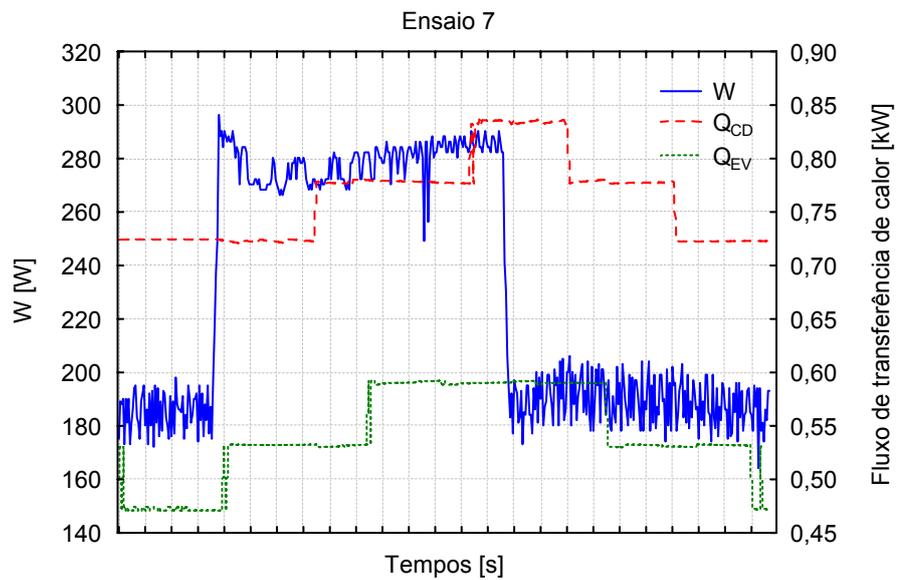


Figura 5.16. Perfil do consumo de potência e fluxo de transferência de calor nos trocadores de calor no ensaio 7

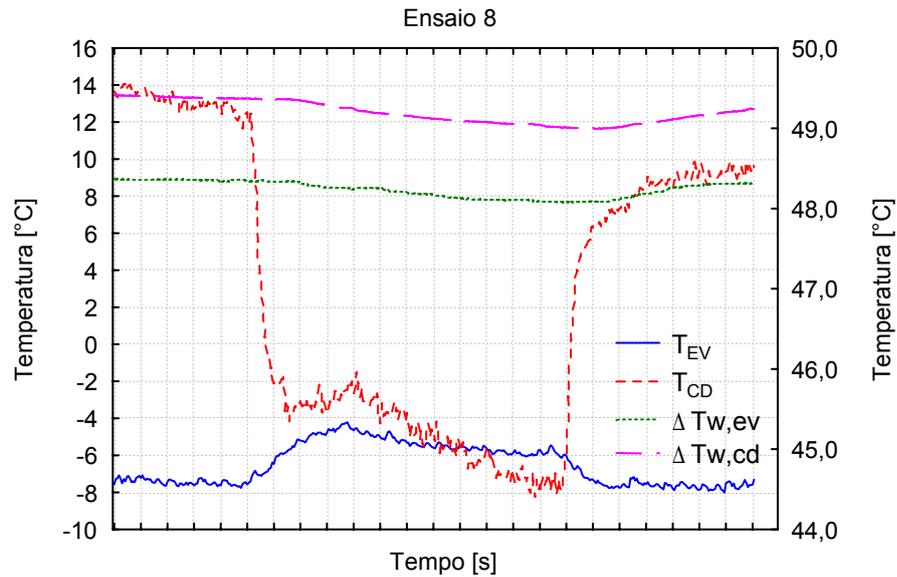


Figura 5.17. Perfil do consumo de potência e fluxo de transferência de calor nos trocadores de calor no ensaio 8.

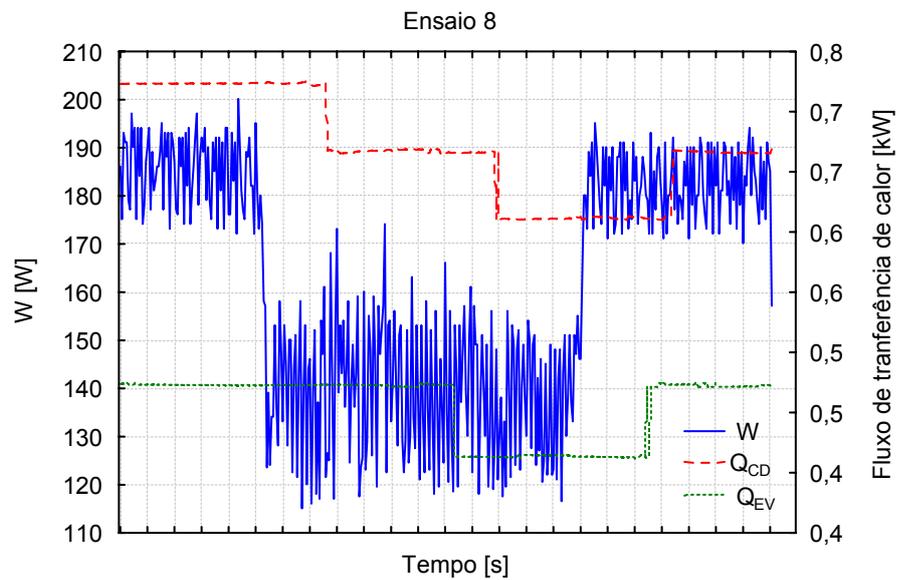


Figura 5.18. Perfil do consumo de potência e fluxo de transferência de calor nos trocadores de calor no ensaio 8

A investigação do comportamento dinâmico simultâneo das variáveis de processo, possibilitou o conhecimento dos efeitos individuais e de interação das variáveis manipuladas, identificando informações que vão contribuir para a definição mais efetiva das malhas de controle, para o projeto de controladores inteligentes multivariáveis.

Significativas variações da temperatura de evaporação foram observadas, manipulando-se as frequências de rotação do compressor, concluindo que esta variável manipulada pode compor uma malha de controle simples para a temperatura de evaporação.

De uma forma geral, a temperatura de saída da água do evaporador apresentou comportamento oposto à temperatura de evaporação, sendo fortemente influenciada pelas variações na válvula de expansão.

CAPITULO VI

IMPLEMENTAÇÃO DO CONTROLE NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR.

A técnica de controle utilizada é baseada no controle preditivo tendo fundamento em algumas idéias recolhidas na literatura consultada, sendo as principais:

- As saídas futuras do sistema são previstas a cada instante de tempo k utilizando um modelo do sistema. Estas saídas previstas, $y(k+i)$, dependem dos valores passados conhecidos no instante k (entradas e saídas passadas) e dos futuros sinais de controle $U_j(k+i)$, com $j=1\dots N$ (Número de variáveis manipuladas)
- O conjunto de futuras ações de controle é calculado otimizando algum critério de forma a manter o sistema o mais próximo possível de uma trajetória de referência, que pode ser o próprio *set point* ou, em geral, uma trajetória suave de mudança de *set point*

O critério de otimização empregado é o erro quadrático ($w(k)$) entre a saída do sistema e a trajetória prevista.

Neste trabalho, o controle foi implementado em um sistema MISO (múltiplas entradas e uma saída), para ser mais preciso, tem-se duas variáveis de entrada (variáveis manipuladas): Válvula de expansão (U_1) e velocidade de rotação do compressor (U_2).

O diagrama de blocos que apresenta, de forma simplificada, o sistema de controle preditivo, utilizado no sistema de refrigeração, é ilustrado na Fig.6.1.

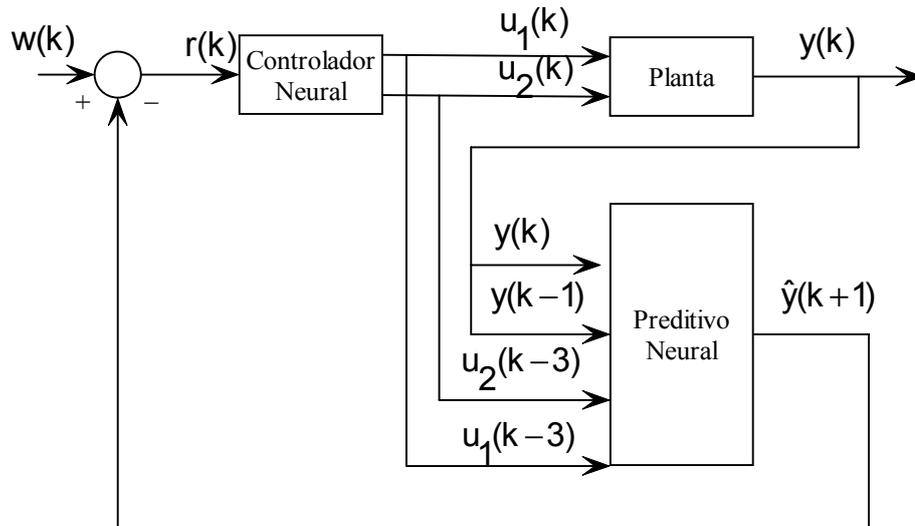


Figura 6.1 Diagrama de blocos simplificado do sistema de controle preditivo.

6.1 Resultados experimentais.

Nestes dois testes o controlador atua controlando a diferença de temperatura da água no evaporador ($DT_{w,ev}$), mantendo o grau de superaquecimento ($T_{sp} > 10^{\circ}\text{C}$), grau de sub-resfriamento ($T_{sb} > 0^{\circ}\text{C}$) e, igualando os fluxos de massa de refrigerante no evaporador e condensador ($\dot{m}_{ref,ev} \cong \dot{m}_{ref,cd}$) (conservação de massa).

Para analisar a resposta do controle foram feitos testes na bancada de ensaios, trabalhando em malha fechada até atingir o regime estável. Depois aplicamos mudanças (perturbações) na válvula de expansão (U_1)

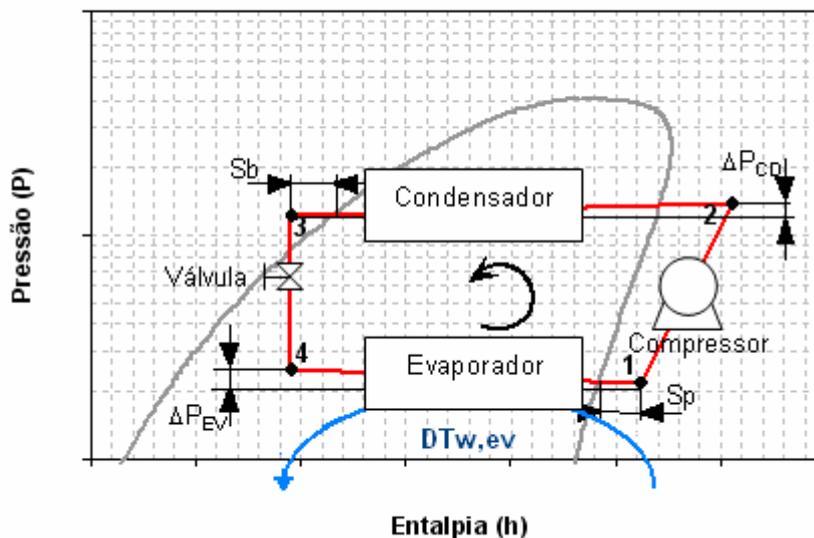


Figura 6.2 Diagrama do sistema representado a variáveis de controle.

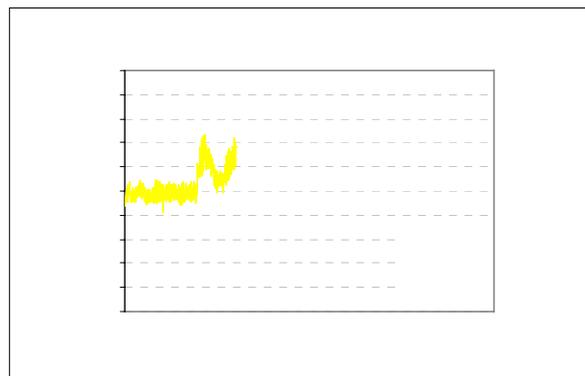
6.1.1 Primeira avaliação do controlador.

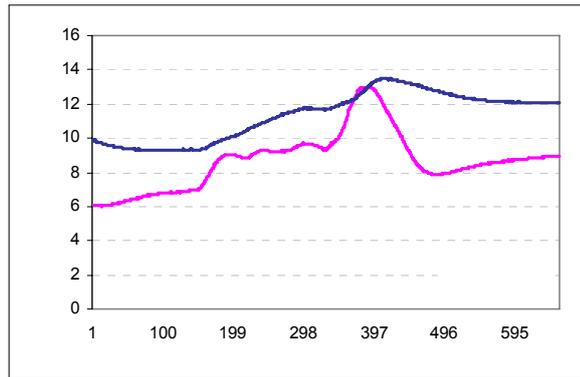
Controle da válvula de expansão eletrônica, mantendo a velocidade de rotação do compressor constante, este ensaio se faz com o objetivo de observar a resposta do controle sob condições extremas; nas figuras a seguir apresentam-se os dados obtidos em tempo real da resposta do sistema, após mudanças bruscas na válvula de expansão, ligando somente o controlador da válvula de expansão e trabalhando com o compressor a velocidade constante (foram usadas três velocidades neste ensaio: 1800, 3200 e 4200 rpm).

1 Teste:

Para iniciar os testes o protótipo de refrigeração é ligado, deixando-o se estabilizar a uma velocidade de rotação constante (Ex:1800 rpm), após é aplicada uma mudança na posição da válvula de expansão deixando o sistema se estabilizar novamente, neste caso a válvula é fechada até atingir a $T_{EV} \cong -20^{\circ}\text{C}$.

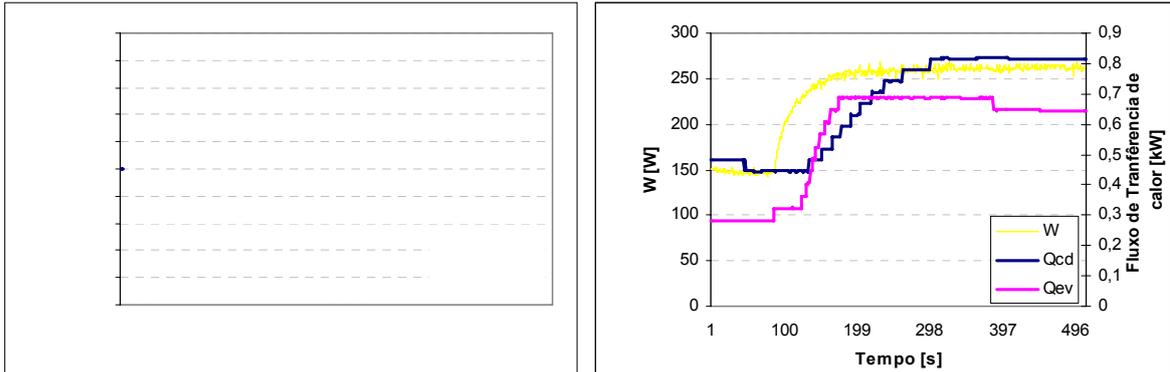
Nas Figuras 6.3 (a) e (b) é apresentada a evolução no tempo: da vazão do refrigerante nos trocadores, taxa de transferência de calor no evaporador e condensador, potência consumida pelo compressor e as temperaturas T_{EV} , T_{CD} , DTw,cd , DTw,ev , Tsp e Tsb antes definidas.





expansão, e deixando o sistema se estabilizar novamente, neste caso a válvula foi fechada até atingir a $T_{EV} \cong -23^{\circ}\text{C}$,

Nas figuras a seguir pode-se observar a evolução no tempo: da vazão do refrigerante nos trocadores, taxas de transferência de calor nos trocadores, potência consumida pelo compressor e as temperaturas T_{EV} , T_{CD} , DTw, ev , DTw, ev , Tsp e Tsb .



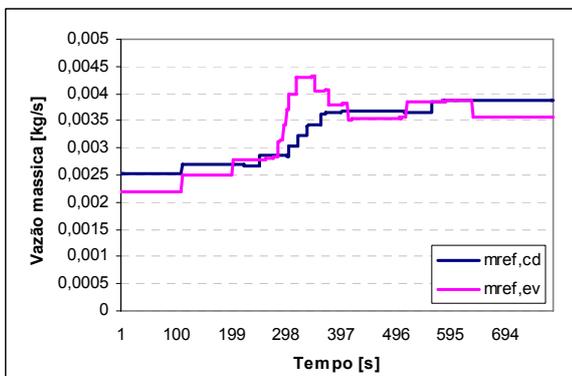
temperaturas T_{sp} , T_{sb} (Fig. 6.4 (f)) e controlando a temperatura na entrada do compressor, para evitar a entrada de refrigerante em estado líquido; estabilizando-se num tempo de $\cong 410$ [s], como uma temperatura $DT_{wev} = 16.5$ °C.

Na Figura 6.4 (a) pode-se observar a evolução da vazão de refrigerante nos trocadores que estabiliza com uma diferença absoluta de 1.7 %, a figura 6.4(b) mostra a evolução da potência consumida pelo compressor que estabiliza em torno de 260 [W] e as taxas de transferência de calor do condensador e evaporador estabilizam em 0.8161 e 0.6452 [kW] respectivamente.

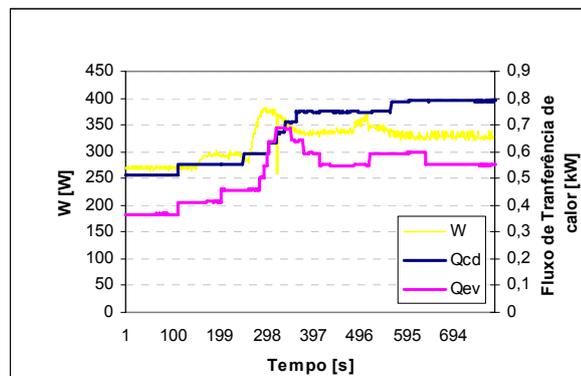
3 Teste:

O sistema de refrigeração é ligado deixando-o se estabilizar a uma velocidade de rotação constante de 4200 rpm, após uns minutos é aplicada uma mudança na posição da válvula de expansão, neste caso a válvula é fechada até atingir a $T_{EV} \cong -20$ °C.

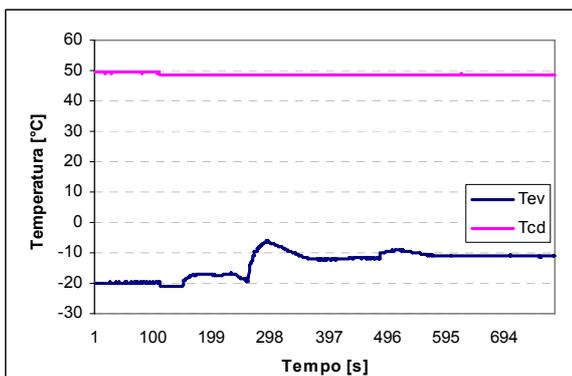
Nas figuras a seguir pode-se observar a evolução no tempo: da vazão do refrigerante nos trocadores, taxas de transferência de calor, potência consumida pelo compressor e evolução das temperaturas T_{EV} , T_{CD} , $DT_{w,ev}$, $DT_{w,cd}$, T_{sp} e T_{sb} .



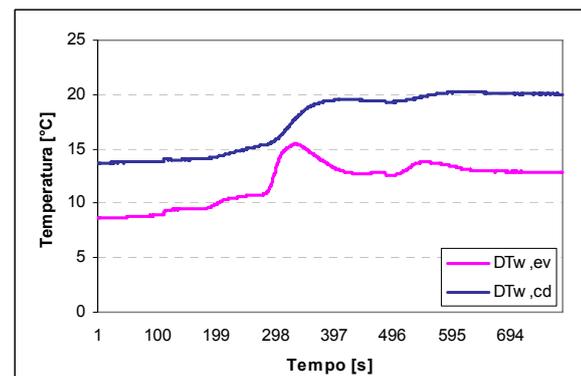
(a)



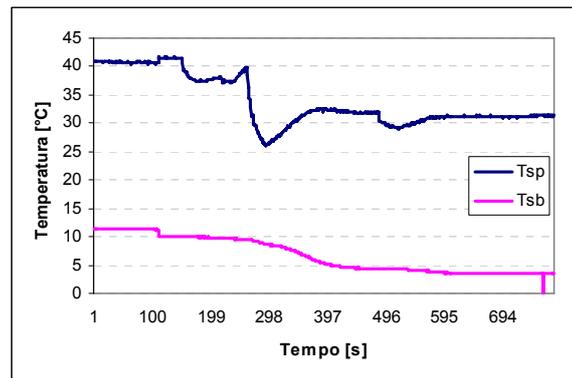
(b)



(c)



(d)



(f)

Figuras 6.5 (a), (b), (c), (d) e (f). Comportamento do sistema com controle na válvula de expansão, a uma velocidade de rotação constante do compressor (4200 rpm)

O sistema é deixado entrar em regime e após 80 [s], o controlador é ligado. O controlador reage da mesma forma que nos testes anteriores, diminuindo e aumentando as temperaturas T_{sp} , T_{sb} (Fig. 6.5 (f)) e controlando a temperatura na entrada do compressor, para evitar a entrada de refrigerante em estado líquido para o compressor; se estabilizando num tempo de $\cong 450$ [s] como uma temperatura $DT_{wev} = 13.5$ °C.

Na Figura 6.5 (a) pode-se observar a evolução da vazão de refrigerante nos trocadores que estabiliza com uma diferença absoluta de 7.6 %, a figura 6.5(b) mostra a evolução da potência consumida pelo compressor que estabiliza em torno de 320 [W] e as taxas de transferência de calor do condensador e evaporador estabilizam em 0.7891 e 0.5489 [kW] respectivamente .

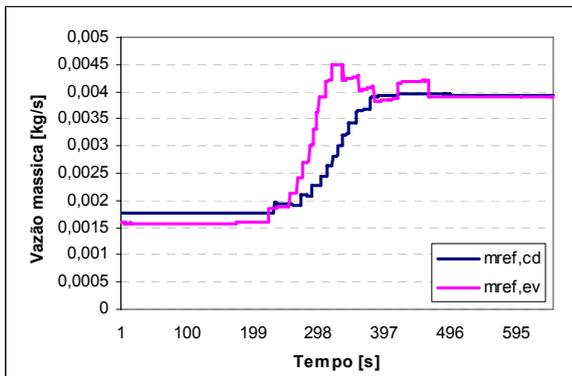
6.1.2 Segunda avaliação do controlador:

Controle da válvula de expansão eletrônica e da velocidade de rotação do compressor. Neste caso o controlador foi projetado para trabalhar simultaneamente nos dois atuadores, controlando a diferença de temperatura ($DT_{w,ev}$) e a temperatura do refrigerante R134a que entra no compressor, de forma a manter um grau de superaquecimento (> 10 °C) e grau de sub-resfriamento resfriamento (> 0 °C) e, igualando os fluxos de massa no evaporador e condensador. $\dot{m}_{ref,ev} \cong \dot{m}_{ref,cd}$ (conservação de massa).

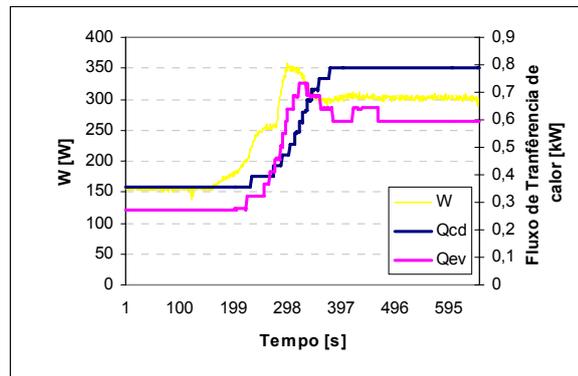
Para testar a versatilidade do controle foi realizados o seguintes ensaios: com mesma carga termica no sistema foram realizados cambios na posição da válvula de expansão (abertura/Fechamento) e pode-se observar que o controle atua no sistema aproximado os valores das temperaturas e fluxo de transferência de calor nos trocadores.

O primeiro teste consistiu em introduzir uma perturbação na válvula de expansão, (fechamento brusco), e deixou-se o sistema entrar em regime, pode-se observar que a T_{EV} estabilizou-se em $\cong -31\text{ }^{\circ}\text{C}$, após 150 [s], com o sistema operando em regime estável foi acionado o controlador, que atuou levando o sistema a um novo regime estável em 320 [s].

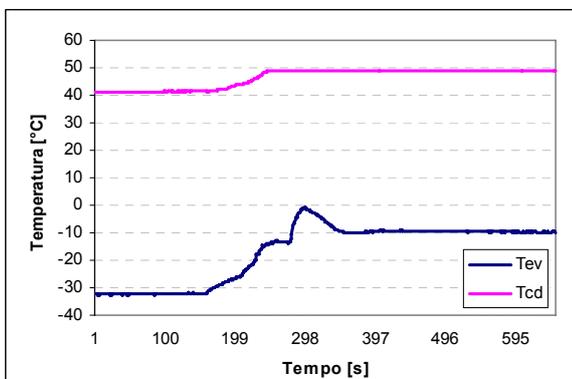
Nas figuras a seguir pode-se observar a evolução no tempo: da vazão do refrigerante nos trocadores, das taxas de transferência de calor, e das temperaturas T_{EV} , T_{CD} , DTw_{ev} , DTw_{ev} , Tsp e Tsb .



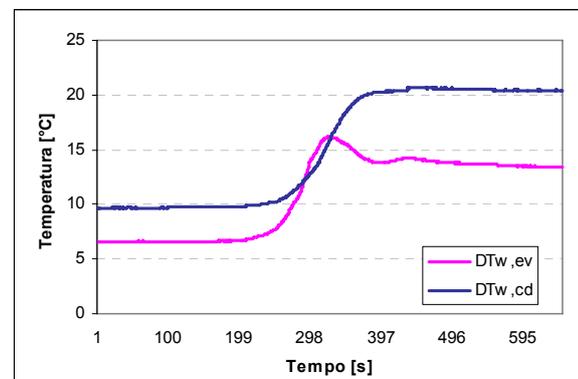
(a)



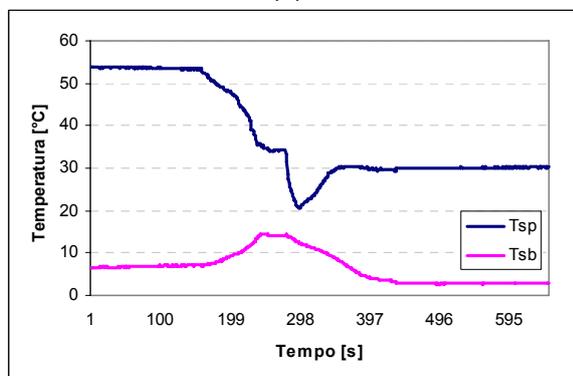
(b)



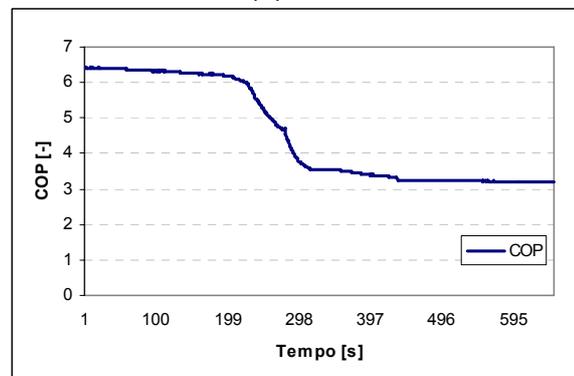
(c)



(d)



(f)



(g)

Figuras 6.6 (a), (b), (c), (d), (f) e (g). Comportamento do sistema com atuação dos controladores

Na Figura 6.6 (d) pode-se observar a evolução das diferenças de temperatura ($DT_{w,ev}$ e $DT_{w,cd}$) estabilizando em 14 e 20 °C respectivamente.

Na Figura 6.6 (a) pode-se observar a evolução da vazão de refrigerante nos trocadores que estabiliza com uma diferença absoluta de 0,5%, a figura 6.6(b) mostra a evolução da potência consumida pelo compressor estabiliza em torno de 300 [W] e as taxas de transferência de calor do condensador e evaporador estabilizam respectivamente em 0.8152 e 0.6245 [kW].

A Figura 6.7 apresenta a interfase do programa de controle, onde pode-se observar o comportamento das pressões no sistema, potência consumida e temperatura da água na saída do evaporador

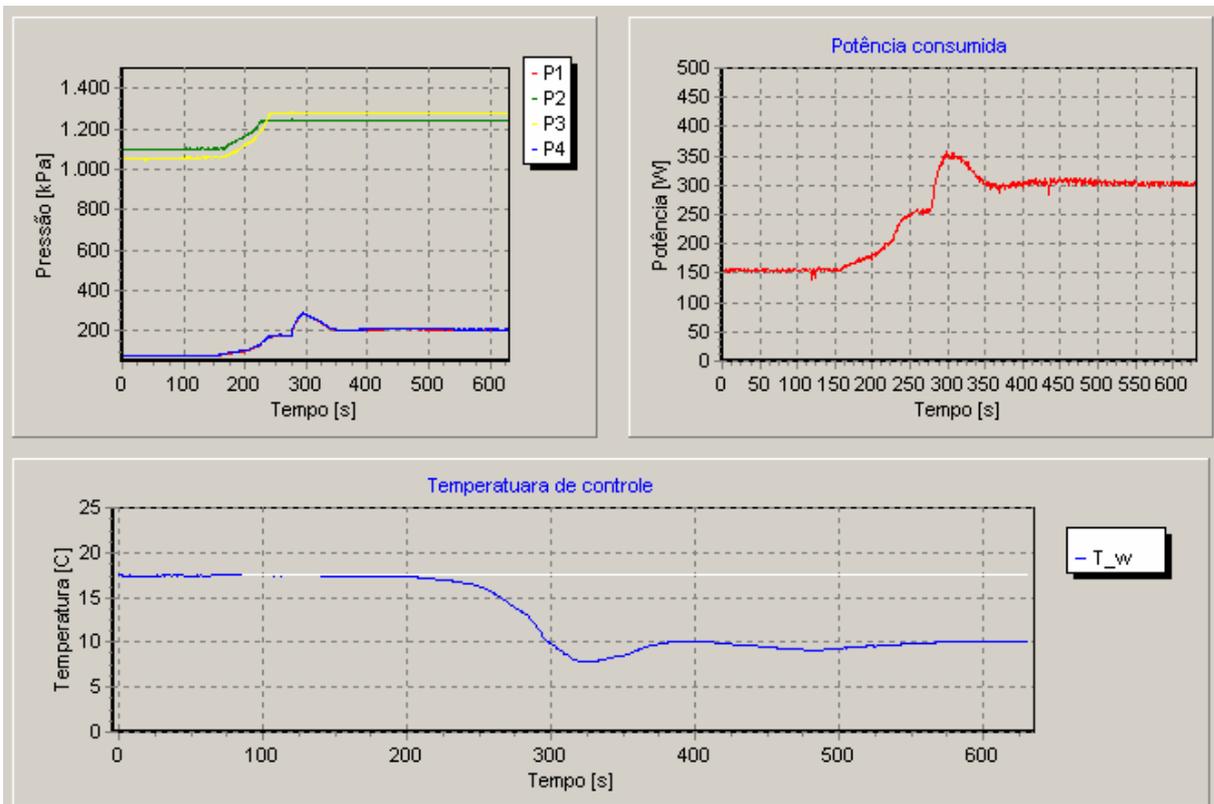


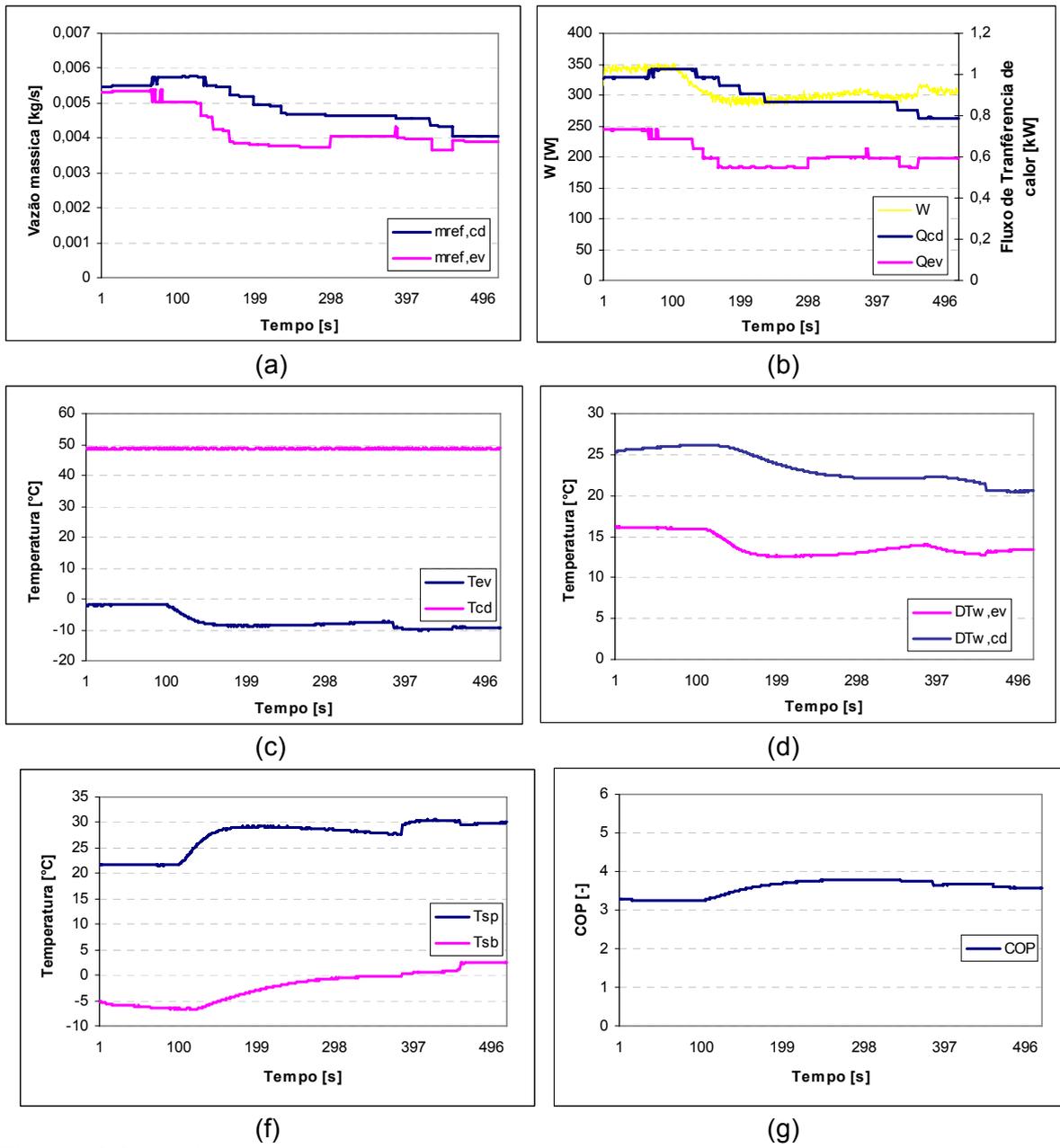
Figura 6.7 Figura adquirida em tempo real do sistema.

Na figura acima pode-se observar a evolução da temperatura da água na saída do evaporador antes e depois de acionar o controlador, a água sofre uma queda de 7 °C, foi registrado neste ensaio uma evolução do COP carnot de 6.4 para um COP = 3.4.

O segundo teste consistiu na abertura súbita da válvula de expansão, deixando o sistema se estabilizar novamente, pode-se observar nas figuras a seguir que a T_{EV}

estabilizou-se em $\cong 0$ °C. Após 60 [s], foi acionado o controlador, que atuou levando o sistema a um regime estável em 390 [s].

Nas figuras a seguir pode-se observar a evolução no tempo: da vazão do refrigerante nos trocadores, da taxa de transferência de calor, e das temperaturas T_{EV} , T_{CD} , $DTw_{,ev}$, $DTw_{,ev}$, T_{sp} e T_{sb} .



Figuras 6.8 (a), (b), (c), (d) e (f). Comportamento do sistema com atuação dos controladores.

Na Figura 6.8 (a) pode-se observar a evolução da vazão de refrigerante nos trocadores que estabiliza com uma diferença absoluta de 3,2%, a figura 6.8(b) mostra a evolução da potência consumida pelo compressor que estabiliza em torno de 308 [W] e as

taxas de transferência de calor do condensador e evaporador que estabilizam respectivamente em: 0.7874 e 0.5938 [kW].

Na Figura 6.8 (d) pode-se observar a evolução das diferenças de temperatura ($DT_{w,ev}$ e $DT_{w,cd}$) estabilizando em 14 e 20 °C respectivamente como no caso anterior.

Analisando o controlador pode-se observar que ele regula simultaneamente a porcentagem de abertura da válvula de expansão e a velocidade de rotação do compressor, além de manter um grau de superaquecimento e sub-resfriamento, para um bom desempenho do sistema, reduzindo a pressão de condensação e aumentando a pressão de sucção através da regulagem da velocidade do compressor, mantendo a vazão de refrigerante nos trocadores balanceada, e estabilizando sua operação num tempo mais curto que o observado quando se controlava unicamente a válvula de expansão, isto pode significar economia de energia, o que pode ser uma justificativa para a implementação deste tipo de controle.

De uma maneira geral e tendo em vista o propósito de minimizar a diferença da vazão de refrigerante nos trocadores de calor em regime permanente a menos de 5 %, e mantendo a operação do sistema dentro da faixa de operação recomendada pelo fabricante, o controle revelou-se bastante eficiente.

Para o desenvolvimento da estrutura de controle mais apropriada ao sistema analisado, o trabalho exigiu um grande esforço experimental, pois foi necessário o conhecimento a priori do comportamento do sistema.

Acredita-se que a estrutura de controle proposta seja típica para este tipo de sistema, pois atingiu todos os requisitos postos inicialmente neste trabalho.

CAPITULO VII

CONCLUSÕES

No estudo do comportamento dinâmico individual das variáveis do sistema (T_{ev} , T_{sp} , T_{sb} , DT_{wev}), observando as seguintes características importantes:

- De uma forma geral, a temperatura da água na saída do evaporador apresentou comportamento oposto à temperatura de evaporação, sendo fortemente influenciada pelas variações na válvula de expansão.
- O sistema apresentou não linearidades, especialmente nos perfis de temperatura (T_{ev} , T_{sp} , T_{sb}).
- As perturbações individuais realizadas em diversas amplitudes (positivas e negativas) possibilitaram a obtenção de uma base de conhecimento que ajuda na implementação de outros tipos de controladores.

O estudo do comportamento dinâmico simultâneo das variáveis de controle possibilitou o conhecimento dos efeitos individuais e de interações das variáveis manipuladas, observando-se que:

- Significativas variações da temperatura de evaporação foram observadas manipulando-se as frequências de rotação do compressor, podendo-se concluir que esta variável de controle pode compor uma malha de controle simples para temperatura de evaporação.
- A grande quantidade de informação adquirida durante o análise de sensibilidade das variáveis do sistema, contribuiriam para a identificação da malha de controle mais efetiva para o projeto de controladores inteligentes multivariáveis.

Foi implementada uma estrutura adequada de controle do ciclo por compressão de vapor, controlando simultaneamente a abertura da válvula de expansão e a velocidade de rotação do compressor numa bancada de testes experimentais, que foi projetado, construído, instrumentado e testado.

Foi construído um sistema eletrônico (microcontrolador), para controle do mecanismo de atuação da válvula de expansão (idealizada a partir de uma válvula termostática convencional) que oferece uma boa flexibilidade no controle da temperatura de superaquecimento, e de sub-resfriamento, representando uma opção eficiente e de baixo custo.

Módulos eletrônicos de tratamento de sinais foram projetados, construídos e postos em serviço com um bom grau de performance e flexibilidade.

Um programa de aquisição de dados e controle em tempo real foi desenvolvido especificamente para este trabalho, fornecendo grande flexibilidade por sua arquitetura aberta, podendo ser modificado facilmente ou implementado em outros projetos.

Foi implementado um modelo de controle em um sistema MISO (múltiplas entradas e uma saída), para ser mais preciso, têm-se duas variáveis de entrada (variáveis manipuladas): Válvula de expansão (U_1) e velocidade de rotação do compressor (U_2), para o controle de temperatura ($DT_{w,ev}$) mantendo um grau de superaquecimento, grau de sub-resfriamento e conservação de massas ($\dot{m}_{ref,ev} \cong \dot{m}_{ref,cd}$). Este controle foi implementado de uma forma relativamente simples, pois não houve a necessidade do conhecimento prévio do modelo matemático do sistema.

A estratégia de controle implementada garantiu boa estabilidade ao sistema e minimizou a diferença nas vazões dos trocadores de calor à valores inferiores a 5%, para as condições de operação do sistema de refrigeração recomendadas pelo fabricante. Observou-se uma excelente performance do controlador em manter o grau de superaquecimento e sub-resfriamento do refrigerante R134a num nível constante e com um erro mínimo satisfatório.

Um desdobramento natural e evidente deste trabalho é a comparação do desempenho do sistema proposto com outras estratégias de controle para poder avaliar objetivamente a verdadeira contribuição desta metodologia de controle.

Os desafios postos para o futuro se colocam na implementação de uma arquitetura auto-ajustável no próprio aprendizado e treinamento da rede neural para o modelo de controle do sistema. E métodos de otimização para melhorar o controle.

Referências Bibliográficas

- Boskovic, J. D. Narendra, k. s. Comparison of linear, nonlinear and neural Network based adaptive controllers for a class of fed-batch fermentation process. Automatica, v31, n6, p. 817-840, 1995
- Carvajal, Fábio A., 2000, "Controle digital de válvulas de expansão usando lógica difusa", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia – MG
- Garstang, S. W., 1990, "Variable frequency speed control of refrigeration compressors -Part 2", Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating
- Garcia, C. E, Motari, M. Internal model control: a unifying review and some new result. Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev. V 21, n.2, p 308-323,1982
- He X. D., Asada H. H., Liu S. e Itoh H., 1998, "Multivariable control of vapor compression systems", ASHRAE Transactions, Vol. 104, p. 205.
- Henk C. Peitsman, Vicent E. Bakker., 1996 "Application of Black-Box Models to HVAC Systems for Fault Detection", ASHRAE AT-96-6-3.
- James, R. W. e Marshal, S. A., 1973, "Dynamic analysis of a refrigeration system." Proc. Inst. Refrigeration, Vol. 70, p. 13-24
- Lebrun, J., Savedra, C., Silva, K. L. e Silva, C., 1993. "Contribution to the preparation of a Toolkit for primary HVAC system energy calculation: Models proposed for boilers, chillers and cooling towers." Internal report, University of Liège, Belgium
- Miller, W. A., 1988, "Laboratory examination and seasonal analyses of the dynamic losses for a continuously variable-speed heat pump", ASHRAE Transactions, Vol 94, Pt. 2

- Murphy, W. E. e Goldshmidt, V. W., 1985. "Cyclic characteristics of a typical residential air conditioner - Modeling of start-up transients" ASHRAE Transactions, Vol. 91, Pt. 2.
- Murphy, W. E. e Goldschmidt, V. W., 1986, "Cycling characteristics of a residential air conditioner - Modeling of shutdown transients." ASHRAE Transactions, Vol. 92, Pt. 1A, p. 186-202
- Narendra, K, S. Parthasarathy, K. Identification and control of dynamical systems using neural networks. IEEE Transactions on Neural Networks, v.1, n.2, p. 4-27, 1990.
- Nascimento Jr, C. L. Artificial Neural Networks in Control and Optimization. Manchester: UMIST – Control System Centre, 1994
- O'Neal, D. L. e Katipamula, S., 1991, "Performance degradation during on-off cycling of single-speed air conditioners and heat pumps: Model development and analysis." ASHRAE Transaction, v. 97, Pt. 2, p. 316-323
- Psaltis, D. Sideris, a. Yanamura, A. A. A multilayer neural network. IEEE Control Systems Magazine, v.8, n.2, p 17-21, 1988
- Pedersen, P. H., Poulsen, C. S. e Gundtoft, S., 1999, "Refrigerators and freezers with variable speed compressors", 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, Australia.
- Philip Haves, Timonhy I. Salsbury, J. A. Wright., 1996 "Condition Monitoring in HVAC Subsystems Using First Principles Models", ASHRAE AT-96-3-1.
- Silva, K. L., 1995, "Simplified approach for reciprocating compressors: Modelling development and experimental analysis", Ph. D. Thesis, University of Liège, Belgium

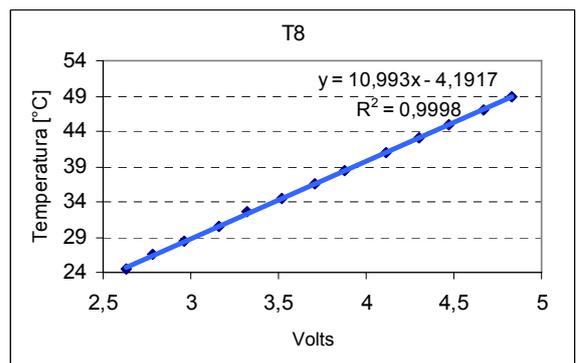
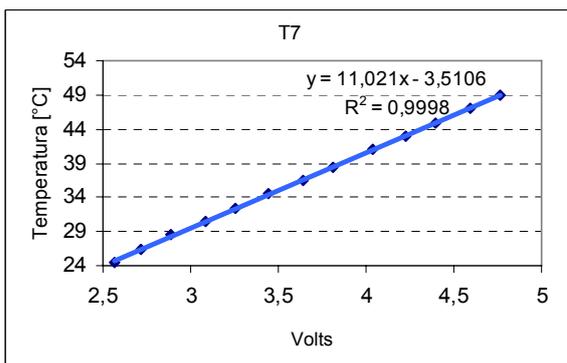
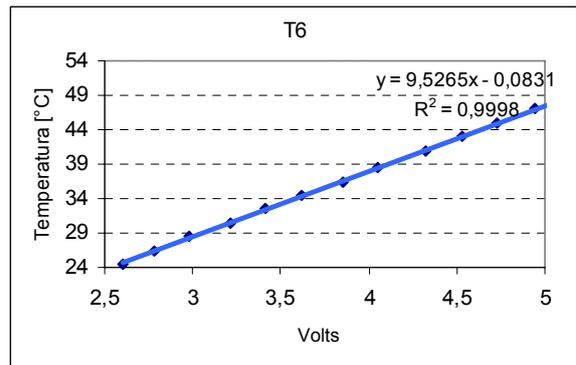
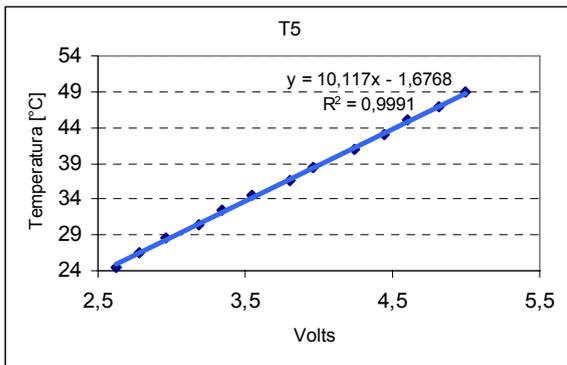
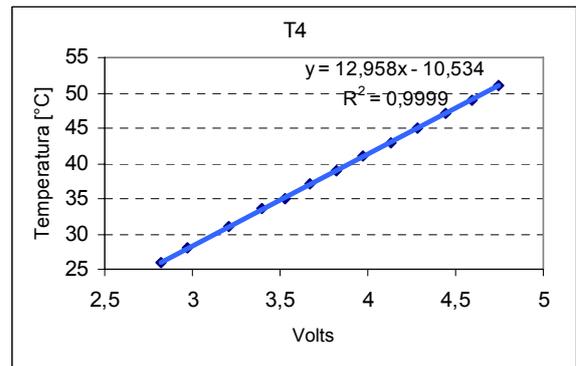
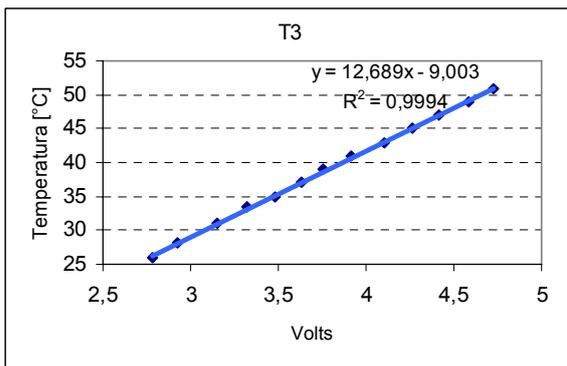
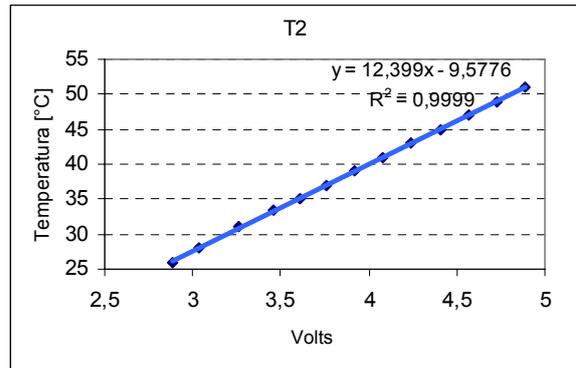
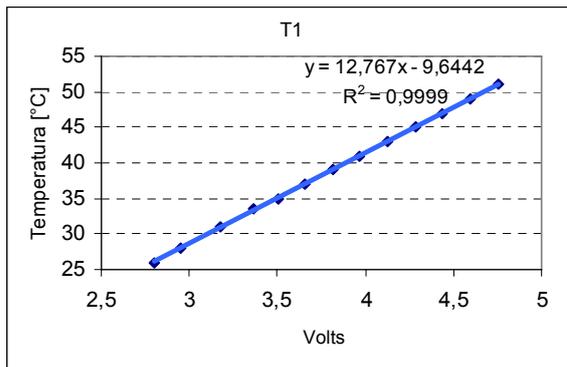
Werbos, P.J. Neural Networks for control: an overview. In: Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biological Society, 1990 Proceeding...p. 1976-1977,1991

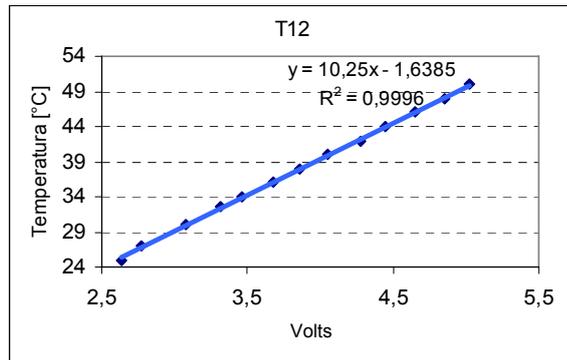
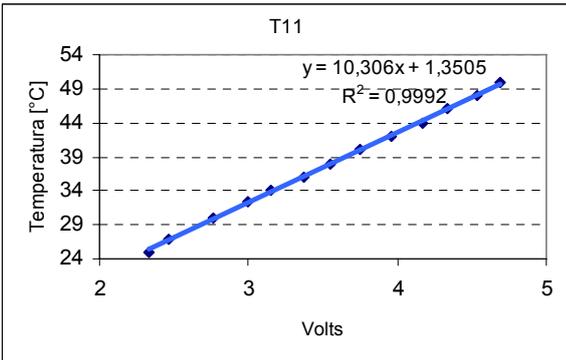
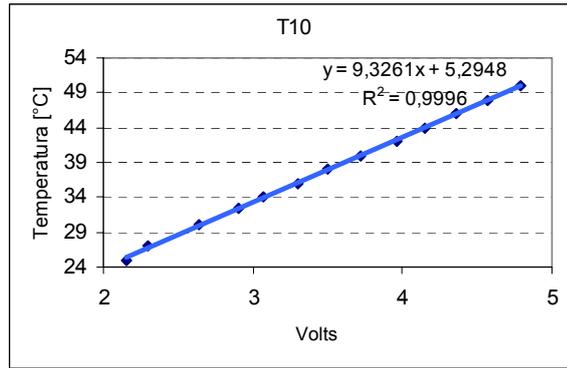
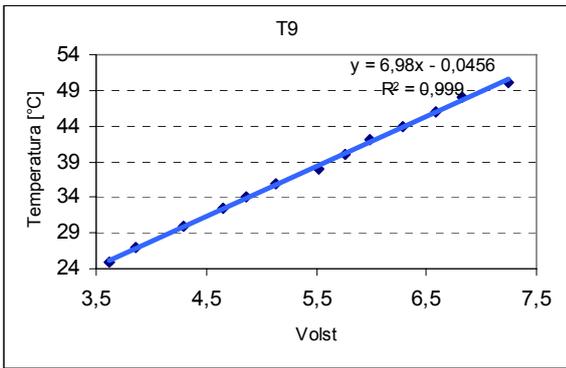
Zurada, J. M Introduction to artificial neural Systems. New York: West Publishing Company, 1992

ANEXO I

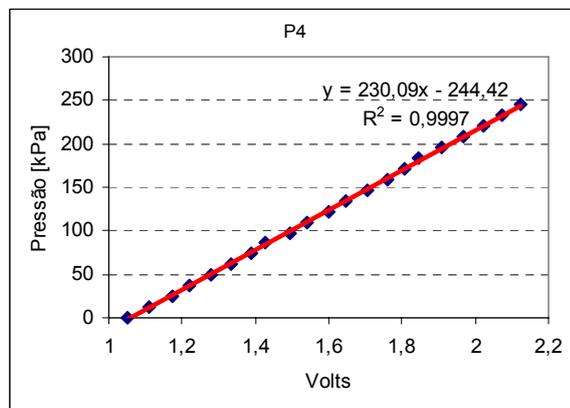
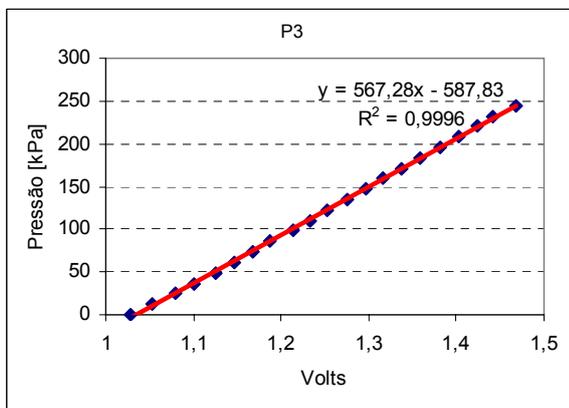
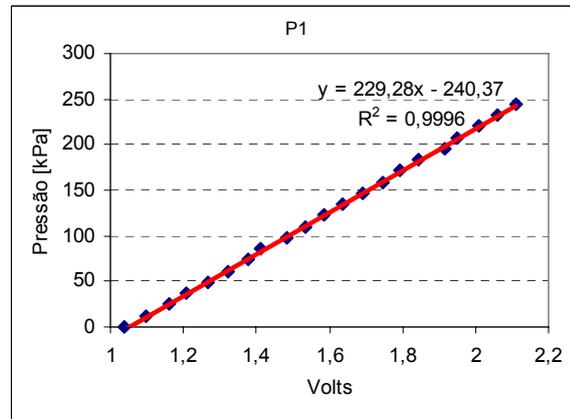
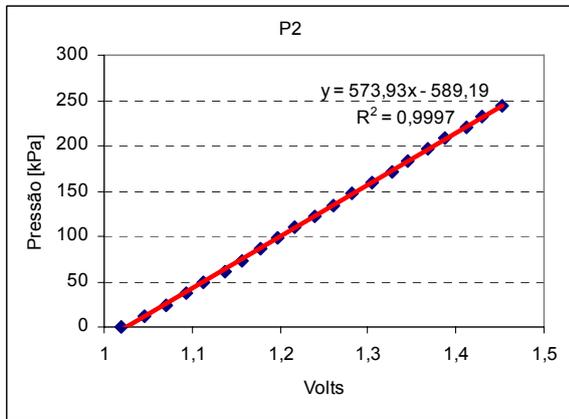
Curva de calibração dos sensores

Sensores de temperatura





Sensores de pressão



ANEXO II

Tabela da calibração do coeficiente global de troca térmica.

$T_{p,ex}$ [°C]	$T_{p,int}$ [°C]	$T_{w,ex}$ [°C]	$T_{w,su}$ [°C]	\dot{W} [kW]	\dot{m}_w [kg/s]	UA [kW/°C]	\dot{W}_{total} [kW]
24,0±0,5	35,0±0,5	35,0±0,5	26,7±0,5	0,1±0,0005	0,00387±0,00005	0,004348±0,0011	0,183
24,0±0,5	35,1±0,5	35,3±0,5	26,7±0,5	0,106±0,0005	0,00383±0,00005	0,004614±0,001087	0,189
24,0±0,5	35,9±0,5	35,8±0,5	26,9±0,5	0,114±0,0005	0,00378±0,00005	0,004729±0,0009983	0,197
23,8±0,5	36,4±0,5	36,2±0,5	26,8±0,5	0,121±0,0005	0,0037±0,00005	0,004644±0,0009099	0,204
23,8±0,5	37,0±0,5	36,6±0,5	26,8±0,5	0,128±0,0005	0,003605±0,00005	0,004858±0,0008655	0,211
23,8±0,5	37,6±0,5	36,9±0,5	26,8±0,5	0,135±0,0005	0,00359±0,00005	0,004806±0,0008357	0,218
23,8±0,5	38,2±0,5	37,3±0,5	26,7±0,5	0,143±0,0005	0,00351±0,00005	0,004886±0,0007753	0,226
23,8±0,5	39,0±0,5	37,6±0,5	26,6±0,5	0,149±0,0005	0,00352±0,00005	0,004607±0,0007368	0,232
23,9±0,5	39,4±0,5	37,9±0,5	26,6±0,5	0,156±0,0005	0,003483±0,00005	0,004798±0,0007224	0,239

Legenda:

- $T_{p,ex}$ - Temperatura da parede externa [°C].
- $T_{p,int}$ - Temperatura da parede externa [°C].
- $T_{w,ex}$ - Temperatura da água na saída do tocador de calor. [°C]
- $T_{w,su}$ - Temperatura da água na entrada do tocador de calor. [°C]
- \dot{W} - Potência consumida pelo compressor [kW].
- \dot{m}_w - Vazão mássica da água no trocador de calor [kg/s].
- UA - Coeficiente global de troca térmica [kW/°C].
- \dot{W}_{total} - Potência total consumida (ventilador e compressor) [kW]

Incertezas na medição:

- (1) ± 0,5 °C
- (2) ±0,0005 [kW]
- (3) ±0,00005 [kg/s]

ANEXO III

Tabela dos dados utilizados na calibração do tubo de Venturi.

ΔP_{hg} [mm]	Re [-]	Cd [-]	D ₁ [mm]	D ₂ [mm]	\dot{m}_{real} [kg/s]	$\dot{m}_{teorico}$ [kg/s]
10±0,001	13510	0,9769±0,03172	8,1	4,8	0,0308±0,001	0,02952
12±0,001	14800	0,9456±0,02896	8,1	4,8	0,03266±0,001	0,03234
14±0,001	15986	0,8903±0,02681	8,1	4,8	0,03321±0,001	0,03493
15±0,001	16547	0,8601±0,0259	8,1	4,8	0,03321±0,001	0,03615
16±0,001	17089	0,8549±0,02508	8,1	4,8	0,03409±0,001	0,03734
18±0,001	18126	0,8815±0,02364	8,1	4,8	0,03728±0,001	0,0396
20±0,001	19107	0,8913±0,02243	8,1	4,8	0,03974±0,001	0,04175
22±0,001	20039	0,9338±0,02138	8,1	4,8	0,04367±0,001	0,04378
26±0,001	21785	0,9466±0,01967	8,1	4,8	0,04812±0,001	0,0476
28±0,001	22607	0,9873±0,01896	8,1	4,8	0,05208±0,001	0,0494
32±0,001	24168	0,9016±0,01773	8,1	4,8	0,05085±0,001	0,05281
36±0,001	25634	0,8969±0,01672	8,1	4,8	0,05365±0,001	0,05601
40±0,001	27021	0,9523±0,01586	8,1	4,8	0,06004±0,001	0,05904
50±0,001	30210	1,003±0,01419	8,1	4,8	0,07072±0,001	0,06601
60±0,001	33093	0,9504±0,01295	8,1	4,8	0,07339±0,001	0,07231
70±0,001	35745	0,9637±0,01199	8,1	4,8	0,08038±0,001	0,0781

Legenda:

ΔP_{hg} - Diferença de pressão no Venturi [mm]

Re - Numero de Reynolds [-]

Cd - Coeficiente de descarga [-]

D₁ - Diâmetro externo do Venturi [mm]

D₂ - Diâmetro interno do Venturi [mm]

\dot{m}_{real} - Vazão real do fluido [kg/s]

$\dot{m}_{teorico}$ - Vazão teórica do fluido [kg/s]

Incertezas na medição:

(1) ± 0,001 [mm]

(2) ± 0,001 [kg/s]

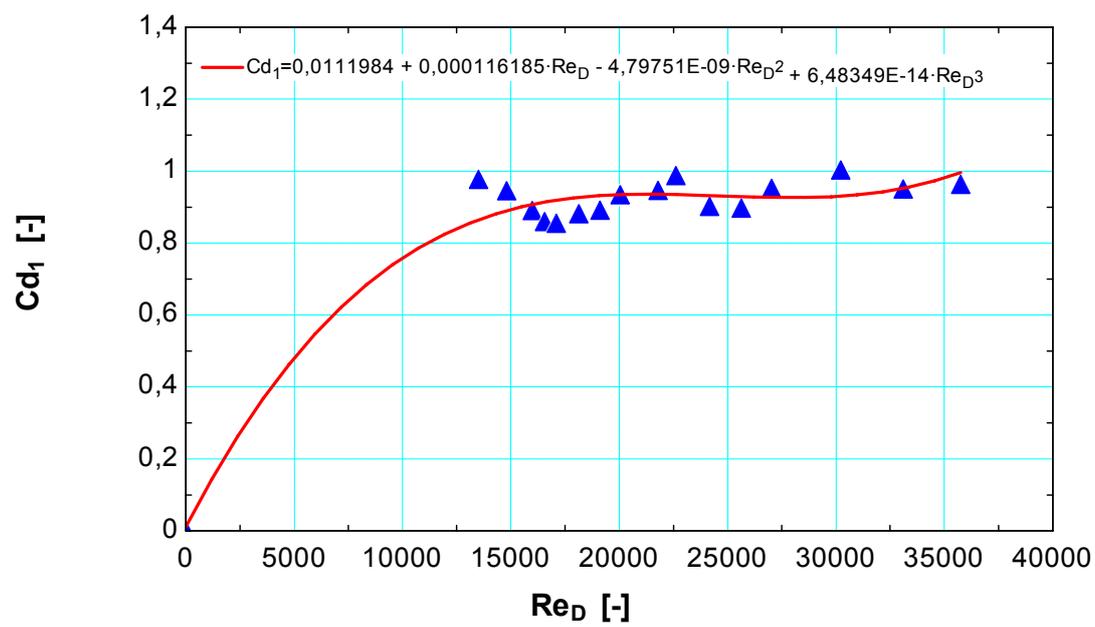


Figura. Curva de calibração do tubo de Venturi.

ANEXO IV

Cálculos das dimensões dos Trocadores de Calor

CONDENSADOR

Região Super-Aquecida

$$D_i = 0,0151$$

$$D_e = 0,0254$$

$$T_m = \frac{32 + 27}{2}$$

$$Pr = \mathbf{Pr} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$Nu = J_h \cdot Pr^{(1/3)}$$

$$D_h = \frac{D_e^2 - D_i^2}{D_i}$$

$$K_w = \mathbf{k} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$he_w = \frac{K_w}{D_h} \cdot Nu$$

$$t = 0,001$$

$$A_{ex} = \pi \cdot \left[\frac{D_e^2 - D_i^2}{4} \right]$$

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L$$

$$A_e = \pi \cdot (D_i + 2 \cdot t) \cdot L$$

$$V_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w \cdot A_{ex}}$$

$$\rho_w = \rho (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$\mu_w = \mathbf{Visc} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$Re_w = \rho_w \cdot D_h \cdot \frac{V_w}{\mu_w}$$

Propriedades do refrigerante R134a

$$\mu_{\text{ref}} = \mathbf{Visc} ('R134a'; T=T_{\text{cd}}; x=1)$$

$$\text{Pr}_{\text{ref}} = \mathbf{Pr} ('R134a'; T=T_{\text{cd}}; x=1)$$

$$k_{\text{ref}} = \mathbf{k} ('R134a'; T=T_{\text{cd}}; x=1)$$

$$\rho_{\text{gas}} = \rho ('R134a'; T=T_{\text{cd}}; x=1)$$

$$\rho_{\text{liq}} = \rho ('R134a'; T=T_{\text{cd}}; x=0)$$

$$k = 4000$$

$$\text{Re}_{\text{ref}} = 4 \cdot \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{D_i \cdot \pi \cdot \mu_{\text{ref}}}$$

$$h_i = \frac{k_{\text{ref}}}{D_i} \cdot 0,023 \cdot \text{Re}_{\text{ref}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{ref}}^{0,3}$$

$$UA_{\text{cal}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln \left[\frac{D_i + 2 \cdot t}{D_i} \right]}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_{e,w} \cdot A_e}}$$

Dados da Água

$$T_{s;\text{ref}} = T_{\text{cd}}$$

$$P_{\text{atm}} = 100000$$

$$P_{\text{cd}} = \mathbf{P} ('R134a'; T=T_{\text{cd}}; x=1)$$

$$h_1 = \mathbf{h} ('R134a'; T=T_{\text{cd}}; x=1)$$

$$h_2 = \mathbf{h} ('R134a'; T=T_{e;\text{ref}}; P=P_{\text{cd}})$$

$$h_{1;w} = \mathbf{h} ('Water'; T=T_{e;w}; P=P_{\text{atm}})$$

$$T_{s;w} = \mathbf{T} ('Water'; h=h_{2;w}; P=P_{\text{atm}})$$

$$Q = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$Q = \dot{m}_w \cdot (h_{2;w} - h_{1;w})$$

$$\text{LMTD} = \frac{T_{s;\text{ref}} - T_{e;w} - (T_{e;\text{ref}} - T_{s;w})}{\ln \left[\frac{T_{s;\text{ref}} - T_{e;w}}{T_{e;\text{ref}} - T_{s;w}} \right]}$$

$$Q_{\text{cal}} = UA_{\text{cal}} \cdot \text{LMTD}$$

Parametric Table										
Table 1										
1.9	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	L	\dot{m}_{ref}	\dot{m}_w	Q	Q_{cal}	Re_w	J_h	T_{cd}	$T_{e;w}$	$T_{s;w}$ [C]
Run 1	1,7	0,00165±0,0000	0,01±0,0005	240,3	340,9±69,42	1058	5,9	55±5,5	27,37	33,39
Run 2	2,1	0,00263±0,0001	0,02±0,001	383,1	512±101,1	2117	7,5	55±5,5	27,87	32,67
Run 3	2	0,0042±0,00021	0,04±0,002	611,8	768±137	4234	15	55±5,5	27,82	31,65
Run 4	1,1	0,00165±0,0000	0,01±0,0005	240,3	301,8±42,46	1058	5,9	55±5,5	18,37	24,42
Run 5	1,45	0,00263±0,0001	0,02±0,001	383,1	482,6±65,6	2117	7,5	55±5,5	18,88	23,7
Run 6	1,4	0,0042±0,00021	0,04±0,002	611,8	729,6±87,31	4234	15	55±5,5	18,82	22,67
Run 7	0,9	0,00165±0,0000	0,01±0,0005	240,3	305,9±33,01	1058	5,9	55±5,5	10,37	16,46
Run 8	1,1	0,00263±0,0001	0,02±0,001	383,1	453,1±46,99	2117	7,5	55±5,5	10,88	15,73
Run 9	1,1	0,0042±0,00021	0,04±0,002	611,8	707±62,69	4234	15	55±5,5	10,83	14,71

Legenda:

L – Comprimento. [m]

\dot{m}_{ref} - Vazão mássica [kg/s]

\dot{m}_w - Vazão mássica [kg/s]

Q - Fluxo de transferência de calor [W]

Q_{cal} - Fluxo de transferência de calor calculado [W]

J_h - Constante de escoamento.

Re – Reynolds [-]

T_{cd} – Temperatura de condensação [C]

T_{ev} – Temperatura de evaporação [C]

$T_{s,w}$ – Temperatura de saída do trocado [C].

Região Bifásica

$$D_i = 0,0151$$

$$D_e = 0,0254$$

$$T_m = \frac{32 + 28,13}{2}$$

$$Pr = \mathbf{Pr} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$Nu = J_h \cdot Pr^{(1/3)}$$

$$D_h = \frac{D_e^2 - D_i^2}{D_i}$$

$$K_w = \mathbf{k} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$he_w = \frac{K_w}{D_h} \cdot Nu$$

$$t = 0,001$$

$$A_{ex} = \pi \cdot \left[\frac{D_e^2 - D_i^2}{4} \right]$$

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L$$

$$A_e = \pi \cdot (D_i + 2 \cdot t) \cdot L$$

$$V_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w \cdot A_{ex}}$$

$$\rho_w = \rho (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$\mu_w = \mathbf{Visc} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$Re_w = \rho_w \cdot D_h \cdot \frac{V_w}{\mu_w}$$

Propriedades do refrigerante R134a

$$\mu_{ref} = \mathbf{Visc} (\text{'R134a'} ; T=T_{cd} ; x=0)$$

$$Pr_{ref} = \mathbf{Pr} (\text{'R134a'} ; T=T_{cd} ; x=0)$$

$$Cp_{ref} = \mathbf{Cp} (\text{'R134a'} ; T=T_{cd} ; x=1)$$

$$k_{ref} = \mathbf{k} (\text{'R134a'} ; T=T_{cd} ; x=0)$$

$$\rho_{ref} = \rho (\text{'R134a'} ; T=T_{cd} ; x=0)$$

$$\rho_{\text{gas}} = \rho ('R134a'; T=T_{\text{cd}}; x=1)$$

$$\rho_{\text{liq}} = \rho ('R134a'; T=T_{\text{cd}}; x=0)$$

$$k = 4000$$

$$\text{Re}_{\text{ref}} = 4 \cdot \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{D_i \cdot \pi \cdot \mu_{\text{ref}}}$$

$$h_g = h ('R134a'; T=T_{\text{cd}}; x=1)$$

$$h_l = h ('R134a'; T=T_{\text{cd}}; x=0)$$

$$\Delta H_{\text{lg}} = h_g - h_l$$

$$F_1 = \left[k_{\text{ref}}^3 \cdot \rho_{\text{ref}}^2 \cdot \frac{9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}}{\mu_{\text{ref}}} \right]^{0,25}$$

$$F_2 = \left[k_{\text{ref}}^3 \cdot \rho_{\text{ref}}^2 \cdot \frac{9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}}{\mu_{\text{ref}}} \right]^{(1/3)}$$

$$G_v = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{\pi \cdot \frac{D_i^2}{4}}$$

$$\Delta T = \frac{-(24 - T_{\text{cd}})}{0,75}$$

$$h_i = \frac{k_{\text{ref}}}{D_i} \cdot 13,8 \cdot \left[C_{p,\text{ref}} \cdot \frac{\mu_{\text{ref}}}{k_{\text{ref}}} \right]^{(1/3)} \cdot \left[\frac{\Delta H_{\text{lg}}}{C_{p,\text{ref}} \cdot \Delta T} \right]^{(1/6)} \cdot \left[D_i \cdot \frac{G_v}{\mu_{\text{ref}}} \cdot \left(\frac{\rho_{\text{liq}}}{\rho_{\text{gas}}} \right)^{(1/2)} \right]^{(1/5)}$$

$$\text{UA}_{\text{cal}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln \left[\frac{D_i + 2 \cdot t}{D_i} \right]}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_{e,w} \cdot A_e}}$$

$$T_{e;\text{ref}} = T_{\text{cd}}$$

$$T_{s;\text{ref}} = T_{\text{cd}}$$

$$P_{\text{atm}} = 100000$$

$$P_{\text{cd}} = P ('R134a'; T=T_{\text{cd}}; x=1)$$

$$h_1 = h ('R134a'; T=T_{\text{cd}}; x=0)$$

$$h_2 = h ('R134a'; T=T_{\text{cd}}; x=1)$$

$$h_{1;w} = h ('Water'; T=T_{e;w}; P=P_{\text{atm}})$$

$$T_{s;w} = T ('Water'; h=h_{2;w}; P=P_{\text{atm}})$$

$$Q = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$Q = \dot{m}_w \cdot (h_{2;w} - h_{1;w})$$

$$\text{LMTD} = \frac{T_{s;\text{ref}} - T_{e;w} - (T_{e;\text{ref}} - T_{s;w})}{\ln \left[\frac{T_{s;\text{ref}} - T_{e;w}}{T_{e;\text{ref}} - T_{s;w}} \right]}$$

$$Q_{\text{cal}} = UA_{\text{cal}} \cdot \text{LMTD}$$

Parametric Table												
Table 1												
1..9	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	L	\dot{m}_{ref}	\dot{m}_w	Q	Q_{cal}	Re_w	J_h	$T_{e,w}$	$T_{s,w}$	$T_{e,ref}$	D_h	T_{cd}
Run 1	0,5	0,00165±0,00008	0,01±0,0005	14,58	27,66±2,57	1046	5,9	27±2,7	27,37	62	0,02763	55
Run 2	1,2	0,00263±0,00013	0,02±0,001	69,61	113,7±9,19	2092	7,5	27±2,7	27,87	77	0,02763	55
Run 3	1,35	0,0042±0,00021	0,04±0,002	130,2	203,4±16,1	4183	15	27±2,7	27,82	81	0,02763	55
Run 4	0,3	0,00165±0,00008	0,01±0,0005	14,58	21,39±1,20	1046	5,9	18±1,8	18,37	62	0,02763	55
Run 5	0,9	0,00263±0,00013	0,02±0,001	69,61	106,2±5,44	2092	7,5	18±1,8	18,88	77	0,02763	55
Run 6	1	0,0042±0,00021	0,04±0,002	130,2	186,1±9,57	4183	15	18±1,8	18,82	81	0,02763	55
Run 7	0,25	0,00165±0,00008	0,01±0,0005	14,58	21,38±0,85	1046	5,9	10±1	10,37	62	0,02763	55
Run 8	0,7	0,00263±0,00013	0,02±0,001	69,61	96,91±3,67	2092	7,5	10±1	10,88	77	0,02763	55
Run 9	0,8	0,0042±0,00021	0,04±0,002	130,2	173,9±6,80	4183	15	10±1	10,83	81	0,02763	55

Legenda:

L – Comprimento. [m]

\dot{m}_{ref} - Vazão mássica [kg/s]

\dot{m}_w - Vazão mássica [kg/s]

Q - Fluxo de transferência de calor [W]

Q_{cal} - Fluxo de transferência de calor calculado [W]

J_h - Constante de escoamento.

Re – Reynolds [-]

T_{cd} – Temperatura de condensação [C]

T_{ev} – Temperatura de evaporação [C]

$T_{s,w}$ – Temperatura de saída do trocado [C].

Região Líquida

$$D_i = 0,0151$$

$$D_e = 0,0254$$

$$T_m = \frac{29 + 27}{2}$$

$$T_{\text{sub}} = 15$$

$$\text{Pr} = \text{Pr} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$N_u = J_h \cdot \text{Pr}^{(1/3)}$$

$$D_h = \frac{D_e^2 - D_i^2}{D_i}$$

$$K_w = k (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$h_{e_w} = \frac{K_w}{D_h} \cdot N_u$$

$$t = 0,001$$

$$A_{\text{ex}} = \pi \cdot \left[\frac{D_e^2 - D_i^2}{4} \right]$$

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L$$

$$A_e = \pi \cdot (D_i + 2 \cdot t) \cdot L$$

$$V_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w \cdot A_{\text{ex}}}$$

$$\rho_w = \rho (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$\mu_w = \text{Visc} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$\text{Re}_w = \rho_w \cdot D_h \cdot \frac{V_w}{\mu_w}$$

$$\mu_{\text{ref}} = \text{Visc} (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=0)$$

$$\text{Pr}_{\text{ref}} = \text{Pr} (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=0)$$

$$\text{Cp}_{\text{ref}} = \text{Cp} (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=1)$$

$$k_{\text{ref}} = k (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=0)$$

$$\rho_{\text{ref}} = \rho (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=0)$$

$$\rho_{\text{gas}} = \rho ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=1)$$

$$\rho_{\text{liq}} = \rho ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=0)$$

$$k = 4000$$

$$\text{Re}_{\text{ref}} = 4 \cdot \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{D_i \cdot \pi \cdot \mu_{\text{ref}}}$$

$$h_g = h ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=1)$$

$$h_l = h ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=0)$$

$$\Delta H_{\text{lg}} = h_g - h_l$$

$$F_1 = \left[k_{\text{ref}}^3 \cdot \rho_{\text{ref}}^2 \cdot \frac{9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}}{\mu_{\text{ref}}} \right]^{0,25}$$

$$F_2 = \left[k_{\text{ref}}^3 \cdot \rho_{\text{ref}}^2 \cdot \frac{9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}}{\mu_{\text{ref}}} \right]^{(1/3)}$$

$$G_v = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{\pi \cdot \frac{D_i^2}{4}}$$

$$\Delta T = \frac{24 - T_{\text{ev}}}{0,75}$$

$$h_i = \frac{k_{\text{ref}}}{D_i} \cdot 13,8 \cdot \left[C_{p_{\text{ref}}} \cdot \frac{\mu_{\text{ref}}}{k_{\text{ref}}} \right]^{(1/3)} \cdot \left[\frac{\Delta H_{\text{lg}}}{C_{p_{\text{ref}}} \cdot \Delta T} \right]^{(1/6)} \cdot \left[D_i \cdot \frac{G_v}{\mu_{\text{ref}}} \cdot \left(\frac{\rho_{\text{liq}}}{\rho_{\text{gas}}} \right)^{(1/2)} \right]^{(1/5)}$$

$$\text{UA}_{\text{cal}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln \left[\frac{D_i + 2 \cdot t}{D_i} \right]}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_{e_w} \cdot A_e}}$$

$$T_{e;\text{ref}} = T_{\text{ev}}$$

$$T_{s;\text{ref}} = T_{\text{ev}}$$

$$P_{\text{atm}} = 100000$$

$$h_1 = 108179$$

$$h_2 = h ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=1)$$

$$h_{1;w} = h ('Water'; T=T_{e;w}; P=P_{\text{atm}})$$

$$T_{s;w} = T ('Water'; h=h_{2;w}; P=P_{\text{atm}})$$

$$Q = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$Q = \dot{m}_w \cdot (h_{1;w} - h_{2;w})$$

$$\text{LMTD} = \frac{T_{e,w} - T_{s;\text{ref}} - (T_{s,w} - T_{e;\text{ref}})}{\ln \left[\frac{T_{e,w} - T_{s;\text{ref}}}{T_{s,w} - T_{e;\text{ref}}} \right]}$$

$$Q_{\text{cal}} = UA_{\text{cal}} \cdot \text{LMTD}$$

The screenshot shows a software window titled "Parametric Table" with a table containing 10 columns and 2 rows. The columns are labeled with parameters and their units. The first row shows the parameter names and units, and the second row shows the values for "Run 1".

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	L	\dot{m}_{ref}	\dot{m}_w	Q	Q _{cal}	Re _w	J _h	T _{cd}	T _{e,w}	T _{s,w} [C]
Run 1	4	0,00165±0,0000	0,01±0,0005	38,19	77,22±39,38	1140	5,9	55±5,5	33,39	34,35

Legenda:

L – Comprimento. [m]

\dot{m}_{ref} - Vazão mássica [kg/s]

\dot{m}_w - Vazão mássica [kg/s]

Q - Fluxo de transferência de calor [W]

Q_{cal} - Fluxo de transferência de calor calculado [W]

J_h - Constante de escoamento.

Re – Reynolds [-]

T_{cd} – Temperatura de condensação [C]

T_{ev} – Temperatura de evaporação [C]

T_{s,w} – Temperatura de saída do trocado [C].

EVAPORADOR**Região Líquida**

$$D_i = 0,0151$$

$$D_e = 0,0254$$

$$T_m = \frac{29 + 27}{2}$$

$$T_{\text{sub}} = 15$$

$$\text{Pr} = \text{Pr} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$N_u = J_h \cdot \text{Pr}^{(1/3)}$$

$$D_h = \frac{D_e^2 - D_i^2}{D_i}$$

$$K_w = k (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$h_{e_w} = \frac{K_w}{D_h} \cdot N_u$$

$$t = 0,001$$

$$A_{\text{ex}} = \pi \cdot \left[\frac{D_e^2 - D_i^2}{4} \right]$$

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L$$

$$A_e = \pi \cdot (D_i + 2 \cdot t) \cdot L$$

$$V_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w \cdot A_{\text{ex}}}$$

$$\rho_w = \rho (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$\mu_w = \text{Visc} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$\text{Re}_w = \rho_w \cdot D_h \cdot \frac{V_w}{\mu_w}$$

$$\mu_{\text{ref}} = \text{Visc} (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=0)$$

$$\text{Pr}_{\text{ref}} = \text{Pr} (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=0)$$

$$\text{Cp}_{\text{ref}} = \text{Cp} (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=1)$$

$$k_{\text{ref}} = k (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=0)$$

$$\rho_{\text{ref}} = \rho (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=0)$$

$$\rho_{\text{gas}} = \rho ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=1)$$

$$\rho_{\text{liq}} = \rho ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=0)$$

$$k = 4000$$

$$\text{Re}_{\text{ref}} = 4 \cdot \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{D_i \cdot \pi \cdot \mu_{\text{ref}}}$$

$$h_g = h ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=1)$$

$$h_l = h ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=0)$$

$$\Delta H_{\text{lg}} = h_g - h_l$$

$$F_1 = \left[k_{\text{ref}}^3 \cdot \rho_{\text{ref}}^2 \cdot \frac{9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}}{\mu_{\text{ref}}} \right]^{0,25}$$

$$F_2 = \left[k_{\text{ref}}^3 \cdot \rho_{\text{ref}}^2 \cdot \frac{9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}}{\mu_{\text{ref}}} \right]^{(1/3)}$$

$$G_v = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{\pi \cdot \frac{D_i^2}{4}}$$

$$\Delta T = \frac{24 - T_{\text{ev}}}{0,75}$$

$$\text{LMTD} = \frac{T_{e,w} - T_{s,\text{ref}} - (T_{s,w} - T_{e,\text{ref}})}{\ln \left[\frac{T_{e,w} - T_{s,\text{ref}}}{T_{s,w} - T_{e,\text{ref}}} \right]}$$

$$Q_{\text{cal}} = UA_{\text{cal}} \cdot \text{LMTD}$$

Região - Vapor

$$D_i = 0,0151$$

$$D_e = 0,0254$$

$$T_m = \frac{22 + 20}{2}$$

$$\text{Pr} = \mathbf{Pr} ('Water' ; T=T_m ; x=0)$$

$$N_u = J_h \cdot \text{Pr}^{(1/3)}$$

$$D_h = \frac{D_e^2 - D_i^2}{D_i}$$

$$K_w = \mathbf{k} ('Water' ; T=T_m ; x=0)$$

$$h_{e,w} = \frac{K_w}{D_h} \cdot N_u$$

$$t = 0,001$$

$$A_{\text{ex}} = \pi \cdot \left[\frac{D_e^2 - D_i^2}{4} \right]$$

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L$$

$$A_e = \pi \cdot (D_i + 2 \cdot t) \cdot L$$

$$V_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w \cdot A_{\text{ex}}}$$

$$\rho_w = \rho ('Water' ; T=T_m ; x=0)$$

$$\mu_w = \mathbf{Visc} ('Water' ; T=T_m ; x=0)$$

$$\text{Re}_w = \rho_w \cdot D_h \cdot \frac{V_w}{\mu_w}$$

$$\mu_{\text{ref}} = \mathbf{Visc} ('R134a' ; T=T_{\text{ev}} ; x=1)$$

$$Pr_{ref} = Pr ('R134a' ; T=T_{ev} ; x=1)$$

$$k_{ref} = k ('R134a' ; T=T_{ev} ; x=1)$$

$$\rho_{gas} = \rho ('R134a' ; T=T_{ev} ; x=1)$$

$$\rho_{liq} = \rho ('R134a' ; T=T_{ev} ; x=0)$$

$$k = 4000$$

$$Re_{ref} = 4 \cdot \frac{\dot{m}_{ref}}{D_i \cdot \pi \cdot \mu_{ref}}$$

$$hi = \frac{k_{ref}}{D_i} \cdot 0,023 \cdot Re_{ref}^{0,8} \cdot Pr_{ref}^{0,3}$$

$$UA_{cal} = \frac{1}{\frac{1}{hi \cdot A_i} + \frac{\ln \left[\frac{D_i + 2 \cdot t}{D_i} \right]}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{he_w \cdot A_e}}$$

$$T_{e;ref} = T_{ev}$$

$$T_{s;ref} = T_{ev} + 15$$

$$P_{atm} = 100000$$

$$P_{ev} = P ('R134a' ; T=T_{ev} ; x=1)$$

$$h_1 = h ('R134a' ; T=T_{ev} ; x=1)$$

$$h_2 = h ('R134a' ; T=T_{s;ref} ; P=P_{ev})$$

$$h_{1;w} = h ('Water' ; T=T_{e;w} ; P=P_{atm})$$

$$T_{s;w} = T ('Water' ; h=h_{2;w} ; P=P_{atm})$$

$$Q = \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$Q = \dot{m}_w \cdot (h_{1;w} - h_{2;w})$$

$$LMTD = \frac{T_{e;w} - T_{s;ref} - (T_{s;w} - T_{e;ref})}{\ln \left[\frac{T_{e;w} - T_{s;ref}}{T_{s;w} - T_{e;ref}} \right]}$$

$$Q_{cal} = UA_{cal} \cdot LMTD$$

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)