

JUAN GABRIEL PAZ ALEGRIAS

**ANALISE DE DESEMPENHO DO TUBO CAPILAR
NUM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE PEQUENO
PORTE, COM VARIAÇÃO DA VELOCIDADE DO
COMPRESSOR**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

2009

JUAN GABRIEL PAZ ALEGRIAS

**ANALISE DE DESEMPENHO DO TUBO CAPILAR NUM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO DE PEQUENO PORTE COM VARIAÇÃO DA
VELOCIDADE DO COMPRESSOR**

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

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

Orientador: Prof. Dr. Oscar Saul Hernandez Mendoza

**UBERLÂNDIA - MG
2009**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

- P348a Paz Alegrias, Juan Gabriel, 1978-
Análise de desempenho do tubo capilar num sistema de refrigeração de pequeno porte com variação da velocidade do compressor [manuscrito] / Juan Gabriel Paz Alegrias. - 2010.
107 f. : il.
- Orientador: Oscar Saul Hernandez Mendoza.
- Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Uberlândia, Prorama de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
Inclui bibliografia.
1. Refrigeração - Teses. I. Hernandez Mendoza, Oscar Saul, 1944- II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.
- CDU: 621.56
-

*Deus, fonte de toda inspiração, deu todo o que Eu tenho: uma família e um grande amor. Este trabalho é dedicado a eles. Ao meu pai **Antonio**, à minha mãe **Blanca** e à minha noiva **Jenny**: “Seu sacrifício deu um fruto”.*

*A minha irmã **Edna Maritza**, pelo amor, amizade e apoio.*

Ao que não deixei vir, mas virá...

Juan Gabriel

AGRADECIMENTOS

Ao meu Deus fonte de sabedoria absoluta, que me guia pelo caminho certo e me libera das situações difíceis.

Aos meus pais, que em contra das adversidades conseguiram cumprir seu papel educador e formador.

À minha noiva Jenny pela espera, paciência, apoio e amor dado incondicionalmente durante nossa relação e durante minha ausência.

A minha irmã Maritza pelo apoio moral e financeiro, que ainda com muitas necessidades próprias ela me deu.

Ao Prof. Dr. Oscar Saul Hernandez, que ainda não me conhecia, interveio para que eu pudesse ter esta grande oportunidade. Também pelo apoio e paciência que teve ao me orientar.

Ao Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra, pela amizade e colaboração prestada durante a realização do meu trabalho e pela oportunidade oferecida.

Ao meu grande amigo Francisco, com o qual tenho uma longa história de vida e com quem comparti muitas experiências.

À Universidade Federal de Uberlândia e à Coordenação da Pós - Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, em nome de todos os professores e funcionários que direta e indiretamente contribuíram para a realização desta dissertação de mestrado.

Aos meus amigos Mauro e Pedro pela companhia e bons conselhos durante a convivência diária.

À CAPES (Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pelo apoio financeiro.

À empresa EMBRACO pela doação do compressor para a montagem da bancada de ensaios.

SUMÁRIO

CAPITULO I. INTRODUÇÃO	1
1.1. Revisão Bibliográfica	2
1.1.1 Eficiência energética no Brasil	2
1.1.2 Dispositivos de expansão e Tubos capilares em refrigeração	4
1.1.3 Inventário de massa refrigerante em sistemas de refrigeração	8
1.1.4 Sistemas com Compressor de velocidade variável	9
1.1.5 Interações dos parâmetros num sistema de refrigeração	11
 CAPÍTULO II. BANCADA EXPERIMENTAL	 14
2.1. Ciclo de Refrigeração por compressão	14
2.2. Descrição da bancada experimental	15
2.2.1 Compressor	17
2.2.2 Trocadores de calor: Condensador e evaporador	18
2.2.3 Elemento de expansão	20
2.3. Sistema de monitoramento e controle	21
2.3.1 Medição da temperatura	22
2.3.2 Medição da pressão	24
2.4. Condicionamento dos sinais	25
2.4.1 Amplificação dos sinais	25
2.4.2 Filtragem dos sinais	27
2.5. Aquisição de dados	28
2.6. Processamento dos dados e monitoramento das condições de operação do sistema de refrigeração	 29
2.7. Calibração dos sensores e ajuste da instrumentação	31
2.7.1 Calibração dos sensores de temperatura	31
2.7.2 Calibração sensores PA3024/23	32
2.8 Controle da velocidade de rotação do compressor	33
 CAPÍTULO III. O TUBO CAPILAR	 35
3.1 Modelagem do tubo capilar	36
3.2 Equações fundamentais	37
3.2.1 Balanço de massa	37

3.2.2 Balanço de quantidade de movimento.....	38
3.2.3 Balanço de Energia.....	38
3.3 Determinação das dimensões do tubo capilar.....	38
3.3.1 Determinação do comprimento e o diâmetro interno do capilar.....	39
Capítulo IV. ANÁLISE E IDENTIFICAÇÃO FÍSICA DOS PARÂMETROS NO	
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	42
4.1 Metodologia.....	42
4.2 Cálculo dos parâmetros físicos.....	43
4.2.1 Vazão mássica de refrigerante e Capacidade frigorífica.....	43
4.2.2 Coeficiente de desempenho, COP.....	44
4.3 Procedimento experimental e determinação das condições iniciais	45
4.3.1 Primeira bateria de ensaios. Determinação condições iniciais.....	45
4.3.2 Segunda bateria experimental: resultados preliminares da mudança do Inventário de massa de refrigerante.....	45
CAPÍTULO V. RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	48
5.1 Efeitos dos parâmetros do sistema de refrigeração.....	51
5.1.1 Terceira bateria: Análise do efeito do inventário de massa refrigerante.	51
5.1.2 Quarta bateria: Efeito da variação do diâmetro interno do tubo capilar.	55
5.1.3 Quinta Bateria: Efeito do aumento do comprimento no tubo capilar.....	59
5.1.4 Sexta bateria: Efeito da variação de velocidade de rotação do compressor.....	63
5.2 Efeito conjunto da velocidade de rotação do compressor e outros parâmetros na resposta de um sistema de refrigeração.....	67
5.2.1 Efeito conjunto velocidade - diâmetro interno, velocidade - comprimento sobre a vazão mássica de refrigerante.....	68
5.2.2 Efeito conjunto velocidade - diâmetro interno, velocidade - comprimento sobre o grau de superaquecimento.....	70
5.2.3 Efeito conjunto velocidade - diâmetro interno, velocidade - comprimento sobre a capacidade frigorífica.....	71
5.2.4 Efeito conjunto velocidade - diâmetro interno, velocidade - comprimento sobre o consumo de potência no compressor.....	72
5.2.5 Efeito conjunto velocidade - diâmetro interno, velocidade - comprimento sobre o COP.....	73
5.3 Efeito da velocidade do compressor sobre a temperatura de condensação e de evaporação.....	75

5.4 Resultados experimentais da mudança de velocidade de rotação de compressor.....	77
Capítulo VI. CONCLUSÕES E SUGESTÕES	82
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	85
APÊNDICE A. CURVAS DE CALIBRAÇÃO DOS SENSORES	89
A.1. Sensores de temperatura.....	89
A.2. Sensores de pressão.....	90
APÊNDICE B. Influencia do comprimento e o diâmetro interno sobre a vazão mássica num tubo capilar	91
B.1 . Caso 1: $T_{cd} = 35^{\circ}\text{C}$. $t_{sb} = 10^{\circ}\text{C}$	91
B.2 . Caso 2: $T_{cd} = 45^{\circ}\text{C}$. $t_{sb} = 10^{\circ}\text{C}$	91
B.3 . Caso 3: $T_{cd} = 55^{\circ}\text{C}$. $t_{sb} = 10^{\circ}\text{C}$	92
B.4. Rotina feita no código computacional MATLAB®.....	92
.	

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Consumo energético no Brasil (Fonte EPE).....	3
Figura 1.2 - Consumo energético no Brasil (Fonte EPE).....	3
Figura 1.3 - Resultados do modelo Bansal e Rupasingue (1998).....	6
Figura 1.4 - Desempenho do tubo capilar para R134a do experimento de Jung et al (1999).....	7
Figura 1.5 - Resultados do modelo de Choi et al (2004).....	8
Figura 1.6 - Resultados do modelo de Li e Wen (2007).....	8
Figura 1.7 - Mapa de estados do refrigerador doméstico (Gonçalves e Melo, 2004).....	12
Figura 2.1 - Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	15
Figura 2.2 - Representação esquemática da bancada experimental.....	16
Figura 2.3 - Fotografia geral da bancada de experimental.....	17
Figura 2.4 - Compressor hermético de velocidade variável VCC3.....	17
Figura 2.5 - Representação do trocador de calor concêntrico (Condensador).....	19
Figura 2.6 - Regiões de escoamento nos trocadores.....	20
Figura 2.7 - Arranjo de tubos capilares utilizados no processo de expansão.....	20
Figura 2.8 - Diagrama esquemático do sistema de monitoramento e controle.....	22
Figura 2.9 - Sensor de temperatura P100.....	22
Figura 2.10- Sensor de pressão piezo resistivo PA30XX.....	24
Figura 2.11- Ponte Wheatstone para acoplamento dos PT100.....	26
Figura 2.12- Circuito de acoplamento para os sensores de pressão PA30XX.....	26
Figura 2.13- Arquitetura interna dos amplificadores de instrumentação.....	27
Figura 2.14- Filtro passa baixas 60 Hz.....	27
Figura 2.15- Placa de aquisição de dados CIO DAS48 PGA.....	28
Figura 2.16- Tela inicial do sistema monitorado em tempo real.....	29
Figura 2.17- Janela da Evolução das temperaturas nos trocadores.....	30
Figura 2.18- Janela da Evolução das pressões no sistema.....	30
Figura 2.19- Janela das Propriedades termodinâmicas e balanços.....	31
Figura 2.20- Banho termocriostático MQBMP-01.....	32
Figura 2.21- Manômetro Bourdon.....	32
Figura 2.22- Sistema mecânico utilizado no procedimento de calibração.....	33
Figura 2.23- Inversor de frequência VCC3-CO para o controle da velocidade do compressor.....	33
Figura 2.24- Interface de controle da velocidade do compressor.....	34

Figura 3.1 - Distribuição de pressão e temperatura ao longo de tubos capilares adiabáticos (Bolstad e Jordan, 1948).....	36
Figura 3.2 - Variáveis do modelo de simulação do tubo capilar.....	37
Figura 3.3 - Projeção das dimensões do tubo capilar segundo simulação do modelo de Jung et al (1999).....	40
Figura 3.4 - Comparação entre o modelo de Jung et al (1999) e os resultados do presente trabalho.....	41
Figura 4.1 - Processamento das variáveis e definição dos parâmetros.....	43
Figura 4.2 - Volume de controle para os trocadores de calor.....	43
Figura 4.3 - Pressão no sistema com 450 gr de refrigerante e variação da velocidade....	47
Figura 4.4 - Temperatura no sistema com 450 gr de refrigerante e variação da velocidade.....	47
Figura 4.5 - Vazão mássica com 450 gr de refrigerante.....	47
Figura 4.6 - Superaquecimento teste inicial.....	48
Figura 4.7 - Diagrama de Pressão, ensaios 4, 5, 6, 7 e 8.....	49
Figura 4.8 - Diagrama de Temperatura, ensaios 4, 5, 6, 7 e 8.....	50
Figura 5.1 - Pressão de condensação e evaporação, mudando Inventário de massa refrigerante, velocidade 2000 rpm.....	51
Figura 5.2 - Grau de subresfriamento, mudando inventário de massa refrigerante, velocidade 2000 rpm.....	52
Figura 5.3 - Vazão mássica, mudando inventário de massa refrigerante, velocidade 2000 rpm.....	52
Figura 5.4 - Grau de superaquecimento, mudando Inventário de massa refrigerante, velocidade 2000 rpm.....	53
Figura 5.5 - Temperatura de evaporação e condensação, mudando Inventário de massa refrigerante, velocidade 2000 rpm.....	53
Figura 5.6 - Capacidade frigorífica, mudando Inventário de massa refrigerante, velocidade 2000 rpm.....	54
Figura 5.7 - COP, mudando inventário de massa refrigerante, velocidade 2000 rpm.....	54
Figura 5.8 - Consumo elétrico, mudando Inventário de massa refrigerante, velocidade 2000 rpm.....	55
Figura 5.9 - Pressões no sistema com mudança do diâmetro interno.....	56
Figura 5.10 - Grau de superaquecimento com mudança do diâmetro interno.....	57
Figura 5.11 - Temperaturas no sistema com mudança do diâmetro interno.....	57
Figura 5.12 - Potência consumida pelo compressor.....	58
Figura 5.13 - Capacidade frigorífica com mudança do diâmetro interno.....	58

Figura 5.14- Vazão mássica de R134a com mudança do diâmetro interno.....	58
Figura 5.15- Evolução do COP com mudança do diâmetro interno.....	59
Figura 5.16- Pressão no sistema com mudança do comprimento do tubo capilar.....	60
Figura 5.17- Temperatura no sistema com mudança do comprimento do tubo capilar.....	60
Figura 5.18- Grau de superaquecimento com mudança do comprimento do tubo capilar.....	61
Figura 5.19- Potência consumida ao variar o comprimento.....	61
Figura 5.20- COP com mudança do comprimento do tubo capilar.....	62
Figura 5.21- Capacidade frigorífica com mudança do comprimento do tubo capilar.....	62
Figura 5.22- Vazão mássica de R134a com mudança do comprimento do tubo capilar....	63
Figura 5.23- Pressão de condensação e evaporação ao variar velocidade de rotação.....	64
Figura 5.24- Grau de superaquecimento por efeito da variação da velocidade de rotação.....	65
Figura 5.25- Temperatura de evaporação por efeito da variação da velocidade de rotação.....	65
Figura 5.26- Consumo de potência por efeito da variação da velocidade de rotação.....	65
Figura 5.27- Vazão mássica de R134a por efeito da variação da velocidade de rotação.....	66
Figura 5.28- COP por efeito da variação da velocidade de rotação.....	66
Figura 5.29- Capacidade frigorífica por efeito da variação da velocidade de rotação.....	67
Figura 5.30- Efeito conjunto velocidade-diâmetro sobre a vazão mássica de refrigerante.....	69
Figura 5.31- Efeito conjunto velocidade-comprimento sobre a vazão mássica de refrigerante.....	69
Figura 5.32- Efeito conjunto velocidade-comprimento sobre o grau de superaquecimento.....	70
Figura 5.33- Efeito conjunto velocidade-diâmetro sobre o grau de superaquecimento.....	71
Figura 5.34- Efeito conjunto da velocidade e o diâmetro interno sobre a capacidade frigorífica.....	71
Figura 5.35- Efeito conjunto da velocidade e o comprimento sobre a capacidade frigorífica.....	72
Figura 5.36- Efeito velocidade - diâmetro interno no consumo de potência no compressor.....	72
Figura 5.37- Efeito conjunto velocidade-comprimento sobre o consumo de potência no compressor.....	73
Figura 5.38- Efeito conjunto da velocidade e o diâmetro interno sobre o COP.....	74

Figura 5.39- Efeito conjunto velocidade-comprimento sobre o COP.....	74
Figura 5.40- Temperatura de condensação em função da velocidade de rotação e o diâmetro interno do tubo capilar.....	75
Figura 5.41- Temperatura de condensação em função da velocidade de rotação e do comprimento do tubo capilar.	76
Figura 5.42- Temperatura de evaporação em função da velocidade de rotação e o diâmetro interno do tubo capilar.....	76
Figura 5.43- Temperatura de evaporação em função da velocidade de rotação e do comprimento do tubo capilar.....	77
Figura 5.44- Evolução da vazão mássica de refrigerante em função de T_{cd} e T_{ev}	79
Figura 5.45- Evolução da capacidade frigorífica em função de T_{cd} e T_{ev}	79
Figura 5.46- Evolução consumo elétrico em função de T_{cd} e T_{ev}	80
Figura 5.47- Evolução do COP em função de T_{cd} e T_{ev}	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Características do compressor utilizado na bancada	18
Tabela 2.2 - Dimensões dos tubos capilares utilizados nos experimentos	21
Tabela 2.3 - Especificações técnicas	23
Tabela 2.4 - Coeficientes da Equação Callendar- Van Dusen	23
Tabela 2.5 - Especificações técnicas dos sensores de pressão PA30XX	25
Tabela 2.6 - Especificações da placa aquisição de dados CIO DAS48 PGA	28
Tabela 2.7 - Especificações técnicas banho termocriostático	32
Tabela 3.1 - Condições de operação fornecidas pelo fabricante, $T_{cd}=45^{\circ}\text{C}$, $t_{sb}=10^{\circ}\text{C}$	40
Tabela 4.1 - Condições nominais	45
Tabela 4.2 - Parâmetros do primeiro teste inicial	46
Tabela 4.3 - Parâmetros dos ensaios com aumento de massa refrigerante	49
Tabela 5.1 - Condições de operação da quarta bateria	55
Tabela 5.2 - Dimensões dos tubos capilares utilizados na quarta bateria	56
Tabela 5.3 - Condições de operação na quinta bateria experimental	59
Tabela 5.4 - Dimensões dos tubos capilares utilizados na quinta bateria experimental	60
Tabela 5.5 - Condições de operação para os ensaios de variação de velocidade de rotação	63
Tabela 5.6 - Características dos testes variando velocidade de rotação	64
Tabela 5.7 - Resposta do sistema de refrigeração às mudanças	68
Tabela 5.8 - Descrição dos ensaios realizados para determinar o comportamento do sistema de refrigeração	78

PAZ, J. G. A. **Análise de desempenho do tubo capilar num sistema de refrigeração de pequeno porte, com variação da velocidade do compressor.** 2009. XX f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

RESUMO

A necessidade de reduzir o consumo de energia nos sistemas de refrigeração e condicionamento de ar é uma das prioridades da indústria da refrigeração. Isto tem incentivado o desenvolvimento de sistemas frigoríficos mais eficientes e que ofereçam um melhor desempenho. Neste contexto, aumenta a importância da aplicação de novas tecnologias que permitam um conhecimento mais profundo destes sistemas e a melhoria e otimização dos processos de resfriamento.

Portanto, com o monitoramento e controle das condições de operação de um sistema de refrigeração por compressão de vapor de pequeno porte para resfriamento de líquido, que opera com compressor de velocidade variável, tubo capilar como elemento de expansão e utiliza R134a como fluido refrigerante, este trabalho; estuda o comportamento do sistema de refrigeração e apresenta uma análise da influência da mudança das dimensões do tubo capilar e da velocidade de rotação do compressor sob o ponto de vista do desempenho e o consumo energético.

Os resultados obtidos, produto da análise de superfícies de resposta, mostram como uma ótima combinação de critérios resulta num melhor rendimento do sistema.

Palavras chaves: Refrigeração compressão de vapor, tubos capilares, velocidade rotação compressor.

PAZ, J. G. A. **Analyze performance of capillary tube in small refrigeration system varying the speed compressor. 2009.** F XX. M. Sc. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia. Minas Gerais. Brazil.

ABSTRACT

The need to reduce energy consumption in refrigeration and air conditioning is a priority for the refrigeration industry. This has encouraged the development of refrigeration systems more efficient and offer better performance. In this context, increases the importance of applying new technologies to a deeper understanding of these systems and the improvement and optimization of cooling processes.

Therefore, the monitoring and control of the operating conditions of a refrigeration system for vapor compression small cooling fluid, which operates with variable speed compressor, capillary tube as an expansion and uses R134a as refrigerant, this work, studies the behavior of the cooling system and examines the influence of changing the size of the capillary and rotational speed of the compressor from the point of view of performance and power consumption.

The results, product analysis of response surfaces show how an optimal criteria combination results in better system performance.

Keywords: Refrigeration ,Capillary tube, speed compressor rotation.

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração vêm passando por diversas mudanças conceituais e estruturais. A melhora dos processos frigoríficos, assim como as questões ambientais referentes à degradação da camada de ozônio e ao aquecimento global, em conjunto com a crescente preocupação quanto à economia e o uso racional de energia, vem promovendo o desenvolvimento de novos sistemas e de novas tecnologias para o controle destes sistemas.

Os pesquisadores, que no passado se limitavam a o estudo dos aspectos termodinâmicos e mecânicos dos processos de refrigeração, passaram a ter a necessidade de melhorar ou otimizar estes processos e começaram a ter um maior interesse no controle dos parâmetros e na redução do consumo energético. Este cenário trouxe a necessidade de um controle quase que total sobre máquinas e processos, possibilitando a aplicação uso do controle nos processos frigoríficos, dispondo - se de sistemas que correspondem às exigências requeridas e às mudanças das variáveis do processo.

A aplicação de 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.

O avanço do campo da eletrônica permitiu o uso de dispositivos eletrônicos em sistemas de refrigeração de pequeno porte e a introdução de compressores de velocidade variável que permitem a implementação de estratégias de controle energeticamente inteligentes.

Ainda a grande maioria dos sistemas de refrigeração doméstica utiliza compressores herméticos de velocidade fixa e um tubo capilar como dispositivo de expansão, a indústria da refrigeração tem investido fortemente em pesquisas para aumentar a eficiência energética dos seus produtos. A otimização de trocadores de calor, o controle do dispositivo de expansão e o aumento da eficiência do compressor são as alternativas mais analisadas.

Baseados nas necessidades anteriormente expostas, este trabalho se comprometeu com a análise de desempenho de tubos capilares ao ser utilizados num sistema de refrigeração por compressão de vapor para resfriamento de líquido, que opera com um compressor de rotação variável. Para isto foi precisa a projeção, construção e implementação de um sistema de monitoramento e controle das condições de operação do mesmo.

O conteúdo resumido dos capítulos desta dissertação é descrito a seguir:

No Capítulo I é apresentada uma revisão bibliográfica sobre o estudo, análise e modelagem dos componentes de um sistema de refrigeração por compressão de vapor e o desempenho deste tipo de sistema.

No Capítulo II se encontra a descrição dos principais componentes da bancada experimental que foi construída no Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos (LEST) da Universidade Federal de Uberlândia. A descrição da instrumentação e do sistema de monitoramento instalado na bancada de refrigeração também é mostrada neste capítulo.

A modelagem do tubo capilar é apresentada no capítulo III. Nesta seção se faz uma análise sobre o cálculo e projeção das dimensões do tubo capilar necessário para a realização dos ensaios.

O Capítulo IV, apresenta a análise do protótipo do sistema de refrigeração usado e a definição matemática das variáveis que interagem neste sistema, assim como os parâmetros que descrevem o comportamento do mesmo.

Os resultados experimentais dos testes realizados são apresentados no Capítulo V. Aqui são analisados e mostrados os resultados obtidos nas baterias experimentais realizadas.

Finalmente, o capítulo VI apresenta as conclusões deste trabalho e sugestões para futuras pesquisas.

1.2. Revisão Bibliográfica

1.1.1 Eficiência energética no Brasil

O consumo de energia tem aumentado de maneira vertiginosa nas últimas décadas. Os fatores que contribuíram para este aumento foram o desenvolvimento do parque industrial, a modernização da agricultura, o aumento da capacidade de consumo da população e a elevação dos níveis de conforto individual e familiar como resfriadores, geladeiras e ar condicionados, entre outros.

De acordo com o acompanhamento do mercado realizado pela Comissão Permanente de Análise e Acompanhamento do Mercado de Energia Elétrica (COPAM), coordenada pela Empresa de Pesquisa Energética do Brasil (EPE, 2009) e da qual tomam parte os principais agentes de consumo de eletricidade do país, o 17,4 % do consumo energético do país corresponde à eletricidade, acumulando um valor de 384.460 GWh em 2008. A Fig.1.1 representa o consumo energético no Brasil.

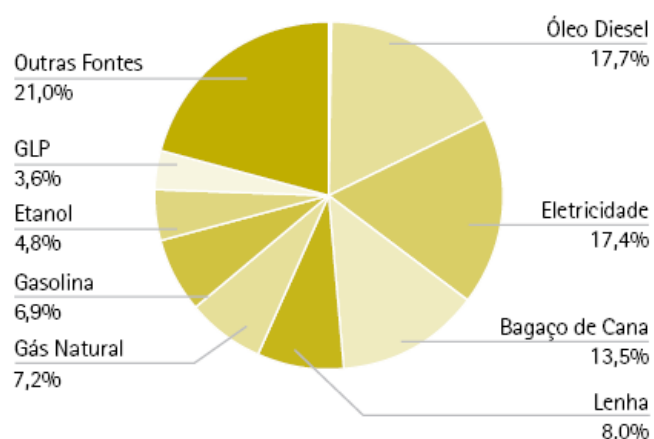


Figura 1.1 - Consumo energético no Brasil (Fonte EPE).

Segundo o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL, 2009) o consumo de energia elétrica no Brasil nas edificações residenciais, comerciais, de serviços e públicas, na Fig. 1.2, é bastante significativo. Calcula - se que quase 53% da energia elétrica produzida no país seja consumida não só na operação e manutenção das edificações, como também nos sistemas artificiais, que proporcionam conforto ambiental para seus usuários, como iluminação, climatização e aquecimento de água.

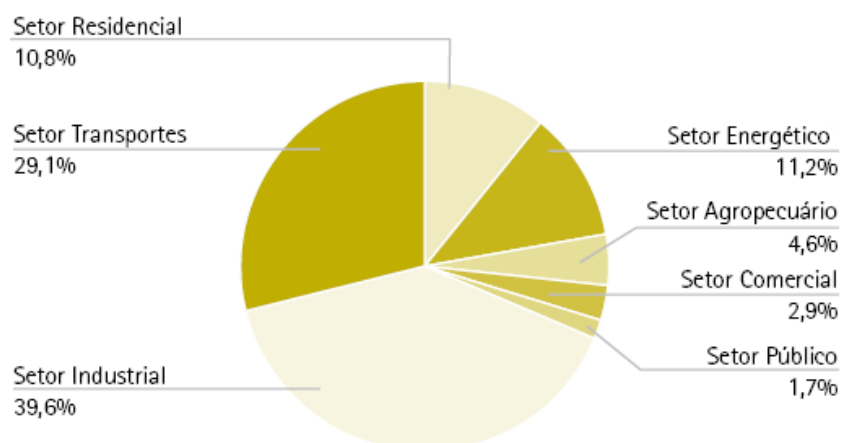


Figura 1.2 - Consumo energético no Brasil (Fonte EPE).

Segundo a Agência para Aplicação da Energia da Secretaria de Saneamento e Energia do Estado de São Paulo, os motores elétricos consomem o 49% do consumo de energia elétrica na área industrial, a refrigeração representa o 33% do consumo de energia residencial e 37% na área comercial, num mercado que chega a movimentar 4 milhões de unidades vendidas por ano. Equipamentos como refrigeradores, freezers e condicionadores de ar, e resfriadores de água aportam fortemente neste consumo, já que costumam ficar ligados ininterruptamente ou durante boa parte do dia .

Pelo exposto anteriormente é necessário estabelecer critérios para a escolha e operação de equipamentos frigoríficos que respondam a padrões de eficiência energética. A redução de consumo nas instalações frigoríficas é de suma importância, não só pelos efeitos econômicos e ambientais que isto produz, mas também pelo aumento gradativo na competitividade global, que coloca os grandes consumidores industriais de energia, de cara com a responsabilidade de aumentar a eficiência produtiva.

1.1.2 Dispositivos de expansão e Tubos capilares em refrigeração.

Os dispositivos de expansão têm como função receber o fluido refrigerante subresfriado em alta pressão proveniente do condensador e regular o fluxo de refrigerante ou vazão que chega ao evaporador, mantendo uma diferença de pressão adequada entre os lados de alta e baixa pressão do sistema

Dispositivos de expansão podem apresentar uma restrição constante, como os tubos capilares; ou variável, como as válvulas de expansão termostáticas (TEVs) e as válvulas de expansão eletrônicas (EEVs).

O desempenho do dispositivo de expansão tem um papel crucial em sistemas com compressor de rotação variável, uma vez que o controle ótimo do grau de superaquecimento na saída do evaporador implica num controle preciso da capacidade de refrigeração e numa maior eficiência energética (Choi e Kim, 2003).

O dispositivo de expansão deve regular o grau de superaquecimento na saída do evaporador de forma a mantê-lo adequadamente preenchido com fluido bifásico, independentemente da rotação de trabalho do compressor. Um grau de superaquecimento elevado reduz a efetividade do evaporador e conseqüentemente a capacidade de refrigeração. Por outro lado, o inundamento do evaporador pode provocar um “golpe de líquido” no compressor (Outtgarts *et al.* 1997).

Têm-se as válvulas de expansão termostáticas (TEVs), bastante comuns em sistemas de médio porte, que são capazes de regular adequadamente o fluxo de fluido

refrigerante numa faixa de operação ampla, através do controle do grau de superaquecimento na saída do evaporador. Todavia, a aplicação das TEVs é praticamente inviável em sistemas de pequeno porte devido ao seu alto custo. Além disso, em condições de baixa capacidade de refrigeração, esse tipo de válvula apresenta instabilidades no controle do grau de superaquecimento, acarretando perda de eficiência do sistema de refrigeração (Tassou e Al - Nizari, 1991).

O problema mencionado anteriormente pode ser ainda mais acentuado em sistemas com compressores de rotação variável, onde a amplitude de variação da capacidade de refrigeração é maior que em sistemas com compressores convencionais. É válido ressaltar que os trabalhos de Outtgarts *et al.* (1996), de Tassou e Qureshi (1996) e de Aprea e Mastrullo (2002) desaprovam inclusive a utilização de TEVs em sistemas com compressores de rotação variável, justamente devido a instabilidades no controle do grau superaquecimento. Segundo esses autores, o dispositivo de expansão mais adequado para operar com tais compressores são as válvulas de expansão eletrônicas (EEVs).

Na última década, acompanhando a explosão na tecnologia de computadores, de *microchips* e de PLCs (Controladores Lógico - Programáveis), vários fabricantes de componentes para refrigeração introduziram uma alternativa para as TEVs: as válvulas de expansão eletrônicas (Dern, 2005).

Na verdade, as EEVs são versões elétricas das TEVs (Dern, 2005), pois a força motriz que abre ou fecha o orifício de passagem é de natureza elétrica. As EEVs permitem um controle eletrônico da abertura de passagem e conseqüentemente do grau de superaquecimento na saída do evaporador, o que reduz as instabilidades no controle dessa variável. Além disso, essas válvulas respondem mais rapidamente a variações nas condições de operação do sistema (Tassou e Nizari, 1991).

Tubos capilares são comumente utilizados como dispositivo de expansão em sistemas herméticos de refrigeração de pequeno porte. Apesar da simplicidade e do baixo custo, o tubo capilar é um dispositivo de expansão com restrição constante, fornecendo, portanto, um fluxo de refrigerante adequado numa faixa de condições de operação bastante restrita. Qualquer variação da carga térmica ou da temperatura de condensação em relação às de projeto resulta em redução da performance do sistema (Stoecker e Jones, 1985). Apesar de serem dispositivos com restrição fixa, os tubos capilares são também empregados em sistemas com compressor de rotação variável, devido ao seu baixo custo.

Nos últimos anos, muitos trabalhos sobre tubos capilares adiabáticos têm sido realizados. Tanto simulação numérica como correlação experimental tem sido utilizadas para analisar e projetar as dimensões dos tubos capilares.

Bansal e Rupasingue (1998) desenvolveram um modelo de escoamento bifásico homogêneo, projetado para o estudo de tubos capilares adiabáticos em sistemas de refrigeração por compressão de vapor para uso doméstico. O modelo é baseado em equações fundamentais de conservação de massa, energia e momento; desenvolvidas simultaneamente através de iterações na regra de Simpson. Este modelo inclui o efeito de vários parâmetros como comprimento, diâmetro interno, rugosidade relativa, grau de subresfriamento e vazão mássica. Os resultados do modelo são mostrados na Fig. 1.3.

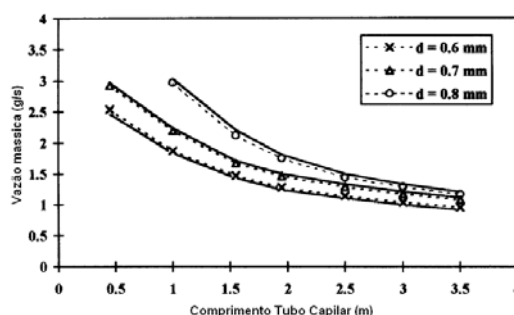


Figura 1.3 - Resultados do modelo Bansal e Rupasingue (1998).

A projeção das dimensões do tubo capilar para determinar a vazão mássica de refrigerante num sistema de refrigeração foi apresentado por Jung et al (1999). Baseados no modelo de Stoecker, Jung et al (1999) modelaram o escoamento através do tubo capilar como uma função do comprimento e o diâmetro interno do tubo capilar, porém, considerando vários efeitos devido ao grau de subresfriamento, fator de viscosidade, fator de atrito, área de contração e misturas. As equações resultantes do modelo foram comparadas com o modelo da ASHRAE e posteriormente foram validadas com resultados experimentais para R12, R134a, R22 e R407C. Finalmente, um modelo de regressão linear foi desenvolvido para determinar a dependência da vazão mássica de refrigerante com as dimensões do tubo capilar, temperatura de condensação e a temperatura ou grau de subresfriamento. Os resultados experimentais obtidos por Jung et al (1999) são mostrados na Fig. 1.4.

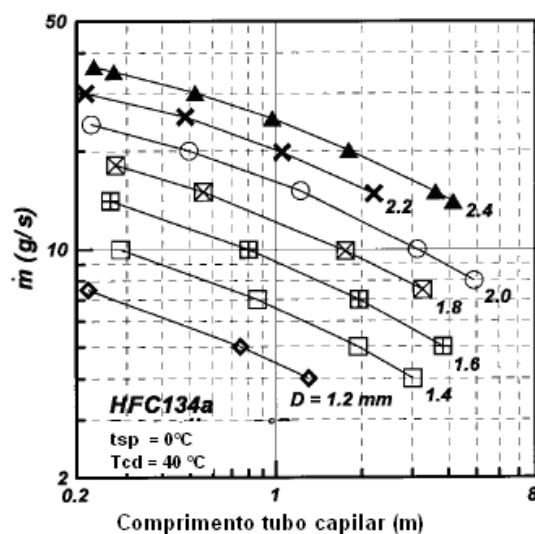


Figura 1.4 - Desempenho do tubo capilar para R134a do experimento de Jung et al (1999).

Segundo Wei et al (2001), o comprimento do tubo capilar depende geralmente do tamanho do sistema de refrigeração. Para sistemas de pequeno porte, comprimentos na faixa entre 0,4 e 2,5 m podem ser utilizados e podem ser configurados segundo o espaço disponível.

Num estudo da influência da geometria do capilar sobre a vazão mássica de refrigerante R407C, Wei et al (2001) analisaram e compararam a vazão mássica ao utilizar tubo capilar espiralado e tubo reto; encontraram que a vazão mássica de refrigerante diminui com a diminuição do diâmetro de enrolamento do tubo, mas a relação de vazão mássica espiralado/reto não mostrou mudanças significativas ao variar o grau de subresfriamento ou a pressão de condensação na entrada do tubo.

Chunlu e Gouliang (2004) avaliaram soluções analíticas para análise teórico do desempenho de tubos capilares. No seu trabalho desenvolveram dois tipos de soluções analíticas aproximadas: uma função explícita do comprimento do tubo capilar e outra uma função explícita da vazão mássica de refrigerante. Nessas soluções, condições de fluxo bloqueado foram levadas em consideração.

Choi et al (2004) desenvolveram uma equação de correlação para a vazão mássica de refrigerante através do tubo capilar, implementando parâmetros adimensionais baseados em resultados experimentais para R22, R290 e R407C. Estes parâmetros foram derivados do Teorema Pi - Buckingham, considerando o efeito das condições de entrada no tubo capilar, a geometria deste e as propriedades do refrigerante sobre a vazão mássica. Além disso, este modelo foi comparado com resultados experimentais obtidos para R12, R134a, R152a, R410A e R600a, mostrados na Fig. 1.5.

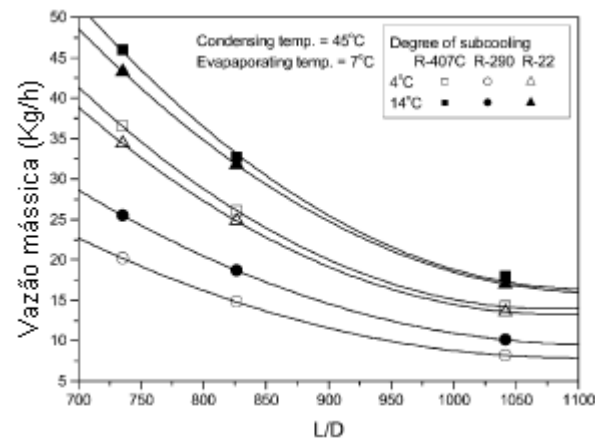


Figura 1.5 - Resultados do modelo de Choi et al (2004).

Baseados em resultados experimentais de outros pesquisadores, Yang e Wang (2007), utilizando aproximações analíticas, desenvolveram uma equação de correlação para definir o escoamento de refrigerante através de tubos capilares. No seu trabalho é utilizado o modelo de equilíbrio homogêneo para fluido bifásico ou mistura bifásica saturada na entrada do tubo capilar. Os resultados de Yang e Wang são mostrados na Fig. 1.6.

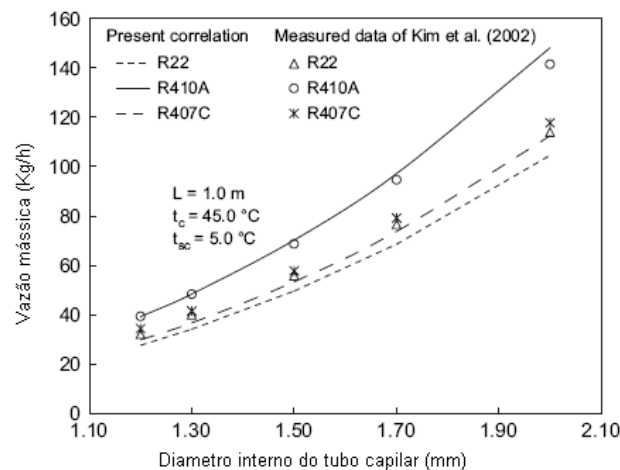


Figura 1.6 - Resultados do modelo de Li e Wen (2007).

1.1.3 Inventário de massa refrigerante em sistemas de refrigeração

Farzad e O'Neal (1993) estudaram o efeito do Inventário de massa refrigerante sobre o desempenho de um condicionador de ar tipo *split*. No trabalho utilizaram dois dispositivos de expansão: uma válvula de expansão termostática (TEV) e um tubo capilar. O condicionador de ar em questão foi montado num calorímetro psicrométrico composto por

dois ambientes distintos com temperatura e umidade controladas, um para a unidade de condensação e outro para a de evaporação. A quantidade de massa refrigerante que, em condições pré - estabelecidas nos dois ambientes, maximizou o COP do sistema com tubo capilar foi considerada como ótima. Nos demais testes, o inventário de massa foi variado na faixa de - 20% a +20% em relação à carga ótima, com incrementos de 5%. Em sistemas com tubo capilar, os autores concluíram que, a capacidade frigorífica e o COP são mais sensíveis a variações do Inventário de refrigerante do que em sistemas com TEV.

Choi e Kim (2004) estudaram experimentalmente o efeito do Inventário de massa refrigerante sobre o desempenho de um sistema de refrigeração, considerando uma EEV e um tubo capilar como dispositivos de expansão. Esta bancada operava com R407C e tinha capacidade nominal igual a 3,5kW. O condensador e o evaporador, ambos do tipo anular, eram alimentados independentemente por dois circuitos auxiliares de fluido secundário, cuja temperatura era controlada por dois banhos de temperatura constante. Durante os testes realizados a carga de refrigerante foi variada entre - 20% e +20% em relação à carga ótima do sistema com tubo capilar. Com os resultados, os autores concluíram que, em termos de desempenho, o sistema com EEV é menos sensível a variações da carga de refrigerante do que o sistema com tubo capilar. Tal fato, explica - se pela variação da abertura da EEV em função da variação da carga de refrigerante, o que não acontece no sistema com tubo capilar.

1.1.4 Sistemas com Compressor de velocidade variável

Cohen *et al.* (1974) estudaram as potencialidades de redução do consumo de energia com a aplicação de compressores de capacidade variável em sistemas de refrigeração domésticos, comerciais e em sistemas de ar condicionado. Os autores concluíram que a variação da capacidade do compressor poderia proporcionar, em regime cíclico, de 28 a 35% de redução do consumo de energia.

Lida *et al.* (1982) realizaram ensaios experimentais num sistema de refrigeração com capacidade nominal de 3,0kW. Nos testes, a rotação do compressor foi variada entre 25 e 75 Hz. Nos resultados obtidos observaram um aumento da eficiência energética do sistema com ao utilizar um compressor de velocidade variável no experimento. Em regime cíclico, o consumo de energia do sistema com compressor de velocidade variável foi de 20 a 26% inferior ao obtido com o compressor convencional.

Shimma *et al.* (1988) investigaram o desempenho de um sistema de ar condicionado, que operava com compressor de velocidade variável. O controle da velocidade rotação do

compressor era feita por um controlador lógico PI (Proporcional e Integral), que utilizava a temperatura do ar do ambiente climatizado como variável de entrada. O controle da velocidade de rotação proporcionou uma redução de 50% na oscilação da temperatura ambiente, em relação à obtida com controle *on - off* tradicional. Durante os testes de partida do sistema, observou - se uma redução do tempo para se atingir a temperatura desejada (*set - point*), devido ao aumento da velocidade de rotação do compressor.

Riegger (1998) escreveu sobre a potencialidade do uso de compressores de velocidade variável no incremento da capacidade de ajuste á carga térmica de sistemas para acondicionamento de ar. Demonstrou que com a utilização de compressores de velocidade variável pode ser obtido um aumento da eficiência destes sistemas. Nos resultados obtidos mostrou que as velocidades de rotação baixas favorecem o desempenho de sistemas de refrigeração, e que a eficiências de bombas de calor é melhorada com velocidades de rotação alta.

Tassou e Qureshi (1996) mostraram que na procura da redução do consumo de energia de equipamentos de refrigeração, o controle da capacidade frigorífica é fundamental. O controle da capacidade reduz as perdas associadas à ciclagem do compressor e melhora a eficiência de regime permanente devido à menor diferença de pressão à que o compressor é submetido em condições de carga frigorífica parcial. Além, fizeram uma comparação entre diversos métodos de controle da capacidade frigorífica: *on/off*, *by - pass* de gás quente, controle da pressão de sucção, variação da rotação do compressor etc. Segundo os autores, a técnica energeticamente mais eficiente é a que utiliza a variação da velocidade de rotação do compressor.

Segundo Pedersen et al (1999), a economia proporcionada por compressores de velocidade variável depende das características dinâmicas da aplicação, se a aplicação exige operação continua do compressor a economia de energia será na ordem de 15 a 20%; em outro tipo de aplicações em que o compressor fica ligado 50% ou menos tempo, consegue - se uma poupança melhor.

Choi e Kim (2003) avaliaram o desempenho de um condicionador de ar tipo *multi - split*, equipado com um compressor de rotação variável, com duas unidades evaporadoras e com duas válvulas de expansão eletrônica (EEV). Os ensaios foram executados num calorímetro psicrométrico com três ambientes controlados, dois para as unidades evaporadoras e um para a unidade condensadora. Foram realizados testes em regime permanente com diferentes rotações do compressor (30 a 63Hz), aberturas da EEV e temperaturas do ar nos ambientes climatizados (21 a 32°C). A carga de refrigerante e a temperatura do ambiente externo foram mantidas constantes. Os autores mostraram que, a

exemplo da rotação do compressor, a abertura das EEV's também afetava significativamente a capacidade frigorífica do sistema. Em todas as rotações consideradas, a capacidade frigorífica máxima do sistema foi atingida com um grau de superaquecimento de aproximadamente 4°C na saída dos dois evaporadores. No seu trabalho, os autores não estudaram o efeito da carga de refrigerante sobre o desempenho do sistema e nem o efeito da temperatura do ar externo.

Segundo Yang *et al.* (2004), o grau de superaquecimento na descarga do compressor pode ser utilizado para controlar a capacidade frigorífica e, ao mesmo tempo, maximizar o COP. Os autores trabalharam sobre o controle da capacidade frigorífica de um sistema frigorífico que operava com compressor de velocidade de rotação variável e com uma EEV, a partir da indicação do grau de superaquecimento na descarga do compressor. Uma das limitações do trabalho de Yang *et al.* (2004) foi a falta de explicação sobre o efeito do Inventário de massa refrigerante sobre o desempenho do sistema.

Lamanna (2005) avaliou o desempenho de um *chiller* com capacidade nominal de 16kW (em 75Hz) equipado com um compressor *scroll* de velocidade variável (25 a 75Hz), uma EEV e um condensador resfriado a ar. Nos ensaios o superaquecimento foi mantido constante em aproximadamente 9°C, através do controle da abertura da EEV. No trabalho, os autores implementaram y avaliaram três algoritmos de controle. O primeiro, o tradicional *on - off*, que mantinha a velocidade de rotação do compressor fixa em 75Hz. O segundo permitia a variação da velocidade de rotação, mas mantinha a pressão de condensação fixa em aproximadamente 14 bar, através da variação da rotação do ventilador do condensador. O terceiro algoritmo permitia a variação da velocidade de rotação do compressor, mas deixava a pressão de condensação livre. O algoritmo que proporcionou o melhor desempenho foi aquele que permitia a variação da rotação do compressor, mas deixava a pressão de condensação livre. Numa condição de carga frigorífica igual a 50% da carga total, por exemplo, o segundo algoritmo originou uma redução de 16% no consumo de energia em relação ao tradicional *on - off*, enquanto que com o terceiro algoritmo essa queda foi de 33%. O trabalho de Lamanna (2005) não analisou a influência do inventário de refrigerante sobre o desempenho do sistema.

1.1.6 Interações dos parâmetros num sistema de refrigeração

Gonçalves e Melo (2004) apresentaram uma metodologia para a análise térmica de refrigeradores domésticos em regime permanente. Nesse trabalho, foram modelados todos os componentes do sistema de refrigeração e determinaram os parâmetros empíricos

necessários para a modelagem do sistema de refrigeração: rendimentos, coeficientes globais de transferência de calor e fatores de fricção do escoamento.

A variação combinada de três parâmetros: o Inventário de massa refrigerante, o diâmetro do tubo capilar e a rotação do compressor, sobre o desempenho do refrigerador avaliado por Gonçalves e Melo (2004) é representado na Fig.1.7. No experimento, o comprimento do tubo capilar foi mantido constante, as temperaturas do ambiente (externo ao refrigerador) e do congelador (interno) foram mantidas fixas, o que resultou num controle e estabilidade da capacidade frigorífica.

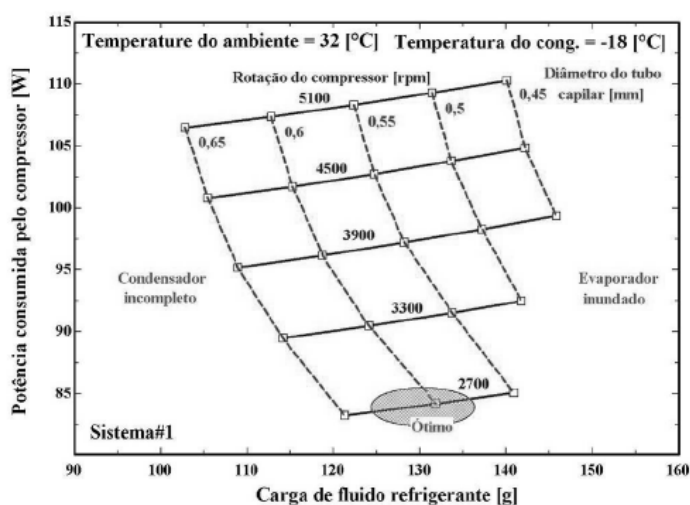


Figura 1.7 - Mapa de estados do refrigerador doméstico (Gonçalves e Melo, 2004).

A região em destaque, na fig. 1.7, representa aquela com um menor consumo de energia e conseqüentemente com maior coeficiente de desempenho. Também é notória a grande influência da velocidade rotação do compressor sobre o consumo de energia. Os resultados do trabalho apresentado por Gonçalves e Melo (2004), embora tenham sido gerados a partir de dados computacionais, permitem um melhor entendimento dos efeitos combinados da rotação do compressor, da restrição do dispositivo de expansão e da carga de refrigerante sobre o desempenho do sistema.

É importante destacar que, ao contrário do diâmetro do tubo capilar e da velocidade de rotação do compressor, a carga de refrigerante não foi considerada como um parâmetro independente. Os autores argumentaram que o emprego da massa de refrigerante como uma variável independente gerava dificuldades de convergência do programa computacional e diminuía a concordância dos resultados experimentais com os calculados. Em virtude disso, Gonçalves e Melo (2004) optaram por substituir a carga de refrigerante, pelo grau de superaquecimento; melhorando consistentemente os resultados. Entretanto, a carga de

refrigerante calculada a partir do grau de superaquecimento ainda apresentava desvios em relação à carga obtida experimentalmente.

CAPÍTULO II

BANCADA EXPERIMENTAL

2.1. Ciclo de Refrigeração por compressão

A grande maioria de refrigeradores domésticos e de outros equipamentos de refrigeração de pequeno porte, utilizados comercial ou industrialmente, operam segundo o princípio de refrigeração por compressão mecânica de vapor.

Num ciclo de refrigeração por compressão de vapor, mostrado na Fig. 2.1, iniciando no ponto 1, na saída do evaporador, o fluido refrigerante no estado de vapor superaquecido a baixa pressão é succionado pelo compressor e é comprimido até o ponto 2 no condensador, onde o refrigerante atinge pressões e temperaturas mais elevadas. O calor ganho no processo de compressão é rejeitado pelo condensador para o exterior, causando uma mudança de fase de vapor superaquecido para líquido. Este fluido em forma líquida, no ponto 3, deixa o condensador em forma de líquido subresfriado e circula pelo dispositivo de expansão, de onde sai com uma menor pressão e temperatura. O refrigerante, no ponto 4, entra no evaporador, onde absorve calor do ambiente e o deixa na forma de vapor superaquecido reiniciando o ciclo.

Sistemas de refrigeração doméstica que operam segundo este ciclo, normalmente empregam um compressor hermético e um tubo capilar como dispositivo de expansão.

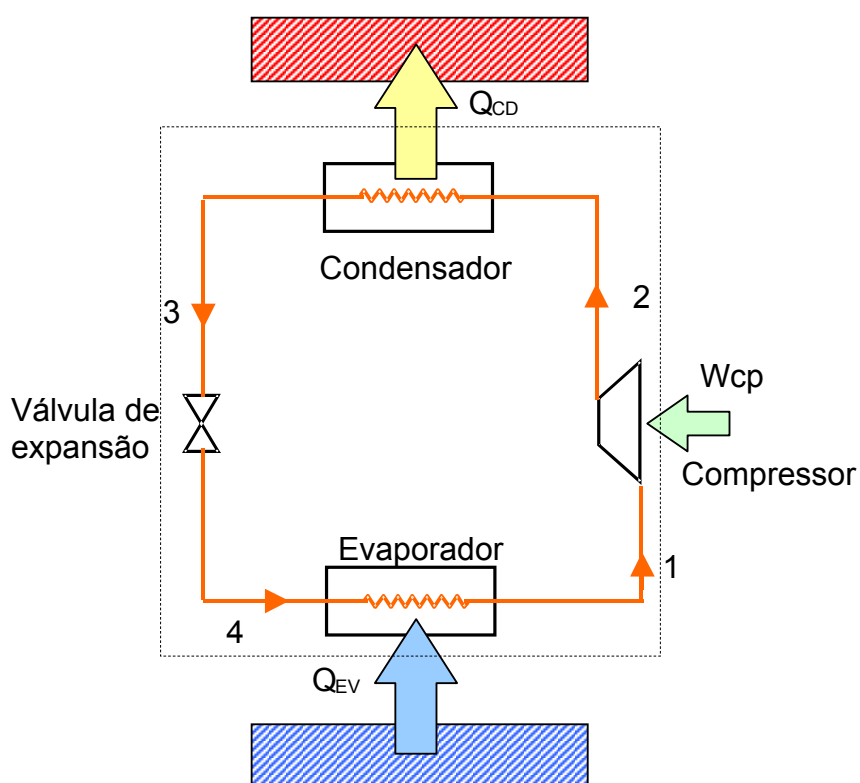


Figura 2.1 - Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

2.2. Descrição da bancada experimental

Para o desenvolvimento dos testes foi projetada e construída uma bancada de refrigeração por compressão de vapor, constituída principalmente por quatro elementos: um condensador e um evaporador, um compressor (operado dentro de um calorímetro) e um dispositivo de expansão (construído com tubos capilares). A representação esquemática da bancada é mostrada na Fig. 2.2. Note - se nesta figura, que a bancada foi instrumentada com sensores de temperatura e pressão representados pelas letras T e P, localizados estrategicamente na bancada experimental.

O fluido refrigerante utilizado foi o R134a (Tetrafluoretano). A circulação deste fluido é devido à ação de um compressor hermético de velocidade variável.

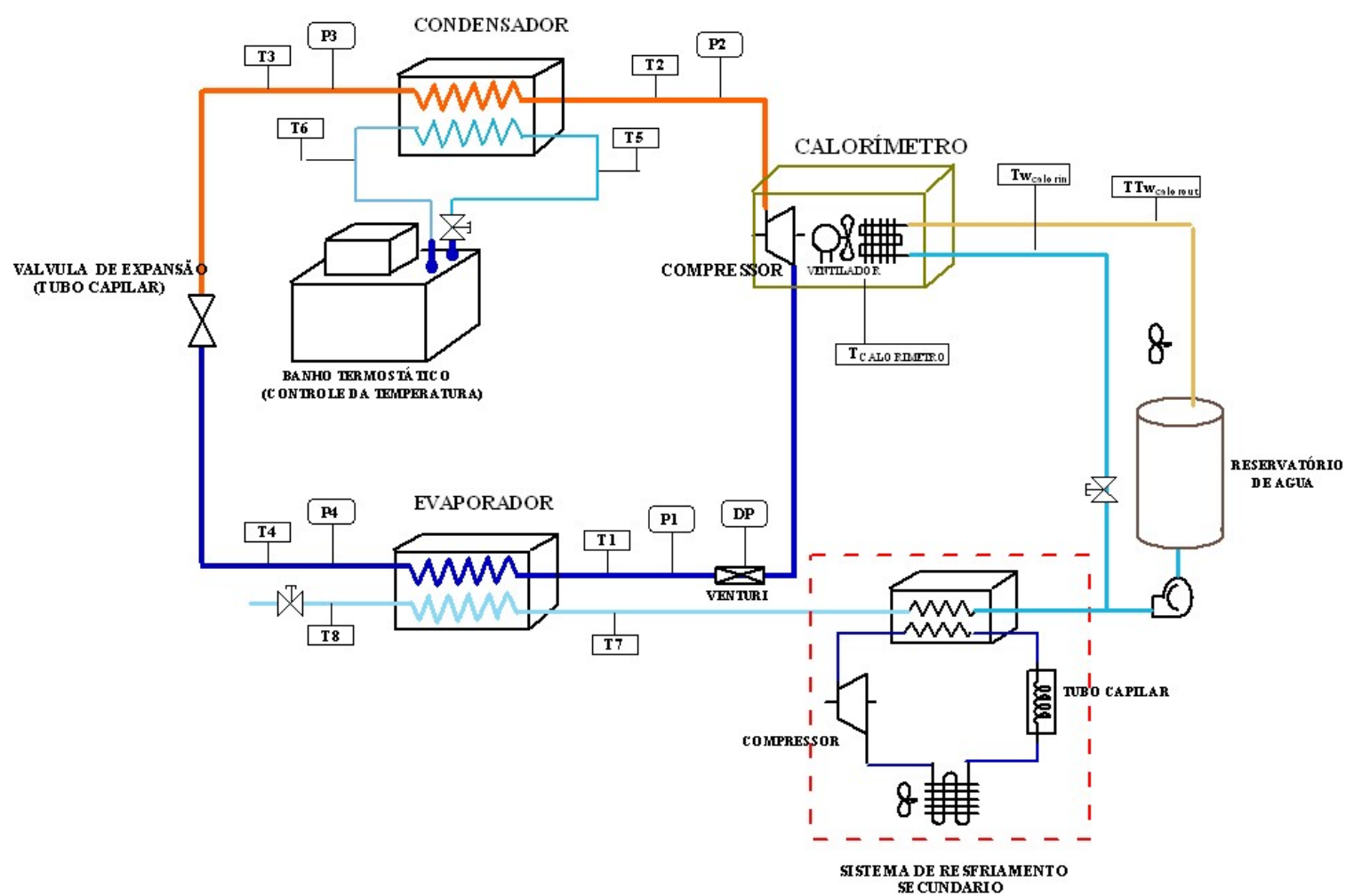


Figura 2.2 - Representação esquemática da bancada experimental.

Uma foto da bancada experimental é mostrada na Fig. 2.3.

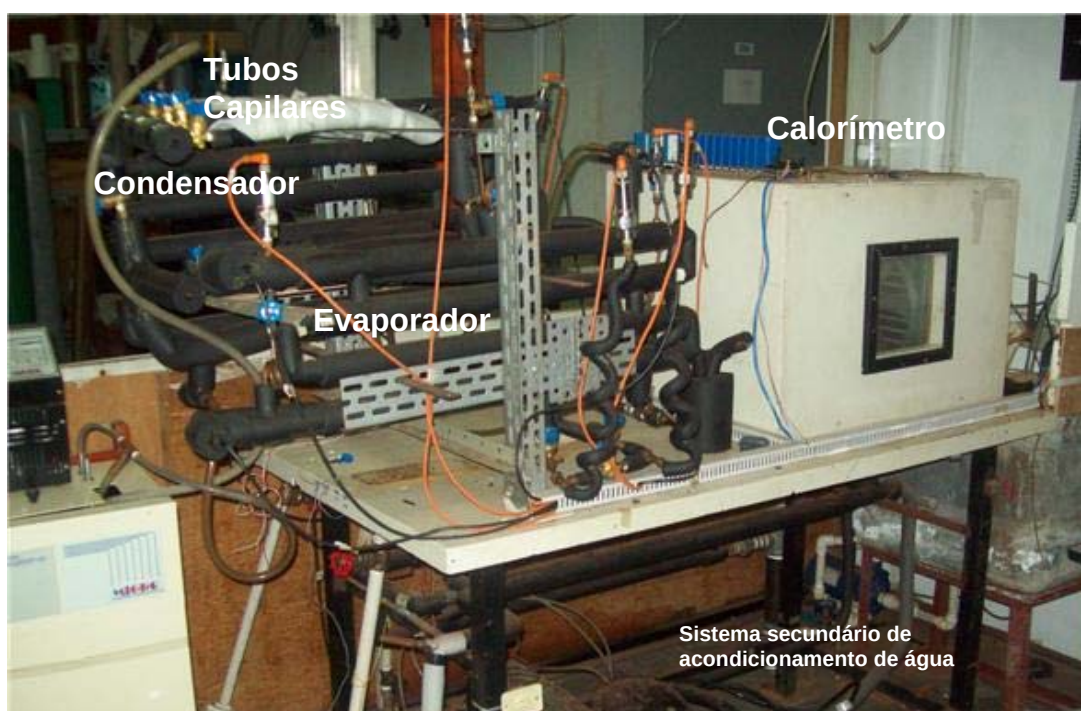


Figura 2.3 - Fotografia geral da bancada de experimental

A seguir apresenta - se uma descrição dos principais elementos que compõem a bancada de ensaios.

2.2.1 Compressor

Na bancada experimental foi utilizado um compressor hermético de velocidade variável VCC3 (Fig.2.4). Este equipamento foi doado pela empresa EMBRACO S.A.



Figura 2.4. - Compressor hermético de velocidade variável VCC3

Este compressor hermético, com baixo torque de partida possui as especificações mostradas na Tab. 2.1.

Tabela 2.1 - Características do compressor utilizado na bancada

Modelo	VEGT 8HB
Velocidade de rotação	1600 - 4500 (rpm)
Potencia Media	186 Watts
Refrigerante	R134a
Voltagem	230 V (53 - 150 Hz)
Capacidade frigorífica	140 - 348 Watts
Potencia máxima de saída	330 Watts

Algumas das características, informadas pelo fabricante deste compressor são:

- Consegue - se, segundo o fabricante, redução do consumo de energia no sistema de refrigeração de até 40%, relativo à operação com um compressor convencional.
- Redução considerável dos níveis de ruído em comparação com a maioria dos compressores convencionais usados em aplicações comerciais.
- Operação garantida dentro de uma faixa mais ampla tensão de entrada em comparação com compressores convencionais.

Uma característica inovadora deste compressor é a possibilidade de um modo de autocontrole, onde a velocidade é automaticamente ajustada por um variador de frequência eletrônico. Isto permite que seja um substituto para o compressor convencional (velocidade fixa), mesmo conservando o termostato eletromecânico.

2.2.2 Trocadores de calor: Condensador e evaporador

Os trocadores de calor utilizados na bancada experimental são do tipo tubos concêntricos e isolados termicamente por uma camada de espuma elastomérica, com o fim de impedir perdas de calor para o ambiente. Os fluidos escoam num regime de contracorrente: o fluido refrigerante escoa através do tubo interno, em sentido contrario ao fluido secundário (água) que escoa pelo tubo externo. A Fig. 2.5 mostra uma representação esquemática do trocador.

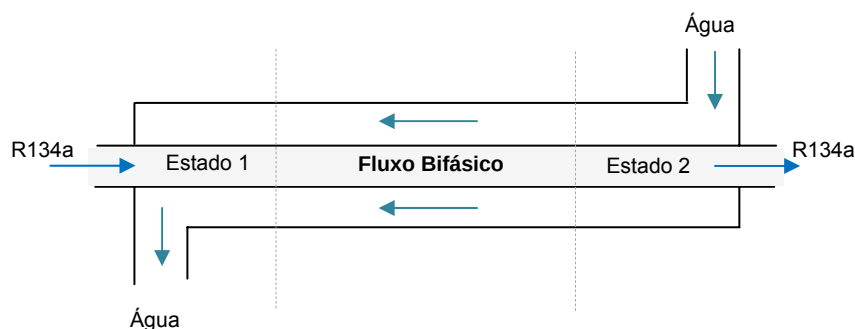


Figura 2.5 - Representação do trocador de calor concêntrico (Condensador).

Nos trocadores de calor são desconsideradas: as trocas térmicas com o meio ambiente, a resistência térmica dos tubos de cobre utilizados e a perda de pressão.

Cabe destacar que a projeção e construção destes trocadores não fazem parte deste trabalho, eles foram construídos para projetos de pesquisa anteriores, mas é necessário citar as condições sobre as quais foram desenhados.

As considerações para o cálculo das dimensões dos trocadores foram:

No condensador, a área de troca foi seccionada em três regiões distintas:

- Região de vapor superaquecido, que vai da descarga ou saída do compressor até a região de vapor saturado. As temperaturas de saída do compressor, segundo o fabricante, dos 45 aos 65 °C (Faixa das pressões de condensação).
- Região de escoamento bifásico, definida entre a região de vapor saturado e líquido saturado.
- Região de líquido comprimido, que compreende o grau de subresfriamento, definido na faixa de 10 a 15 °C.

No evaporador, a área de troca foi seccionada em duas regiões:

- Região de escoamento bifásico, que vai da saída do dispositivo de expansão (tubo capilar) até a região de vapor saturado.
- Região de vapor superaquecido, que compreende a região definida pelo grau de superaquecimento, adotado na faixa de 5 a 15°C.

Uma representação das regiões de escoamento nos trocadores é mostrada na Fig. 2.6.

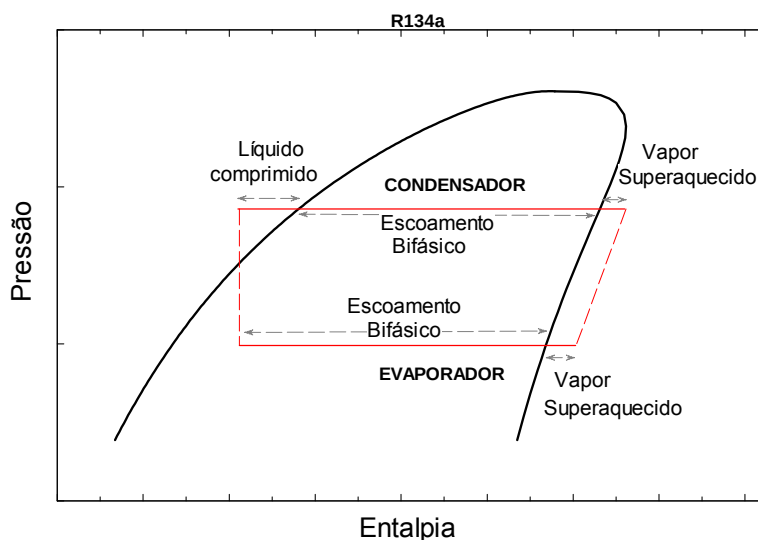


Figura 2.6 - Regiões de escoamento nos trocadores

Ainda o fluido na saída do evaporador esteja superaquecido, foi instalado um filtro secador para retirar algumas partículas solidas, evitando assim que o compressor danifique seus componentes mecânicos.

2.2.3 Elemento de expansão

O processo de expansão foi realizado utilizando tubos capilares. Foram conectados em paralelo e independentemente 9 tubos capilares, como mostrados na figura 2.7 (três arranjos deste tipo foram instalados, três diâmetros internos cada um com três comprimentos).



Figura 2.7 - Arranjo de tubos capilares utilizados no processo de expansão.

Este tubo de diâmetro interno reduzido produz uma diferença de pressão entre a saída do condensador e a entrada do evaporador, que provoca uma queda da temperatura do refrigerante que escoa através dele.

A tabela 2.2 mostra as dimensões dos tubos capilares utilizados.

Tabela 2.2 - Dimensões dos tubos capilares utilizados nos experimentos.

Tubo	Diâmetro (mm)	Comprimento (m)
1	0.7874	2
2		2,5
3		3
4	1,0668	2
5		2,5
6		3
7	1.2700	2
8		2,5
9		3

No capítulo III, é apresentado um estudo detalhado deste elemento de expansão e de como foram projetadas estas dimensões.

2.1 Sistema de monitoramento e controle

O estudo do sistema de refrigeração por compressão de vapor exige a implementação de um sistema eletrônico, que permita observar em tempo real as condições de operação e o comportamento deste. Para isto, foi projetado, construído e instalado um sistema de aquisição de dados, monitoramento e controle destas condições.

O sistema eletrônico implementado está definido pelos seguintes processos:

- Medição das grandezas físicas (sensores)
- Condicionamento dos sinais dos sensores.
- Aquisição de dados.
- Processamento dos dados e monitoramento das condições de operação do sistema de refrigeração.
- Controle da velocidade de rotação do compressor.

A figura 2.8 mostra o diagrama geral do sistema de monitoramento e controle implementado.

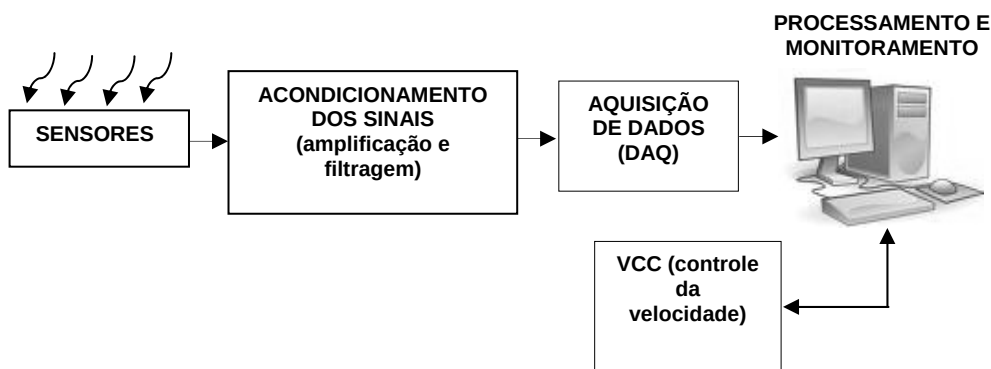


Figura 2.8 - Diagrama esquemático do sistema de monitoramento e controle.

São medidas diretamente duas grandezas físicas: Temperatura e Pressão manométrica. A partir destas medições, aplicando propriedades termodinâmicas e tratamentos matemáticos, são calculados alguns outros parâmetros do sistema, como: vazão mássica, capacidade frigorífica, COP e pressões e temperaturas de saturação, entre outros.

O sistema de refrigeração foi instrumentado com sensores de temperatura PT100, termopares e sensores de pressão manométrica piezo - resistivos. Estes sensores foram colocados estrategicamente na entrada e saída de cada elemento que conforma o sistema de refrigeração. Um tubo Venturi devidamente calibrado foi instalado para fazer o cálculo da vazão mássica de refrigerante.

2.1.1 Medição da temperatura

A medição de temperatura na bancada de ensaios é feita por meio de termo - resistências PT100 classe A de três fios (a Fig. 2.9 mostra um sensor deste tipo). As termo - resistências, termômetros de resistência ou RTD (Resistance Temperature Detector) são sensores que operam segundo o princípio de variação da resistência ôhmica em função da temperatura. Elas aumentam a resistência elétrica com o aumento da temperatura. Seu elemento sensor consiste de uma resistência em forma de fio de platina de alta pureza.



Figura 2.9 - Sensor de temperatura P100

A escolha destes dispositivos é devido às suas características, dentre as quais se podem citar: alta estabilidade, repetibilidade, menor influência de ruídos e boa exatidão de leitura. As especificações técnicas de um dos PT100 utilizados são mostradas na Tab. 2.3

Tabela 2.3 - Especificações técnicas

Especificações	
Conexão:	Três fios
Sinal de saída:	Impedância (resistência ohm).
Resistência saída:	100Ω a 0°C (segundo T)
Temperatura de operação:	- 100 - 500°C
Variação da medição:	0.392Ω /°C
Corrente de entrada:	Na ordem dos mA.
Incerteza:	±0.15 °C a 0°C

A variação da resistência em função da temperatura é definida pela equação de Callendar - Van Dusen na Eq.2.1.

$$R = R_0 \left\{ 1 + \alpha \left[T - \delta X - \beta \left(\frac{T}{100} \right)^2 X \right] \right\} \quad (2.1)$$

$$X = \left(\frac{T}{100} \right) \left(\frac{T}{100} - 1 \right) \quad (2.2)$$

Onde, T é a temperatura medida e $\beta=0$ para $T>0^\circ\text{C}$. Os valores nominais dos coeficientes se encontram na Tab.2.4.

Um termômetro convencional de resistência de platina (Pt100) atende às normas da indústria. Estas definem muitos aspectos, incluindo a tolerância inicial; as mais usadas: DIN 43760 e IEC 751.

Tabela 2.4 - Coeficientes da Equação Callendar - Van Dusen.

PARÂMETRO	DIN 43760/IEC 751
R_0	100
α	0,00385000
β	1,50700
δ	0,111

2.3.2 Medição da pressão

A medição da pressão manométrica é por meio de um transmissor de pressão piezo - resistivo modelo PA30XX. Este dispositivo, mostrado na Fig. 2.10, contém internamente uma pequena membrana o diafragma que é defletido ou deformado na presença de um gradiente de pressão. Resistores são implantados por difusão nesse diafragma, ligados num circuito tipo ponte Wheatstone, os resistores são posicionados e orientados no diafragma de maneira a maximizar a voltagem de saída da ponte. Este transdutor converte a energia mecânica (pressão) exercida sobre a membrana num sinal de saída de corrente de 4 - 20 mA.



Figura 2.10 - Sensor de pressão piezo resistivo PA30XX

É importante destacar que para a medição da pressão o sistema é dividido em duas seções: uma seção de alta pressão no condensador e uma de baixa pressão no evaporador. Assim, na linha de alta pressão são utilizados sensores PA3024 que operam na faixa de 0 a 25 Bar, e na linha de baixa pressão PA3023 que operam na faixa de 0 - 10 Bar

As especificações técnicas dos sensores PA30XX são mostradas na Tab. 2.5

Entre as vantagens deste tipo de sensores pode - se citar: alta precisão, baixo custo, excelente resposta dinâmica, excelente linearidade e alta estabilidade.

No total, a bancada experimental foi instrumentada com 22 sensores, sendo 16 de temperatura e 6 de pressão.

Tabela 2.5 - Especificações técnicas dos sensores de pressão PA30XX.

Especificações	
PA3023	0 - 25 Bar (0 - 2.5
PA3024	0 - 10 Bar (0 - 1 MPa)
Função elétrica de saída	4 - 20 mA.
Tensão de operação [V]	9 - 36 DC
Proteção contra inversão de polaridade	Sim
Proteção contra sobrecarga	Sim
Carga máxima [Ohm]	máx. (Ub - 9,6 V) x 50
Resistência à pressão [bar]	720 em Ub = 24V 150
Pressão de ruptura [bar]	350
Precisão / desvios (em %) desvio de	$< \pm 0,25$ (BFSL) / $< \pm$
Estabilidade ao longo do tempo	$< \pm 0,05$
Coeficientes de temperatura (TK) na faixa	0,1
Maior Coeficiente de temperatura no ponto	0,2
Tempo da resposta de passo saída	3
Temperatura ambiente [°C]	- 25...80
Temperatura do fluido [°C]	- 25...90
Resistência de isolamento [MΩ]	> 100 (500 V DC)

2.4. Condicionamento dos sinais

Os sinais dos sensores de temperatura e pressão são acondicionados para serem digitalizados. O acondicionamento é feito em duas etapas: uma de amplificação dos sinais de saída dos sensores e outra de filtragem do ruído gerado pela rede elétrica de 60 Hz.

Nos dois casos são utilizados circuitos integrados de aplicação específica para a função desejada.

2.4.1 Amplificação dos sinais

Previamente à amplificação dos sinais dos sensores de temperatura PT100, foi realizada uma etapa de acoplamento destes com o amplificador. Para isto foi implementado um circuito em configuração ponte de Wheatstone para ligação de três fios. Este circuito converte a resistência de saída do sensor numa voltagem DC medível. A configuração da ponte é mostrada na fig. 2.11.

Note - se, que o PT100 de três fios é conectado para compensar a impedância dos cabos, o procedimento de medição pode ser corrompido o mal feito pela influência de esta impedância.

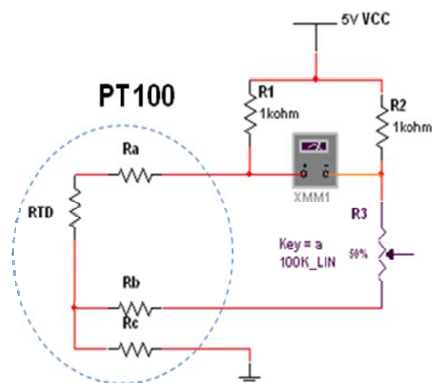


Figura 2.11 - Ponte Wheatstone para acoplamento dos PT100

A saída da ponte é uma voltagem proporcional à variação da resistência no braço da ponte que corresponde ao sensor PT100.

No caso dos sensores de pressão, só foi necessário colocar uma fonte de voltagem DC em serie com uma resistência e o sensor. A Fig. 2.12 mostra o circuito implementado. Ao aumentar a corrente de saída do sensor haverá um aumento da voltagem que vai ser amplificada.

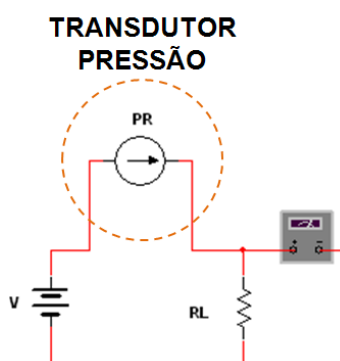


Figura 2.12 - Circuito de acoplamento para os sensores de pressão PA30XX.

A amplificação dos sinais dos sensores é feita com amplificadores de instrumentação. São utilizados amplificadores INA2126 para amplificar os sinais dos sensores de pressão e INA125 para as sinais dos sensores de temperatura.

O INA 2126 é um amplificador de instrumentação duplo (contem dois amplificadores) com boa precisão, aquisição com baixo ruído, que fornece um excelente desempenho e baixa corrente de aquecimento. O INA 125 com quase as mesmas características, fornece

uma voltagem de referencia ajustável para compensar as variações de corrente e instabilidade nos pontes Wheatstone. O diagrama do circuito interno destes dispositivos é mostrado na fig. 2.13.

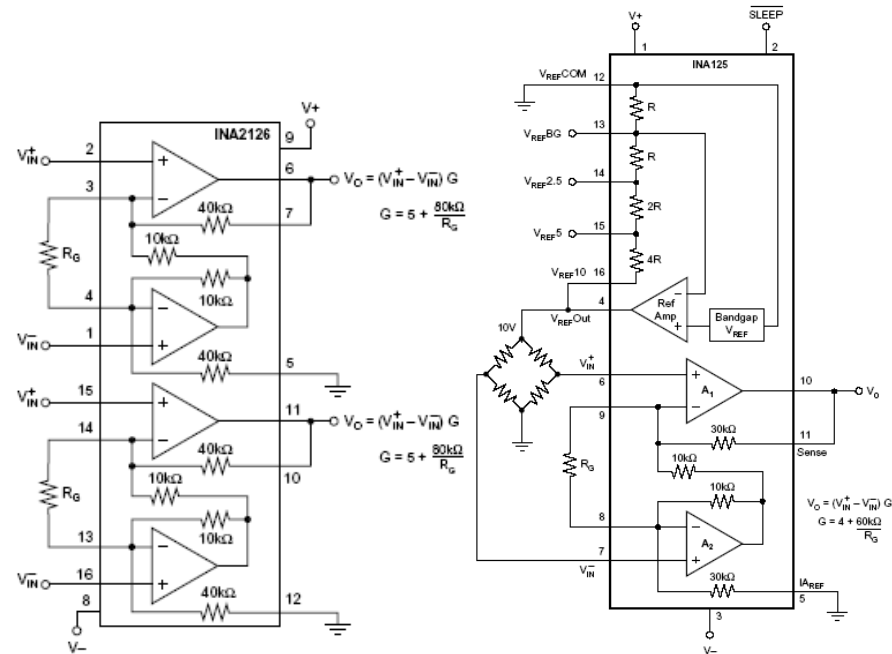


Figura 2.13 - Arquitetura interna dos amplificadores de instrumentação.

2.4.2 Filtragem dos sinais

Como exposto anteriormente, os sinais dos sensores são afetados pelo ruído gerado pela rede elétrica. Para compensar este efeito foi desenhado um filtro passa baixa de segundo ordem (Fig.2.14). Em geral, este filtro consta de um arranjo de resistências e condensadores conectados a um amplificador operacional LM741.

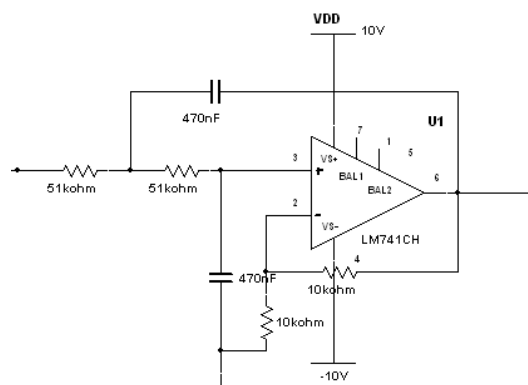


Figura 2.14. Filtro passa baixas 60 Hz.

A frequência de corte (f_c) está dada pela Eq. 3.3, onde os valores de R e C são 51 K Ω e 47nf respectivamente, para uma f_c de aproximadamente 60hz.

$$f = \frac{1}{2\pi RC} \quad (2.3)$$

2.5. Aquisição de dados

O processo de aquisição dos sinais é feito por uma placa de aquisição de dados CIO DAS48 PGA da MEASUREMENT COMPUTING ®. Esta placa é a encarregada de adquirir os sinais de voltagem acondicionados e converter - los em dados digitais para ser tratados num software no computador. A Fig. 2.15 mostra uma imagem da placa utilizada.



Figura 2.15 - Placa de aquisição de dados CIO DAS48 PGA.

A placa de aquisição de dados, utiliza o porto ou bus ISA (Industry Standard Architecture) da placa Mãe do computador. As especificações técnicas deste dispositivo são mostradas na Tab. 2.6.

Tabela 2.6 - Especificações da placa aquisição de dados CIO DAS48 PGA.

ESPECIFICAÇÕES	
POWER CONSUMPTION+5V:	620 mA, 800 mA.
Resolução	12 bits
Numero de canais	48 simples ou 24 diferenciais (configurável)
Entradas	Voltagem ou corrente (Configurável) $\pm 10V$, $\pm 5V$, $\pm 2.5V$, $\pm 1.25V$, $\pm 0.625V$, 0 a 10V, 0 a 5V, 0 a 2.5V, 0 ta1.25V
Polaridade	Unipolar/Bipolar
Tempo de conversão A/D	25 μs
Exatidão	$\pm 0.01\%$ da leitura ± 1 LSB
Faixa modo comum	$\pm 10V$
Corrente de entrada (25 ° C)	100 nA
Impedância de entrada	10 M Ω mínimo
Máxima voltagem	$\pm 35V$
Temperatura de operação	0 to 50°C
Temperatura de armazenamento	- 20 to 70°C

2.6. Processamento dos dados e monitoramento das condições de operação do sistema de refrigeração.

No processamento e monitoramento dos dados foi utilizado um computador com processador AMD a 950 MHz, RAM de 256 MB com duas portas tipo serial e um porto Bus ISA.

A interface do hardware de aquisição com o usuário foi feita através de um programa desenvolvido em C++BUILDER. Este programa mostra as condições de operação do sistema de refrigeração em tempo real para sua supervisão e controle. A Fig. 2.16 mostra a tela inicial do programa.

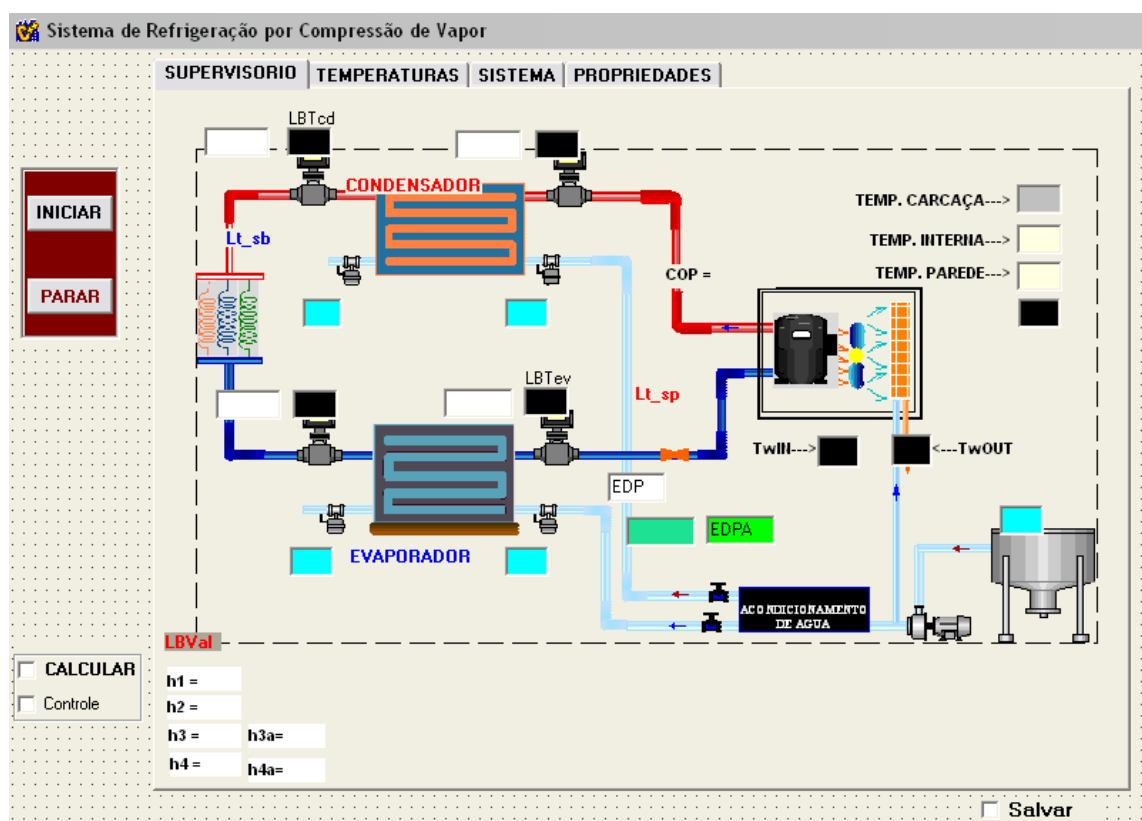


Figura 2.16 - Tela inicial do sistema monitorado em tempo real.

Em termos gerais, com o programa, o usuário tem como opção quatro guias ou janelas onde são mostradas separadamente: a evolução das temperaturas nos trocadores (Fig. 2.17), as pressões no sistema (Fig. 2.18) e os resultados dos balanços térmicos junto com o as propriedades termodinâmicas (Fig. 2.19). É preciso dizer, que as condições de operação e o cálculo dos parâmetros do sistema foram realizados aplicando equações e propriedades termodinâmicas do R134a.

A importância do monitoramento em tempo real, é que o usuário pode desligar o sistema no momento que aconteça algum erro de operação no compressor ou no sistema em geral.

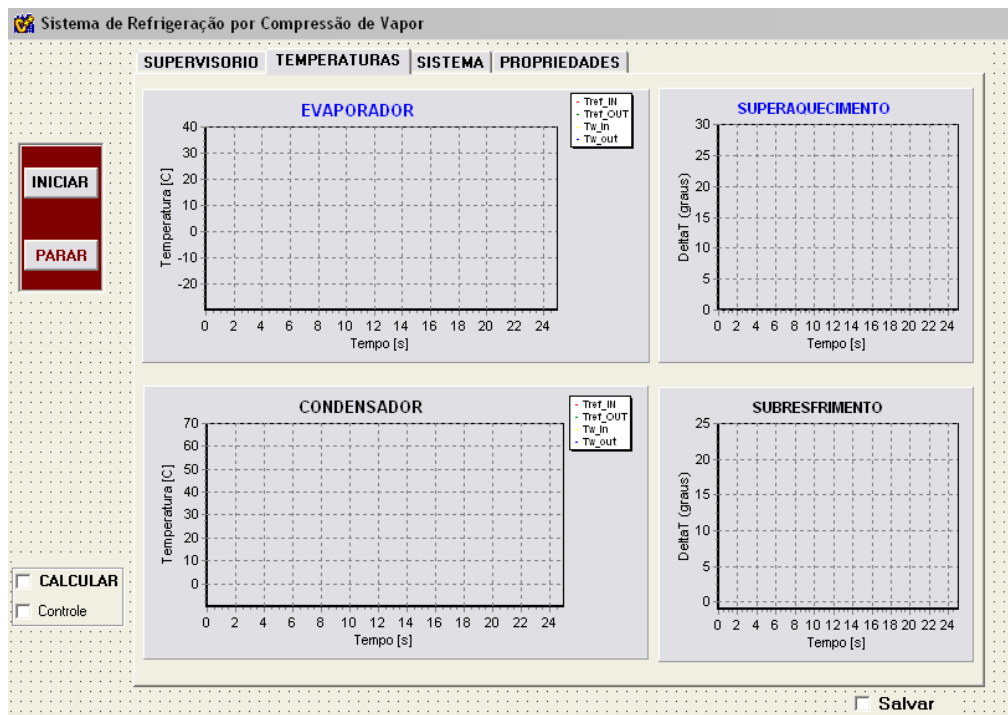


Figura 2.17 - Janela da Evolução das temperaturas nos trocadores

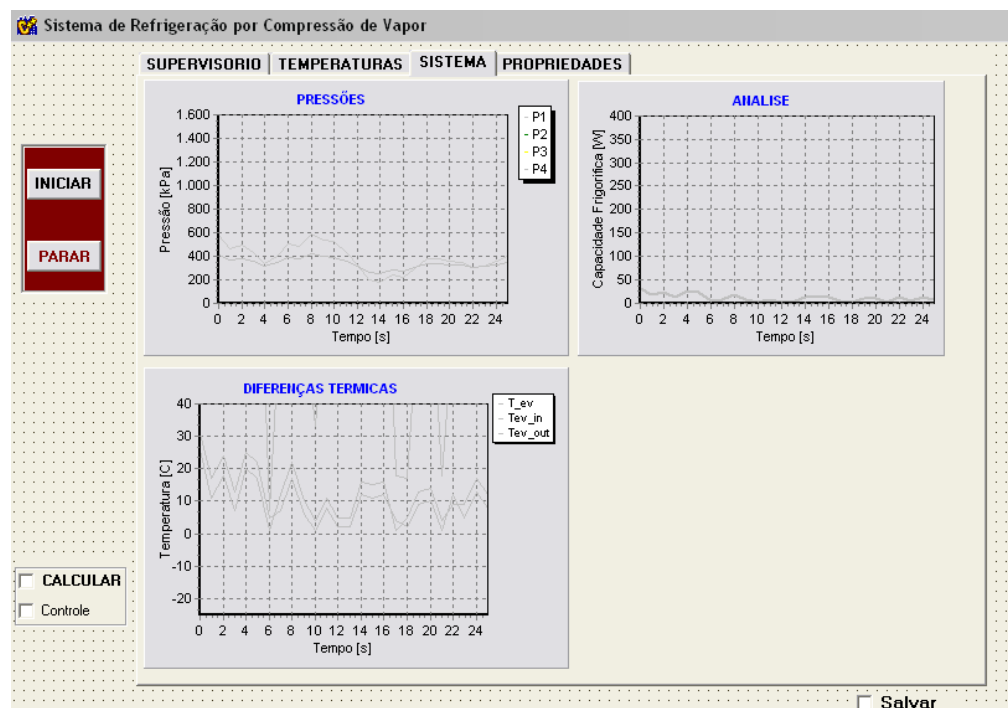


Figura 2.18 - Janela da Evolução das pressões no sistema

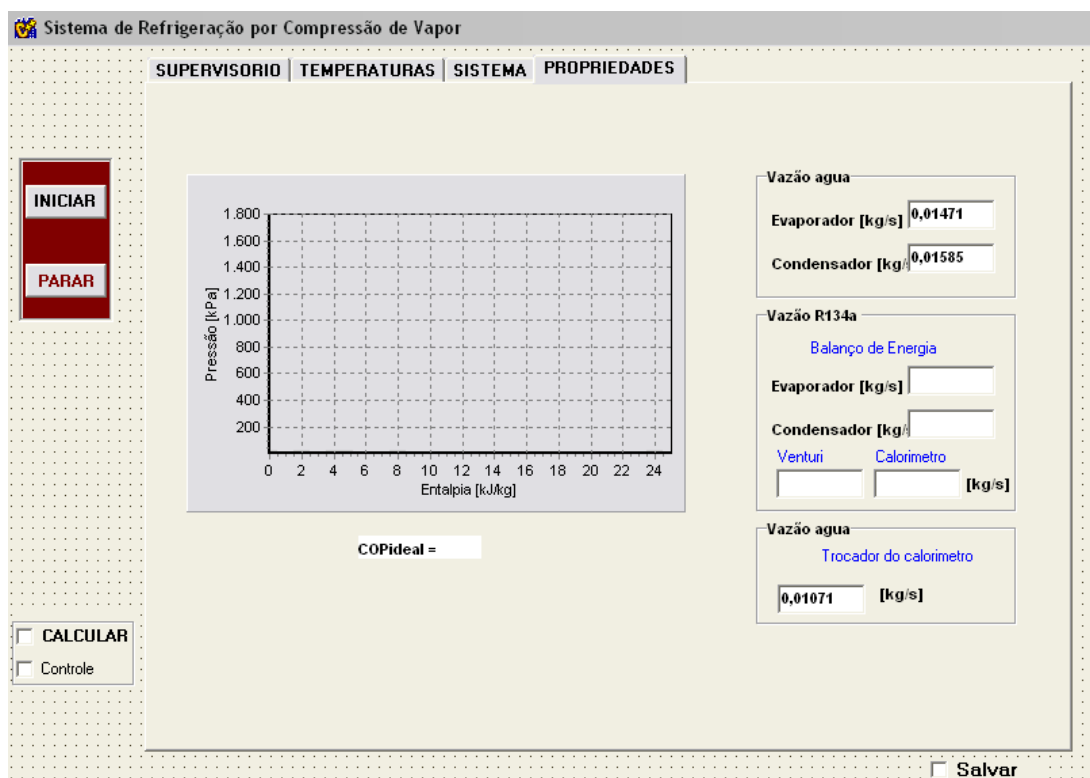


Figura 2.19 - Janela das Propriedades termodinâmicas e balanços.

2.7. Calibração dos sensores e ajuste da instrumentação

Feito o processo de conexão, ajuste elétrico dos dispositivos, aquisição de dados e o tratamento destes no software, foi realizado o processo de calibração e ajuste dos sensores e da instrumentação em geral.

2.7.1 Calibração dos sensores de temperatura

Para este procedimento uso - se um termômetro padrão de temperatura ou termômetro de bulbo de vidro e um banho termocriostático MQBMP - 01, mostrado na Fig. 2.20 e com as especificações mostradas na Tab. 2.7.



Figura 2.20 - Banho termocriostático MQBMP - 01

Tabela 2.7 - Especificações técnicas banho termocriostático

Faixa de temperaturas	- 20 a 100 °C
Material	Cuba e bomba de circulação em
Resolução	0,1 °C
Capacidade	9 litros
Estabilidade	0,01 °C
Tensão	220V(60 Hz)
Potência	1,1 KVA(A - 100) 1,5 KVA(99 - 20)
Vazão	6 L/min
Peso	20 g (A - 100) e 32 Kg (99 - 20)

2.7.2 Calibração sensores PA3024/23.

No caso dos sensores de pressão manométrica um manômetro Bourdon (parecido com o mostrado na Fig. 2.21) foi utilizado como padrão. A faixa de operação deste instrumento é entre 0 e 20 Bar.



Figura 2.21– Manômetro Bourdon.

Um sistema mecânico pistão - volante foi utilizado para gerar a pressão no procedimento de calibração. A Fig.2.22 mostra um diagrama esquemático do sistema utilizado.

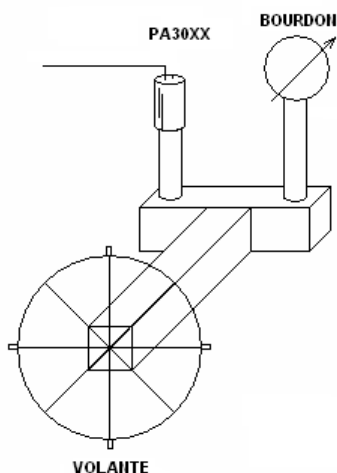


Figura 2.22 - Sistema mecânico utilizado no procedimento de calibração

Em ambos os casos, tanto para os sensores de temperatura como para os sensores de pressão, o resultado da calibração foi uma tabela de dados com as quais foram determinadas as equações que definem a grandeza física captada pelos sensores, e que posteriormente foram introduzidas no código computacional desenvolvido. O APÊNDICE A mostra os resultados da calibração.

2.9 Controle da velocidade de rotação do compressor.

O controle do compressor, mencionado no capítulo III, é feito por um inversor de frequência eletrônico modelo VCC3 - CO da EECON - EMBRACO. A figura 2.23 mostra este controlador.



Figura 2.23 - Inversor de frequência VCC3 - CO para o controle da velocidade do compressor.

Este dispositivo conectado diretamente ao compressor e manipulado via comunicação serial RS - 232, utiliza um programa desenvolvido no código computacional LABVIEW; no qual o usuário pode manipular ou estabelecer a velocidade de rotação desejada. Internamente, possui uma placa eletrônica onde se destaca um sensor de temperatura e um medidor eletrônico da potência consumida pelo compressor, ou seja, este dispositivo controla e mede as condições de operação do compressor. A Fig. 2.24 mostra a tela da interface de usuário do controle da velocidade de rotação do compressor.

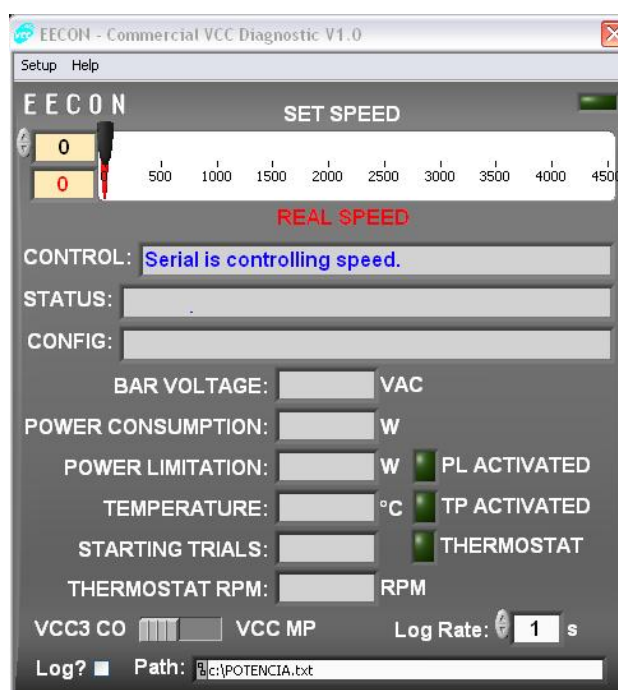


Figura 2.24 - Interface de controle da velocidade do compressor

Aliás, a interface permite conhecer condições de operação do compressor tais como: temperatura interna, consumo de potência elétrica e velocidade de rotação. Toda a informação recolhida, correspondente a estas condições é convertida num arquivo de texto para seu posterior análise. A análise desta informação é feita utilizando o código computacional EES (Engineering Equation Solve).

CAPÍTULO III

O TUBO CAPILAR

O tubo capilar é geralmente o elemento de expansão que regula o fluxo refrigerante em sistemas de refrigeração de pequeno porte. A função deste elemento junto com o compressor é, restringir e controlar a vazão de fluido refrigerante.

O tubo capilar provoca uma diferença de pressão entre o condensador e o evaporador, que leva à elevada perda de carga, fazendo com que a pressão no escoamento atinja valores menores que a condição de saturação, provocando a vaporização do refrigerante.

Para um determinado comprimento e diâmetro interno, a resistência ao fluxo oferecida pelo tubo é fixa, de modo que o fluxo líquido que escoar pelo tubo capilar em qualquer instante é proporcional à diferença de pressão entre as extremidades (condensador e evaporador).

O compressor e o tubo capilar atingem uma condição de equilíbrio na qual as pressões de aspiração e descarga são tais que o compressor bombeia exatamente a quantidade de refrigerante com que o dispositivo de expansão alimenta o evaporador.

Quando o sistema é desligado o tubo capilar faz com que as pressões de alta e baixa se equilibrem. Com isso, no reinício de operação, o motor elétrico do compressor necessita de um torque inicial menor, sendo portanto um motor de menor porte.

A escolha do capilar como dispositivo de expansão é devido ao baixo custo e ao fato de permitir uma equalização de pressões quando o sistema não está operando. A simplicidade e a necessidade de uma carga de refrigerante bem determinada fazem com que a aplicação dos tubos capilares seja, principalmente, em sistemas de pequeno porte com compressores herméticos.

Por ter suas dimensões fixas, o tubo capilar tem como desvantagem a dificuldade em se ajustar às variações de carga e a possibilidade de obstrução por elementos estranhos.

A influência deste dispositivo sobre a vazão mássica de refrigerante e conseqüentemente sobre o comportamento do sistema de refrigeração é significativa. Para uma determinada pressão de condensação, o sistema estabelece uma pressão de sucção,

de forma que o fluxo de massa deslocado pelo compressor seja igual ao fornecido pelo tubo capilar.

A vazão no capilar depende diretamente da diferença de pressão entre a entrada e saída do tubo, o estado do refrigerante na entrada do capilar, as propriedades do refrigerante e a geometria do tubo capilar. Assim, de acordo com estes fatores, existe um único conjunto de parâmetros operacionais para o qual a eficiência do ciclo é máxima. Segundo Dossat (1991), um sistema que utiliza um tubo capilar operará com eficiência máxima em apenas um conjunto de condições operacionais.

3.2 Modelagem do tubo capilar

Ao analisar o comportamento do ciclo refrigeração por compressão de vapor, descrito no capítulo II, nota - se que no processo de expansão o refrigerante escoar da região de líquido subresfriado para a região bifásica. Portanto, o escoamento através do tubo capilar pode ser modelado para duas regiões (ver Fig. 3.1), uma com escoamento monofásico de líquido subresfriado (ponto 1 a 3) e outro com escoamento bifásico líquido - vapor (ponto 3 a 4). O comportamento do fluido refrigerante na região bifásica depende diretamente das dimensões do capilar e das condições do escoamento no capilar.

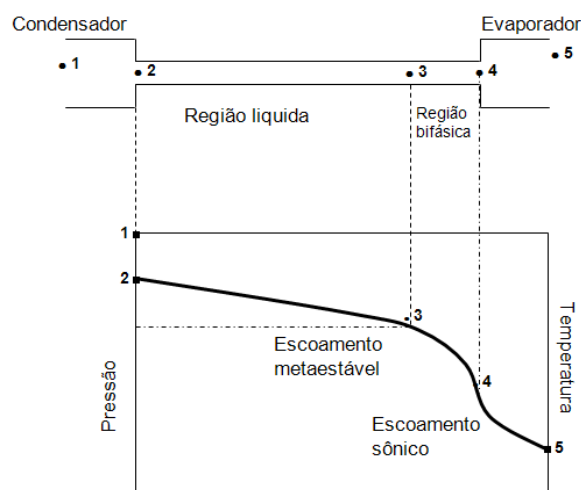


Figura 3.1 - Distribuição de pressão e temperatura ao longo de tubos capilares adiabáticos (Bolstad e Jordan, 1948).

Segundo Bolstad e Jordan (1948), o ponto de evaporação se localiza abaixo da condição de saturação e portanto, há uma zona onde o fluxo monofásico de líquido encontra-se em uma situação de instabilidade (zona metaestável).

Para simplificar o modelo, pode - se considerar o escoamento bifásico como homogêneo. Com esta consideração, as velocidades de cada fase são consideradas iguais e as equações são as mesmas do escoamento monofásico, simplificando a modelagem do tubo capilar.

3.3 Equações fundamentais

Grande parte dos modelos presentes na literatura para descrever o escoamento em tubos capilares são obtidos através de equações fundamentais de balanço de massa, quantidade de movimento e energia. Esses balanços assumem diferentes formas, em função das características de cada uma das regiões definidas.

A seguir é apresentada uma modelagem matemática tomada do trabalho de Peixoto (1994). A Fig. 3.2 mostra as principais variáveis e parâmetros envolvidos na modelagem de tubos capilares.

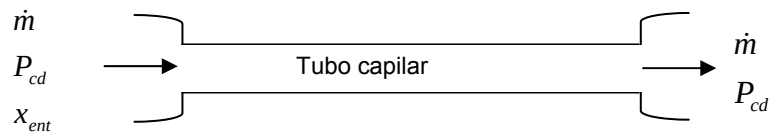


Figura 3.2 - Variáveis do modelo de simulação do tubo capilar.

Onde $\dot{m}$ é a vazão mássica, P_{cd} a Pressão de condensação e x_{ent} o título do fluido na entrada do tubo.

3.2.1 Balanço de massa

O balanço de massa é dado pela Eq. 3.1.

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = constante \quad (3.1)$$

Onde G é a velocidade mássica ou vazão mássica por unidade de área, $\dot{m}$ a vazão mássica e A como a área de seção transversal do tubo capilar.

3.2.2 Balanço de quantidade de movimento

O balanço da quantidade de movimento é definido pela eq. 3.2

$$\frac{dp}{dz} = \frac{fvG^2}{2d_{tc}} - G^2 \frac{dv}{dz} \quad (3.2)$$

Onde p é a pressão, z a posição ao longo do tubo capilar, f o fator de atrito de Darcy, v o volume específico e d_{tc} o diâmetro interno do tubo capilar.

3.2.3 Balanço de Energia

O balanço de energia é dado pela Eq. 4.3.

$$\frac{dh}{dz} = \frac{h_c \pi d_{tc} (T_{tc} - T_p)}{\dot{m}} - G^2 v \frac{dv}{dz} \quad (3.3)$$

Onde h é a entalpia específica, h_c o coeficiente de transferência de calor por convecção do interior do tubo, T_{tc} a temperatura do fluido dentro do tubo capilar e T_p a temperatura da parede do tubo.

3.4 Determinação das dimensões do tubo capilar

O projetista de um sistema de refrigeração, que utiliza tubo capilar como dispositivo de expansão, deve escolher o diâmetro e o comprimento do tubo de modo que o ponto de equilíbrio corresponda à temperatura de evaporação desejada. Porém, a determinação dos parâmetros é, na maioria dos casos, obtida por tentativas.

Uma consideração muito importante para se levar em consideração, é que o processo dentro do capilar tem comportamento adiabático e sem variações de massa de fluido refrigerante no interior do mesmo. Portanto, a entalpia de entrada no tubo será considerada igual que a de saída do mesmo. Todo dispositivo de expansão deve obedecer à Eq. 3.4, segundo o balanço de energia no dispositivo.

$$h_4 = h_3 \quad (3.4)$$

Onde h_3 é a entalpia na saída do condensador e h_4 a entalpia na entrada do evaporador.

3.3.1 Determinação do comprimento e o diâmetro interno do capilar

Muitos autores na literatura determinaram modelos matemáticos e computacionais para simulação do escoamento através de tubos capilares. Entre algumas das considerações, os referidos autores estimaram: perda de carga distribuída, perdas de carga localizadas, escoamento crítico, coeficiente de transferência de calor e temperatura de parede do tubo capilar, cálculo da fração de vazio, cálculo de propriedades termodinâmicas e de transporte.

É complicado estimar facilmente as dimensões do tubo capilar a ser utilizado. A grande maioria dos autores estabelece modelos matemáticos complexos que tornam difícil a estimativa destes parâmetros, já que eles determinam dentro dos seus modelos, correlações entre o comportamento do capilar e outros fatores como: taxa de erro, fator de atrito, misturas com óleo, efeito espiral e rugosidade, entre outros.

Na busca de uma resposta ou método para solucionar o problema, foi analisado o trabalho de Jung et al (1999). Eles modelaram o escoamento de refrigerante dentro do tubo capilar, baseados no modelo de Stoecker e Jones (1985). Definiram equações de correlação simples e fizeram um análise de regressão para determinar a dependência da vazão mássica com respeito ao comprimento e diâmetro interno do tubo capilar. A Eq. 3.5 representa a equação de correlação da vazão de Jung et al (1999).

$$\dot{m} = C_1 D^{C_2} L^{C_3} T^{C_4} 10^{C_5 \times t_{sb}} \quad (3.5)$$

Onde os coeficientes: $C_1 = 0.123237$, $C_2 = 2.498028$, $C_3 = -0.41259$, $C_4 = 0.840660$ e $C_5 = 0.018751$, são coeficientes de correlação, D e L são o diâmetro interno (em mm) e comprimento (em m) do capilar respectivamente, T é temperatura de condensação e t_{sb} o grau de subresfriamento.

Baseado na modelagem anterior e de acordo com as condições de operação fornecidas pelo fabricante do compressor, mostradas na Tab. 3.1, foi feita uma simulação do modelo de Jung et al (1999), para determinar o comprimento e o diâmetro interno do tubo capilar que pode ser utilizado neste trabalho.

Tabela 3.1 - Condições de operação fornecidas pelo fabricante, $T_{cd}=45^{\circ}\text{C}$, $t_{sb}=10^{\circ}\text{C}$.

T_{ev}	$\dot{Q}$ (W)	$\dot{m}$ (g/s)
- 10	328	1.78
- 20	203	1.09
- 30	112	0.6

O resultado da simulação, feita no código computacional MATLAB, no APÊNDICE B, é mostrado na Fig. 3.3 a seguir. A região marcada representa a faixa de operação recomendada pelo fabricante ($0.6 < \dot{m} < 2 \text{ g/s}$)

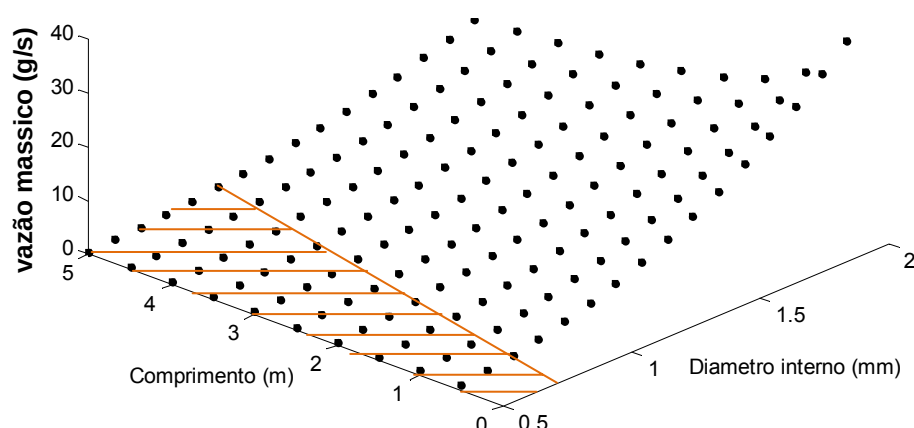


Figura 3.3 - Projeção das dimensões do tubo capilar segundo simulação do modelo de Jung et al(1999). (Condições fabricante do compressor: $T_{cd}=45^{\circ}\text{C}$, $t_{sb}=10^{\circ}\text{C}$.)

A comparação entre o modelo de Jung et al (1999) e os resultados obtidos neste trabalho são mostrados na Fig. 3.4.

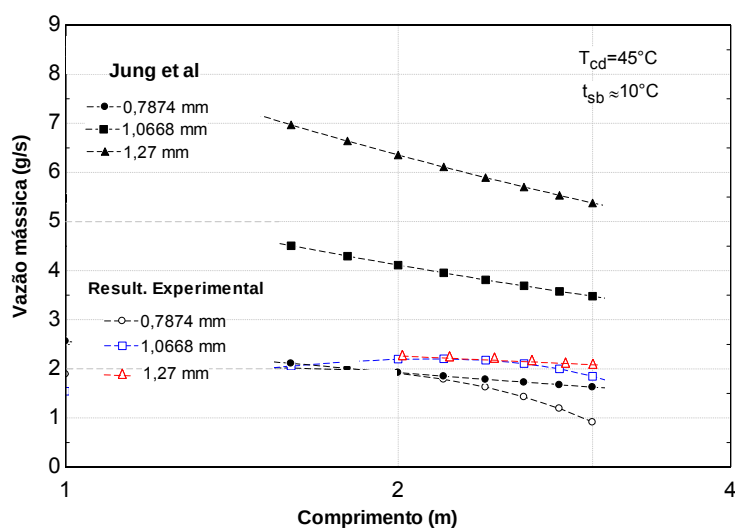


Figura 3.4 - Comparação entre o modelo de Jung et al (1999) e os resultados do presente trabalho.

Portanto, com os resultados obtidos na simulação e para uma vazão mássica na faixa de 0.6 a 2 g/s, podemos utilizar tubos capilares com comprimentos na faixa de 1 a 5 m e diâmetro interno na faixa de 0.5 a 1.1 mm.

Tubos capilares com as características estimadas e que são comercialmente fáceis de encontrar foram adotados para a realização dos experimentos.

CAPÍTULO IV

ANÁLISE E IDENTIFICAÇÃO FÍSICA DOS PARÂMETROS NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Embora o processo de instrumentação e implementação do sistema de monitoramento e controle tenha sido exitosamente executado é preciso antes dos ensaios fazer o ajuste das condições de operação do sistema de refrigeração.

A sensibilidade é uma das características predominantes, já que muitas variáveis interagem e afetam a resposta do sistema de refrigeração em geral; considerando que o sistema é fechado, condições externas podem interferir no seu desempenho.

Assim, com o objetivo de conhecer o comportamento do sistema, foram realizados múltiplos ensaios onde foram analisados os efeitos separados e conjuntos de variáveis como: Inventário de massa de fluido refrigerante, vazão e temperatura de água nos trocadores, velocidade de rotação do compressor e dimensões do tubo capilar.

4.4 Metodologia

O presente trabalho é eminentemente experimental, onde a modelagem matemática utilizada foi desenvolvida por outros autores, portanto, as condições de operação do sistema ou “*set point*” fornecidas pelo fabricante são atingidas empiricamente por observação e monitoramento do sistema. Os cálculos dos parâmetros são realizados com a manipulação das grandezas físicas medidas pelos sensores, a aplicação de propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante e alguns modelos matemáticos definidos na bibliografia.

A figura 4.1, mostra esquematicamente o algoritmo de processamento das variáveis e a determinação dos parâmetros não mesuráveis.

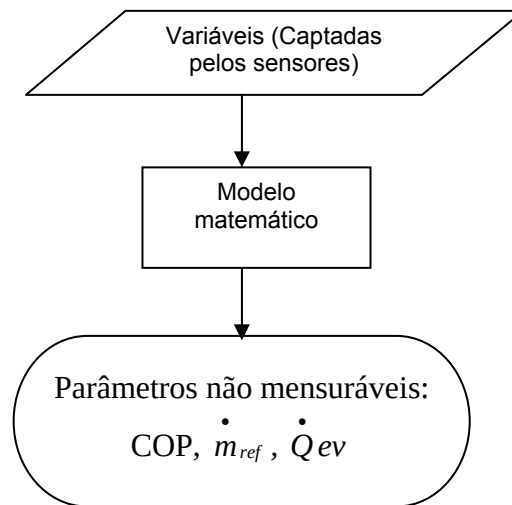


Figura 4.1 - Processamento das variáveis e definição dos parâmetros.

4.5 Cálculo dos parâmetros físicos

4.2.1 Vazão mássica de refrigerante e Capacidade frigorífica

A vazão mássica de refrigerante é calculada experimentalmente através de equações de balanço de energia nos trocadores de calor. Aplicando a equação geral da primeira lei da termodinâmica em termos do fluxo para um volume de controle de múltiplas entradas e saídas, com Eq.4.1, tem - se:

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^n \dot{m}_{i,su} \left(h_{su,i} + \frac{V_{su,i}^2}{2} + gz_{su,i} \right) + \sum_{i=1}^n \dot{W}_i = \frac{dU}{dt} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_{i,ex} \left(h_{su,i} + \frac{V_{ex,i}^2}{2} + gz_{ex,i} \right) \quad (4.1)$$

Considerando regime permanente e simplificações da Eq. 5.1, para o volume de controle (Fig. 4.2), nos trocadores de calor, podemos definir a capacidade frigorífica, segundo as Eq.4.2 e 4.3.

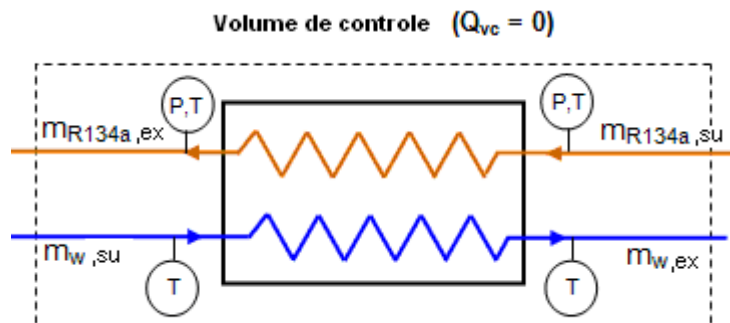


Figura 4.2 - Volume de controle para os trocadores de calor

Para a água:

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w (h_{w,ex} - h_{w,su}) = m_w C_p (T_{w,ex} - T_{w,su}) \quad (4.2)$$

Para o refrigerante

$$\dot{Q}_{R134a} = \dot{m}_{R134a} (h_{R134a,ex} - h_{R134a,su}) \quad (4.3)$$

Assumindo o sistema como isolado sem perdas de calor e aplicando a lei de conservação de energia, na Eq. 4.4 e com conhecimento dos valores das entalpias e temperaturas de entrada e saída para o refrigerante e água respectivamente, tem-se que a vazão mássica de refrigerante no trocador é como mostrada na Eq.4.5, a seguir.

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_{R134a} \quad (4.4)$$

$$\dot{m}_{R134a} = \frac{\dot{m}_w C_p (T_{w,ex} - T_{w,su})}{(h_{R134a,ex} - h_{R134a,su})} \quad (4.5)$$

4.2.2 Coeficiente de desempenho, COP

A eficiência de um refrigerador é expressa em termos do coeficiente de desempenho ou coeficiente de eficácia. Esta eficiência, para um compressor, seria a relação entre o calor transferido do espaço refrigerado ou efeito útil ($\dot{Q}_{ev}$) e a energia gasta ou trabalho necessário ($\dot{W}$). Matematicamente, o coeficiente de desempenho é definido pela Eq. 4.6 a seguir.

$$COP = \frac{\text{Efeito Útil}}{\text{Trabalho Necessário}} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}} \quad (4.6)$$

Num sistema que opera com ciclo ideal, o COP é definido pela relação das entalpias através de correlações termodinâmicas quando são conhecidas as temperaturas e pressões do refrigerante, nos pontos críticos do sistema como são: entrada e saída do compressor e o evaporador. Este parâmetro ideal é definido pela Eq. 4.7, a seguir.

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (4.7)$$

Onde h_1 e h_4 são: a entalpia na saída e entrada do evaporador respectivamente, e h_2 a entalpia na entrada do condensado.

Devido a que o sistema frigorífico não opera num ciclo ideal, este trabalho será analisado com a avaliação do COP real na Eq. 4.6.

4.3 Procedimento experimental e determinação das condições iniciais

As condições nominais de operação do sistema de refrigeração são dadas pelo fabricante do compressor, essas condições são mostradas na Tab. 4.1.

Tabela 4.1 - Condições nominais

ELEMENTO	CONDIÇÃO
EVAPORADOR	Temperatura de Evaporação (T_{ev}): - 23.3°C Pressão de Evaporação (P_{ev}): 116 KPa.
CONDENSADOR	Temperatura de condensação (T_{cd}): 54°C. Pressão de Condensação (P_{cd}): 1456 KPa.
COMPRESSOR	Velocidade nominal de rotação: 2000 rpm. (66 Hz)
AMBIENTE	Temperaturas inferiores de: 34°C

Para conseguir as condições anteriores foi necessário fazer interagir três parâmetros do sistema: inventário de massa, velocidade de rotação do compressor e dimensões do tubo capilar; nesta primeira etapa, foi manipulado o inventário de massa e a velocidade do compressor. Sabe - se que este afeta fortemente o consumo de energia de sistemas de refrigeração de pequeno porte e a falta ou o excesso de carga no Inventário degrada o desempenho do sistema de refrigeração (Choi e Kim, 2002).

4.3.1 Primeira bateria de ensaios. Determinação condições iniciais.

Nesta primeira bateria experimental foi utilizado (como elemento de expansão) um tubo capilar com diâmetro interno de 0.031 polegadas (0.7874 mm) e comprimento de 2.5 m. A água utilizada como fluido secundário nos trocadores foi mantida nos 28 °C no

condensador e em 13°C no evaporador. A tabela 4.2 mostra os parâmetros desta primeira bateria de ensaios.

Tabela 4.2 - Parâmetros do primeiro teste inicial.

Ensaio	CARGA DE REFRIGERANTE	TEMPERATURA AMBIENTE °C	VAZÃO ÁGUA (gr/s)		VELOCIDADE ROTAÇÃO (rpm)
			Evaporador	Condensador	
1	450 gr.	27	10	30	1650 (55 Hz)
2					2100 (70 Hz)
3					3000 (100 Hz)

A determinação da quantidade inicial de massa refrigerante no sistema foi determinada segundo estudos de Pöttker (2006), onde para uma bancada experimental similar a este trabalho, obteve resultados a partir de uma injeção de 450 gr. de refrigerante R134a.

Pelo anterior e por praticidade, foram injetadas inicialmente 450 gramas de refrigerante R134a no sistema de refrigeração e realizados três ensaios mudando a velocidade de rotação do compressor.

Cabe destacar que a injeção de refrigerante dentro do sistema de refrigeração foi feita, utilizando uma balança eletrônica com conexão para o PC, no qual era monitorada a quantidade de refrigerante que entrava neste sistema.

A velocidade do compressor é diretamente proporcional com a frequência fornecida ao controle de velocidade, sendo que a velocidade de rotação do compressor está dada pela Eq. 4.8.

$$V_{comp} = Freq. \times 30 \quad (4.8)$$

Onde *Freq.* é a frequência de rotação do compressor.

Pode se observar, na Fig. 4.3, que para uma quantidade de refrigerante de 450 gr; o sistema não mostra uma mudança significativa na pressão de condensação e nem da pressão de evaporação quando é submetido a variações de velocidade. Em consequência, para essa quantidade de refrigerante não é possível atingir as condições de operação desejadas. Embora sejam atingidas temperaturas de evaporação muito baixas (Fig. 4.4), o sistema não tem efeito refrigerante: a quantidade de calor trocado ($T_{w,su} - T_{w,ex}$) no

evaporador foi nula. Isto, devido ao fato que, ainda o sistema conseguisse atingir temperaturas de evaporação de quase -30°C , a vazão mássica de refrigerante (na Fig. 4.5) foi quase nula ($<0.0003\text{ Kg/s}$).

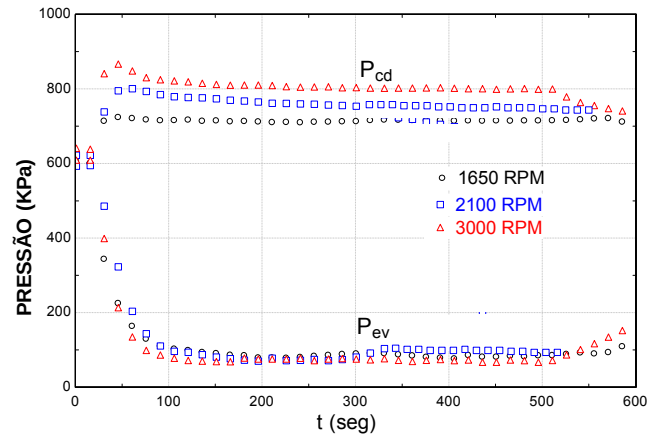


Figura 4.3 - Pressão no sistema com 450 gr de refrigerante e variação da velocidade.

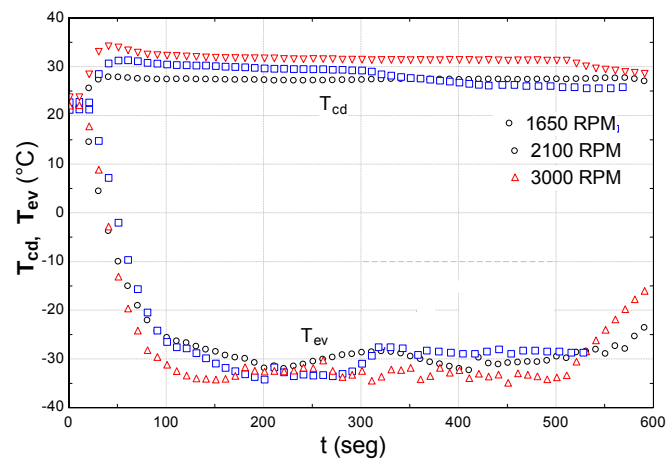


Figura 4.4 - Temperatura no sistema com 450 gr de refrigerante e variação da velocidade.

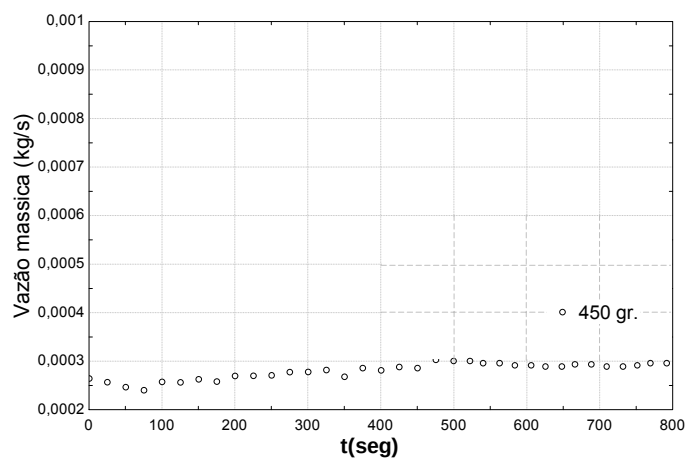


Figura 4.5 - Vazão mássica com 450 gr de refrigerante.

Caso similar acontece com o grau de superaquecimento na Fig. 4.6, que atinge valores elevados. Superaquecimento muito baixo pode resultar em retorno de líquido no compressor, ocasionando quebra mecânica no compressor. Já para valores de superaquecimento muito altos, diminui a capacidade frigorífica do evaporador e aumento da potência consumida pelo compressor (Bitzer, Boletim de engenharia No. 21 03/05). A falta de controle do superaquecimento diminui a vida útil do compressor. Isto tem sido caso de muitas reclamações dos usuários de compressores e perda da garantia dada pelo fabricantes destes.

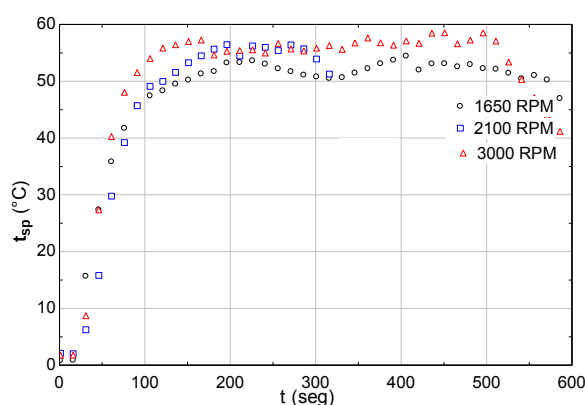


Figura 4.6 - Superaquecimento teste inicial

Atingir as condições ótimas de operação dadas pelo fabricante do compressor resulta algumas vezes difícil, já que cada bancada de ensaios é diferente e fornece resultados experimentais diferentes, mas que seguem um padrão comportamental próprio para os sistemas de refrigeração em geral.

4.3.2 Segunda bateria experimental: resultados preliminares da mudança do Inventário de massa de refrigerante.

Como consequência dos resultados apresentados anteriormente, foi necessário aumentar a quantidade de massa refrigerante no sistema e fazer mais ensaios experimentais. Na realização destes novos ensaios, a velocidade do compressor foi mantida fixa em seu valor nominal (dado fornecido pelo fabricante: 2000 rpm, 66 Hz) e as condições do fluido secundário não mudaram. A tabela 4.3 mostra os dados dos parâmetros utilizados. O tubo capilar utilizado guarda as mesmas características do utilizado na primeira bateria experimental.

Tabela 4.3 - Parâmetros dos ensaios com aumento de massa refrigerante.

ENSAIO	CARGA DE REFRIGERANTE (gr)	TEMPERATURA AMBIENTE °C	VAZÃO ÁGUA (gr/s)		VELOCIDADE ROTAÇÃO (rpm)
			Evaporador	Condensador	
4	450	27	10	30	2000
5	600	27	10	30	2000
6	700	27	10	30	2000
7	800	27	10	30	2000

É possível observar nos resultados experimentais mostrados na Fig. 4.7 e Fig. 4.8, que ainda o sistema quase atinge a pressão e temperatura de evaporação estabelecida (- 23.3 °C) quando é injetada uma quantidade de refrigerante entre 450 e 600 gr, não foi possível para esta quantidade de massa o sistema atingir as condições desejadas no condensador (54°C), portanto é necessário aumentar a quantidade de refrigerante no sistema.

As figuras 4.7 e Fig.4.8 também mostram o comportamento do sistema ao fazer mudanças no Inventário de massa de refrigerante, segundo descrito na Tab. 4.3.

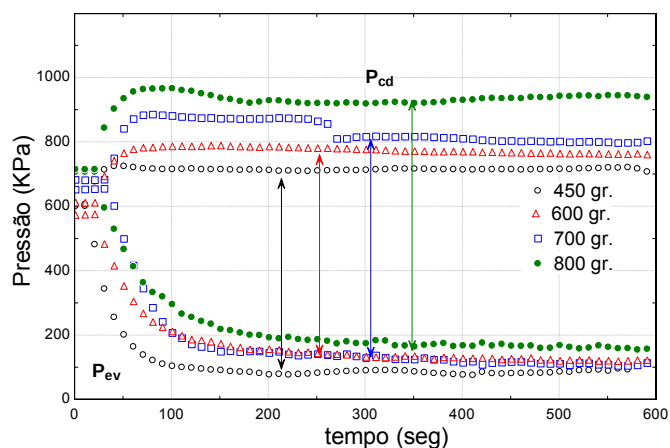


Figura 4.7 - Diagrama de Pressão, ensaios 4, 5, 6, 7 e 8

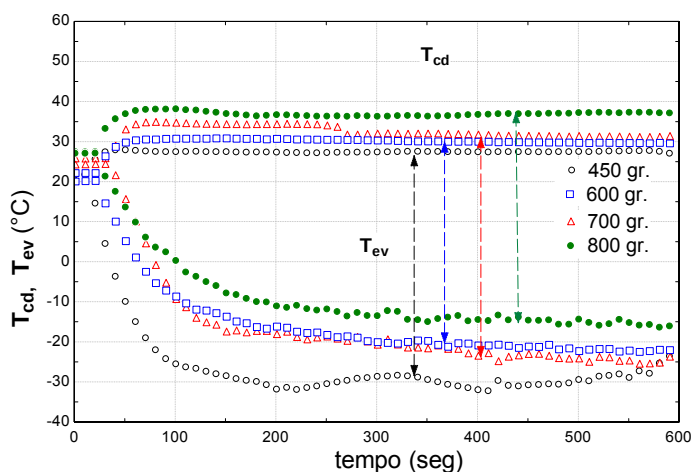


Figura 4.8 - Diagrama de Temperatura, ensaios 4, 5, 6, 7 e 8.

Os resultados mostram que ao aumentar a quantidade de refrigerante no sistema, acontece um aumento tanto da pressão de evaporação como da pressão de condensação, em consequência; se o sistema é carregado com muito refrigerante, pode - se sair da faixa de operação desejada. Pelas razões expostas, neste caso, mantivemos a quantidade de refrigerante em 800 gr.

Com esta última mudança foi possível atingir temperaturas e pressões próximas às desejadas estabelecendo o ponto de operação indicado pelo fabricante do compressor.

CAPÍTULO V

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1 Efeitos dos parâmetros do sistema de refrigeração

5.1.1 Terceira bateria: Análise do efeito do inventário de massa refrigerante

Para analisar o efeito da quantidade de refrigerante sobre o comportamento do sistema, foram realizados vários ensaios. Foi mudado o inventário de massa refrigerante mantendo fixos parâmetros como: rotação do compressor, tamanho do tubo capilar e temperatura e vazão mássica do fluido secundário (água) no evaporador e no condensador.

Os resultados experimentais iniciais, anteriormente mostrados no capítulo V, definiram as quantidades de refrigerante com as quais foram realizados os ensaios, assim o primeiro teste do efeito do Inventário de massa no sistema de refrigeração foi com uma quantidade ligeiramente superior de 450 g e a última com uma quantidade de 800 g.

Os resultados obtidos (Fig.5.1) mostraram que ao aumentar a carga de refrigerante aumentaram todas as pressões do sistema.

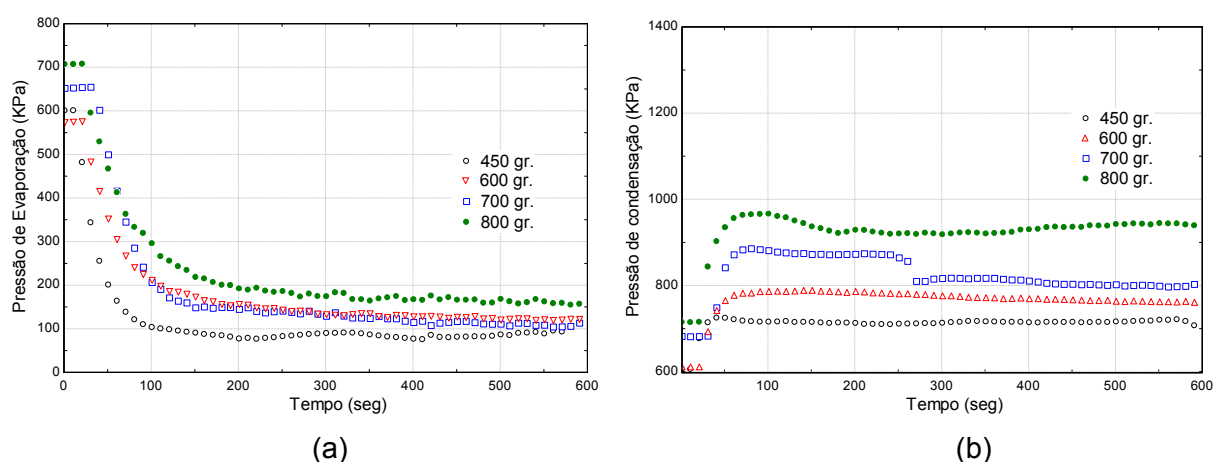


Figura 5.1 - Pressão de condensação e evaporação, mudando Inventário de massa refrigerante, velocidade 2000 rpm.

O aumento da pressão de condensação é explicado pelo fato que ao aumentar a quantidade carga de refrigerante no sistema, acontece um aumento do grau de subresfriamento (t_{sb} , na Fig. 5.2) indicando que o volume de líquido no condensador tem aumentado. O refrigerante bombeado pelo compressor, acumula - se no condensador devido à diminuição do volume interno disponível para o vapor, provocando assim o aumento mencionado. Como não houve alteração de qualquer outra variável independente, a pressão de evaporação também aumenta (Figura 5.1 (b)), em decorrência da elevação da vazão mássica, mostrada na Fig. 5.3. Estes efeitos já tinham sido observados por Choi e Kim (2002) num sistema de refrigeração similar, usando um tubo capilar como dispositivo de expansão.

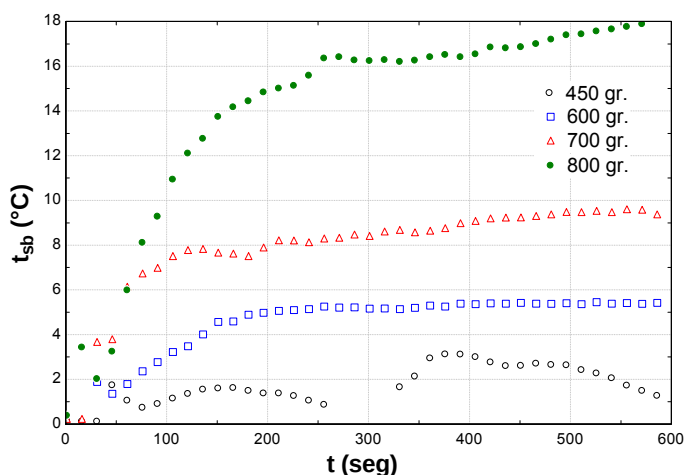


Figura 5.2. Grau de subresfriamento, mudando inventário de massa refrigerante, velocidade 2000 rpm.

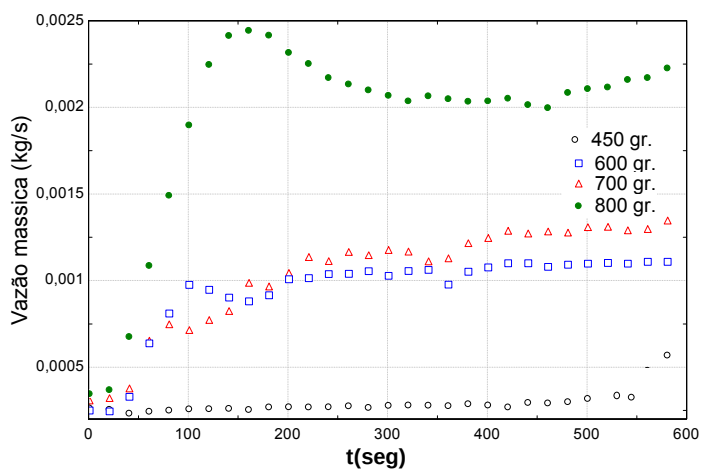


Figura 5.3. Vazão mássica, mudando inventário de massa refrigerante, velocidade 2000 rpm.

O efeito do aumento do inventário de massa sobre o grau de superaquecimento (t_{sp}) é mostrado na Fig. 5.4. A redução do grau de superaquecimento na saída do evaporador com o aumento da carga de refrigerante pode ser devido ao aumento da temperatura de evaporação (Fig. 5.5 (a)). Segundo Choi e Kim (2001) o superaquecimento se reduz ao incrementar a carga de refrigerante e concluíram que é devido ao aumento de vazão mássica através do evaporador. Estas conclusões são validadas com o resultado dos ensaios feitos nesta bateria e mostrados na Fig. 5.3.

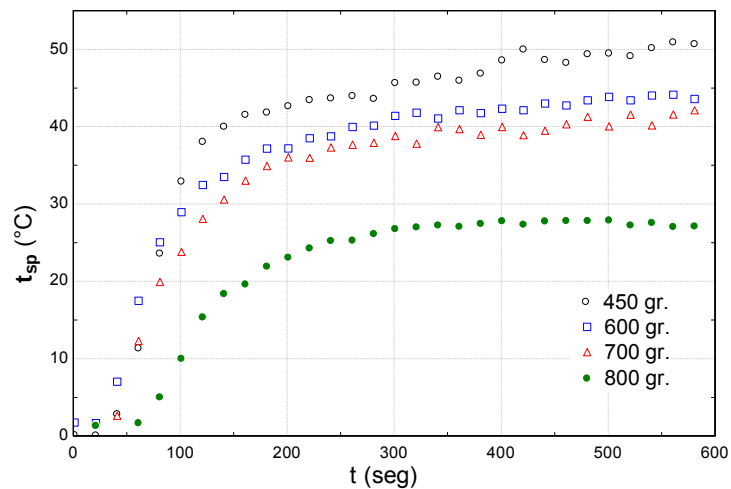


Figura 5.4. Grau de superaquecimento, mudando Inventário de massa refrigerante, velocidade 2000 rpm.

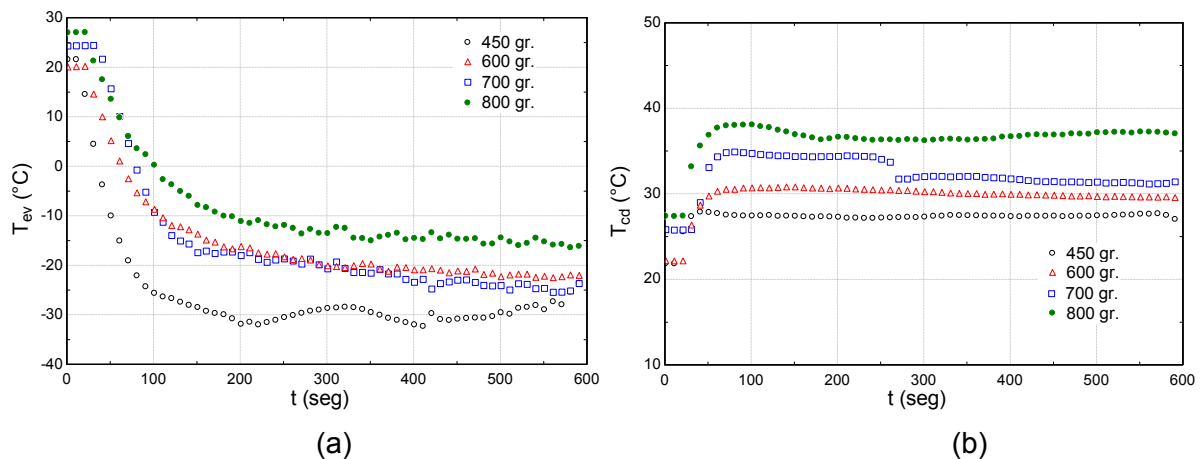


Figura 5.5 - Temperatura de evaporação e condensação, mudando Inventário de massa refrigerante, velocidade 2000 rpm.

A Figura 5.6 mostra o efeito da carga de refrigerante sobre a capacidade frigorífica (Q_{ev}). Note - se o aumento da capacidade frigorífica ao aumentar a quantidade de massa refrigerante. A explicação disto está na análise do fenômeno de transferência de calor no

evaporador. Com o aumento da quantidade de refrigerante no sistema, há uma redução do grau de superaquecimento e ao mesmo tempo um aumento do comprimento da região bifásica no evaporador, devido ao aumento do grau de subresfriamento no condensador. Como o coeficiente de transferência de calor por convecção na região bifásica é muito superior ao da região de vapor superaquecido, o avanço da região bifásica provoca um aumento da efetividade do evaporador, e conseqüentemente, um crescimento da capacidade de refrigeração.

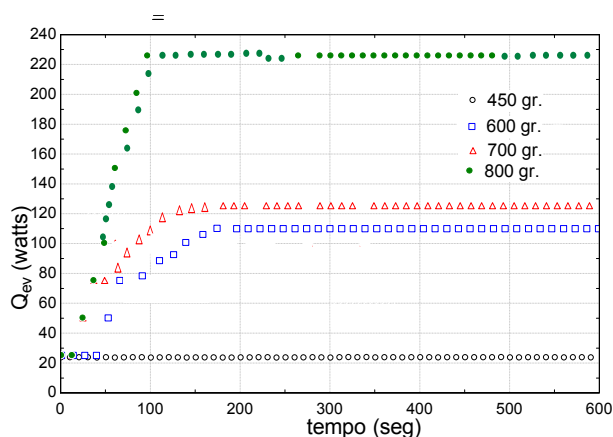


Figura 5.6 - Capacidade frigorífica, mudando Inventário de massa refrigerante, velocidade 2000 rpm.

O aumento no inventário de massa refrigerante produz também um aumento do COP na Fig. 5.7 e do consumo de potência (W) mostrado na Fig. 5.8. Pode - se observar que há um aumento muito significativo no consumo de potência quando o sistema trabalhava com 800 gr. de fluido refrigerante. Aumento que está relacionado com o aumento da vazão mássica mostrada na fig. 5.3.

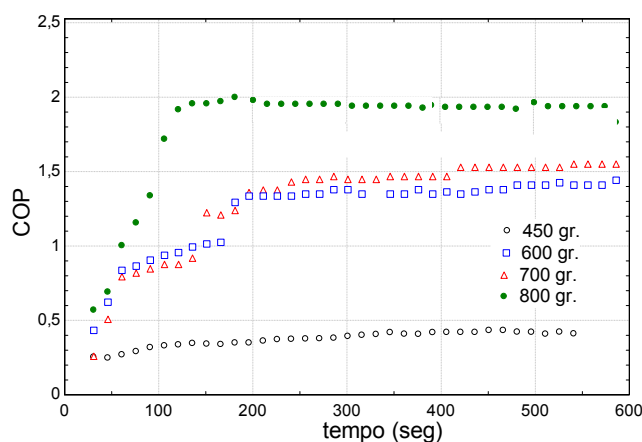


Figura 5.7 - COP, mudando inventário de massa refrigerante, velocidade 2000 rpm.

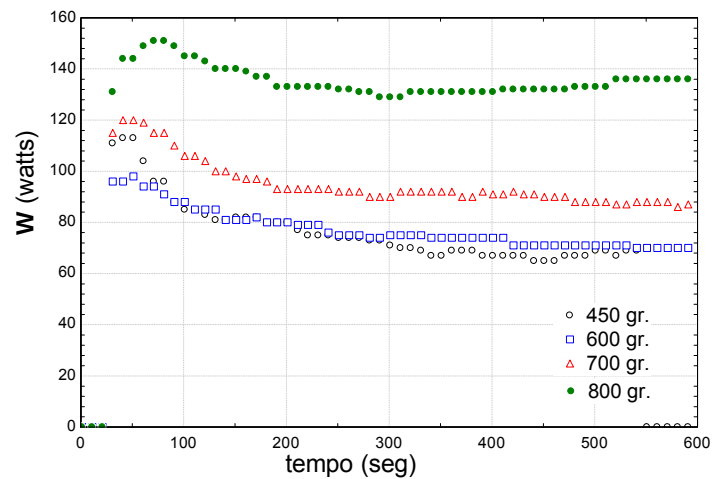


Figura 5.8 - Consumo elétrico, mudando Inventário de massa refrigerante, velocidade 2000 rpm.

5.1.2 Quarta bateria: Efeito da variação do diâmetro interno do tubo capilar.

Para explorar o efeito do aumento do diâmetro interno do tubo capilar sobre o comportamento do sistema, foram realizados testes com as condições mostradas na Tab. 5.1. A massa de fluido refrigerante R134a foi mantida em 800 gr. Foram utilizados três tubos capilares de cobre com as características mostradas na Tab. 5.2.

Tabela 5.1 - Condições de operação da quarta bateria.

Pressão Atmosférica	92.5 KPa.
Temp. Água no evaporador (T_{Wev})	13°C
Vazão mássica de água no evaporador ($\dot{m}_{Wev}$)	10 gr/s.
Temp. Água no condensador (T_{Wcd})	29°C
Vazão mássica de água no condensador ($\dot{m}_{Wcd}$)	10 gr/s.
Temp. Ambiente	23°C
Velocidade de rotação	1800 rpm

Tabela 5.2 - Dimensões dos tubos capilares utilizados na quarta bateria.

TUBO	DIAMETRO INTERNO (pol)	COMPRIMENTO (m)
1	0.031 (0.7874mm)	3,00
2	0.042 (1.0668mm)	3,00
3	0.050 (1.2700mm)	3,00

Pode se observar nos resultados experimentais (Fig. 5.9), que o aumento do diâmetro interno do capilar provoca um aumento da pressão de evaporação no sistema. O aumento do diâmetro interno do tubo capilar reduz a restrição ao escoamento, o que aumenta a quantidade de fluido refrigerante que entra no evaporador (evaporador inundado) e conseqüentemente eleva as pressões de evaporação.

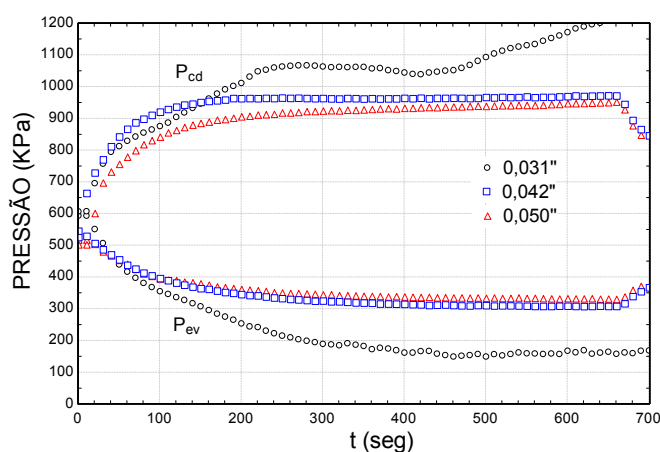


Figura 5.9 - Pressões no sistema com mudança do diâmetro interno.

O grau de superaquecimento (t_{sp}), mostrado na Fig. 5.10, diminui ao aumentar o diâmetro interno do tubo capilar. Isto é explicado pelo fato que ao aumentar o diâmetro do tubo há uma diminuição da diferença de pressão no capilar que produz aumento da temperatura de evaporação (Fig.5.11) e em parte uma diminuição da temperatura na saída do evaporador, porém, a diferença entre a temperatura medida na saída do evaporador, diminui ($T_{sp}=T_{ex_ev} - T_{evaporacao}$).

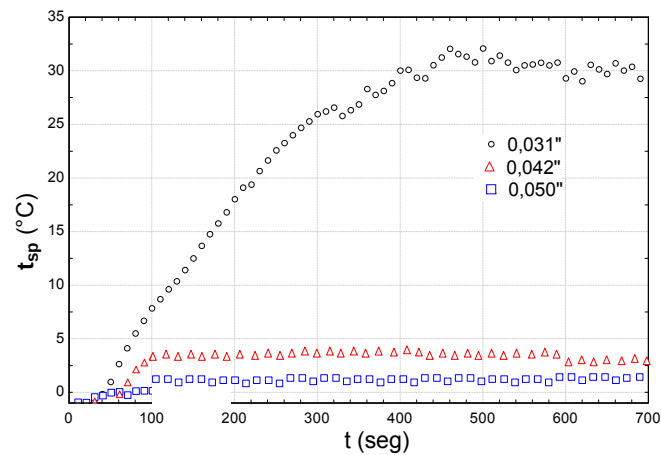


Figura 5.10 - Grau de superaquecimento com mudança do diâmetro interno.

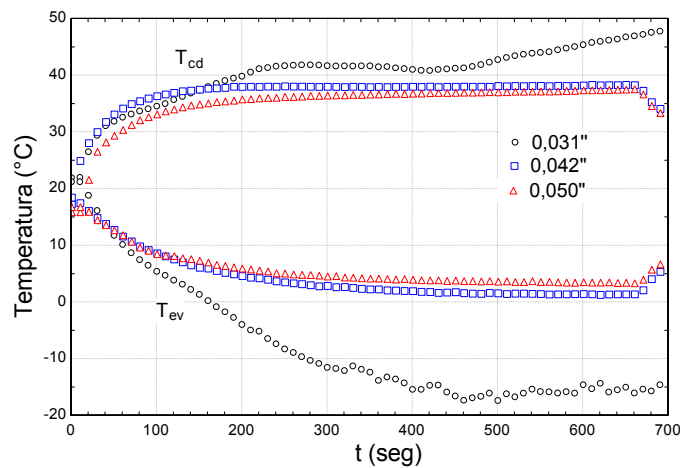


Figura 5.11 - Temperaturas no sistema com mudança do diâmetro interno.

O aumento do diâmetro do tubo capilar tem como consequência o aumento da potência (W) consumida pelo compressor, isto principalmente devido à elevação da vazão mássica de refrigerante. Para este ensaio, pode - se observar que ao efetuar a troca do tubo capilar 2 para o tubo 3, acontece uma mudança da ordem de 14% no consumo de potência (Fig. 5.12) e, a capacidade frigorífica Q_{ev} (Fig. 5.13) do evaporador tem um aumento de quase 65% quando e feita a troca do tubo capilar.

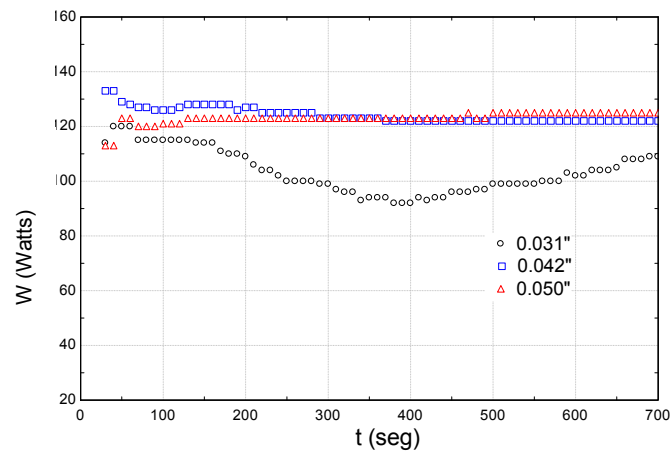


Figura 5.12 - Potencia consumida pelo compressor.

A capacidade frigorífica (na Fig. 5.13) muda mais rapidamente ao aumentar o diâmetro do tubo capilar. Este aumento pode ser associado com o aumento da vazão mássica de refrigerante no sistema, mostrado na Fig. 5.14.

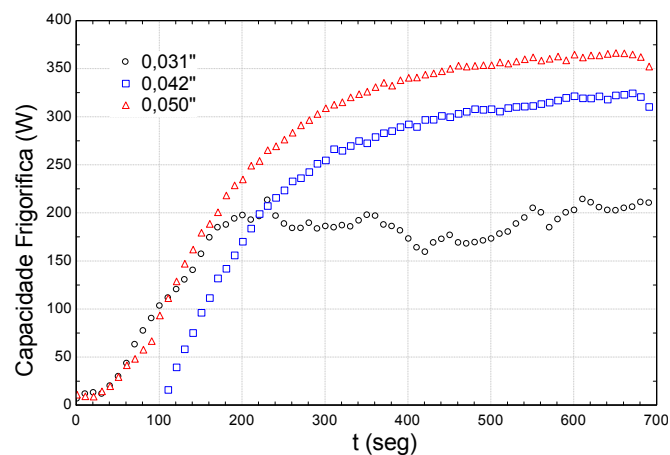


Figura 5.13 - Capacidade frigorífica com mudança do diâmetro interno.

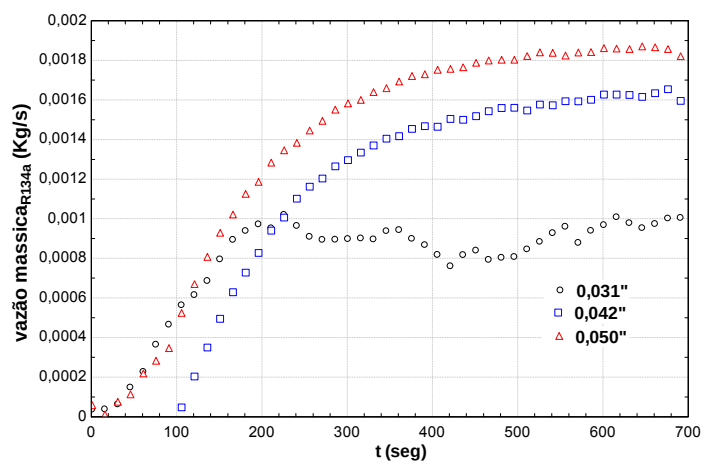


Figura 5.14 - Vazão mássica de R134a com mudança do diâmetro interno.

A evolução do coeficiente de desempenho (COP), descrito anteriormente na Eq. 4.6, é representada na Fig. 5.15. Ao aumentar o diâmetro do tubo capilar também se produz um aumento do COP, isto pode ser explicado pelo fato de que ao aumentar a área de escoamento no tubo capilar a Q_{ev} aumentou, mantendo - se quase invariável o consumo de potência ao mudar o diâmetro interno do tubo.

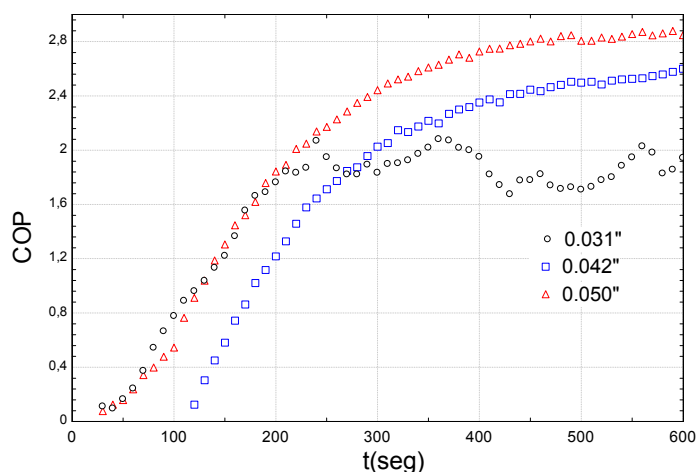


Figura 5.15 - Evolução do COP com mudança do diâmetro interno.

5.1.3 Quinta Bateria: Efeito do aumento do comprimento no tubo capilar

O efeito do aumento do comprimento do tubo capilar sobre a resposta do sistema é descrito a seguir. As condições de operação para esta bateria experimental são mostradas na Tab. 5.3. Foram utilizados três tubos capilares do mesmo diâmetro e diferente comprimento. As dimensões dos tubos são mostradas na Tab. 5.4.

Tabela 5.3 - Condições de operação na quinta bateria experimental.

Pressão Atmosférica	92.5 KPa.
Temp. Água no evaporador (T_{Wev})	13°C
Vazão mássica de água no evaporador ($\dot{m}_{Wev}$)	10 gr/s.
Temp. Água no condensador (T_{Wcd})	29°C
Vazão mássica de água no condensador ($\dot{m}_{Wcd}$)	10 gr/s.
Temp. Ambiente	23°C
Velocidade de rotação	1800 rpm

Tabela 5.4 - Dimensões dos tubos capilares utilizados na quinta bateria experimental

TUBO	DIAMETRO INTERNO (pol)	COMPRIMENTO (m)
4	0.031 (0.7874mm)	2,00
5	0.031 (0.7874mm)	2,50
1	0.031 (0.7874mm)	3,00

Observa - se, na Fig. 5.16; que ao aumentar o comprimento do tubo capilar houve uma diminuição da pressão de evaporação. O aumento do comprimento na região de escoamento no tubo capilar produz uma diminuição da pressão de evaporação. Este efeito é observado nas temperaturas de evaporação (T_{ev}) e condensação (T_{cd}) nos trocadores de calor. Observa - se na Fig. 5.17, que há uma queda de temperatura de quase 20°C ao mudar o comprimento do tubo 4 para o tubo 1.

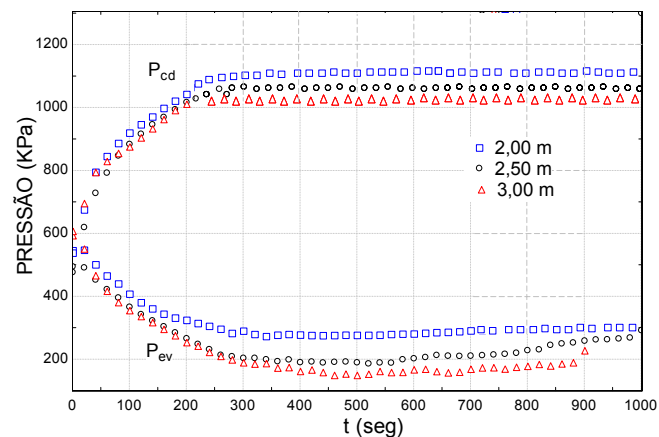


Figura 5 - 16. Pressão no sistema com mudança do comprimento do tubo capilar.

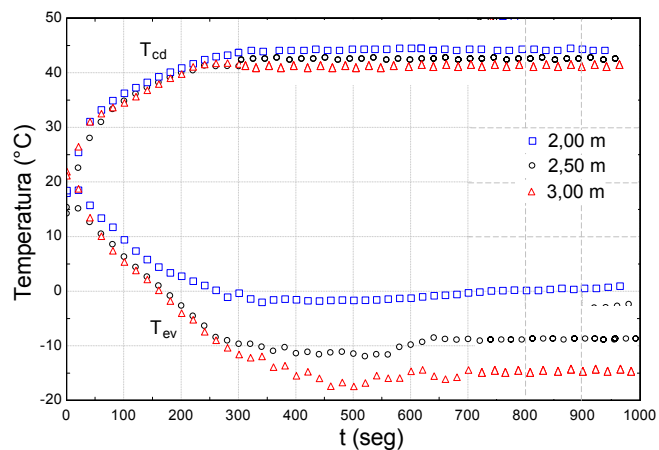


Figura 5.17 - Temperatura no sistema com mudança do comprimento do tubo capilar.

O aumento no comprimento do tubo levou posteriormente num aumento do grau de superaquecimento (Fig. 5.18). Isto é explicado pelo fato que, ao aumentar o comprimento do tubo capilar diminui a temperatura de evaporação; assim, ao diminuir esta temperatura, aumenta a diferença entre esta e aquela medida na saída do evaporador e que dá como resultado o grau de superaquecimento.

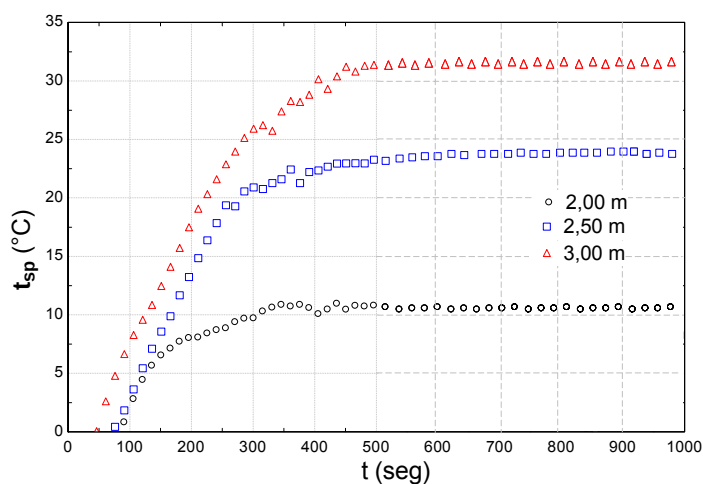


Figura 5.18 - Grau de superaquecimento com mudança do comprimento do tubo capilar.

A potência consumida pelo compressor, mostrada na Fig. 5.19, diminui ao aumentar o comprimento da região de escoamento dentro do tubo capilar. Isto, devido a que houve uma diminuição da vazão mássica de refrigerante.

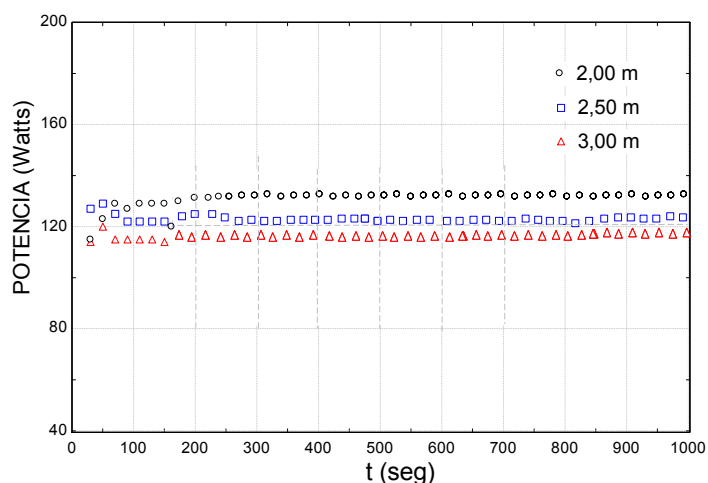


Figura 5.19 - Potência consumida ao variar o comprimento

A figura 5.20 mostra que o aumento do comprimento do tubo capilar utilizado no processo de expansão produz uma diminuição do COP no sistema de refrigeração. A razão

disso é devido a que ao aumentar a região de escoamento dentro do capilar acontece uma diminuição da capacidade frigorífica (Fig. 5.21) no evaporador.

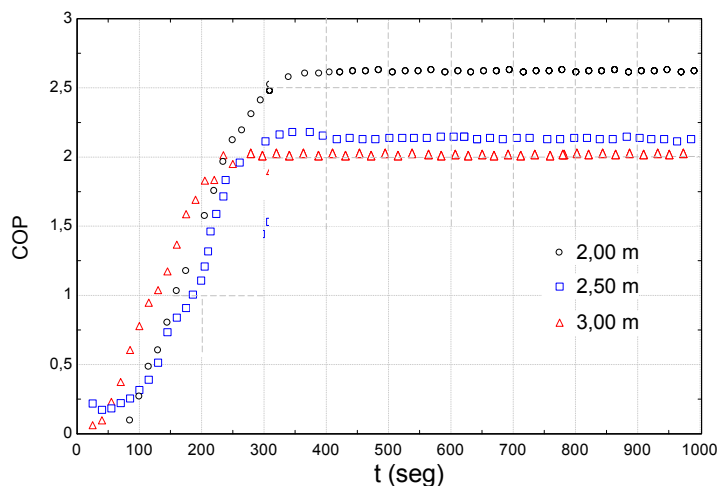


Figura 5.20 - COP com mudança do comprimento do tubo capilar.

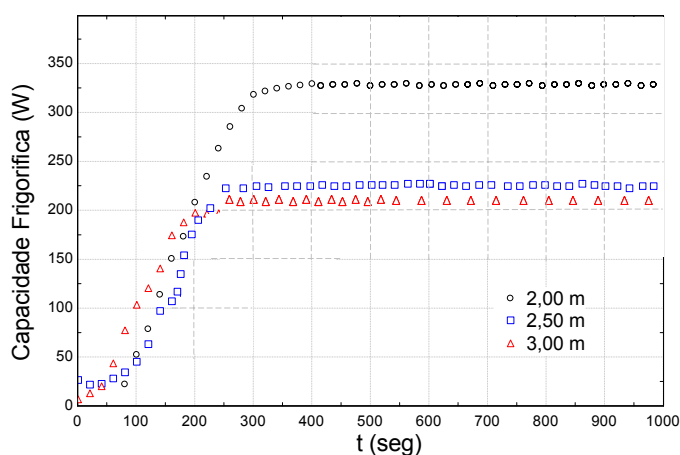


Figura 5.21 - Capacidade frigorífica com mudança do comprimento do tubo capilar.

A diminuição na capacidade frigorífica do evaporador está associada com a diminuição da vazão mássica de refrigerante neste quando é aumentado o comprimento do tubo capilar. Analisando o resultado, mostrado na Fig. 5.22, é possível ver que ao aumentar o comprimento da região de escoamento no capilar o sistema diminui quase na metade da vazão mássica apresentada com outro tubo capilar mais curto. Assim pode - se dizer, que neste ensaio, o aumento de 25% do comprimento, produziu uma diminuição em quase 50% da vazão mássica. Lembre - se que a vazão mássica de refrigerante R134 foi calculada por balanços de energia e massa no sistema de refrigeração, esses balanços foram descritos e apresentados no Capítulo IV.

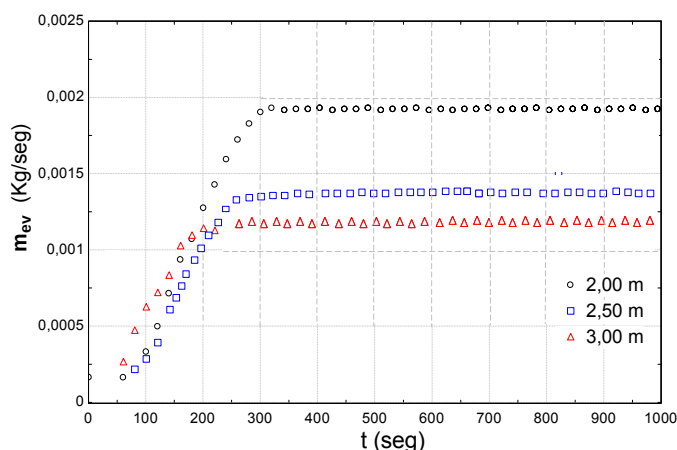


Figura 5.22 - Vazão mássica de R134a com mudança do comprimento do tubo capilar.

A queda na vazão mássica no sistema quando foi trocado do tubo é devido ao aumento da diferença entre as pressões de alta e de baixa causado pelo tubo capilar.

5.1.4 Sexta bateria: Efeito da variação de velocidade de rotação do compressor

Nesta bateria experimental foram realizados ensaios tendo as condições mostradas na Tab. 5.5. O tubo capilar utilizado tem um diâmetro interno de 0.031" (0,07874 mm) e 2.0 metros. Foram feitas variações na velocidade do compressor na faixa de operação das 1800 até 2100 rpm, e que correspondem a frequências entre 60 e 70 Hz e mostradas na Tab. 5.6. A faixa de velocidade foi definida por resultados experimentais prévios, que mostraram um excessivo consumo de energia ao trabalhar com velocidades superiores às 2100 rpm.

Tabela 5.5 - Condições de operação para os ensaios de variação de velocidade de rotação.

Pressão Atmosférica	92.5 KPa.
Temp. Água no evaporador (T_{Wev})	13°C
Vazão mássica de água no evaporador ($\dot{m}_{Wev}$)	10 gr/s.
Temp. Água no condensador (T_{Wcd})	29°C
Vazão mássica de água no condensador ($\dot{m}_{Wcd}$)	10 gr/s.
Temp. Ambiente	23°C

Tabela 5.6 - Características dos testes variando velocidade de rotação.

Ensaio	Velocidade (rpm)	Frequência (Hz)
1	1800	60
2	1950	65
3	2100	70

O efeito produzido pelo aumento da velocidade do compressor sobre a pressão é mostrado na Fig.5.23. Como é esperado, o aumento da velocidade de rotação do compressor produz um aumento da pressão de condensação (Fig. 5.23.a). Teoricamente, o aumento da rotação do compressor eleva a capacidade de bombeamento de refrigerante, o que provoca uma queda da pressão de evaporação, porém nos resultados experimentais, mostrados na Fig.5.23.b; observa - se que a variação da velocidade não mostrou mudanças significativas na pressão de evaporação. O anterior deve - se à queda da massa específica do fluido refrigerante na entrada do compressor provocada pela redução da pressão de sucção.

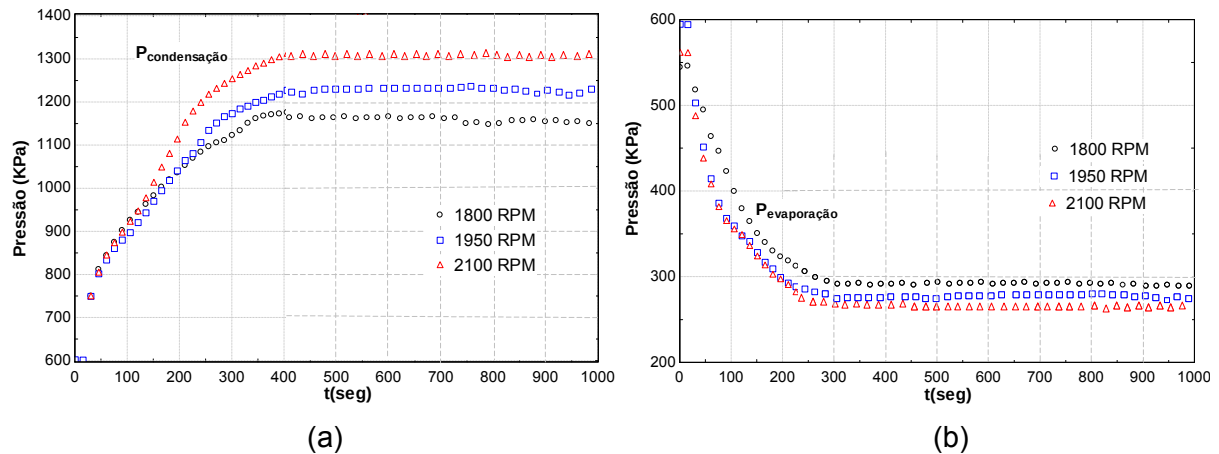


Figura 5.23 - Pressão de condensação e evaporação ao variar velocidade de rotação.

A Figura 5.24 mostra que há um ligeiro aumento do grau de superaquecimento com o aumento da velocidade de rotação do compressor. Este efeito é resultado direto da redução da temperatura de evaporação (Fig. 5.25).

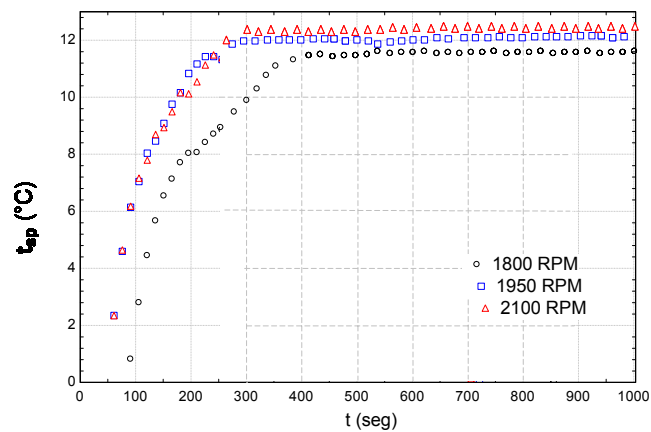


Figura 5.24 - Grau de superaquecimento por efeito da variação da velocidade de rotação.

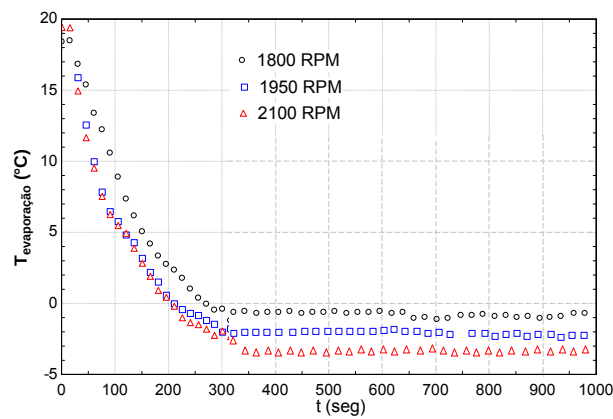


Figura 5.25 - Temperatura de evaporação por efeito da variação da velocidade de rotação.

A potência consumida pelo compressor mostrada na Fig. 5.26, aumentou com o aumento da velocidade de rotação. Isto se pode associar com o aumento da vazão mássica de refrigerante, mostrado na Fig. 5.27, e da pressão de condensação.

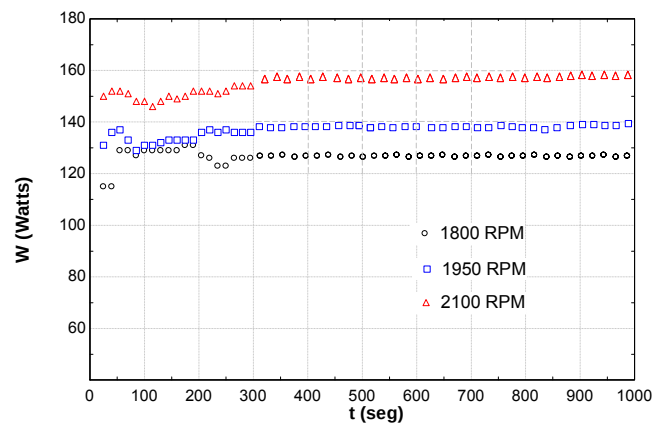


Figura 5.26 - Consumo de potência por efeito da variação da velocidade de rotação.

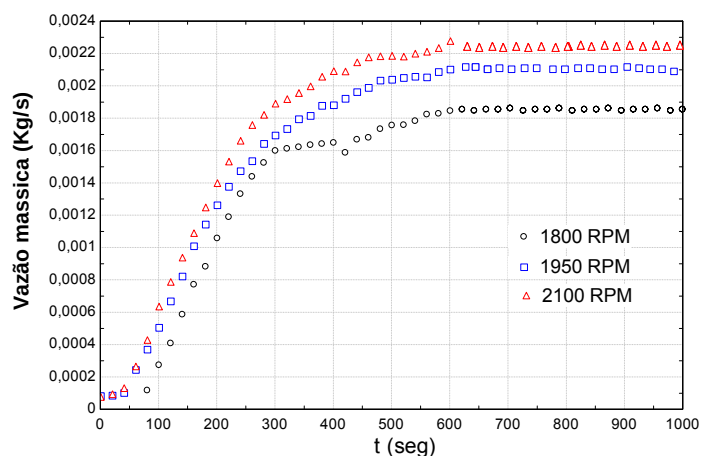


Figura 5.27 - Vazão mássica de R134a por efeito da variação da velocidade de rotação.

Ao variar a velocidade do compressor, o sistema mostrou um leve aumento no COP, mas os resultados obtidos, na Fig. 5.28, mostraram que para cada capilar existe uma rotação ótima na obtenção do melhor desempenho. A pouca variação no valor do COP é devido a que ao aumentar a velocidade do compressor, a capacidade frigorífica (Fig. 5.29) aumentou; mas o consumo de potência também aumentou na mesma proporção, portanto, para o caso do tubo testado a relação entre a velocidade e o COP não fez diferenças representativas.

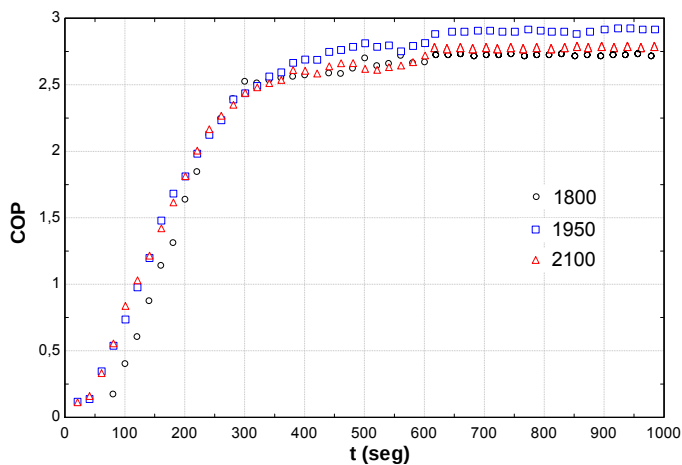


Figura 5.28 - COP por efeito da variação da velocidade de rotação.

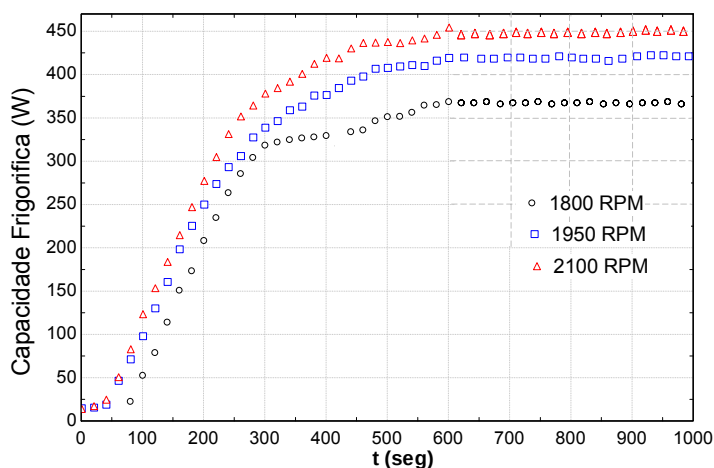


Figura 5.29 - Capacidade frigorífica por efeito da variação da velocidade de rotação.

5.2 Efeito conjunto da velocidade de rotação do compressor e outros parâmetros na resposta de um sistema de refrigeração.

Como já observado anteriormente, os sistemas de refrigeração são sensíveis às mudanças dos parâmetros que interagem nele. Assim, observou-se que, o aumento da velocidade do compressor tem como consequência mudanças no grau de superaquecimento, consumo de potência elétrica, capacidade frigorífica e COP. Estas mudanças resultaram em leves aumentos com maiores temperaturas de evaporação ($T_{ev} > -5^{\circ}\text{C}$)

O aumento do comprimento do tubo capilar utilizado no processo de expansão tem como resultado um aumento do grau de superaquecimento e uma diminuição no consumo da potência elétrica, na vazão mássica de refrigerante, na capacidade frigorífica e no COP.

No caso da variação do diâmetro interno do tubo capilar; ao aumentar este parâmetro, o sistema apresenta uma diminuição no grau de superaquecimento e aumento no consumo da potência elétrica, na vazão mássica de refrigerante, na capacidade frigorífica e no COP.

A tabela 5.7 mostra uma compilação dos resultados experimentais do comportamento do sistema quando foram feitas as mudanças nos parâmetros mencionados anteriormente.

Tabela 5.7. Resposta do sistema de refrigeração às mudanças.

Ao aumentar	Capacidade Frigorífica	Vazão mássica de refrigerante	Grau de superaquecimento	Consumo de potência
Diâmetro interno	AUMENTA	AUMENTA	DIMINUI	AUMENTA
Comprimento	DIMINUI	DIMINUI	AUMENTA	DIMINUI
Velocidade de rotação	AUMENTA	AUMENTA	AUMENTA	AUMENTA

Assim, analisando separadamente o efeito de cada um dos parâmetros no sistema, pode - se descrever a resposta e o comportamento de um sistema de refrigeração ao fazer mudanças dos parâmetros, mas não é possível dizer qual das mudanças feitas é a melhor alternativa para obter o melhor desempenho do sistema e nem para fazê - lo funcionar nas melhores condições de operação.

Portanto foram realizados testes para analisar o efeito conjunto diâmetro interno - velocidade de rotação e comprimento - velocidade de rotação, e poder assim descrever o comportamento real do sistema ao fazer variações nos seus componentes.

5.2.1 Efeito conjunto velocidade - diâmetro interno, velocidade - comprimento sobre a vazão mássica de refrigerante.

O efeito conjunto velocidade - diâmetro interno sobre a vazão mássica de refrigerante no sistema é mostrado na Fig. 5.30. É visível a influência do diâmetro interno sobre o aumento da vazão. Nota - se que o efeito conjunto dos dois parâmetros atinge o máximo quando o sistema opera com máxima velocidade do compressor e o maior diâmetro do tubo testado.

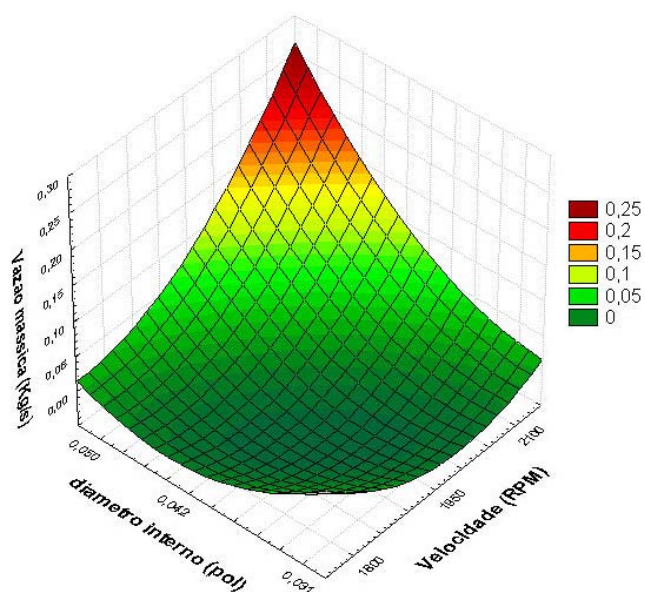


Figura 5.30 - Efeito conjunto velocidade - diâmetro sobre a vazão mássica de refrigerante.

Ao analisar o efeito conjunto velocidade - comprimento, observa - se na Fig. 5.31 que as mudanças da velocidade de rotação do compressor têm mais efeito sobre a vazão mássica quando o sistema opera com o tubo capilar mais curto.

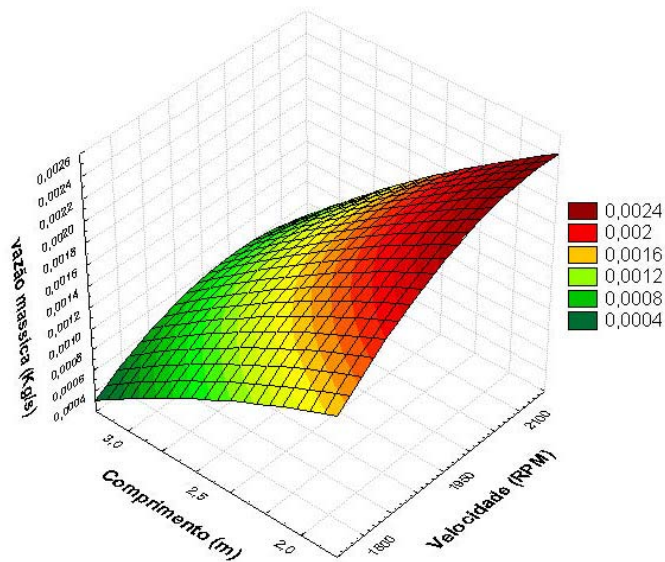


Figura 5.31 - Efeito conjunto velocidade - comprimento sobre a vazão mássica de refrigerante.

5.2.2 Efeito conjunto velocidade - diâmetro interno, velocidade - comprimento sobre o grau de superaquecimento.

O controle do grau de superaquecimento nos sistemas de refrigeração que utilizam tubo capilar como elemento de expansão é muito difícil. Ao fixar os tubos o único elemento que faz controle sobre as condições no sistema (no presente caso) é o compressor, mas como visto nos resultados anteriores o uso de compressores operando com velocidades elevadas não é bom do ponto de vista do consumo elétrico. Segundo os fabricantes de compressores um superaquecimento ótimo está na faixa dos 3 aos 7K (Boletim de engenharia 20, Bitzer 2005). Na Fig. 5.32 observa - se que o menor grau de superaquecimento é apresentado quando é utilizado o tubo capilar mais curto (2.00 m.) independentemente da velocidade de rotação do compressor.

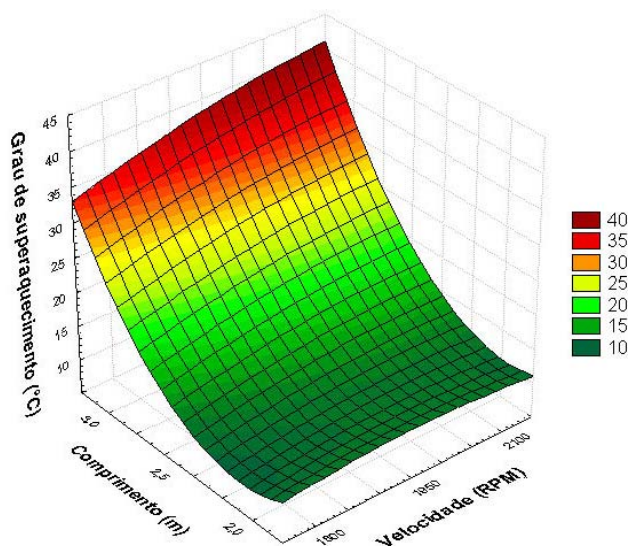


Figura 5.32 - Efeito conjunto velocidade - comprimento sobre o grau de superaquecimento.

No caso do efeito velocidade - diâmetro interno (na Fig. 5.33) novamente observa - se, que para as dimensões dos tubos utilizados, a velocidade do compressor tem pouca influência sobre grau de superaquecimento. Ao utilizar os tubos de diâmetro interno 0.042 e 0.050" o sistema teve uma queda total deste parâmetro. Uma explicação para este fenômeno é que ao aumentar o diâmetro interno do capilar acontece um aumento da vazão mássica de refrigerante no evaporador, este aumento faz que a quantidade de energia em forma de calor transferida da água para o refrigerante não seja suficiente para diminuir drasticamente a temperatura do refrigerante no trocador, portanto o refrigerante atinge temperaturas muito baixas na saída deste trocador quase do mesmo valor que a temperatura de evaporação.

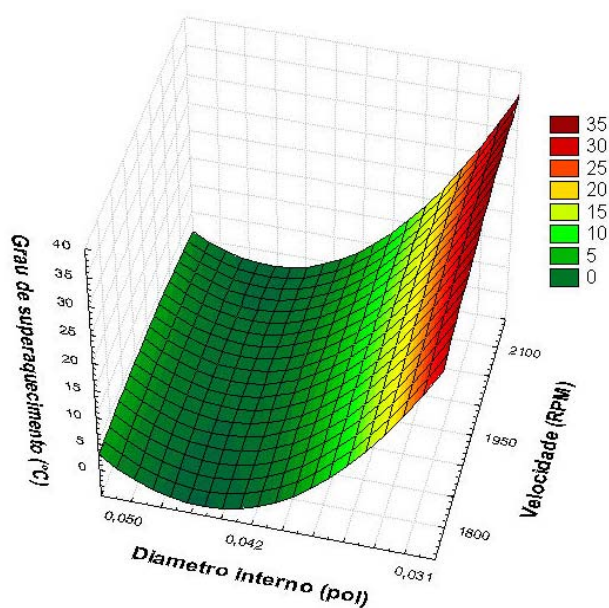


Figura 5.33 - Efeito conjunto velocidade - diâmetro sobre o grau de superaquecimento.

5.2.3 Efeito conjunto velocidade - diâmetro interno, velocidade - comprimento sobre a capacidade frigorífica.

Vemos na Fig. 5.34; que o sistema apresentou a maior capacidade frigorífica quando foram utilizados os tubos capilares com diâmetro interno de 0.042''(1.0668mm) e 050'' (1.27 mm) e o compressor operando com velocidades perto das 1900 rpm.

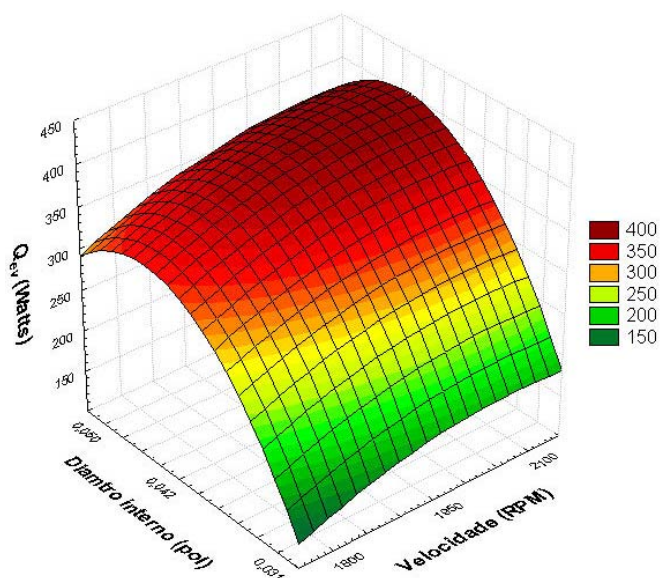


Figura 5.34 - Efeito conjunto da velocidade e o diâmetro interno sobre a capacidade frigorífica.

Ao ser testado o efeito comprimento - velocidade, na Fig. 5.35; o sistema de refrigeração mostra uma capacidade frigorífica maior quando o compressor opera com a maior velocidade (2100 rpm) testada e o menor comprimento para o tubo capilar.

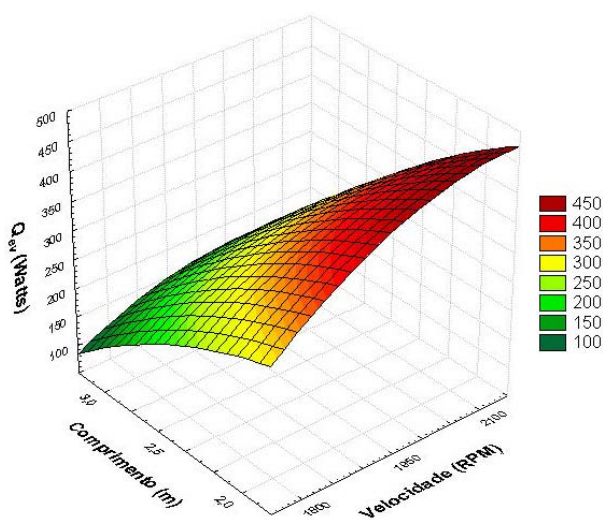


Figura 5.35 - Efeito conjunto da velocidade e o comprimento sobre a capacidade frigorífica.

5.2.4 Efeito conjunto velocidade - diâmetro interno, velocidade - comprimento sobre o consumo de potência no compressor.

O efeito conjunto da variação da velocidade de rotação do compressor e do diâmetro interno do tubo capilar é mostrado na Fig. 5.36. Pode - se observar que o maior consumo de potência elétrica acontece quando o compressor gira com a maior velocidade (2100 rpm) e com o maior diâmetro interno (1.27mm) testado.

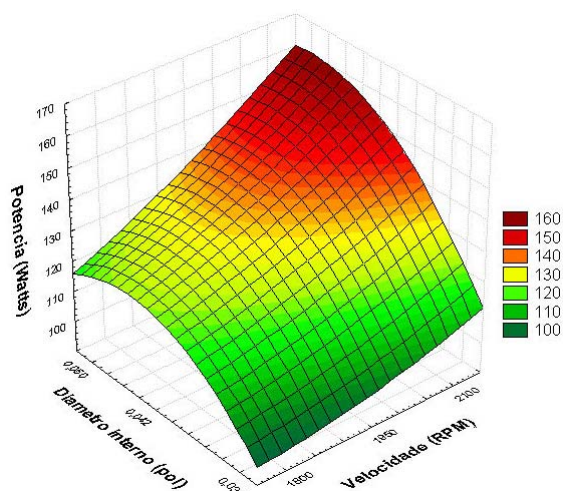


Figura 5.36 - Efeito velocidade - diâmetro interno no consumo de potência no compressor.

Nota - se, na Fig. 5.37; que no caso do efeito conjunto da velocidade de rotação do compressor e o comprimento do tubo capilar, existe um máximo consumo ao fazer ensaios com a maior velocidade de rotação e o menor comprimento do tubo. Uma explicação para este comportamento está no fato que ao aumentar o comprimento da região de escoamento no tubo capilar diminui a vazão mássica de refrigerante, portanto aumenta o consumo de potência.

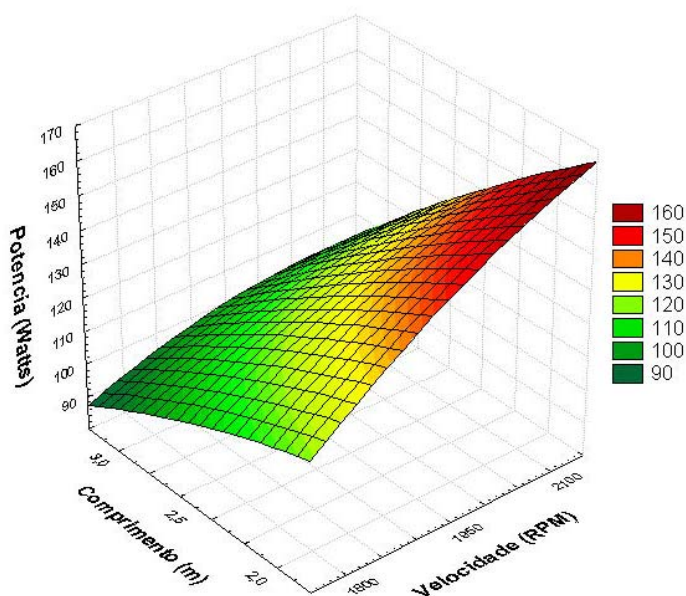


Figura 5.37 - Efeito conjunto velocidade - comprimento sobre o consumo de potência no compressor.

5.2.5 Efeito conjunto velocidade - diâmetro interno, velocidade - comprimento sobre o COP.

O desempenho do sistema visando o COP é apresentado na Fig. 5.38. Observa - se que o efeito conjunto do diâmetro e do comprimento é ótimo quando o compressor opera na faixa entre 1800 e 1950 rpm e um diâmetro interno entre 0.042”(1.0668mm) e 050” (1.27 mm). Segundo a anterior afirmação é possível dizer que altas velocidades de rotação não contribuem com o bom desempenho do compressor e do sistema de refrigeração.

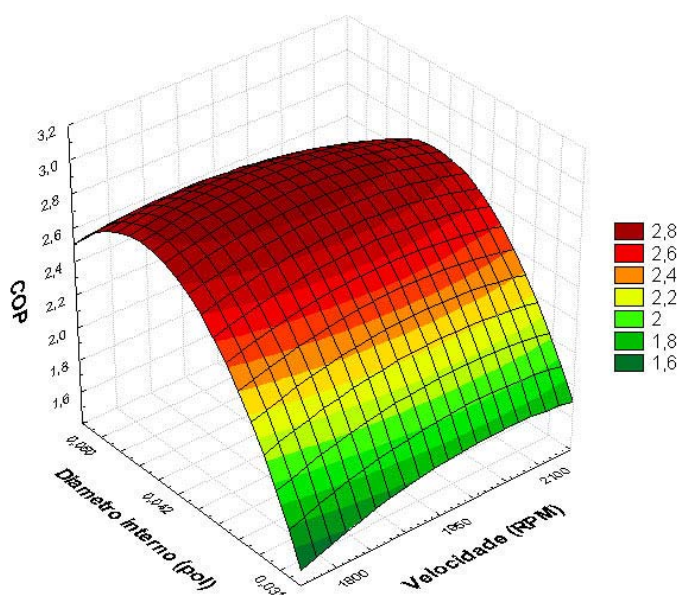


Figura 5.38 - Efeito conjunto da velocidade e o diâmetro interno sobre o COP.

Para o caso do efeito comprimento - velocidade, na Fig. 5.39; observa - se que quase independentemente da velocidade de rotação o sistema mostrou o melhor valor do COP com o menor comprimento do tubo testado (2.00 m).

Dos anteriores resultados, pode - se destacar que para obter um ótimo COP, devemos operar com baixas velocidades de rotação no compressor nas diferentes combinações diâmetro - comprimento, neste caso velocidades entre 1800 e 1950 rpm (60 - 65 Hz).

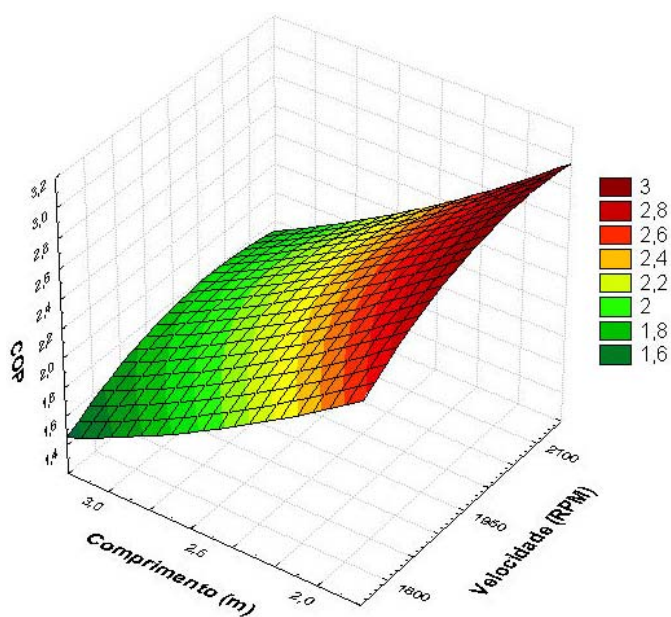


Figura 5.39 - Efeito conjunto velocidade - comprimento sobre o COP.

5.3 Efeito da velocidade do compressor sobre a temperatura de condensação e de evaporação

Ao aumentar a velocidade de rotação do compressor aumenta o fluxo volumétrico de refrigerante que circula através do condensador, este fluxo, maior que o fluxo volumétrico escoando pelo tubo capilar, leva a um aumento da pressão de condensação e conseqüentemente no aumento da temperatura de condensação.

A figura 5.40 mostra que a diminuição do diâmetro interno do tubo capilar (que limita o escoamento) provoca um aumento da temperatura de condensação. O efeito da velocidade de rotação sobre esta temperatura não é tão significativa como o efeito do diâmetro interno. A máxima temperatura de condensação obtida (50°C) foi atingida quando o sistema opera com a maior velocidade testada (2100rpm) e o tubo capilar de menor diâmetro interno (0.031" ou 0.7874 mm).

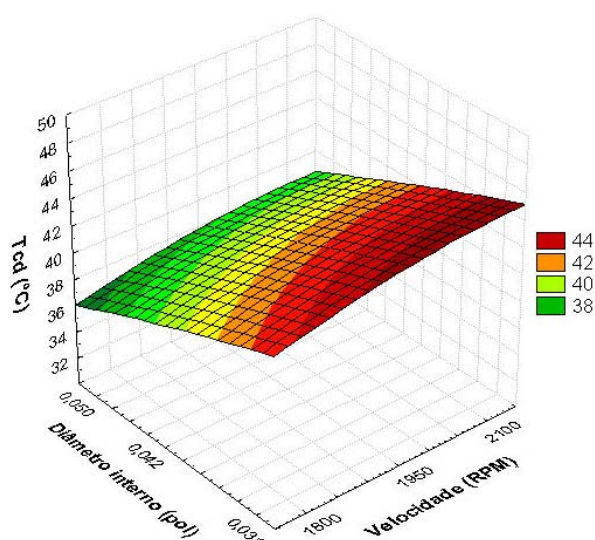


Figura 5.40 - Temperatura de condensação em função da velocidade de rotação e o diâmetro interno do tubo capilar.

Ao combinar os critérios velocidade e comprimento, observa-se que o sistema diminui a temperatura de condensação ao aumentar o comprimento do tubo capilar utilizado no processo de expansão. A Fig. 5.41 mostra que o sistema atingiu maiores temperaturas de condensação ao operar o sistema com a máxima velocidade de rotação testada e o tubo capilar de menor comprimento.

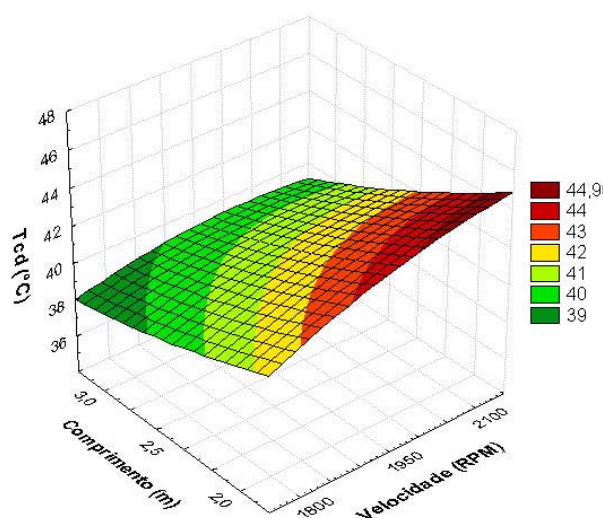


Figura 5.41 - Temperatura de condensação em função da velocidade de rotação e do comprimento do tubo capilar.

O aumento da velocidade, que modifica as condições no condensador, também altera as condições no evaporador. Ao aumentar a velocidade, aumenta a capacidade de sucção do compressor que leva, conseqüentemente, à diminuição da temperatura de evaporação. O efeito da combinação velocidade de rotação e comprimento do tubo capilar pode ser observado na Fig. 5.42, o uso do tubo de menor diâmetro interno junto com a operação do compressor à maior velocidade testada, resultam na obtenção da temperatura de evaporação mas baixa.

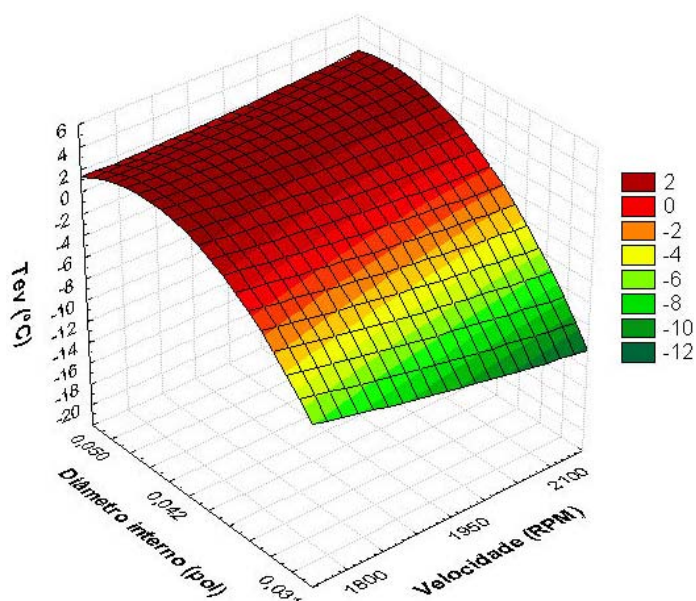


Figura 5.42 - Temperatura de evaporação em função da velocidade de rotação e o diâmetro interno do tubo capilar.

Nos resultados mostrados na Fig. 5.43, é possível observar, que a temperatura de evaporação é mais sensível às dimensões do tubo capilar que às mudanças na velocidade do compressor. No caso desta figura, observa - se que as mudanças na temperatura são mais notórias ao mudar o comprimento do tubo que ao mudar a velocidade, é dizer; a velocidade tem pouca influência sobre a evolução da temperatura de evaporação no sistema.

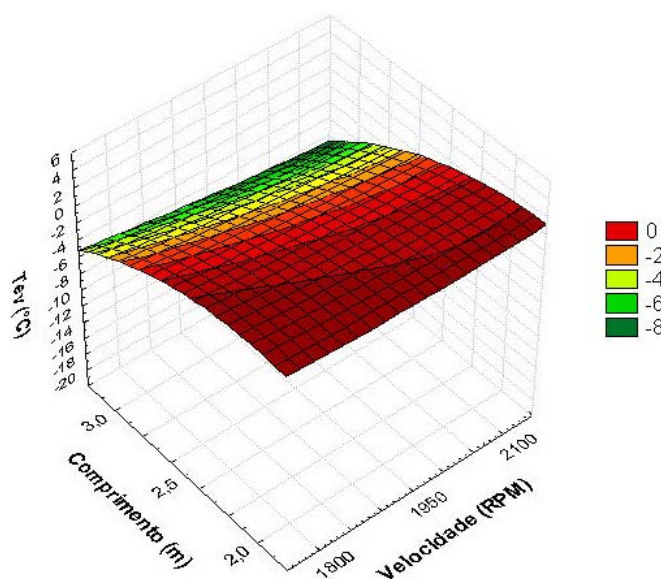


Figura 5.43 - Temperatura de evaporação em função da velocidade de rotação e do comprimento do tubo capilar.

5.4 Resultados experimentais da mudança de velocidade de rotação de compressor

Realizar experimentos num sistema de refrigeração que é muito sensível às mudanças nos seus componentes não é uma tarefa fácil. Em alguns casos, a simples variação de um dos seus componentes não é suficiente para atingir as condições de operação desejada e ainda menos para definir o comportamento do sistema. Este trabalho tem mostrado que a simples variação da velocidade não era o fator que mais influenciava o comportamento do sistema e nem a ferramenta para obter o melhor desempenho do mesmo. Por isto, no desenvolvimento dos experimentos se fez necessário interagir a velocidade e as dimensões do tubo capilar utilizado no processo de expansão.

Com os resultados obtidos, dos ensaios descritos na Tab. 5.8, é possível analisar melhor o comportamento e a resposta do sistema ao fazer mudanças na velocidade de rotação do compressor e no tubo capilar.

Tabela 5.8. Descrição dos ensaios realizados para determinar o comportamento do sistema de refrigeração.

Ensaio	Diâmetro (pol)	Comprimento (m)	Velocidade (rpm)
1	0.031 (0.7874mm)	2	1800
2		2,5	
3		3	
4	0.042 (0.1.0668mm)	2	
5		2,5	
6		3	
7	0.050 (1.2700mm)	2	
8		2,5	
9		3	
10	0.031	2	1950
11		2,5	
12		3	
13	0.042	2	
14		2,5	
15		3	
16	0.050	2	
17		2,5	
18		3	
19	0.031	2	2100
20		2,5	
21		3	
22	0.042	2	
23		2,5	
24		3	
25	0.050	2	
26		2,5	
27		3	

A figura 5.44 mostra a evolução da vazão mássica de refrigerante no sistema. O resultado indica, como é esperado, que a maior vazão foi atingida ao operar o compressor com a maior velocidade testada (2100 rpm) e o tubo capilar de comprimento mais curto (2

m). Nesta figura, que corresponde à superfície de resposta dos experimentos realizados, estão destacados os ensaios que atingiram os valores mais altos ($\dot{m} > 0,002 \text{ Kg/s}$), estes valores são obtidos quando se atingem as temperaturas de evaporação mais altas ($T_{ev} > 0^\circ\text{C}$).

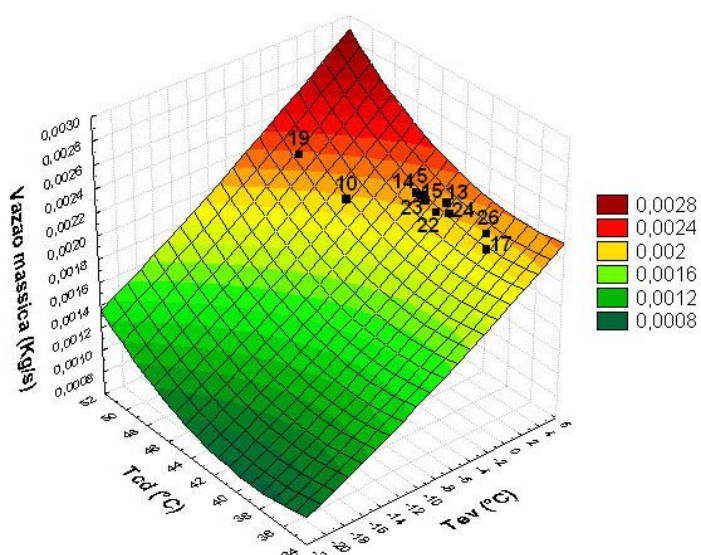


Figura 5.44 - Evolução da vazão mássica de refrigerante em função de T_{cd} e T_{ev} .

A capacidade frigorífica na Fig. 5.45, também apresenta seus máximos valores ($\dot{Q}_{ev} > 350 \text{ Watts}$) ao operar com as máximas temperaturas de evaporação atingidas. Isto, devido a que capacidade frigorífica é função da vazão mássica.

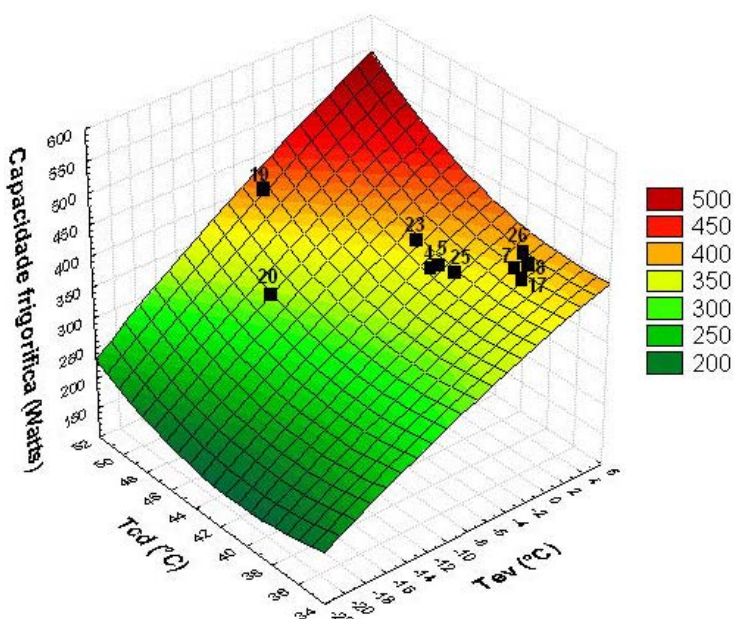


Figura 5.45 - Evolução da capacidade frigorífica em função de T_{cd} e T_{ev} .

O maior consumo elétrico ($W > 135$ Watts) é atingido quando o sistema opera com maiores temperaturas de condensação ($T_{cd} > 42^\circ\text{C}$). Ao aumentar a pressão de condensação acontece um aumento do grau de subresfriamento, o refrigerante bombeado pelo compressor acumula - se no condensador em forma de líquido saturado, diminuindo o volume interno disponível para vapor, que leva num aumento deste consumo. A Fig. 5.46 mostra o consumo elétrico como função das temperaturas de saturação nos trocadores.

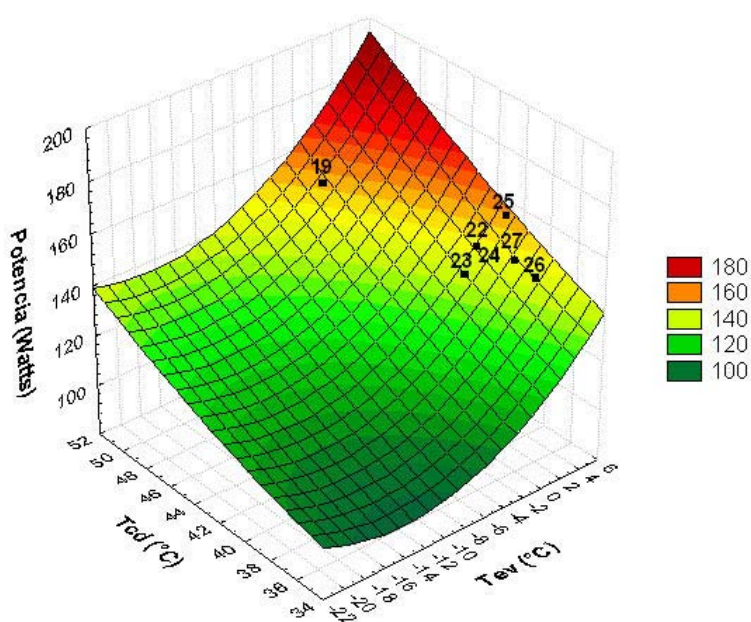


Figura 5.46 - Evolução consumo elétrico em função de T_{cd} e T_{ev} .

Finalmente, os resultados mostraram que o melhor desempenho (avaliando o COP na Fig.5.47), foi obtido quando o sistema operou com a menor velocidade testada (1800 rpm) e o tubo capilar de maior diâmetro interno com um comprimento na faixa entre 2 e 2.5m. Para validar este resultado, pode - se observar que os ensaios 7,8 e 17, atingiram as maiores capacidades frigoríficas (Fig. 5.45), mas não apareceram como os maiores consumidores elétricos durante os testes (Fig. 5.46).

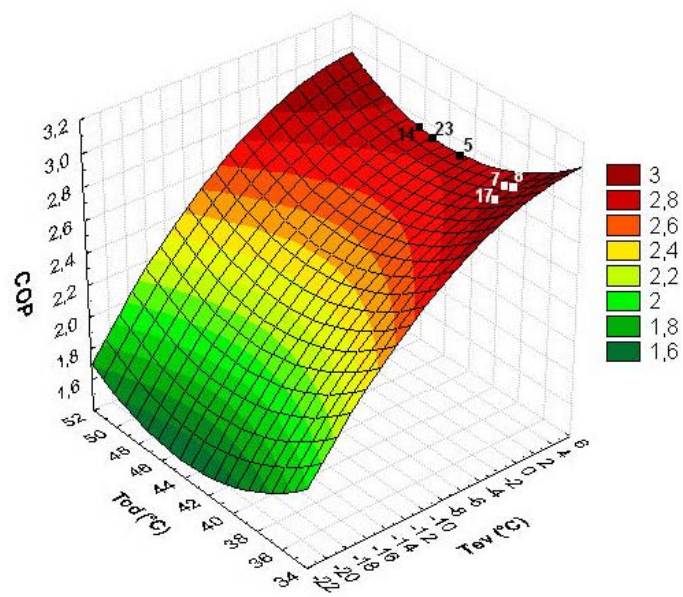


Figura 5.47 - Evolução do COP em função de T_{cd} e T_{ev} .

CAPÍTULO VI

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

O trabalho realizado explorou o efeito das mudanças na velocidade de rotação do compressor sobre a performance de um sistema de refrigeração por compressão de vapor que utiliza R134a como fluido de refrigerante, visando à obtenção do máximo COP. O comportamento e a resposta do sistema fizeram necessário o estudo do efeito das dimensões do tubo capilar utilizado no processo de expansão. Além disso, compararam - se os efeitos conjuntos deste elemento com o compressor de rotação variável.

Ainda o compressor utilizado seja de velocidade variável só foi possível trabalhar na faixa acima dos 55 Hz, para frequências de rotação menores o compressor usado não operava, isto limitou os ensaios. Cabe destacar que ao testar o compressor com frequências menores que 60 Hz o controlador eletrônico embutido no inversor de frequência VCC utilizado para o controle da rotação não permitiu sua operação.

Inicialmente, na obtenção das ótimas condições de operação, foi analisada a influência da variação do Inventário de massa de refrigerante no comportamento do sistema de refrigeração. Concluiu - se que, ao manter as variáveis independentes do sistema, o aumento no Inventário de massa eleva a capacidade de refrigeração conseqüentemente com o aumento do consumo elétrico. A operação do sistema com uma baixa quantidade deste ($m < 450$ gr) não produz nenhum efeito frigorífico. Nos sistemas que utilizam um elemento de expansão de dimensões fixas só é possível atingir ótimas condições de operação com a manipulação da carga de refrigerante e no possível com a velocidade de rotação do compressor, se tem essa opção.

Neste trabalho não foram analisados os efeitos da temperatura do fluido secundário (água) utilizado nos trocadores de calor sobre o desempenho e comportamento do sistema. Para obter a condições de operação desejadas foi preciso ajustar esta na faixa dos 10 aos 14 °C para o evaporador e dos 25 aos 30 °C no condensador. Nos testes iniciais e que não foram documentados neste trabalho ao usar temperaturas diferentes, como no caso do

condensador, não foi possível estabelecer o grau de subresfriamento ($10 < t_{sp} < 20$ °C) necessário para a ótima operação do sistema.

A velocidade de rotação do compressor afeta diretamente o comportamento e performance do sistema. O controle deste parâmetro permite atingir mais rapidamente as condições de operação desejadas. Nos resultados experimentais, Observou - se que o sistema atinge uma condição de operação mais rápida ao operar o compressor à velocidade mais alta.

As mudanças do diâmetro interno do tubo capilar afetam diretamente o fluxo de refrigerante através dos componentes do sistema. Ao aumentar o diâmetro, aumenta a vazão mássica; este aumento leva num aumento da capacidade frigorífica e num aumento do consumo de energia no compressor. Com uma simples observação observou-se que o efeito do comprimento do tubo capilar não é tão importante quanto o diâmetro interno, mas o sistema mostrou um melhor desempenho quando se utilizou o tubo mais curto testado.

Ainda o sistema apresentou uma melhor capacidade frigorífica ao aumentar a vazão mássica do refrigerante, deve-se ter uma posição crítica quanto a este resultado. Nem sempre que o sistema apresenta uma boa capacidade para produzir frio pode-se dizer que este oferece o melhor desempenho.

Nos sistemas que utilizam um elemento de expansão de dimensões fixas, somente é possível atingir ótimas condições de operação com a manipulação da carga de fluido refrigerante e a variação de velocidade de rotação do compressor, se essa opção estiver disponível.

Os resultados dos efeitos conjuntos mostraram que:

No sistema de refrigeração que opera com uma carga de fluido refrigerante fixa, o COP ótimo é atingido ao combinar corretamente as dimensões (diâmetro interno e comprimento) do tubo capilar e a velocidade de rotação do compressor. O sistema estudado mostrou a melhor performance (COP=3.16) ao operar o compressor com uma velocidade de 1800 rpm (60 Hz) e utilizar um tubo capilar com diâmetro interno de 1,27 mm e 2m de comprimento.

Quando foram utilizados os tubos de 1.0668 e 1.27 mm, a diferença entre os resultados do modelo de Jung et al (1999) e os resultados experimentais do presente trabalho foi significativamente grande. Uma explicação para isto, é o fato que nos experimentos de Jung et al, foram controlados parâmetros como são: grau de subresfriamento e temperatura de condensação, em nossos ensaios não. Resultados mais aproximados poderiam ter sido atingidos ao fazer controle sobre estes parâmetros.

Algumas sugestões para trabalhos futuros são:

Estudar resposta do sistema ao fazer mudanças das dimensões do tubo capilar e velocidade de rotação do compressor, mas tentando controlar parâmetros como: subresfriamento, superaquecimento e temperatura de condensação.

Estudo e implementação de uma estratégia de controle para o compressor de velocidade variável em conjunto com tubos capilares,

Análise da influência da vazão mássica e temperaturas do fluido secundário utilizado nos trocadores de calor de um sistema de refrigeração que usa capilar como elemento de expansão.

Estudo do controle do grau de superaquecimento em sistemas que operam com tubo capilar e compressor de rotação variável.

Projeção e implementação de um controlador da velocidade de rotação do compressor de baixo custo, embutido em sistemas de refrigeração domésticos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Agencia para Aplicação da Energia da Secretaria de Saneamento e Energia do Estado de São Paulo, <http://www.saneamento.sp.gov.br/>, acessado em Julho de 2009.

APREA, C.; MASTRULLO, R., 2002, Experimental evaluation of electronic and thermostatic expansion valves performances using R22 and R407C, Applied Thermal Engineering, 2002 - Vol. 22:206 - 218

ASHRAE Fundamentals Handbook, Physical Properties of Secondary Coolants, capítulo 21, 2001, pp. 21.5 - 21.7

Bansal, P. K.; Rupasinghe, A. S. An Homogeneous Model for Adiabatic Capillary Tubes, Applied Thermal Engineering, Vol. 18, Nos 3~1 - , pp. 207 219, New Zealand, 1998

Bitzer Compressores, Boletim de engenharia No.20, 2005

Bitzer Compressores, Boletim de engenharia No.21, 2005

Bolstad, M.M.; Jordan, R.C. Theory and use of the capillary tube expansion device. Refrigerating Engineering, 519–523, 1948.

CHOI, J. M.; KIM, Y. C, The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube, ENERGY, 2002 - Vol. 27: 391 - 404., 2002

CHOI, J. M.; KIM, Y. C., Capacity modulation of an inverter - driven multi - air conditioner using electronic expansion valve, ENERGY, 2003 - Vol. 28: 141 - 155, 2003.

CHOI, J. M.; KIM, Y. C., Influence of the expansion device on the performance of a heat pump using R407C under a range of charging conditions, International Journal of Refrigeration, Vol. 27:378 - 384, 2004

Chunlu Z.; Guoliang D. Approximate analytic solutions of adiabatic capillary tube, International journal of refrigeration. ELSEVIER. China, v. 27, p.17 - 24, jul. 2004.

COHEN, R.; HAMILTON, J. F.; PEARSON, J. T., Possible energy conservation through the use of variable capacity compressor, Purdue Compressor Technology Conference, pp 50 - 54, Purdue Univ., West Lafayette, IN, USA, 1974.

Dossat, R.J. Principles of refrigeration, 3rd. Ed. Prentice Hall, New Jersey, 1991.

EES Engineering Equation Solver Software User's Guide, F - Chart Software (2009)

EPE, Empresa de Pesquisa Energética do Brasil, <http://www.epe.gov.br/Paginas/default.aspx>, acessado em Julho de 2009.

FARZAD, M.; O'NEAL, D. L., Influence of the expansion device on air - conditioner system performance characteristics under a range of charging conditions, ASHRAE Transactions 1993, Vol. 99(2):388 - 393, 1993.

GONÇALVES, J. M., Análise Experimental do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares, Dissertação de Mestrado, Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, SC, Brasil, 110p, 1994.

GONÇALVES, J. M.; MELO, C., Experimental and Numerical Steady - State Analysis of a Top - Mount Refrigerator, International Refrigeration Conference at Purdue, Purdue, IN, USA, 2004.

Jung, D.; Park, C.; Park, B. Capillary Tube Selection for HCFC22 Alternatives. International journal of refrigeration. ELSEVIER. Korea, v. 22, p. 604 - 614, jun. 1999.

LAMANNA, B., Development of an advanced control system for chillers with inverter driven scroll compressor and comparison with traditional on/off systems, International Institute of Refrigeration Vicenza Conference - Commercial Refrigeration , pp 295 - 302, Vicenza, Italy, 2005.

Li Yang; Wen Wang; A generalized correlation for the characteristics of adiabatic capillary tube. International journal of refrigeration. ELSEVIER. China, v 31, p.197 - 203, jul. 2007.

LIDA, K.; YAMAMOTO, T.; KURODA, T.; HIBI, H., Development of an energy - saving -

oriented variable - capacity system heat pump, ASHRAE Transactions 1982, Vol. 88:441 - 449, 1982.

Melo, C. M. Tomas; modelagem, simulação e otimização de sistemas domésticos de refrigeração Visando à gestão de energia nestes equipamentos, tese (doutorado), universidade federal de Uberlândia, 2004.

OUTTAGARTS, A.; HAPERSCHILL, P.; LALLEMAND, M., 1997, The transient response of an evaporator fed through an electronic expansion valve, Int. Journal of Energy Research, 1997 - Vol.21:793 – 807

Peixoto, R. A. Análise Teórico - Experimental do escoamento do fluido refrigerante HFC-134a em trocadores de calor Tubo Capilar-linha sucção utilizados em sistemas de refrigeração, Tese de doutorado, escola politécnica da universidade de são Paulo, são Paulo, 1994.

Pöttker, G. Análise do efeito combinado de compressores e expansores de ação variável sobre o desempenho de sistemas de refrigeração, Universidade Federal de Santa Catarina Florianópolis, 2006.

PROCEL, Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica - Eletrobrás, <http://www.eletrobras.com/elb/proccl/main.asp>, acessado em Julho de 2009.

Riegger, O.K. ; Variable Speed Compressor Performance. ASHRAE Transactions, No.1, 1988.

SHIMMA, Y.; TATEUCHI, T.; SUGIURA, H., Inverter control systems in a residential heatpump air conditioner, ASHRAE Transactions 1988, Paper HI - 85 - 31:1541 - 1552, 1988.

STOECKER, W. F.; JONES W. J., Refrigeração e Ar condicionado, McGraw - Hill do Brasil, 1985.

TASSOU, S. A.; AL - NIZARI, H., 1991, Investigation of the steady state and transient performance of reciprocating chiller equipped with an electronic expansion valve, Heat Recovery Systems & CHP, 1991 - Vol. 11(6): 541 – 550.

TASSOU, S. A.; QURESHI, T. Q., Variable - speed capacity control in refrigeration systems, Applied Thermal Engineering, Vol. 16(2):103 - 113, 1996.

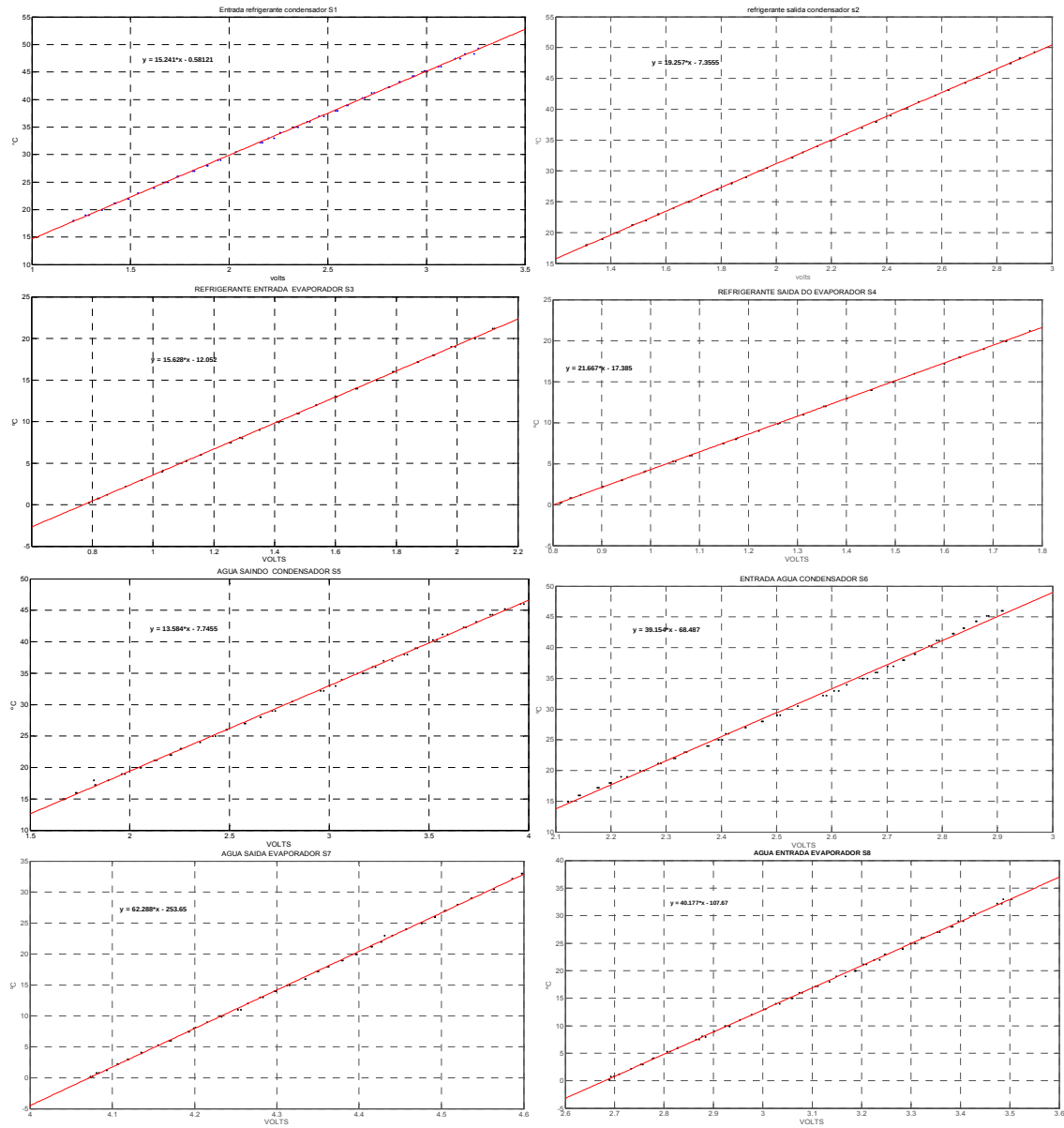
TASSOU, S. A.; QURESHI, T. Q., 1998, Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable - speed refrigeration applications, International Journal of Refrigeration, 1998 - Vol. 21(1):29 - 41

YANG, D. S.; LEE, G.; KIM, M. S.; HWANG, Y. J.; CHUNG, B. Y.; A study on the capacity control of a variable speed vapor compression system using superheat information at compressor discharge, International Refrigeration Conference at Purdue, Purdue, IN, USA, 2004.

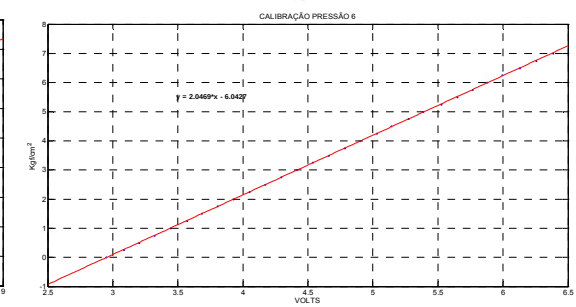
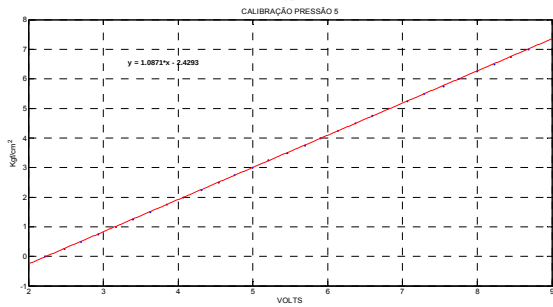
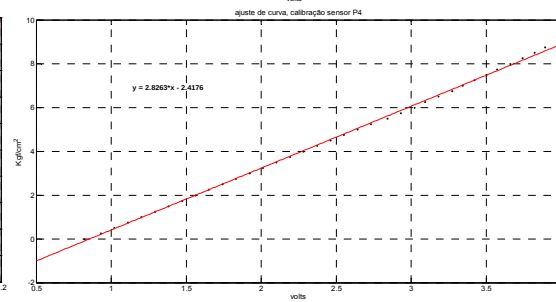
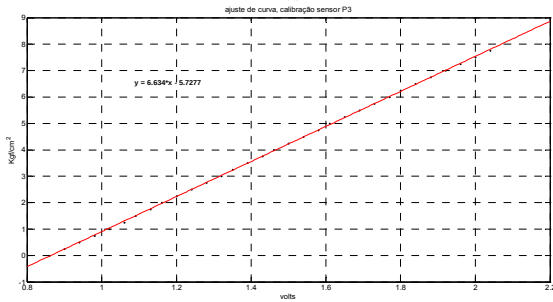
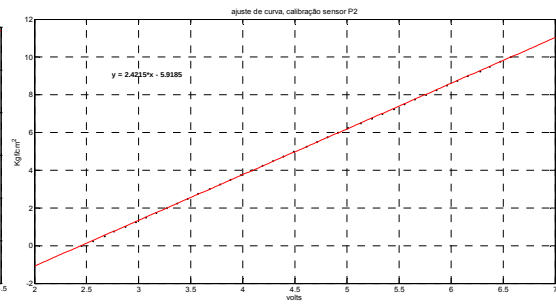
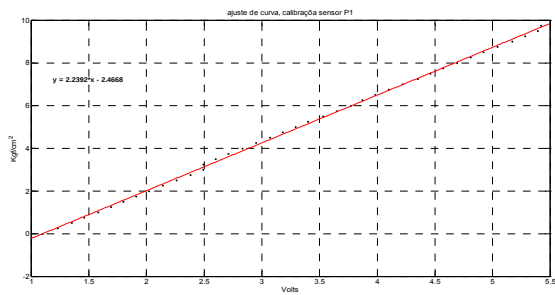
APÊNDICE A

CURVAS DE CALIBRAÇÃO DOS SENSORES

A.1 Sensores de temperatura



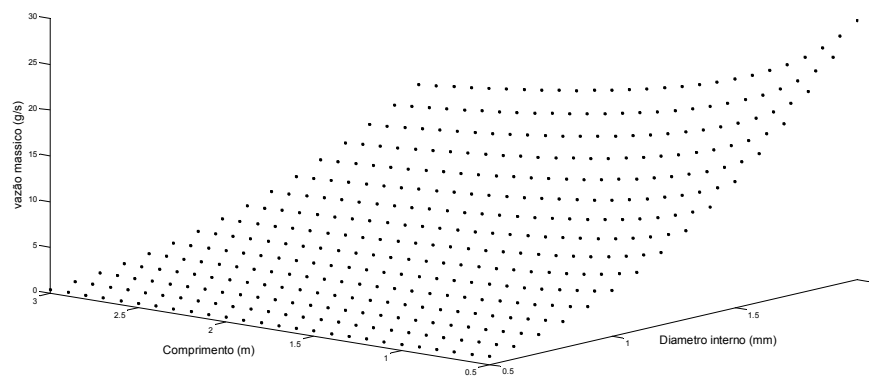
A.2 Sensores de pressão



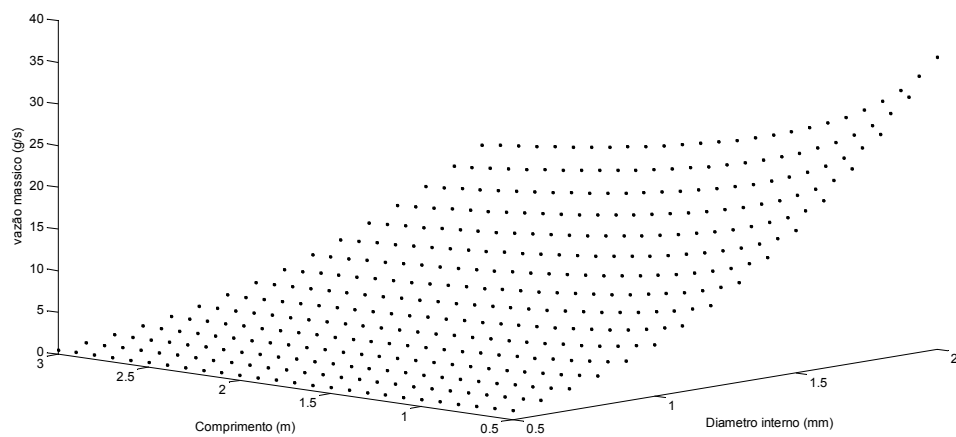
APÊNDICE B

Influencia do comprimento e o diâmetro interno sobre a vazão mássica num tubo capilar

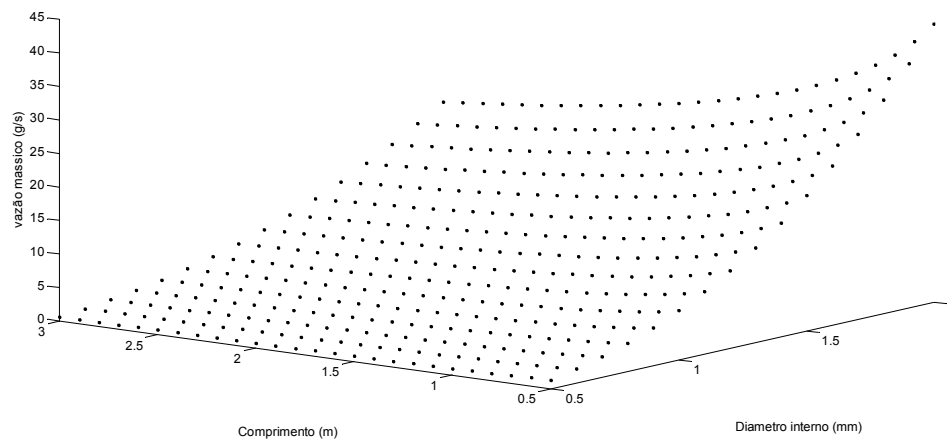
B.1 Caso 1: $T_{cd} = 35^{\circ}\text{C}$. $t_{sb} = 10^{\circ}\text{C}$



B.2 Caso 2: $T_{cd} = 45^{\circ}\text{C}$. $t_{sb} = 10^{\circ}\text{C}$



B.3 Caso 3: $T_{cd} = 55^{\circ}\text{C}$. $t_{sb} = 10^{\circ}\text{C}$



B.4 Rotina feita no código computacional MATLAB®

```
clear all;
C1= 0.123237;
C2= 2.498028;
C3= - 0.41259;
C4= 0.840660;
C5= 0.018751;
T = [35 45 55];
DSC = 10;
D = 0.5:0.1:2;
L = 0.5:0.1:3;
nT=length(T);
nD=length(D);
nL=length(L);
for i = 1:nT
    for j = 1:nD
        for k = 1:nL
            m(i,j,k) = C1*(D(j)^C2)*(L(k)^C3)*(T(i)^C4)*(10^(C5*DSC))
        end
    end
end
for p = 1:nT
    figure;
    for f = 1:nD
        for c = 1:nL
            m2(f,c) = m(p,f,c);
            hold on
            colordef white
            plot3(D(f),L(c),m2(f,c))
            title('INFLUENCIA DO COMPRIMENTO E DIAMETRO INTERNO SOBRE A
VAZÃO MASSICA')
            xlabel('Diametro interno (mm)')
            ylabel('Comprimento (m)')
            zlabel('vazão massico (g/s)')
        end
    end
end
end
```