

**SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA FRIGORÍFICO EM REGIME
PERMANENTE**



SIDNEI JOSÉ DE OLIVEIRA

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

ORIENTADOR: Prof. Dr. Antônio Moreira dos Santos

São Carlos 1996



Class.	Tese - EESC
Cont.	4203
Tombo	033/96

Eng. Mecânica

st 0744123

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca - EESC-USP

O48s Oliveira, Sidnei José de
Simulação de um sistema frigorífico em regime
permanente / Sidnei José de Oliveira. -- São Carlos,
1995.
123p.

Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia de
São Carlos-Universidade de São Paulo, 1995.
Orientador: Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos

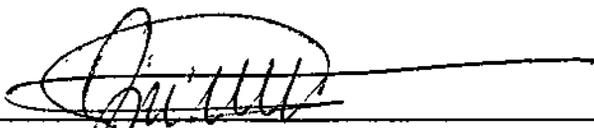
1. Simulação. 2. Refrigeração. 3. Regime
permanente. I. Título

FOLHA DE APROVAÇÃO

Dissertação defendida e aprovada em 12-1-1996
pela Comissão Julgadora:



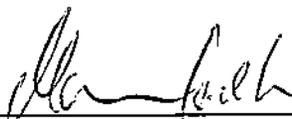
Prof. Doutor ANTONIO MOREIRA DOS SANTOS - Orientador
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



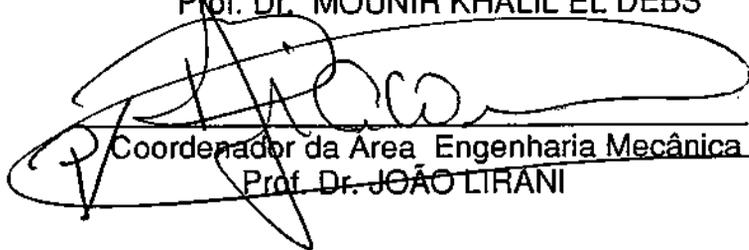
Prof. Doutor JOSE MARIA SAIZ JABARDO
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



Prof. Doutor LUIZ AUGUSTO BARBOSA CORTEZ
(Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP)



Presidente da Comissão de Pós-Graduação
Prof. Dr. MOUNIR KHALIL EL DEBS



Coordenador da Área Engenharia Mecânica
Prof. Dr. JOÃO LIRANI

*Dedico este trabalho, com grande
satisfação, a todos que colaboraram para que ele
existisse, mas em especial a duas pessoas que
dedicaram grande parte de suas vidas a mim...
meu Pai e minha Mãe.*

AGRADECIMENTOS

A Sociedade Intercontinental de Compressores Herméticos (SICOM) pela doação do compressor utilizado no sistema frigorífico aqui estudado.

Ao Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo pelos valiosos conselhos, especialmente na fase final deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos pela confiança e orientação no desenvolvimento deste trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS	ii
LISTA DE SÍMBOLOS	iii
RESUMO	iv
ABSTRACT	v
1. - INTRODUÇÃO	1
2. - OBJETIVO	6
3. - SIMULAÇÃO	7
3.1. - Modelo Matemático	7
3.1.1. - Compressor	8
3.1.2. - Evaporador	10
3.1.2.1. - Coeficiente Global de Troca de Calor	10
3.1.2.1.1. - Coeficiente Interno de Troca de Calor	11
3.1.2.1.2. - Coeficiente Externo de Troca de Calor	14
3.1.2.2. - Diferença Média de Temperatura	16
3.1.2.3. - Calor Trocado na Região de Superaquecimento	17
3.1.3. - Condensador	18
3.1.3.1. - Coeficiente Global de Troca de Calor	18
3.1.3.1.1. - Coeficiente Externo de Troca de Calor	19
3.1.3.1.2. - Eficiência da Superfície Aletada	20
3.1.3.1.3. - Coeficiente Interno de Troca de Calor	21
3.1.3.2. - Diferença Média de Temperatura	23
3.1.4. - Dispositivo de Expansão	26
3.1.5. - Carga Térmica	31
3.1.6. - Válvula Controladora	34
3.1.7. - Expansão Isoentálpica	34
3.1.8. - Superaquecimento	35
3.1.9. - Propriedades Termodinâmicas do Fluido Refrigerante	36
3.2. - Sistema de Equações	39
3.2.1. - Variáveis do Sistema de Equações	39
3.2.2. - Parâmetros Externos	41
3.2.3. - Parâmetros de Interesse em Projeto	42
3.3. - Método de Resolução de Sistemas	45
3.3.1. - Derivadas Parciais	49
3.3.2. - Método Quasi-Newton	50
3.3.3. - Considerações Gerais	51
3.4. - Resultados da Simulação	52
4. - ENSAIO	74
4.1. - Descrição do Sistema Frigorífico Ensaiado	74
4.1.1. - Evaporador e Cuba de Líquido	75
4.1.2. - Condensador	77
4.1.3. - Ventilador	77
4.1.4. - Tubo Capilar	78
4.1.5. - Tanque de Líquido	78
4.1.6. - Válvula Controladora	78
4.1.7. - Compressor	79
4.2. - Descrição do Ensaio	80
4.3. - Resultados Experimentais	86
4.3. - Faixa de Utilização das Correlações Empregadas	88
5. - ANÁLISE DOS RESULTADOS	90
6. - CONCLUSÕES E SUGESTÕES	100
7. - ANEXO	102
7.1. - Propriedades Termodinâmicas do R502	102
7.2. - Resumo das Funções do Modelo Matemático	117
7.3. - Curvas de Calibração	118
8. - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	120

LISTA DE FIGURAS

Figura 01 - Perfil de temperaturas no condensador.....	23
Figura 02 - Isolamento da cuba de líquido.....	32
Figura 03 - Expansão isoentálpica.....	34
Figura 04 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 01.....	53
Figura 05 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 02.....	54
Figura 06 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 03.....	55
Figura 07 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 04.....	56
Figura 08 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 05.....	57
Figura 09 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 06.....	58
Figura 10 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 07.....	59
Figura 11 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 08.....	60
Figura 12 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 09.....	61
Figura 13 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 10.....	62
Figura 14 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 11.....	63
Figura 15 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 12.....	64
Figura 16 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 13.....	65
Figura 17 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 14.....	66
Figura 18 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 15.....	67
Figura 19 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 16.....	68
Figura 20 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 17.....	69
Figura 21 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 18.....	70
Figura 22 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 19.....	71
Figura 23 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 20.....	72
Figura 24 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 21.....	73
Figura 25 - Esquema associativo dos componentes do sistema de refrigeração.....	74
Figura 26 - Dimensões do evaporador e cuba de líquido.....	75
Figura 27- Posição das medições.....	80
Figura 28 - Circuito de controle de potência da resistência elétrica.....	81
Figura 29 - Situação de instabilidade no estabelecimento do regime permanente.....	82
Figura 30 - Tomada de temperatura do fluxo refrigerante.....	84
Figura 31 - Valores medidos versus simulados para a temperatura de sucção.....	94
Figura 32 - Erro versus valor medido para a temperatura de sucção.....	94
Figura 33 - Valores medidos versus simulados para a temperatura de descarga.....	95
Figura 34 - Erro versus valor medido para a temperatura de descarga.....	95
Figura 35 - Valores medidos versus simulados para a temperatura do banho.....	96
Figura 36 - erro versus valor medido para a temperatura do banho.....	96
Figura 37 - Valores medidos versus simulados para a pressão de condensação.....	97
Figura 38 - Erro versus valor medido para a pressão de condensação.....	97
Figura 39 - Valores medidos versus simulados para a pressão de evaporação.....	98
Figura 40 - Erro versus valor medido para a pressão de evaporação.....	98
Figura 41 - Valores medidos versus simulados para a pressão de sucção.....	99
Figura 42 - Erro versus valor medido para a pressão de sucção.....	99
Figura 43 - Pressão de Saturação, R502.....	103
Figura 44 - Temperatura de Saturação, R502.....	104
Figura 45 - Volume Específico do Vapor Saturado, R502.....	105
Figura 46 - Densidade do Líquido Saturado, R502.....	106
Figura 47 - Entalpia Específica do Líquido Saturado, R502.....	107
Figura 48 - Entalpia Específica do Vapor Saturado, R502.....	108
Figura 49 - Viscosidade do Líquido Saturado, R502.....	109
Figura 50 - Viscosidade do Vapor Saturado, R502.....	110
Figura 51 - Condutibilidade Térmica do Líquido Saturado, R502.....	111
Figura 52 - Condutibilidade Térmica do Vapor Saturado, R502.....	112
Figura 53 - Calor Específico do Líquido Saturado, R502.....	113
Figura 54 - Calor Específico do Vapor Saturado, R502.....	114
Figura 55 - Curva de Calibração do Manômetro de 0 a 120 psig.....	118
Figura 56 - Curva de Calibração do Manômetro de 0 a 500 psig.....	118
Figura 57 - Curva de Calibração do Termo Par.....	119
Figura 58 - Curva de Calibração do PT-100.....	119

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 - Parâmetros das correlações do coeficiente externo de troca de calor	15
Tabela 02 - Relação média logarítmica versus média aritmética	25
Tabela 03 - Relação de equações e variáveis	40
Tabela 04 - Relação de equações e parâmetros externos	41
Tabela 05 - Dados de entrada da simulação 01	53
Tabela 06 - Resultados da simulação 01	53
Tabela 07 - Dados de entrada da simulação 02	54
Tabela 08 - Resultados da simulação 02	54
Tabela 09 - Dados de entrada da simulação 03	55
Tabela 10 - Resultados da simulação 03	55
Tabela 11 - Dados de entrada da simulação 04	56
Tabela 12 - Resultados da simulação 04	56
Tabela 13 - Dados de entrada da simulação 05	57
Tabela 14 - Resultados da simulação 05	57
Tabela 15 - Dados de entrada da simulação 06	58
Tabela 16 - Resultados da simulação 06	58
Tabela 17 - Dados de entrada da simulação 07	59
Tabela 18 - Resultados da simulação 07	59
Tabela 19 - Dados de entrada da simulação 08	60
Tabela 20 - Resultados da simulação 08	60
Tabela 21 - Dados de entrada da simulação 09	61
Tabela 22 - Resultados da simulação 09	61
Tabela 23 - Dados de entrada da simulação 10	62
Tabela 24 - Resultados da simulação 10	62
Tabela 25 - Dados de entrada da simulação 11	63
Tabela 26 - Resultados da simulação 11	63
Tabela 27 - Dados de entrada da simulação 12	64
Tabela 28 - Resultados da simulação 12	64
Tabela 29 - Dados de entrada da simulação 13	65
Tabela 30 - Resultados da simulação 13	65
Tabela 31 - Dados de entrada da simulação 14	66
Tabela 32 - Resultados da simulação 14	66
Tabela 33 - Dados de entrada da simulação 15	67
Tabela 34 - Resultados da simulação 15	67
Tabela 35 - Dados de entrada da simulação 16	68
Tabela 36 - Resultados da simulação 16	68
Tabela 37 - Dados de entrada da simulação 17	69
Tabela 38 - Resultados da simulação 17	69
Tabela 39 - Dados de entrada da simulação 18	70
Tabela 40 - Resultados da simulação 18	70
Tabela 41 - Dados de entrada da simulação 19	71
Tabela 42 - Resultados da simulação 19	71
Tabela 43 - Dados de entrada da simulação 20	72
Tabela 44 - Resultados da simulação 20	72
Tabela 45 - Dados de entrada da simulação 21	73
Tabela 46 - Resultados da simulação 21	73
Tabela 47 - Equipamentos de Medição e suas respectivas faixas de erro	83
Tabela 48 - Resultados Experimentais	87
Tabela 49 - Faixa de Utilização das Correlações	89

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área da secção transversal	m^2
A_{fr}	área frontal	m^2
A_{min}	área transversalmente mínima do escoamento livre	m^2
B	altura da serpentina	m
c_p	calor específico à pressão constante	$J/(kg.K)$
CT	carga térmica	W
D	diâmetro	m
D_h	diâmetro hidráulico	m
$DMLT$	diferença média logarítmica de temperatura	K
E	largura da pá agitadora	m
f	coeficiente de atrito	-
F	altura da pá agitadora	m
G	fluxo mássico	$kg/(m^2.s)$
h	coeficiente de troca de calor	$W/(K.m^2)$
H	altura	m
i	entalpia específica	J/kg
i_{LV}	calor latente de vaporização	J/kg
I	diâmetro da serpentina	m
J_M	equivalente mecânico de calor = 778,26 ft.lb/Btu	$ft.lb/Btu$
k	condutividade térmica	$W/(K.m)$
L	comprimento	m
\dot{m}	vazão em massa de fluxo refrigerante	kg/s
M	distância entre o centro da pá agitadora e o fundo da cuba	m
n	coeficiente de compressão politrópica	-
N	rotação da pá que agita o líquido a ser resfriado	rot/s
p	distância entre espiras da serpentina	m
P	pressão	kPa
Q	potência frigorífica	W
R	resistência térmica	K/W
Re	Número de Reynolds	-
rpm	rotação do compressor	rot/min
S	diâmetro da cuba	m
Saq	Superaquecimento	K
t	espessura	m

T	temperatura	K
u	velocidade	m/s
U	coeficiente global de troca de calor	W/(K.m ²)
V_s	deslocamento volumétrico	m ³
x	título	%
x_1	título na entrada	%
x_2	título na saída	%
Z	nível do líquido contido na cuba	m
δ	razão entre as pressões de descarga e sucção	-
τ	espaço nocivo relativo ao volume total deslocado	-
υ	volume específico do fluido refrigerante	m ³ /kg
Δi	variação de entalpia específica	kJ/kg
ΔP	diferença de pressão	kPa
ΔT	diferença de temperatura	K
ΔT_a	diferença aritmética de temperatura	K
Δx	variação do título do fluido refrigerante	-
ΔZ	trecho de comprimento de tubo capilar	m
K_f	índice utilizado na correlação de Bo Pierre	-
ρ	densidade	kg/m ³
μ	viscosidade dinâmica	N.s/m ²
ν	viscosidade cinemática	m ² /s
θ_1	temperatura de entrada do fluido quente menos a temperatura de saída do fluido frio	K
θ_2	temperatura de saída do fluido quente menos a temperatura de entrada do fluido frio	K
ϕ_L	multiplicador	-
η	eficiência	%
λ	coeficiente de perda de carga por atrito	-

SUBSCRITOS

<i>ale</i>	aleta
<i>amb</i>	ambiente
<i>BF</i>	bifásico
<i>C</i>	cuba
<i>cap</i>	capilar
<i>cond</i>	condensação
<i>des</i>	descarga
<i>evap</i>	evaporação
<i>ext</i>	externo
<i>f</i>	frio
<i>int</i>	interno
<i>L</i>	fluido refrigerante na forma de líquido
<i>LC</i>	líquido contido na cuba
<i>LO</i>	escoamento da mistura como líquido apenas
<i>méd</i>	médio
<i>mis</i>	mistura líquido vapor
<i>perdas</i>	perdas de uma forma geral
<i>q</i>	quente
<i>rel</i>	resistência elétrica
<i>S</i>	superfície aletada
<i>suc</i>	sucção
<i>T</i>	tubo
<i>V</i>	fluido refrigerante na forma de vapor

RESUMO

A metodologia comumente empregada pela indústria em projetos de sistemas frigoríficos baseia-se, salvo raras exceções, num processo de tentativa e erro aliado à experiência de um profissional especializado. Costuma-se calcular o desempenho do sistema numa condição de projeto, na qual o equipamento raramente trabalha. Na maior parte do tempo ele opera fora da condição nominal para a qual foi projetado, e portanto, em geral os parâmetros de desempenho nos reais pontos de funcionamento são desconhecidos.

O presente trabalho desenvolveu o modelo matemático de um determinado sistema de refrigeração, e com base nele foi feita uma simulação sob diversas condições de funcionamento. Desta forma foi possível analisar várias situações de funcionamento do equipamento à luz de uma série de parâmetros de interesse em projeto. O mesmo sistema foi ensaiado experimentalmente sob as mesmas condições. Os resultados, medidos e simulados, foram então comparados no intuito de verificar o grau de concordância da simulação frente a realidade.

Os resultados mostraram-se satisfatórios para a maioria das variáveis analisadas, demonstrando que os fenômenos abordados estão sendo bem representados pelo modelo matemático proposto. Desta forma então, a simulação pode ser considerada uma potente ferramenta na análise e estudo de sistemas frigoríficos.

A característica modular do modelo matemático permite que sejam acrescentados novos tipos de componentes ao sistema, aumentando cada vez mais a abrangência do método.

ABSTRACT

The methodology employed by the industry in the design of refrigeration systems is normally based on a trial and error process carried out by an specialized professional. The performance of the system is usually calculated in only one condition on which the equipment works just for small periods. Most of the time it works out of the condition it was designed to, thus, its performance in actual work situations is unknown.

In this work a mathematical model of a certain refrigeration system was developed. Based on this model the system was simulated under many conditions, so that, the machine could be analyzed through many design parameters. The system was experimentally submitted to the same conditions in laboratory. Simulated and measured results were compared in order to verify the agreement of the simulation with the reality.

To most of the analyzed variables the results were satisfactory, showing that the phenomenons are being well represented by the proposed mathematical model. So that, the simulation can be regarded as a powerful tool in the analysis and study of refrigeration systems.

The modular characteristic of the mathematical model makes possible to new modeled components to join the system, making the method more and more comprehensive.

1. - INTRODUÇÃO

As oportunidades emergentes no setor de refrigeração para a década de 90 são diversas. Segundo artigo publicado por SPAUSCHUS (1988) o resultado do crescimento das aplicações em refrigeração está apoiado em fatores como a crescente expansão do mercado, a competição internacional e o melhoramento de produtos com base em avanços tecnológicos. Apesar dos países do primeiro mundo produzirem e consumirem quase 90 por cento de toda a produção mundial de equipamentos de refrigeração, possuindo menos de 25 por cento da população mundial, o potencial de crescimento deste mercado nos países em desenvolvimento é enorme. Refrigeração de alimentos e climatização são os segmentos que mais tendem a uma significativa evolução. O Brasil encaixa-se exatamente neste contexto tendo em vista a atual política de abertura de mercado disparada no início da década de noventa.

Diversas linhas de desenvolvimento tem se projetado com muita determinação, especialmente as que se encontram tecnologicamente suportadas. Conforme NOWOTNY (1991), alguns desafios desta década, cujos ramos de atividade reservam grande potencial de desenvolvimento, são: avanços na área de materiais, idealização de compressores com princípios de funcionamento mais eficientes, criação e pesquisa de gases refrigerante inofensivos à camada de ozônio e inertes ao efeito estufa, otimização do controle e monitoramento de equipamentos de refrigeração através da micro eletrônica, utilização da tecnologia de informática no estudo e projeto de novos equipamentos e, finalmente, avaliação termodinâmica de ciclos de refrigeração e seus componentes tendo em vista a eficiência energética. Todos estes temas encontram-se de alguma forma associados a algum tipo de tecnologia dentre as quais a micro eletrônica tem provocado uma verdadeira revolução. O baixo custo e a facilidade de acesso a componentes micro eletrônicos e computadores tem causado enorme impacto nos diversos segmentos do setor de refrigeração. SPAUSCHUS (1988) ilustra bem este panorama citando a evolução do preço de 64 kilobytes de memória RAM (random access memory), que caiu de U\$80 para U\$10 no período de 1983 a 1986, verificando um tendência que se mostra ainda mais acentuada nos dias de hoje. Os avanços proporcionados pelos computadores e microprocessadores na indústria da refrigeração conduziram também a um significativo impulso no

desenvolvimento de dispositivos de controle automático. Suas aplicações em equipamentos de climatização, conservação de alimentos e bombas de calor tornaram estes sistemas mais eficazes em seus propósitos aliados a um menor gasto de energia, alcançando até mesmo a denominação de máquinas inteligentes.

Percebendo esta tendência STOECKER (1980) publicou um artigo no intuito de esclarecer e informar os profissionais de refrigeração sobre o uso do controle de sistemas por micro computadores. Ele oferece uma visão geral apresentando os princípios básicos de funcionamento, abordando a terminologia envolvida e relacionando possíveis aplicações.

Numa outra publicação mais recente, MURPHY (1985), também enfoca os mesmos tópicos dando uma ênfase à interface, cada vez mais necessária, entre os engenheiros eletrônico e de refrigeração.

CURTAIN (1985) utiliza o termo PLC (programmable logic controller) referindo-se a microprocessador já a nível comercial, relatando aplicações e vantagens deste tipo de controle sobre os antigos métodos.

Um exemplo de aplicação desta tecnologia num produto específico pode ser verificado no trabalho publicado por LATIMER & MARSDEN (1983), onde um sistema frigorífico acionado por uma associação de vários tipos de compressores é comandada por microprocessadores visando controlar a temperatura de um determinado ambiente.

Aplicações menos específicas como processamento de informações para controle de produção, integração entre fabricação e projeto, automação de serviços de manutenção, monitoramento e gerenciamento de equipamentos de fábrica, são discutidas e analisadas por NOWOTNY (1986).

O processo de desenvolvimento de novos produtos foi outro ramo da refrigeração beneficiado pela evolução tecnológica da microeletrônica. Computadores pessoais equipados por microprocessadores com velocidade de processamento cada vez maiores, tornaram não apenas viável, mas extremamente acessível o uso de ferramentas que exigem grandes volumes de cálculo. É justamente o caso da simulação numérica, que segundo SPAUSCHUS (1988) apesar de ter tido início nos anos 60 apenas a partir da década de noventa será intensivamente empregada. Tendo em vista os desafios estabelecidos pelo término da produção dos CFC's, NOWOTNY (1991) recomenda o uso de ferramentas deste tipo no estudo de novas soluções através do projeto de novos equipamentos e na otimização de técnicas

preditivas do comportamento de sistemas frigoríficos, tanto em regime permanente quanto transiente.

Desde sistemas complexos de grande porte, como por exemplo uma estação de aquecimento do distrito municipal de uma cidade suíça, relatado por BRUEGGER et al. (1990), até um único componente como uma válvula de expansão termostática, descrita por CONDE & SUTER (1992), tornam-se passíveis de simulação desde que o seu respectivo modelo matemático seja devidamente elaborado. Tendo em vista este aspecto, uma série de trabalhos tem sido publicados no sentido de estabelecer o modelo matemático do sistema em estudo.

WELSBY et al. (1988) faz uma revisão dos artigos a respeito de simulação, abrangendo diversos trabalhos sobre bombas de calor e sistemas de refrigeração, tanto em regime permanente quanto transiente, ressaltando as bases de funcionamento e a finalidade dos trabalhos.

Em termos de simulação em regime transitório, podemos citar também alguns trabalhos não relatados pela referência acima, que concentraram seus estudos no desenvolvimento de um modelo matemático comparando seus resultados teóricos com os obtidos experimentalmente. DARROW et al. (1991) elaborou o modelo dinâmico de um equipamento de refrigeração água/água introduzindo uma discussão a respeito do grau de complexidade necessário, com relação ao modelo matemático desenvolvido, tendo em vista o nível de acuracidade desejada para os resultados. Outro trabalho abordando o modelo dinâmico de uma bomba de calor hermética água/água e também de outra ar/ar com compressor aberto, foi publicado por MACARTHUR & GRALD (1989). O tratamento matemático para a elaboração do modelo matemático baseou-se nos componentes do sistema. Uma comparação dos valores simulados com os experimentais foi feita obtendo resultados satisfatórios. Um processo de refrigeração de alimentos com capacidade instalada de 25MW foi simulado dinamicamente por CLELAND (1985). O modelo atuou adequadamente para uma grande variedade de alimentos e revelou informações a respeito do desempenho do sistema, as quais não poderiam ser verificadas numa análise em regime permanente. Entretanto, os resultados da simulação mostraram-se deficientes em intervalos de tempo imediatamente após a ocorrência de mudanças bruscas, justificando a necessidade de uma reavaliação do modelo matemático. Alguns trabalhos fazem uma verificação do comportamento de um sistema dando uma atenção maior a determinados componentes, como é o caso de GRUHLE &

ISERMANN (1985) que estudou o efeito de duas estratégias de controle sobre um evaporador levando em conta vários tipos de distúrbios e observando a respectiva eficiência. Outro artigo publicado por WENXUE & KRAFT (1991), no mesmo estilo do anterior, utiliza o método de entrada degrau para analisar a resposta dinâmica de um evaporador e com isso determinar o modelo matemático mais adequado.

A respeito de análises em regime permanente a revisão feita por WELSBY et al. (1988) relaciona 23 artigos com trabalhos que relatam desde as simplificações, considerações e finalidades do sistema estudado até as conclusões obtidas. A simulação em regime permanente permite avaliações como, por exemplo, a feita por PENDYALA et al. (1989) sobre os efeitos causados pela velocidade do ar que atravessa o evaporador juntamente com o superaquecimento na linha de sucção, de um equipamento desumidificador de ar. Ou então no estudo conduzido por BADR et al. (1990) com relação ao número de estágios de evaporação no ciclo de refrigeração de um equipamento, tendo em vista seu desempenho global em função de vários gases refrigerantes. Componentes isolados também são motivo de análise, como é o caso de CONDE & SUTER (1992), que elaboraram um modelo matemático em regime permanente para simulação de uma válvula de expansão termostática, tendo como princípio básico o equilíbrio das forças envolvidas. JENSEN (1989) desenvolveu um programa de computador para simular a performance de resfriadores de ar com superfície aletada utilizando-o para uma análise econômica e técnica a nível de materiais, disposição quanto ao número de passes e tipo de fluido refrigerante. Problemas como o levantado por SONNELFELD (1995), ressaltando os efeitos causados sobre um equipamento de ar condicionado pelas críticas condições ambientais encontradas numa usina siderúrgica (envolvendo altas temperaturas, efeito da poeira no ar e efeito da corrosão), podem ser estudados e analisados na busca de uma solução através da simulação do sistema. BULTMAN et al. (1993) conduziu um trabalho neste sentido estudando apenas o efeito da poeira que ao depositar-se no condensador influencia sensivelmente a velocidade do fluxo de ar que o atravessa. Foram simuladas condições de funcionamento numa faixa de 60% a 150% do fluxo de ar na condição de projeto e constatadas as respectivas consequências para o equipamento, principalmente quanto ao consumo de energia.

E é neste contexto que o presente trabalho pretende dar a sua contribuição, desenvolvendo o modelo matemático em regime permanente para

um sistema de refrigeração e comparando os resultados obtidos através da simulação, com os obtidos experimentalmente. A modelagem foi fundamentada nos componentes do sistema frigorífico juntamente com as relações termodinâmicas pertinentes, a partir do que foi estabelecido um sistema de equações algébricas não lineares, cuja solução traduz-se nos resultados da simulação. O método adotado na resolução do sistema foi o Quasi-Newton que é uma evolução do método Newton-Raphson, também empregado por BULTMAN et al. (1993). Com isso tornam-se viáveis as mais diversas especulações em torno do sistema modelado mediante uma série de pontos de vista, trabalhando-se apenas com a simulação do mesmo.

Esperamos com isso estar contribuindo para a atualização da indústria da refrigeração, especialmente no que se refere ao projeto, tendo em vista os desafios firmados pela atual abertura de mercado que tem desencadeado uma concorrência jamais experimentada em nosso país.

2. - OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo elaborar e verificar o modelo matemático de um sistema de refrigeração. O modelo é utilizado na simulação do sistema em diversas condições de funcionamento e seus resultados são comparados com os respectivos valores obtidos experimentalmente. Com isso pode-se fazer uma validação do modelo elaborado estabelecendo sua faixa de incerteza.

3. - SIMULAÇÃO

O processo de simulação busca verificar o comportamento de um sistema real com base num meio alternativo, que no caso deste trabalho é o cálculo numérico. O sistema de refrigeração fica então identificado através do seu modelo matemático, que será detalhadamente descrito a seguir.

3.1. - Modelo Matemático

O modelo matemático é constituído de expressões matemáticas levantadas com base nas leis da física, que representam os fenômenos envolvidos no sistema simulado. As expressões podem também ter uma origem empírica fundamentada na observação do fenômeno em questão. O levantamento destas expressões estabelece as funções que irão compor um sistema de equações o qual será utilizado no método de simulação. O sucesso de um trabalho de simulação pressupõe um balanço entre a acuracidade dos resultados desejados e o nível de complexidade do modelo matemático levantado. Modelos matemáticos mais complexos são necessários quando se deseja uma maior acuracidade nos resultados, e vice versa. É importante ressaltar que as simplificações e ou considerações são um ponto bastante importante, pois são elas que estabelecem o equilíbrio entre a complexidade do modelo e o desvio padrão da diferença entre os valores simulados e os ensaiados.

Neste trabalho foram estabelecidos modelos matemáticos para os diversos componentes do sistema de refrigeração, que são os seguintes: compressor, condensador, evaporador, cuba de líquido, válvula controladora e elemento de expansão. Com isso foram definidas as funções que serão utilizadas no sistema de equações do processo de simulação.

3.1.1. - Compressor

O compressor utilizado é do tipo hermético, alternativo, mono pistão e é submetido externamente a um fluxo de convecção forçada de ar. O pistão se movimenta na mesma frequência do motor.

O trabalho publicado por MONDOT (1991) propôs modelos para os componentes de uma unidade de refrigeração ar/ar e os comparou com resultados experimentais obtendo valores dentro de uma faixa de erro de $\pm 10\%$ para cada um dos componentes isoladamente. A determinação da temperatura de descarga é obtida considerando-se que o processo de compressão exercido pelo pistão do compressor é politrópico, sendo calculado portanto, através da expressão de compressão politrópica, equação 3.1, uma vez conhecidas as propriedades do fluido refrigerante,

$$P V^n = \text{constante} \quad (3.1)$$

A expressão 3.2 foi estabelecida para a vazão em massa que atravessa o compressor.

$$\dot{m} = \frac{V_s}{V_{suc}} [1 - \tau(\delta^{1/n} - 1)] \frac{rpm}{60} \quad (3.2)$$

Onde a determinação de n é feita através da equação empírica 3.3 resultante de avaliações experimentais:

$$n = (a_n + b_n \cdot T_{suc}) \delta^{0,07} \quad (3.3)$$

Os coeficientes a_n e b_n são determinados observando-se o comportamento do compressor quando submetido a duas condições de teste com razões de compressão o mais diferente possível uma da outra. Em cada uma destas condições são conhecidos os valores de T_{suc} , δ e n (onde n é calculado com base na expressão 3.1 aplicada a cada um dos processos de compressão), que ao serem substituídos na expressão 3.3 definem um sistema de duas equações e duas incógnitas cuja solução revela os valores de a_n e b_n . É importante ressaltar que o valor destes coeficientes varia com base no tipo de compressor (hermético, semi hermético ou aberto). Mesmo para compressores herméticos, como é o caso deste trabalho, os valores dos

coeficientes a_n e b_n podem variar dependendo do modelo ou das condições de funcionamento, como convecção forçada ou não, sobre o compressor.

A pressão de descarga é considerada igual a pressão de condensação uma vez que a perda de carga entre a saída do compressor e a entrada do condensador foi desprezada.

3.1.2. - Evaporador

O evaporador estudado é do tipo helicoidal, atua como resfriador de líquido e vai imerso numa cuba que contém o líquido a ser resfriado. Há um agitador para manter a temperatura do líquido homogênea e também para promover uma melhor troca de calor entre líquido e evaporador.

A equação básica 3.4 empregada em trocadores de calor, foi aqui utilizada para o evaporador.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (3.4)$$

3.1.2.1. - Coeficiente Global de Troca de Calor

O coeficiente global de troca de calor é calculado pela expressão 3.5:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{U_{int} \cdot A_{int}} = \frac{1}{U_{ext} \cdot A_{ext}} = \frac{1}{A_{int} \cdot h_{int}} + \frac{t_r}{k_T \cdot A_{méd}} + \frac{1}{A_{ext} \cdot h_{ext}} \quad (3.5)$$

O cálculo de U deve ser sempre relativo a uma área, que pode ser interna ou externa definindo assim os coeficientes globais de troca de calor interno (U_{int}) e externo (U_{ext}). Entretanto, o valor do produto do coeficiente global de troca de calor pela sua respectiva área resultam sempre em valores iguais, ou seja, $U_{ext} \cdot A_{ext} = U_{int} \cdot A_{int} = U \cdot A$.

Um trabalho relativo a trocadores de calor utilizados em sistemas de refrigeração e bombas de calor é o publicado por SECK (1985) onde foi feita uma análise do evaporador e do condensador levando-se em conta o desempenho térmico global destes elementos.

3.1.2.1.1. - Coeficiente Interno de Troca de Calor

Uma parte do cálculo a respeito de trocadores de calor, que embora venha tendo muitos avanços, ainda não está completamente resolvida pelos estudiosos do assunto, se trata dos coeficientes de troca de calor interno e externo. Existem várias propostas para este cálculo, mas sempre em função de uma série de particularidades de modo que não há uma solução geral. Além disso os resultados assumem razoáveis níveis de incerteza, com erros normalmente em torno de 10 a 30%, especialmente em se tratando de escoamento bifásico.

Um artigo que apresenta uma revisão dos trabalhos em uso nos Estados Unidos enfocando tanto os coeficientes de troca de calor como também os de perda de carga na parte interna de tubulações com superfícies lisas foi publicado por TURAGA (1985), que analisa também a presença de óleo lubrificante misturado ao fluido refrigerante. Os efeitos, limitações e aplicabilidade das correlações, juntamente com seus respectivos autores, são apresentados.

No presente trabalho o evaporador foi dividido, internamente, em duas regiões para efeito de cálculo. Uma delas é aquela em que o fluxo refrigerante se encontra em mudança de fase, chamada de região de saturação onde temos um escoamento bifásico, ou seja, líquido e vapor simultaneamente. Nesta região o calor trocado é designado calor latente por não provocar mudança de temperatura e sim mudança de fase ao fluxo refrigerante. A outra é a região em que o fluxo refrigerante encontra-se superaquecido onde o calor trocado é chamado calor sensível por provocar mudança de temperatura ao fluido.

As correlações propostas que estimam o coeficiente de troca de calor interno na região de fluxo bifásico, podem ser divididas em dois tipos no que se refere à forma de cálculo. O primeiro estabelece o coeficiente médio de troca de calor ao longo de todo o evaporador com base nas condições na entrada e saída, já o segundo determina o coeficiente de troca de calor local para cada ponto ao longo do evaporador.

Trabalhos recentes para o cálculo do coeficiente local de troca de calor, tais como o de JUNG & RADERMACHER (1991) e o de KANDLIKAR (1990), estabelecem que a evaporação pode ser dividida em dois fenômenos que ocorrem simultaneamente, e que são: a ebulição nucleada e a evaporação convectiva, onde cada uma delas é responsável por uma parcela

da evaporação total em função das condições locais. Segundo estes autores a ebulição nucleada mostra-se pouco significativa para títulos acima da 20%. Para títulos abaixo deste valor os coeficientes de troca de calor mostram-se fortemente influenciados pelo fluxo de calor, ou seja, pela quantidade de wats por metro quadrado que atravessa o trocador. Na região estabelecida entre os títulos de 20% até 90% predomina a ebulição convectiva, onde observa-se que o coeficiente independe do fluxo de calor e passa a depender do título, de forma direta, tornando-se esta uma característica típica desta região.

Um artigo publicado por ALTMAN et al. (1960) também aborda o fenômeno da ebulição, onde numa discussão feita por S. W. Anderson, temos que o título na saída mostra-se bastante dependente no cálculo do coeficiente de troca de calor na medida em que a vasão de refrigerante assume valores altos. E a correlação de Bo Pierre (também analisada no artigo acima citado), que calcula o coeficiente médio de troca de calor, demonstra-se adequada apenas para baixos valores da vasão de refrigerante. Este artigo também mostra que quando a vasão de refrigerante assume valores baixos o coeficiente de troca de calor alcança o seu máximo para valores de título entre 80% e 90%, e para valores da vasão de refrigerante maiores o valor máximo do coeficiente encontra-se próximo do título 90%. A partir daí o coeficiente cai drasticamente, onde o fluido refrigerante torna-se praticamente vapor proporcionando uma alta resistência térmica.

O cálculo do valor médio dos coeficientes de troca de calor, a partir da correlação de Bo Pierre considera a variação do título ocorrida no evaporador. Esta forma de cálculo do valor médio é normalmente criticada por não levar em conta o valor do título na entrada nem na saída e sim apenas a diferença entre eles. E também por não considerar o fluxo de calor, que conforme visto nos trabalhos mais recentes, são bastante relevantes ao fenômeno da evaporação.

Entretanto, as correlações com base nos valores médios mostraram-se mais adequadas para o uso em cálculos numéricos de simulação do que as correlações com base nos valores locais. Isto ocorre devido ao fato de que as correlações locais só podem ser aplicadas em pequenos trechos do evaporador, exigindo, desta forma, que o cálculo seja feito através de um somatório do resultado da correlação aplicada a cada um dos referidos trechos ao longo do evaporador. A consequência disto é que o tempo de cálculo para equações utilizando correlações de coeficientes locais de troca de calor torna-se bastante extenso, uma vez que, segundo o método de resolução adotado, é

necessário calcular a derivada parcial desta expressão com relação a cada variável do sistema de equações a ser resolvido, o que deixa o programa muito lento. A correlação que calcula o valor médio reduz razoavelmente este tempo por não necessitar deste somatório.

A correlação utilizada, neste trabalho, para o cálculo do coeficiente de troca de calor na parte interna do evaporador na região de escoamento bifásico foi a 3.6 de Bo Pierre.

$$h_{int,BF,med} = \frac{0,0082 \cdot k_L}{D_{int}} \left[\left(\frac{G \cdot D_{int}}{\mu_L} \right)^2 \left(\frac{J_M \cdot \Delta x \cdot i_{LV}}{L} \right) \right]^{0,4} \quad (3.6)$$

para

$$10^9 < Re^2 K_f < 0,7 \times 10^{12}$$

sendo

$$Re = \frac{G_L \cdot D_{int}}{\mu_L}$$

e

$$K_f = \frac{J_M \cdot \Delta x \cdot i_{LV}}{L} \quad (3.7)$$

3.1.2.1.2. - Coeficiente Externo de Troca de Calor

UHL & GRAY (1966) relacionaram diversos trabalhos sobre coeficiente externo de troca de calor em resfriadores de líquido auxiliados por agitadores mecânicos ou gás insuflado. Foram classificados os agitadores mecânicos como "não próximos", por atuarem distantes da superfície interna da cuba, cujos mecanismos são hélices, pás, turbinas e outros; e os "próximos" que agem bem rentes ou então raspando a superfície interna do recipiente. Os evaporadores são classificados em dois tipos, sendo o primeiro deles o cilindro encamisado e o segundo a serpentina em formato helicoidal. Das diversas correlações propostas, duas delas apresentaram parâmetros que se aproximam das condições adotadas neste trabalho; no qual foi utilizado um evaporador do tipo serpentina imerso no líquido a ser resfriado e provido de um agitador rotativo do tipo pá plana. A Tabela 01 apresenta as duas correlações que mais se adequaram a este trabalho com base numa relação de aspectos de ensaio, a partir da qual foi escolhida a mais adequada. Apesar de nenhuma das correlações ter satisfeito a todas estas características, ambas enquadraram-se à maior parte delas. Entretanto, uma das correlações assumiu uma pequena vantagem satisfazendo um item a mais, razão pela qual a correlação 3.8 proposta por PRATT* apud UHL (1966) foi escolhida.

$$\frac{S \cdot h_{ext}}{k_{LC}} = 34(\text{Re})^{0,5} \cdot (\text{Pr})^{0,3} \cdot \left(\frac{g}{B}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{F}{I}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{E^2 \cdot S}{D^3}\right)^{0,1} \quad (3.8)$$

para

$$2 \times 10^4 < \text{Re} < 5 \times 10^5$$

sendo

$$\text{Re} = \frac{D^2 \cdot N \cdot \rho_{LC}}{\mu_{LC}} \quad (3.9)$$

$$\text{Pr} = \frac{c_{pLC} \cdot \mu_{LC}}{k_{LC}} \quad (3.10)$$

* PRATT, N. H. (1947). *Trans. Inst. Chem. Engrs.*, London, v.25, n.163 apud UHL, V. W., GRAY, J. B. (1966). *Mixing, Volume 1*. New York, Academic Press. Chapter 5: Mechanically Aided Heat Transfer.

Tabela 01 - Parâmetros das correlações do coeficiente externo de troca de calor

Parâmetros	Correlação Autor: Pratt	Correlação Autores: Oldshue e Gretton	Presente Trabalho
E [m]	0,14 - 0,35	0,30 - 0,40 - 0,50 - 0,61 - 0,71	0,1
F/E	várias	0,2	0,35
M/E	localizada no centro	(E = 0,4 m)	0,6
Rotação da pá [rpm]	130 - 400	52 - 230	80
Material da serpentina	aço inoxidável e chumbo	aço inoxidável e cobre	Cobre
D [m]	0,019 - 0,0381	0,025 - 0,045	0,00952
g [m]	0,012 - 0,05	0,025 - 0,045 0,134	0,01
I [m]	0,2	0,87 - 0,89	0,175
B [m]	0,46 - 0,71	0,8	0,18
S [m]	0,46 - 0,6	1,2	0,22
Z/S	0,83	1,0	1
Tipo de fundo	fundo plano	fundo plano	fundo plano
Aquecimento e/ou resfriamento	resfriamento	resfriamento, aquecimento	resfriamento
Tipo de teste	regime permanente	regime permanente	regime permanente
Líquidos utilizados	água, isopropanol	água, óleo	álcool hidratado

Os valores dimensionais relacionados na coluna de parâmetros encontram-se descritos em detalhes na Figura 26.

3.1.2.2. - Diferença Média de Temperatura

O cálculo da diferença média de temperatura foi feito com base em duas regiões por apresentarem perfis distintos de temperatura, e que são: a região de saturação e a região de superaquecimento. Trataremos aqui da região de saturação sendo que a de superaquecimento é abordada na seção 3.1.2.3 intitulada "Calor Trocado na Região de Superaquecimento".

A temperatura do refrigerante, na região de saturação, chamada temperatura de saturação, assume uma dependência biunívoca com a pressão, chamada pressão de saturação. Como nesta região o refrigerante se encontra em mudança de fase, a temperatura de evaporação foi considerada constante. A perda de carga foi desprezada por assumir valores inferiores a 5 kPa, segundo as correlações de GEARY* apud TURAGA (1985).

Considerando então a temperatura de evaporação constante e assumindo que a temperatura do banho de líquido é homogênea, devido à ação do agitador, temos que a diferença de temperatura na região de saturação é expressa pela equação 3.11.

$$\Delta T_{\text{méd}} = T_{LC} - T_{\text{evap}} \quad (3.11)$$

* GEARY, D. F. (1975). Return Bend Pressure Drop in Refrigeration Systems. *ASHRAE Transactions*, v.1, n.81 apud TURAGA, M.; GUY, R. W. (1985). Refrigerant side heat transfer and pressure drop estimates for direct expansion coils. A review of works in North American use. *Revue Internationale du Froid*, Montreal, v.8, n.3, p.134-142, may.

3.1.2.3. - Calor Trocado na Região de Superaquecimento

O refrigerante, após evaporar-se por completo, internamente ao evaporador, continua trocando calor, no entanto, com uma intensidade bem menor devido ao baixo coeficiente de troca de calor inerente aos gases. Apesar disso esse calor trocado pode ser significativo quando temos uma situação onde o escoamento bifásico ocupa uma pequena parte da área interna do evaporador, de modo que no restante dele o fluxo encontra-se como vapor superaquecido. O cálculo deste calor trocado foi feito segundo a expressão 3.12, levando em conta a variação de entalpia proporcionada ao fluxo, a partir do ponto em que ele se torna vapor saturado até a sua saída do evaporador como vapor superaquecido. A máxima temperatura que este fluxo pode alcançar na saída do evaporador é a temperatura do banho de líquido, e para efeito de cálculo, ela é considerada como a sua temperatura de saída. Como a pressão ao longo do evaporador é considerada constante e igual à pressão de evaporação, fica então estabelecido o valor da variação de entalpia do superaquecido Δi . O calor trocado na região de superaquecimento é determinado, então, pelo produto da vazão de refrigerante pela sua respectiva variação de entalpia, conforme a expressão 3.12.

$$Q = \dot{m} \cdot \Delta i \quad (3.12)$$

Este procedimento de cálculo produz resultados mais próximos do correto quanto maior for a área de troca de calor disponível ao superaquecido. Na medida em que esta área diminui, superaquecido troca menos calor e passa a não atingir a temperatura do banho, saindo do evaporador abaixo dela e promovendo um erro na determinação do calor trocado. Entretanto, este erro tem sua influência reduzida no cálculo da capacidade de refrigeração do evaporador devido ao fato da área, na qual o fluxo superaquecido troca calor, nesta situação, ser menor.

3.1.3. - Condensador

O condensador é do tipo tubo aletado e resfriado a ar com escoamento forçado através de um ventilador. A expressão básica 3.4 foi utilizada para o cálculo do calor trocado.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

O sistema frigorífico utilizado neste trabalho inclui um acumulador de líquido na saída do condensador, e que por sua vez, faz com que a formação de líquido sub-resfriado seja bastante reduzida. Desta forma ficam estabelecidas ao longo do condensador apenas duas regiões distintas em termos de perfil de temperatura e características de fluxo. A região de superaquecimento, que ocorre na entrada do condensador e a região de saturação onde o fluido refrigerante inicia a condensação e se estabelece o escoamento bifásico.

3.1.3.1. - Coeficiente Global de Troca de Calor

Para o caso de um condensador de tubos aletados refrigerado a ar utilizou-se para o cálculo de U a expressão 3.13, conforme ÖZISIK (1990), onde a resistência térmica do tubo é desprezada.

$$\frac{1}{U_{ext}} = \frac{1}{\eta_s \cdot h_{ext}} + \frac{1}{\left(\frac{A_{int}}{A_{ext}}\right) h_{int}} \quad (3.13)$$

3.1.3.1.1. - Coeficiente Externo de Troca de Calor

O cálculo de h_{ext} foi feito adotando o método proposto por KAYS & LONDON* *apud* ÖZISIK (1990), que para este tipo de condensador baseia-se no número de Reynolds do fluxo de ar que o atravessa, determinado pela expressão 3.14.

$$Re = \frac{G_{ar} \cdot D_h}{\mu_{ar}} \quad (3.14)$$

para

$$300 < Re < 10000$$

sendo

$$D_h = 4 \frac{L_{ale} \cdot A_{min}}{A_{ext}} \quad (3.15)$$

e

$$G_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_{min}} = \frac{\rho_{ar} \cdot u_{ar} \cdot A_{fr}}{A_{min}} \quad (3.16)$$

Em função do número de Reynolds obtém-se, através do gráfico da referência acima citada, o valor do Fator de Calburn expresso pela relação 3.17.

$$\text{Fator de Calburn} = \left(\frac{h_{ext}}{G_{ar} \cdot c_p} \right) Pr^{2/3} \quad (3.17)$$

e com base neste valor chega-se ao coeficiente externo de troca de calor (h_{ext}), uma vez que os demais parâmetros são conhecidos.

* KAYS, W. M.; LONDON, A. L. (1964). *Compact Heat Exchangers*, 2d edition. New York, McGraw-Hill *apud* ÖZISIK, M. N. (1990). *Transferência de Calor*. Editora Guanabara Koogan S.A.. Capítulo 11.7: Trocadores de Calor Compactos.

3.1.3.1.2. - Eficiência da Superfície Aletada

Devido ao tamanho da aleta ela não se encontra a uma mesma temperatura ao longo de todo o seu comprimento, torna-se então necessário estipular uma eficiência para a superfície aletada que leve em conta este efeito. Ela foi determinada por meio das expressões 3.18, 3.19 e 3.20, propostas por ÖZISIK (1990).

$$\eta_s = \beta \left(\frac{\operatorname{tgh}(\phi \cdot L_{ale})}{\phi \cdot L_{ale}} - 1 \right) + 1 \quad (3.18)$$

sendo

$$\beta = (\text{área das aletas}) / (\text{área total}) \quad (3.19)$$

e

$$\phi = \sqrt{\frac{2h_{ext}}{t_{ale} \cdot k_{ale}}} \quad (3.20)$$

3.1.3.1.3. - Coeficiente Interno de Troca de Calor

Para a determinação do coeficiente interno de troca de calor, na condensação do fluxo refrigerante na tubulação interna do condensador, a correlação adotada foi a proposta por SHAH (1978). Este autor propôs correlações para o coeficiente de troca de calor tanto locais (equação 3.21) quanto médias (equação 3.23) na região de escoamento bifásico para diversos fluidos, inclusive os normalmente utilizados como fluido refrigerante. A correlação envolve faixas de condições de teste, como fluxo de calor, diâmetro do tubo, número de Reynolds, número de Prandtl e outros, sempre abrangendo valores comumente usados na prática. A expressão proposta para o cálculo do coeficiente médio de troca de calor (equação 3.23) deve ser usada para variações de título (título na entrada menos título na saída) de no máximo 40% para que o erro seja aceitável. Quando a variação do título recai na faixa de 40 a 100% o erro pode alcançar um valor máximo de 50%. Tal problema ocorre ao se assumir que o título varia linearmente com o comprimento da tubulação, o que nem sempre é verificado. Para evitar tais restrições torna-se necessário fazer uma integração numérica da equação 3.22 para obter-se o coeficiente médio, entretanto, esta integração é indesejável no método numérico de simulação por acarretar um tempo demasiado grande de execução. Este mesmo problema ocorre com as correlações utilizadas no evaporador, onde também optou-se por utilizar coeficientes médios, em que apesar do erro ser maior proporciona um tempo de cálculo mais razoável.

$$h_{\text{int},BF} = h_L \cdot \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{\text{Pr}^{0,38}} \right] \quad (3.21)$$

Para a obtenção do coeficiente médio de troca de calor foi necessário integrar a expressão anterior ao longo do comprimento do tubo, a qual resultará na expressão 3.22.

$$h_{\text{int},BF,\text{méd}} = \frac{1}{L_T} \int_0^{L_T} h_{BF}(L_T) \cdot dL_T =$$

$$h_{\text{int},BF,\text{méd}} = \frac{h_L}{(L_{T2} - L_{T1})} \int_{L_{T1}}^{L_{T2}} \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{\text{Pr}^{0,38}} \right] dL_T \quad (3.22)$$

Entretanto, a expressão deve ser colocada em função de L_T , e para isso deve-se achar a forma com que x depende de L_T . Considerando o caso de uma variação linear do título ao longo do comprimento do tubo, expandindo o termo em chaves e desprezando os termos considerados muito pequenos, resulta como solução a expressão 3.23.

$$h_{\text{int,BF,méd}} = \frac{h_L}{(x_2 - x_1)} \left[-\frac{(1-x)^{1,8}}{1,8} + \frac{3,8}{Pr^{3,8}} \left(\frac{x^{1,76}}{1,76} - \frac{0,04x^{2,76}}{2,76} \right) \right]_{x_1}^{x_2} \quad (3.23)$$

Sendo que h_L é o coeficiente de troca de calor, assumindo o escoamento na fase líquida, determinado pela correlação 3.24 de Dittus-Boelter.

$$h_L = 0,023 \frac{Re_L^{0,8} \cdot Pr_L^{0,4} \cdot k_L}{D_{\text{int}}} \quad (3.24)$$

para

$$350 < Re_L < 3000$$

sendo:

$$Re_L = \frac{G_L \cdot D_{\text{int}}}{\mu_L} \quad (3.25)$$

$$Pr_L = \frac{c_{pL} \cdot \mu_L}{k_L} \quad (3.26)$$

3.1.3.2. - Diferença Média de Temperatura

A diferença de temperatura, em termos médios, entre os fluxos interno e externo ao condensador define o valor de $\Delta T'_{méd}$. Como já foi dito, internamente ao condensador temos a região de fluxo superaquecido e a de escoamento bifásico. Entretanto, para efeito de cálculo, foi considerado como se o escoamento bifásico ocorresse ao longo de todo o condensador mantendo a temperatura de condensação constante em toda a sua extensão. Tal aproximação incorre em dois erros básicos. O primeiro deles está na diferença de temperatura que é consideravelmente maior na região superaquecida do que na saturada e o segundo é com relação ao coeficiente de troca de calor que é bem menor na região superaquecida. De acordo com STOECKER (1985) (página 275) estes dois erros tendem a se compensar anulando um ao outro, fazendo com que esta aproximação conduza a resultados razoáveis. No lado externo temos o fluxo de ar, forçado pelo ventilador, que ao atravessar o condensador, em corrente cruzada, assume um perfil de temperatura conforme a Figura 01.

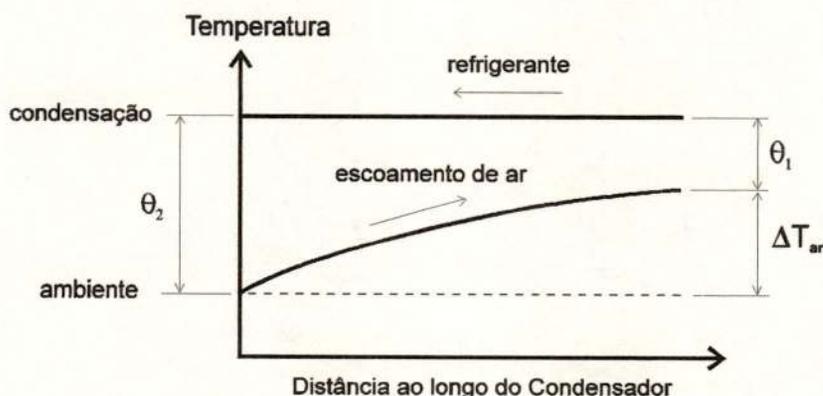


Figura 01 - Perfil de temperaturas no condensador

Para a determinação de $\Delta T'_{méd}$ temos que inicialmente saber qual foi o acréscimo de temperatura provocado ao fluxo de ar. Para tanto consideramos que o calor recebido pelo fluxo de ar é igual ao cedido pelo fluxo refrigerante ao atravessarem o condensador, cujo cálculo é feito de acordo com a expressão 3.27.

$$\Delta T'_{ar} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta i}{A_{ext} \cdot h_{ext}} \quad (3.27)$$

Δi é a variação da entalpia específica do fluxo refrigerante ao longo do condensador. Esta variação considera o fluxo entrando no condensador como vapor superaquecido na temperatura de descarga e na pressão de condensação, e saindo como líquido saturado na pressão de condensação.

Sabendo-se o perfil de temperatura dos fluxos interno e externo ao condensador, podemos definir a diferença média de temperatura a que ele se encontra submetido através de expressão 3.28.

$$\Delta T_{méd} = T_{cond} - T_{amb} - \frac{\Delta T_{ar}}{2} \quad (3.28)$$

Observando a expressão acima podemos notar que ela não utiliza a média logarítmica e sim a média aritmética. Esta simplificação torna-se interessante tendo em vista que a média logarítmica provoca, com bastante incidência, problemas de interrupção na execução do programa de simulação quando no cálculo do logaritmo de números negativos. Uma solução apontada por STOCKER (1989) para este problema, é a utilização da função logaritmo na forma exponencial, a qual não tem limitações para o seu argumento. Entretanto, esta solução gera outros problemas, também citados pelo referido autor, como a geração de soluções que apresentam situações fisicamente impossíveis e também problemas de convergência. Para evita-los foi adotada a média aritmética, a qual, se mantida dentro de certos limites, aproxima-se bastante da média logarítmica. ÖZISIK (1990) demonstra que esta aproximação assume uma diferença de no máximo 4% caso a relação das diferenças de temperatura dos fluxos na entrada (θ_1) e na saída (θ_2) do condensador não for superior a 2. A Tabela 02 apresenta como esta simplificação se comporta para diversos valores de θ_2 / θ_1 . Nota-se que as médias aritmética e logarítmica assumem valores iguais quando $\theta_1 = \theta_2$. Para $\theta_1 \neq \theta_2$ a média logarítmica é sempre menor que a aritmética e se θ_1 não é mais do que 50% maior do que θ_2 , a média logarítmica pode ser aproximada pela média aritmética com uma diferença de apenas 1,37%. No caso do presente trabalho a relação θ_2 / θ_1 , tendo em vista todas as condições ensaiadas e simuladas, manteve-se na faixa de 1,5 a 1,7 acarretando, portanto, erros de no máximo 2,3%.

Tabela 02 - Relação média logarítmica versus média aritmética

θ_2 / θ_1	$M1 / M2$	
1	1	
1,2	1,0028	$M1 = \text{média aritmética}$
1,5	1,0137	
1,7	1,023	$M2 = \text{média logarítmica}$
2	1,04	
2,5	1,07	
3	1,10	

3.1.4. - Dispositivo de Expansão

O dispositivo de expansão utilizado neste trabalho foi o tubo capilar normalmente empregado em pequenos sistemas de refrigeração ou em equipamentos domésticos. Este componente é utilizado para controlar a vazão de fluido refrigerante ao longo do circuito de refrigeração e conseqüentemente no evaporador. O processo ocorre pela passagem do refrigerante através do tubo capilar, sofrendo com isso uma redução de pressão que provoca a mudança de fase de parte do mesmo. Este processo, para efeito de cálculo, é considerado adiabático. O modelo matemático do tubo capilar será apresentado a seguir.

O trabalho publicado por LIN et al. (1991) apresenta um modelamento para o escoamento bifásico em tubos capilares, utilizando o modelo homogêneo com base no trabalho de KOIZUMI & YOKOHAMA* apud LIN et al. (1991). O capilar é considerado isolado de forma que o processo de expansão é considerado adiabático. Desta forma a equação da energia para o escoamento bifásico pode ser escrita de acordo com a expressão 3.29,

$$i_0 = i_{mis} + \frac{(G.v_{mis})^2}{2} \quad (3.29)$$

sendo i_0 a entalpia específica de estagnação, i_{mis} a entalpia específica (segundo notação européia) e v_{mis} o volume específico relativos a mistura vapor líquido, os quais são expressos pelas equações 3.30 e 3.31, respectivamente.

$$i_{mis} = x.i_v + (1-x).i_L \quad (3.30)$$

$$v_{mis} = x.v_v + (1-x).v_L \quad (3.31)$$

Combinando as equações 3.29, 3.30 e 3.31 teremos a equação 3.32 do segundo grau em x .

$$C_1.x^2 + C_2.x + C_3 = 0 \quad (3.32)$$

* KOIZUMI, H.; YOKOHAMA, K. (1980). Characteristics of refrigerant flow in a capillary tube. *ASHRAE Transactions*, v.2, n.186, p.19-27 apud LIN, S.; KWOK, C. C.; LI, R. -Y.; CHEN, Z. H.; CHEN, Z. -Y. (1991). Local Frictional Pressure Drop During Vaporization of R-12 Through Capillary Tubes. *International Journal of Multiphase Flow*, v.17, n.1, p.95-102, sep.

onde

$$C_1 = \frac{G^2}{2} (v_V - v_L) \quad , \quad (3.33)$$

$$C_2 = (i_V - i_L) + v_L \cdot G^2 \cdot (i_V - i_L) \quad (3.34)$$

e

$$C_3 = \frac{1}{2} G^2 \cdot v_L^2 + i_L - i_0 \quad (3.35)$$

Desta forma o título pode ser calculado para cada situação em função da temperatura ou pressão de saturação, o qual varia ao longo do tubo capilar.

Uma vez que o escoamento bifásico é considerado homogêneo, a expansão adiabática e o tubo horizontalmente disposto, temos que a equação da quantidade de movimento pode ser expressa pela equação 3.36 .

$$\frac{dP}{dZ} = -G^2 \frac{dv_{mix}}{dZ} + \left(\frac{dP}{dZ} \right)_f \quad (3.36)$$

A equação 3.36 nos revela a variação da pressão em intervalos infinitesimais na direção do escoamento no tubo capilar, sendo que o termo à direita corresponde a variação de pressão devido ao atrito e o termo central devido à aceleração do fluxo. Para uma utilização numérica da equação anterior é necessário que ela seja aplicada não mais para intervalos infinitesimais e sim para trechos suficientemente pequenos para que o termo de variação de pressão devido ao atrito possa ser considerado constante. A equação fica então de acordo com a fórmula 3.37.

$$\frac{P_{i+1} - P_i}{\Delta Z} = -G^2 \frac{(v_{i+1} - v_i)}{\Delta Z} + \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z} \right)_f \quad (3.37)$$

A estratégia de cálculo utilizada foi a de atribuir um valor pré-determinado para $P_{i+1} - P_i$ e calcular o correspondente ΔZ , desta forma determina-se para uma determinada redução de pressão o comprimento correspondente de tubo capilar. É importante ressaltar que deve haver um

compromisso entre o valor de $P_{i+1} - P_i$ e o tempo de execução do cálculo, uma vez que, quanto menor for o valor de $P_{i+1} - P_i$ maior será o número de iterações provocando um resultado mais apurado, mas, aumentando consideravelmente o tempo de cálculo. O valor estipulado para $P_{i+1} - P_i$ foi de 35 kPa, pois reduzindo-o em 20% tem-se um resultado, para a variação total de pressão ocasionada pelo capilar, de apenas 0,1% diferente do calculado sem esta redução. Uma vez definido o valor de $P_{i+1} - P_i$ repete-se a estratégia iterativamente, levando em conta todas as variáveis a cada passo, até que a soma de todos os ΔZ 's seja igual ao comprimento total do capilar. Para tanto a equação 3.37 é re-arranjada isolando-se o termo ΔZ , resultando na equação 3.38.

$$\Delta Z = \frac{P_{i+1} - P_i + G^2 \cdot (v_{i+1} - v_i)}{\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_f} \quad (3.38)$$

A determinação do termo de perda de carga por atrito $(dP/dZ)_{mis}$ no fluxo bifásico é feita através de um multiplicador (Martinelli & Nelson; Lockhart & Martinelli) que exprime uma relação entre este termo e o seu equivalente para um fluxo de líquido apenas, como podemos ver na equação 3.39.

$$\phi_L^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dZ}\right)_{mis}}{\left(\frac{dP}{dZ}\right)_{LO}} \quad (3.39)$$

onde

$$\left(\frac{dP}{dZ}\right)_{mis} = \frac{\lambda_{mis} \cdot G^2}{2 \cdot D} v_{mis} \quad (3.40)$$

e

$$\left(\frac{dP}{dZ}\right)_{LO} = \frac{\lambda_L \cdot G^2}{2 \cdot D} v_L \quad (3.41)$$

O coeficiente de perda de carga por atrito (λ) para escoamento monofásico é definido pela equação de CHURCHILL* apud LIN et

* CHURCHILL, S. W. (1977). Frictional equation spans all fluid flow regimes. *Chemical Engineering*, n.84, p.91-92 apud LIN, S.; KWOK, C. C.; LI, R. -Y.; CHEN, Z. H.; CHEN, Z. -

al. (1991), o qual leva em conta a rugosidade relativa (ε/D) da superfície interna do tubo capilar e cobre toda a faixa para o número de Reynolds, sendo expresso pela equação 3.42.

$$\lambda = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (3.42)$$

sendo

$$A = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon}{D}} \right] \right\}^{16} \quad (3.43)$$

$$B = \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16} \quad (3.44)$$

$$\text{Re} = \frac{G \cdot D}{\mu} \quad (3.45)$$

Fazendo as simplificações temos que o multiplicador definido anteriormente pode ser escrito de acordo com a equação 3.46.

$$\phi_L^2 = \frac{\left[\left(\frac{8}{\text{Re}_{mis}} \right)^{12} + \frac{1}{(A_{mis} + B_{mis})^{3/2}} \right]^{1/12}}{\left[\left(\frac{8}{\text{Re}_L} \right)^{12} + \frac{1}{(A_L + B_L)^{3/2}} \right]^{1/12}} \left[1 + x \left(\frac{\nu_V}{\nu_L} - 1 \right) \right] \quad (3.46)$$

Um aspecto de grande importância no cálculo do coeficiente de perda de carga por atrito no escoamento bifásico (λ_{mis}) está na determinação do número de Reynolds, que por sua vez depende da viscosidade dinâmica do fluido. Com base em diversos trabalhos anteriores torna-se evidente a íntima ligação que existe entre a velocidade entre as fases líquido e vapor e o cálculo da viscosidade da mistura. Com base nesta interdependência LIN et al. (1991)

propôs a expressão 3.47 para o cálculo da viscosidade da mistura, a qual temos a seguir:

$$\mu_{mis} = \frac{\mu_L \cdot \mu_V}{\mu_V + (\mu_L - \mu_V)x^{1,4}} \quad (3.47)$$

É importante ressaltar que o sistema analisado no presente trabalho possui um tanque de líquido localizado entre a saída do condensador e a entrada do tubo capilar. Dentro do tanque a condição de saturação é assumida, uma vez que ali precipita-se uma mistura de líquido e vapor que assegura este pressuposto. Na parte inferior do tanque localiza-se um pescador que permite que apenas líquido saturado seja conduzido para o tubo capilar.

3.1.5. - Carga Térmica

A cuba de líquido é um recipiente cilíndrico que contém o líquido a ser resfriado pelo sistema de refrigeração. O equipamento encontra-se submetido a uma carga térmica que é igual à capacidade de refrigeração desenvolvida pelo evaporador, uma vez estabelecido o regime permanente. A cuba é de alumínio e possui um revestimento externo de poliestireno que lhe atribui uma resistência térmica no sentido de reduzir o fluxo de calor proveniente do meio ambiente, mas que no entanto não o elimina por completo. Imersa no banho de líquido, foi colocada uma resistência elétrica que desenvolve uma potência térmica conhecida, com a função de atuar como carga térmica. Desprezando a energia dissipada pelo agitador (em torno de 15W) devido ao seu baixo valor com relação as demais, temos que a soma da potência da resistência elétrica com o fluxo de calor proveniente do meio ambiente define a carga térmica aplicada ao sistema, conforme mostra a equação 3.48.

$$CT = Q_{rel} + Q_{amb} \quad (3.48)$$

O potência da resistência elétrica, como já foi dito, é conhecida, e o fluxo de calor oriundo do ambiente é calculado com base nas leis da transferência de calor. A parede da cuba é composta por uma camada de alumínio, internamente, e uma de poliestireno, externamente. Estas camadas transmitem calor predominantemente por condução ao longo da sua espessura até os limites das superfícies interna e externa, onde a troca de calor passa a ser feita por convecção. Do lado interno temos convecção forçada devido ao agitador e do lado externo temos convecção natural. Conforme podemos ver na Figura 02, todas estas resistências são dispostas em série com relação ao fluxo de calor, de modo que a resistência total é a soma delas. A determinação de Q_{amb} pode então ser feita por meio da expressão 3.49.

$$Q_{amb} = \left(\frac{1}{h_{ext} \cdot A_{ext}} + R_1 + R_2 + \frac{1}{h_{int} \cdot A_{int}} \right) \cdot (T_{amb} - T_{l.c}) \quad (3.49)$$

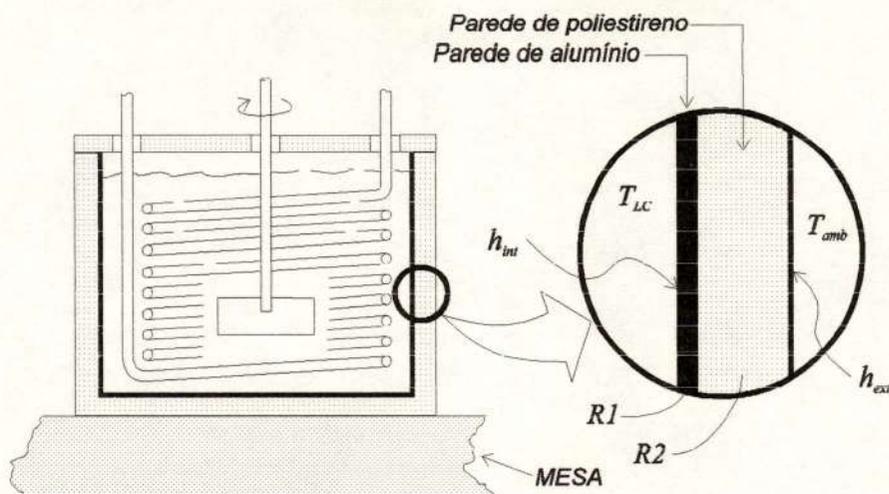


Figura 02 - Isolamento da cuba de líquido

A resistência térmica da cuba depende, entre outras coisas, de uma superfície de troca de calor, sobre a qual faremos agora algumas considerações. A cuba fica colocada sobre uma mesa de madeira apoiada sobre uma de suas faces planas, a qual é considerada não trocadora de calor em função da característica de isolante térmico do material da mesa. A outra face plana também é considerada como não trocadora de calor, pois entre ela e o nível do banho de líquido existe um colchão de ar que estabelece uma alta resistência térmica tornando desprezível o fluxo de calor neste sentido. Foi considerada, portanto, apenas a superfície lateral como área de troca de calor da cuba. Na expressão anterior temos que R_1 e R_2 são as resistências térmicas das paredes de alumínio e poliuretano, respectivamente, cujo cálculo foi feito pela expressão 3.50 tendo em vista o formato cilíndrico destas paredes.

$$R = \frac{\ln(D_{ext} / D_{int})}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot Z} \quad (3.50)$$

O valor de h_{int} representa o coeficiente de troca de calor da superfície interna da cuba que mantém-se em contato com o líquido ali contido, o qual está submetido a um processo de agitação. Esta agitação contribui para que este coeficiente seja razoavelmente alto o que conseqüentemente resulta numa baixa resistência térmica, quando comparada com as demais, a ponto de ser possível desprezá-la como foi feito neste trabalho.

Trataremos agora do cálculo de h_{ext} que é o coeficiente de troca de calor da superfície cilíndrica externa da cuba. O processo de troca de calor neste caso ocorre por convecção natural do ar que se encontra próximo a esta superfície. Em se tratando de corpos sólidos BURMEISTER (1983) propõe um método de cálculo que estabelece uma relação entre o produto dos números de Prandtl (Pr), calculado pela equação 3.51 e Grashof (Gr) calculado pela equação 3.52 e o número de Nusselt (Nu).

$$Pr = \frac{c_{par} \cdot \mu_{ar}}{k_{ar}} \quad (3.51)$$

e

$$Gr = \frac{g \cdot L^3 |\rho_1 - \rho_2|}{\nu^2 \cdot \rho_2} \quad (3.52)$$

Onde L é o comprimento característico, proposto por BURMEISTER (1983), determinado em função da altura (H) e do diâmetro (D) externos da cuba de acordo com a relação 3.53,

$$\frac{1}{L} = \frac{1}{H} + \frac{1}{D} \quad (3.53)$$

ρ_1 é a densidade do ar na superfície externa da cuba, ρ_2 é a densidade do ar ambiente, ν é a viscosidade cinemática do ar e g é a aceleração da gravidade. Uma vez calculado o produto Pr.Gr fica estabelecido o valor de Nu através do gráfico levantado pelo autor acima citado, e com isso pode ser determinado o valor do coeficiente de troca de calor através da relação 3.54.

$$Nu = \frac{h_{ext} \cdot L}{k_{ar}} \quad (3.54)$$

3.1.6. - Válvula Controladora

A válvula controladora atua como uma redutora de pressão do refrigerante que a atravessa. A sua localização, entre a saída do evaporador e a entrada do compressor, faz com que ela estabeleça uma relação entre as pressões de evaporação, na saída do evaporador, e de sucção, na entrada do compressor. O diferencial de pressão provocado pela válvula controladora é considerado igual a diferença entre as pressões de evaporação e sucção.

3.1.7. - Expansão Isoentálpica

O processo que ocorre ao longo do tubo capilar é considerado adiabático, ou seja, não ocorre troca de calor do refrigerante com o meio externo. Como não existe troca de calor podemos dizer que a entalpia do fluxo mantém-se constante no decorrer da expansão. A Figura 03 mostra claramente este detalhe.

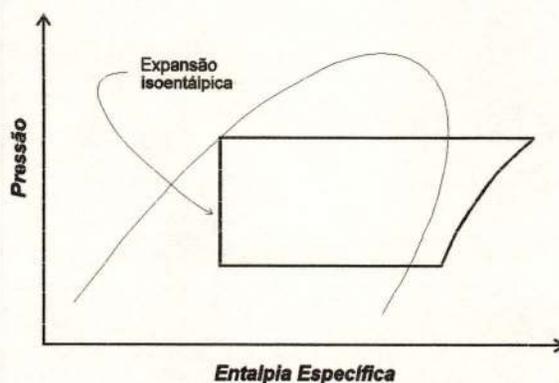


Figura 03 - Expansão isoentálpica

É importante ressaltar também que o fluido refrigerante na entrada do capilar é considerado líquido saturado, devido ao tanque de líquido.

3.1.8. - Superaquecimento

O superaquecimento estabelece a diferença de temperatura que ocorre entre o vapor superaquecido que entra na câmara do pistão do compressor (temperatura de sucção) e a temperatura de evaporação correspondente a respectiva pressão de sucção. A temperatura de sucção é importante tanto no resfriamento do compressor, como no estabelecimento da quantidade de massa que enche a câmara do pistão, a qual afeta a vazão do fluido refrigerante ao longo do sistema de refrigeração. O cálculo do superaquecimento é feito então através da equação 3.55.

$$Sa_q = T_{suc} - T_{evap}(P_{suc}) \quad (3.55)$$

Onde o termo $T_{evap}(P_{suc})$ significa temperatura de evaporação correspondente a uma pressão equivalente a pressão de sucção.

3.1.9. - Propriedades Termodinâmicas do Fluido Refrigerante

Em se tratando de cálculos em sistemas de refrigeração, é imprescindível conhecer os valores das propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante por meio de expressões matemáticas. Neste trabalho isto foi feito através de polinômios ajustados com base em valores tabelados. As tabelas com os valores das propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante R502 foram retiradas do ASHRAE Fundamentals Handbook (1981).

Na região de saturação as propriedades do líquido e do vapor saturado são função de uma única variável independente que pode ser a temperatura ou a pressão de saturação. Já na região de superaquecimento as propriedades passam a depender de duas variáveis independentes, que são a pressão e a temperatura a que o fluido estiver submetido.

O polinômio 3.56 foi adotado para o ajuste de propriedades que são função de uma única variável independente,

$$y(z) = \sum_0^n a_n \cdot z^n \quad (3.56)$$

onde $y(z)$ é a propriedade do fluido refrigerante, z é a variável independente, a_0, a_1, \dots, a_n são os coeficientes do polinômio e n é o grau do mesmo. O número de pontos necessários para se fazer o ajuste deve ser igual a $n+1$, que é igual ao número de coeficientes a serem determinados. Esta determinação é feita aplicando-se cada ponto ao polinômio, e estabelecendo com isso um sistema de $n+1$ equações por $n+1$ incógnitas, que por sua vez são os próprios coeficientes. Resolvendo-se este sistema pelo método de Gauss obtém-se os valores de a_0, a_1, \dots, a_n . É interessante ressaltar que o polinômio passará exatamente pelos $n+1$ pontos a partir dos quais ele foi ajustado e o erro máximo da função tenderá a ocorrer no ponto médio entre dois pontos consecutivos. Deve-se tomar o cuidado de manter uma distância constante e adequadamente pequena entre os pontos, pois caso contrário o ajuste poderá gerar um polinômio que apesar de passar pelos $n+1$ pontos selecionados poderá assumir valores intermediários totalmente incoerentes.

Para se determinar o grau do polinômio deve-se ter em mente o valor desejado em termos de desvio padrão para o ajuste. Se considerarmos

que o erro proporcionado pelo ajuste obedece uma distribuição normal, podemos dizer que ao definirmos uma faixa de \pm dois desvios padrão em torno do valor calculado, pelo polinômio ajustado, teremos que o valor correto terá 95,45% de possibilidade de estar dentro desta faixa. É interessante, portanto, que o desvio padrão assuma um valor menor ou igual a um máximo considerado razoável, sendo que uma redução no desvio padrão implica num aumento no grau do polinômio. Procurando um equilíbrio entre o grau do polinômio e o desvio padrão do ajuste, foi então determinado o grau dos polinômios utilizados para as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante na região de saturação.

O polinômio 3.57, proposto por STOECKER (1985), foi adotado para o caso onde a propriedade é função de duas variáveis independentes,

$$y(z_1, z_2) = a_1 + a_2.z_1 + a_3.z_1^2 + a_4.z_2 + a_5.z_2^2 + a_6.z_1.z_2 + a_7.z_1^2.z_2 + a_8.z_1.z_2^2 + a_9.z_1^2.z_2^2 \quad (3.57)$$

onde $y(z_1, z_2)$ é a propriedade como função das duas variáveis independentes, a_1, a_2, \dots, a_9 são os coeficientes, z_1 é uma das variáveis independentes e z_2 é a outra. O erro do ajuste e conseqüentemente o desvio padrão também precisam ser avaliados, entretanto, como neste caso o grau do polinômio é fixo, a solução para se chegar a um valor desejável para o desvio padrão foi diferente da utilizada no caso anterior. Foram estabelecidas duas regiões de modo que para cada uma delas foi ajustado um polinômio. A divisão entre elas foi feita pela linha de pressão 700 kPa, ou seja, um dos polinômios atua na faixa acima desta linha e o outro abaixo. Desta forma conseguiu-se reduzir o desvio padrão a um valor adequado, vinculando-se a região de atuação de cada um dos polinômios.

Como temos nove constantes a serem determinadas são necessários nove pontos que ao serem aplicados ao polinômio determinarão um sistema de nove equações e nove incógnitas. Ao ser resolvido (pelo método de Gauss) teremos que a solução revelará o valor das constantes. Como a região de superaquecimento é dividida em duas, temos que para cada uma delas são necessários nove pontos sendo que três deles são comuns e situam-se sobre a linha limítrofe das duas regiões.

Temos, no capítulo Anexo, uma relação com os dados referentes aos ajustes feitos para cada propriedade termodinâmica do fluido

refrigerante R502. Esta relação apresenta o polinômio utilizado, o valor dos seus coeficientes, sua faixa de validade, o desvio padrão do erro inerente ao ajuste em função da faixa de validade, e finalmente um gráfico da propriedade ajustada. Algumas propriedades não apresentam o valor do desvio padrão por falta de uma quantidade maior de dados necessários para o cálculo do mesmo. É interessante ressaltar também que o desvio padrão é função da faixa de validade considerada para a função, sendo que quanto mais estreita ela for menor será o desvio padrão.

3.2. - Sistema de Equações

A seção 3.1 intitulada "Modelo Matemático" relaciona toda a base teórica que dá origem às oito funções que compõem o sistema de equações utilizado na simulação. Definir o modelo matemático, então, nada mais é do que montar um sistema de equações cujas incógnitas são variáveis do sistema frigorífico. Os parâmetros externos são valores inseridos nas equações do sistema, por meio de constantes. A forma com que as variáveis, parâmetros externos e funções do sistema de equações, são interligados, é apresentada a seguir.

3.2.1. - Variáveis do Sistema de Equações

A Tabela 03 relaciona as funções e as variáveis do sistema, apresentando a interdependência entre funções e variáveis, ou seja, quais as variáveis que cada função relaciona.

Variáveis:

X_e : Título do fluxo refrigerante na entrada do evaporador [%]

T_{evap} : Temperatura de evaporação [K]

V_{az} : Vazão do fluxo refrigerante ao longo do circuito de refrigeração [kg/s]

Q_e : Capacidade de refrigeração do evaporador [W]

T_{suc} : Temperatura do fluxo refrigerante na sucção do compressor [K]

P_{cond} : Pressão de condensação [kPa]

P_{suc} : Pressão do fluxo refrigerante na sucção do compressor [kPa]

T_{alc} : Temperatura do banho de álcool contido na cuba de líquido [K]

Tabela 03 - Relação de equações e variáveis

Equações	Variáveis									
	Xe	Tevap	Vaz	Qe	Tsuc	Pcond	Psuc	Talc		
Compressor			///		///	///	///			
Evaporador	///	///	///	///				///		
Condensador			///		///	///			///	
Capilar		///	///			///				
Carga Térmica				///				///		
Válvula Controladora		///					///			
Superaquecimento		///			///					
Expansão Isoentálpica	///	///				///				

3.2.2. - Parâmetros Externos

Os parâmetros externos são condições impostas ao sistema e que influenciam sobremaneira no seu ponto de funcionamento. Todos os parâmetros são controlados com exceção da temperatura ambiente e do superaquecimento. Eles se encontram vinculados a determinadas equações em função do cálculo abordado. A tabela 04 apresenta a inter relação entre cada um destes parâmetros e a respectiva função.

Tabela 04 - Relação de equações e parâmetros externos

Equações	Parâmetros Externos				
	Tamb	Qrel	VelAr	DPvalv	Saq
Condensador					
Superaquecimento					
Válv. Controladora					
Carga Térmica					

Parâmetros Externos:

Tamb: Temperatura ambiente [K]

Saq: Superaquecimento [K]

Qrel: Potência da resistência elétrica colocada no banho de líquido [W]

DPvalv: Diferença de pressão provocada pela válvula controladora [kPa]

VelAr: Velocidade média frontal do ar que atravessa o condensador [m/s]

3.2.3. - Parâmetros de Interesse em Projeto

Além das variáveis do sistema de equações o modelo matemático aborda também outros parâmetros de interesse em projetos de sistemas frigoríficos. A seguir temos uma relação destes parâmetros bem como uma descrição de cada um deles com base na nomenclatura usada no programa de simulação.

P_{evap} : Pressão de evaporação [kPa]

T_{cond} : Temperatura de condensação [K]

T_{des} : Temperatura do fluxo refrigerante na descarga do compressor.
[K]

Re_{Int} : Número de Reynolds do fluxo da parte interna do trocador de calor

Re_{Ext} : Número de Reynolds do fluxo da parte externa do trocador de calor

q : Fluxo de calor que atravessa o trocador de calor por unidade de área. [W/m²]

G : Fluxo de massa por unidade de área. [kg/(m².s)]

h_{int} : Coeficiente de troca de calor na parte interna do trocador de calor. [W/(m².K)]

h_{ext} : Coeficiente de troca de calor na parte externa do trocador de calor. [W/(m².K)]

U : Coeficiente global de troca de calor. [W/(m².K)]

- V_{suc} : Velocidade do refrigerante na linha de sucção do compressor. Esta velocidade é calculada considerando o fluxo como vapor saturado, o que resulta num valor mínimo para a velocidade do gás na linha de sucção. [m/s].
- Q_c : Capacidade do condensador. [W].
- Q_{comp} : Potência exercida pelo compressor ao comprimir o fluxo refrigerante. O cálculo é feito pela diferença de entalpia do fluxo multiplicada pela sua vazão, considerando as condições na descarga (temperatura de descarga e pressão de condensação) e na sucção (temperatura e pressão de sucção) do compressor. [W].
- P_{molh} : Porcentagem molhada do evaporador. Este parâmetro expressa uma porcentagem da área do evaporador na qual esteja ocorrendo o escoamento bifásico. Ele é calculado através de uma relação de áreas, ou seja, a área necessária para evaporar todo o refrigerante com base na variação de entalpia, considerando escoamento bifásico ao longo de todo o evaporador, dividida pela área real do evaporador. Quando este parâmetro é menor do que 1 significa que o refrigerante evapora-se por completo no evaporador utilizando uma determinada porcentagem da área do mesmo para isso. Por outro lado, quando este parâmetro é maior do que 1 significa que o refrigerante não se evaporou por completo no evaporador, o que indica um retorno de líquido para o compressor, caso não esteja ocorrendo evaporação ao longo da linha de sucção. [%].

- TsAr:** Temperatura do ar, forçado pelo ventilador, após atravessar o condensador. Este parâmetro é calculado considerando que todo o calor perdido pelo fluxo de fluido refrigerante no condensador, definido pelo produto da sua vazão pela variação de entalpia, é transferido para o fluxo de ar. A variação de temperatura atribuída ao fluxo de ar é igual a este calor dividido pelo produto entre o coeficiente externo de troca de calor e a área externa do condensador. [K]
- COP:** Coeficiente de performance do sistema frigorífico. Calculado pela relação entre a capacidade de refrigeração do evaporador, dividido pela potência exercida pelo compressor para comprimir o fluxo de fluido refrigerante.
- Nit:** Número de iterações executadas pelo método de solução do sistema de equações para chegar na resposta dentro da precisão desejada.
- Re2Kf:** Este parâmetro é um indicador utilizado para verificar a faixa de validade da correlação de Bo Pierre para o coeficiente interno de troca de calor para fluxo bifásico. Ele é determinado pelo número de Reynolds elevado ao quadrado multiplicado pelo índice "Kf", definido no capítulo "Modelo Matemático".

3.3. - Método de Resolução de Sistemas

Como já foi ressaltado, o processo de simulação constitui-se basicamente na resolução de um sistema de equações cuja solução nada mais é do que a representação do ponto de funcionamento do sistema, quando em regime permanente. Em outras palavras o resultado de uma simulação é a solução de um sistema de equações algébricas, que em se tratando de sistemas frigoríficos, normalmente são não lineares. O método indicado para a resolução deste tipo de sistema é o Newton-Raphson. STOECKER (1971) descreve a sua utilização inicialmente, para uma única equação, aplicando-o a um equipamento mecânico, e em seguida aplica-o a um sistema genérico de n equações e n incógnitas. Em outra publicação mais recente STOECKER (1989) abordou novamente o referido método apresentando técnicas de otimização que reduzem o seu tempo de cálculo e propôs também um processo alternativo de resolução chamado método Quasi-Newton onde a capacidade de convergência é um pouco menor, mas em contrapartida ele não diverge em situações onde o método anterior divergiria.

O método Newton-Raphson exige que haja uma sugestão inicial de solução para as incógnitas, e com base nela o método busca a solução final do sistema. Vamos supor então o seguinte sistema 3.58 de n equações e n incógnitas, onde $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ são as incógnitas e $g_1, g_2, g_3, \dots, g_n$ são as equações algébricas:

$$\begin{aligned}
 x_1 &= g_1(x_2, x_3, \dots, x_n) \\
 x_2 &= g_2(x_1, x_3, \dots, x_n) \\
 x_3 &= g_3(x_1, x_2, \dots, x_n) \\
 &\vdots \\
 x_n &= g_n(x_1, x_2, \dots, x_{n-1})
 \end{aligned}
 \tag{3.58}$$

Isolando todas as incógnitas do mesmo lado da equação e igualando a uma nova equação algébrica $(f_1, f_2, f_3, \dots, f_n)$, temos o sistema 3.59:

$$\begin{aligned}
0 &= -x_1 + g_1(x_2, x_3, \dots, x_n) = f_1(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \\
0 &= -x_2 + g_2(x_3, \dots, x_n) = f_2(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \\
0 &= -x_3 + g_3(x_1, x_2, \dots, x_n) = f_3(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \\
&\vdots \\
0 &= -x_n + g_n(x_1, x_2, \dots, x_n) = f_n(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)
\end{aligned} \tag{3.59}$$

Podemos notar, portanto, que quando as funções $f_1, f_2, f_3, \dots, f_n$ são iguais a zero o conjunto de valores $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ são a solução do sistema 3.58, e conseqüentemente, enquanto as incógnitas não assumem valores próximos da solução as funções adquirem valores diferentes de zero. Podemos dizer também que as incógnitas $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ ao se aproximarem da solução do sistema 3.58 aproximam-se também da raiz do conjunto de funções $f_1, f_2, f_3, \dots, f_n$. O método visa então achar os valores de $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ para os quais as funções $f_1, f_2, f_3, \dots, f_n$ se anulam, pois com isso estaremos determinando a solução do sistema 3.58.

Desta forma quando atribuimos uma solução inicial às incógnitas $(x_{1,i}, x_{2,i}, x_{3,i}, \dots, x_{n,i})$ provavelmente as funções assumirão valores diferentes de zero e através de cada iteração do método chegaremos a novos valores de $x_{1,c}, x_{2,c}, x_{3,c}, \dots, x_{n,c}$ mais próximos da solução do que os anteriores; os quais podemos chamar de solução temporária do sistema. O processo se estende até que a solução temporária aproxime-se da solução final. Isto pode ser verificado quando as sucessivas soluções temporárias convergem para um determinado valor, ou então, quando o valor das funções $f_1, f_2, f_3, \dots, f_n$ aproxima-se de zero. Quando as tendências acima citadas estiverem dentro de certos intervalos de erro, considerados satisfatórios, teremos então que a solução temporária será a solução final do sistema de equações.

Em termos práticos deve-se colocar todas as funções $f_1, f_2, f_3, \dots, f_n$ sob a forma da expansão da Série de Taylor desenvolvendo-as apenas até o termo da derivada primeira, e para isso devem ser extraídas as derivadas parciais de todas as funções com relação a todas as variáveis. A expressão 3.60 é a função f_1 expandida na forma da Série de Taylor até o termo da derivada primeira.

$$\begin{aligned}
f_1(x_{1,t}, x_{2,t}, x_{3,t}, \dots, x_{n,t}) &\approx f_1(x_{1,c}, x_{2,c}, x_{3,c}, \dots, x_{n,c}) + \\
&+ \frac{\mathcal{J}_1(x_{1,t}, x_{2,t}, x_{3,t}, \dots, x_{n,t})}{\hat{\alpha}_1} (x_{1,t} - x_{1,c}) + \\
&+ \frac{\mathcal{J}_2(x_{1,t}, x_{2,t}, x_{3,t}, \dots, x_{n,t})}{\hat{\alpha}_2} (x_{2,t} - x_{2,c}) + \\
&+ \frac{\mathcal{J}_3(x_{1,t}, x_{2,t}, x_{3,t}, \dots, x_{n,t})}{\hat{\alpha}_3} (x_{3,t} - x_{3,c}) + \\
&\vdots \\
&+ \frac{\mathcal{J}_n(x_{1,t}, x_{2,t}, x_{3,t}, \dots, x_{n,t})}{\hat{\alpha}_n} (x_{n,t} - x_{n,c}) \quad (3.60)
\end{aligned}$$

Deve-se notar que a expressão 3.60 não é uma igualdade e sim uma aproximação, pois os termos da Série de Taylor relativos à derivada segunda em diante foram desprezados. Escrevendo agora sob a forma de matriz e incluindo todas as funções, temos o sistema 3.61,

$$\begin{bmatrix} \mathcal{J}_1 & \mathcal{J}_1 & \mathcal{J}_1 & \dots & \mathcal{J}_1 \\ \hat{\alpha}_1 & \hat{\alpha}_2 & \hat{\alpha}_3 & \dots & \hat{\alpha}_n \\ \mathcal{J}_2 & \mathcal{J}_2 & \mathcal{J}_2 & \dots & \mathcal{J}_2 \\ \hat{\alpha}_1 & \hat{\alpha}_2 & \hat{\alpha}_3 & \dots & \hat{\alpha}_n \\ \mathcal{J}_3 & \mathcal{J}_3 & \mathcal{J}_3 & \dots & \mathcal{J}_3 \\ \hat{\alpha}_1 & \hat{\alpha}_2 & \hat{\alpha}_3 & \dots & \hat{\alpha}_n \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ \mathcal{J}_n & \mathcal{J}_n & \mathcal{J}_n & \dots & \mathcal{J}_n \\ \hat{\alpha}_1 & \hat{\alpha}_2 & \hat{\alpha}_3 & \dots & \hat{\alpha}_n \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{1,t} - x_{1,c} \\ x_{2,t} - x_{2,c} \\ x_{3,t} - x_{3,c} \\ \vdots \\ x_{n,t} - x_{n,c} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} \quad (3.61)$$

Resolvendo o sistema acima para determinar $x_{i,t} - x_{i,c}$ (vetor correção), o qual ao ser subtraído da última solução temporária ($x_{i,velho}$) resulta numa nova solução temporária ($x_{i,novo}$) de acordo com a expressão 3.62.

$$\begin{aligned}
x_{1,novo} &= x_{1,velho} - (x_{1,t} - x_{1,c}) \\
x_{2,novo} &= x_{2,velho} - (x_{2,t} - x_{2,c}) \\
x_{3,novo} &= x_{3,velho} - (x_{3,t} - x_{3,c}) \\
&\vdots \\
x_{n,novo} &= x_{n,velho} - (x_{n,t} - x_{n,c}) \quad (3.62)
\end{aligned}$$

Desta forma vão se obtendo soluções temporárias sucessivas que são consideradas novas tentativas iniciais, até que elas satisfaçam a margem de erro estipulada.

3.3.1. - Derivadas Parciais

Como citado, o método Newton-Raphson exige que se saiba o valor das derivadas parciais de todas as funções com relação a todas as variáveis. Este cálculo foi executado numericamente utilizando-se a definição de derivada, ou seja, dividindo-se o acréscimo provocado a uma função pelo respectivo acréscimo dado à sua variável independente, a partir do ponto onde se deseja a derivada. Repetindo-se este procedimento para um intervalo menor que o anterior obtém-se outro valor para a derivada. Comparando a diferença entre os dois valores obtidos com um erro pré estabelecido, decide-se então se o cálculo está terminado (caso esta diferença seja menor que o erro) ou se há necessidade de um re-cálculo, diminuindo-se o intervalo inicial. Este procedimento tem uma dificuldade no que se refere à determinação do tamanho do intervalo, pois dele depende o número de iterações (que não é um valor pré estabelecido) necessárias para se chegar ao resultado. Em consequência disso o cálculo da derivada pode levar um tempo razoável de processamento tornando-se este o seu maior inconveniente. Este tempo pode ser reduzido levando-se em conta que normalmente as funções não dependem de todas as variáveis do sistema de equações. Assim sendo quando uma função não depende de uma determinada variável evita-se a execução do cálculo desta derivada atribuindo-lhe, previamente, o valor zero.

3.3.2. - Método Quasi-Newton

O método Quasi-Newton é igual ao Newton-Raphson apenas até a primeira iteração. Nesta fase são calculados o vetor funções $f_1, f_2, f_3, \dots, f_n$ (F) e a matriz derivadas parciais (H) a partir dos quais calcula-se o vetor correção (X) através da equação 3.63.

$$X = -H.F \quad (3.63)$$

A matriz derivadas parciais, que foi calculada extraindo-se a derivada parcial de cada uma das funções com relação a cada uma das variáveis, será então determinada, a partir da segunda iteração, por meio da equação 3.64, que não exige mais o cálculo das derivadas. Desta forma os inconvenientes acarretados pelo cálculo numérico das derivadas parciais são minimizados.

$$H_{k+1} = H_k + \frac{(X_k - H_k \cdot Y_k) \cdot X_k^T \cdot H_k}{X_k^T \cdot H_k \cdot Y_k} \quad (3.64)$$

$$\text{onde } Y_k = F_{k+1} - F_k$$

Sendo k o número da iteração atual e $k+1$ o da iteração seguinte. O expoente T significa transposta.

3.3.3. - Considerações Gerais

O método Quasi-Newton foi utilizado em todas as simulações efetuadas. Ele mostrou-se bem mais efetivo do que o método Newton-Raphson no que se refere a capacidade de convergência, demandando, entretanto, um número maior de iterações. Mesmo assim o valor das tentativas iniciais tiveram que ser bastante próximos do resultado final para que não ocorresse divergência. Algumas variáveis, como a vazão de refrigerante e pressão de condensação, mostraram-se extremamente sensíveis no processo de resolução do sistema. Para elas a tentativa inicial deveria assumir, praticamente, o resultado final para que não houvesse divergência ou então para que o número de iterações não se alongasse demasiadamente. Ambos os métodos aqui citados assumem as funções, do sistema de equações a ser resolvido, como contínuas em seus domínios. Entretanto esta premissa não foi satisfeita por todas elas devido a natureza dos modelos matemáticos dos fenômenos envolvidos, que com bastante frequência demandam desvios condicionais com base em faixas pré estabelecidas e com isso introduzem descontinuidades à funções. Este detalhe justificou a instabilidade freqüentemente apresentada pelo método. A precisão utilizada, tanto no cálculo das derivadas quando no próprio cálculo da solução do sistema, mostrou-se ser influente no número de iterações necessárias para se chegar a resposta final. Quanto maior a precisão mais iterações eram necessárias, chegando-se ao limite extremo onde valores muito pequenos de precisão, relativo ao valor das funções, praticamente não permitiam que a solução fosse alcançada. A precisão utilizada no cálculo das derivadas foi 0,1% e no cálculo das funções foi de 0,2 absoluto.

3.4. - Resultados da Simulação

O modelo matemático apresenta como resultados da simulação, além das variáveis que são a solução do sistema de equações, uma série de valores de interesse para projeto de sistemas frigoríficos. Para cada condição simulada também são apresentados os dados de entrada do programa. A descrição de todos os valores calculados na simulação está feita na seção intitulada "Sistema de Equações". A seguir temos uma relação com os 21 resultados relativos a 21 condições de funcionamento em que o sistema foi simulado. Os valores são organizados em duas tabelas, onde a primeira delas fornece os valores de entrada em duas colunas. Uma coluna (Variáveis/Tentativas Iniciais) com a relação das tentativas iniciais para cada uma das oito variáveis do sistema de equações. E a outra coluna (Parâmetros Externos) com a relação das condições a que o sistema frigorífico está sendo submetido na simulação, ou seja, situações nas quais se deseja analisar o comportamento do equipamento. A segunda tabela apresenta os valores que são calculados através do modelo matemático, separados em três colunas em função do componente a que ele esteja mais diretamente relacionado. Abaixo das tabelas temos uma figura na forma de um gráfico Pressão Absoluta versus Entalpia Específica, que apresenta o ciclo de refrigeração relativo àquela situação simulada. O tempo de processamento necessário para cada uma das condições simuladas oscilou num período que variou de dois a seis minutos, utilizando um computador PC 386 40MHz com co-processador.

SIMULAÇÃO 01

Tabela 05 - Dados de entrada da simulação 01

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
$X_e = 50,0 \%$ $T_{evap} = 233,0 \text{ K}$ $V_{az} = 0,0035 \text{ kg/s}$ $Q_e = 400,0 \text{ W}$ $T_{suc} = 313,0 \text{ K}$ $P_{cond} = 1447,7 \text{ kPa}$ $P_{suc} = 103,4 \text{ kPa}$ $T_{alc} = 238,0 \text{ K}$	$Q_{rel} = 49,0 \text{ W}$ $DP_{valv} = 0,0 \text{ kPa}$ $T_{amb} = 297,6 \text{ K}$ $Sa_q = 15 \text{ K}$ $Vel_{Ar} = 3,0 \text{ m/s}$

Tabela 06 - Resultados da simulação 01

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
$T_{evap} = 231,9 \text{ K}$ $P_{evap} = 122,5 \text{ kPa}$ $q = 2122,5 \text{ W/(m}^2\text{)}$ $G = 75,5 \text{ kg/(m}^2\text{.s)}$ $Re_{Int} = 1666$ $Re_{Ext} = 8813$ $hint = 806 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$ $hext = 921 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$ $U = 348 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$ $Q_e = 276,5 \text{ W}$ $V_{suc} = 10,2 \text{ m/s}$ $P_{molh} = 120 \%$ $Re_{2kf} = 4,8E+0009$ $T_{alc} = 238,0 \text{ K}$ $X_e = 48,0 \%$	$T_{cond} = 305,6 \text{ K}$ $P_{cond} = 1401,4 \text{ kPa}$ $q = 1211,0 \text{ W/m}^2$ $G = 75,5 \text{ kg/(m}^2\text{.s)}$ $Re_{Int} = 3587$ $Re_{Ext} = 78$ $hint = 379,5 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$ $hext = 30,5 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$ $U = 14,9 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$ $Q_c = 635,3 \text{ W}$ $T_{sAr} = 300,8 \text{ K}$	$T_{suc} = 246,9 \text{ K}$ $T_{des} = 363,3 \text{ K}$ $P_{suc} = 122,5 \text{ kPa}$ $P_{des} = 1401,4 \text{ kPa}$ $V_{az} = 0,0037 \text{ kg/s}$ $Q_{comp} = 265,0 \text{ W}$ $COP = 1,04$ $Nit = 10$

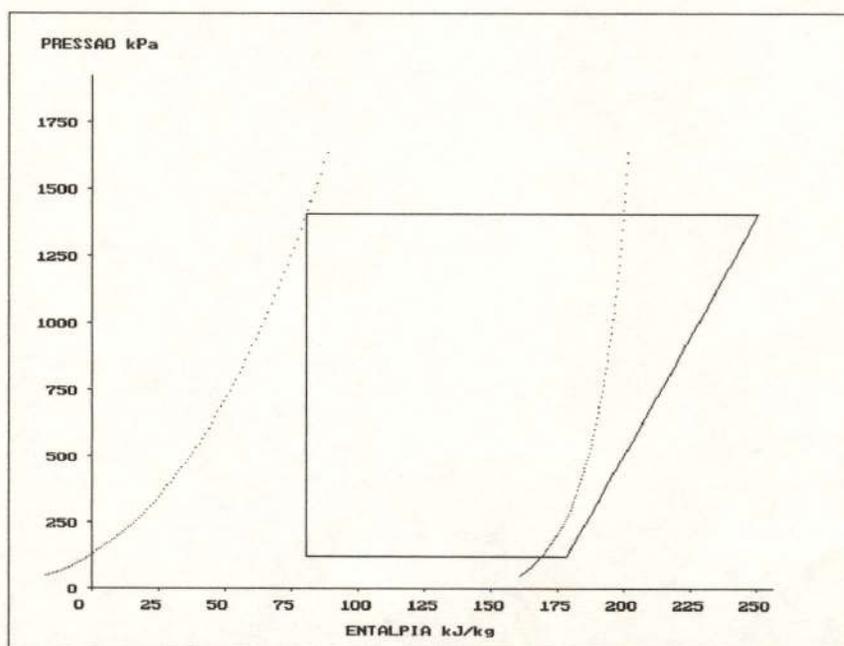


Figura 04 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 01

SIMULAÇÃO 02

Tabela 07 - Dados de entrada da simulação 02

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
$X_e = 50,0 \%$ $T_{evap} = 233,0 \text{ K}$ $Vaz = 0,0035 \text{ kg/s}$ $Q_e = 400,0 \text{ W}$ $T_{suc} = 313,0 \text{ K}$ $P_{cond} = 1447,7 \text{ kPa}$ $P_{suc} = 103,4 \text{ kPa}$ $T_{alc} = 238,0 \text{ K}$	$Q_{rel} = 94,0 \text{ W}$ $DP_{valv} = 0,0 \text{ kPa}$ $T_{amb} = 297,5 \text{ K}$ $Sa_q = 15 \text{ K}$ $Vel_{Ar} = 3,0 \text{ m/s}$

Tabela 08 - Resultados da simulação 02

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
$T_{evap} = 231,8 \text{ K}$ $P_{evap} = 122,3 \text{ kPa}$ $q = 2439,0 \text{ W/m}^2$ $G = 75,4 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 1664$ $Re_{Ext} = 8813$ $hint = 806 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 921 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 348 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_e = 317,8 \text{ W}$ $V_{suc} = 10,2 \text{ m/s}$ $P_{molh} = 104 \%$ $Re_{2kf} = 4,8E+0009$ $T_{alc} = 238,8 \text{ K}$ $X_e = 47,9 \%$	$T_{cond} = 305,5 \text{ K}$ $P_{cond} = 1397,9 \text{ kPa}$ $q = 1211,1 \text{ W/m}^2$ $G = 75,4 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 3579$ $Re_{Ext} = 78$ $hint = 379,1 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 30,5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 14,9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_c = 635,3 \text{ W}$ $T_{sAr} = 300,7 \text{ K}$	$T_{suc} = 246,8 \text{ K}$ $T_{des} = 363,3 \text{ K}$ $P_{suc} = 122,3 \text{ kPa}$ $P_{des} = 1397,9 \text{ kPa}$ $Vaz = 0,0037 \text{ kg/s}$ $Q_{comp} = 264,9 \text{ W}$ $COP = 1,20$ $Nit = 8$

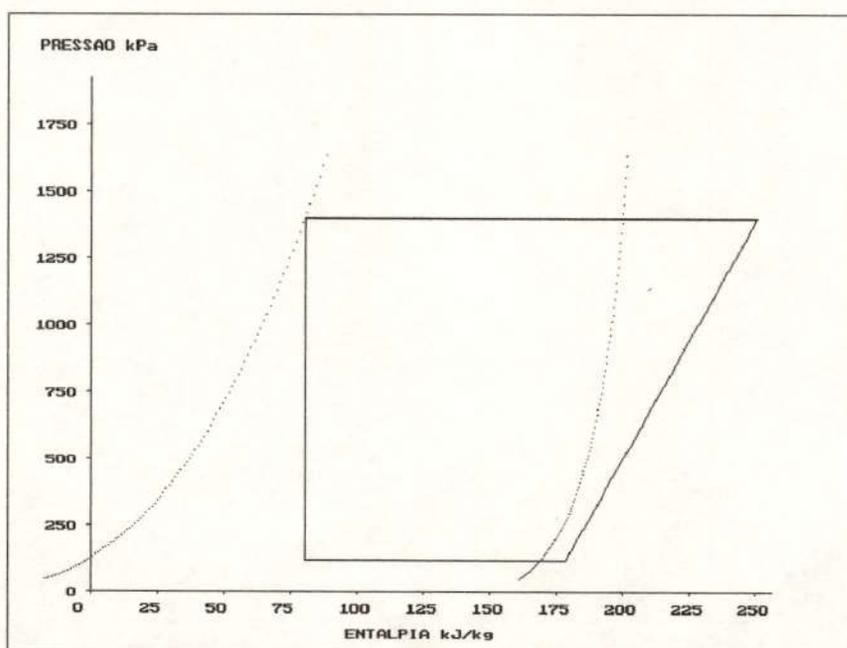


Figura 05 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 02

SIMULAÇÃO 03

Tabela 09 - Dados de entrada da simulação 03

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
Xe = 50,0%	Qrel = 138,0 W
Tevap = 233,0 K	DPvalv = 0,0 kPa
Vaz = 0,0037 kg/s	Tamb = 297,5 K
Qe = 400,0 W	Saq = 15 K
Tsuc = 313,0 K	VelAr = 3,0 m/s
Pcond = 1447,7 kPa	
Psuc = 103,4 kPa	
Talc = 238,0 K	

Tabela 10 - Resultados da simulação 03

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
Tevap = 231,8 K	Tcond = 305,5 K	Tsuc = 246,8 K
Pevap = 122,2 kPa	Pcond = 1397,6 kPa	Tdis = 363,3 K
q = 2725,1 W/m ²	q = 1209,1 W/m ²	Psuc = 122,2 kPa
G = 75,3 kg/(m ² .s)	G = 75,3 kg/(m ² .s)	Pdes = 1397,6 kPa
ReInt = 1661	ReInt = 3574	Vaz = 0,0037 kg/s
ReExt = 8813	ReExt = 78	Qcomp = 264,5 W
hint = 805 W/(m ² .K)	hint = 378,7 W/(m ² .K)	
hext = 921 W/(m ² .K)	hext = 30,5 W/(m ² .K)	
U = 348 W/(m ² .K)	U = 14,9 W/(m ² .K)	
Qe = 355,0 W	Qc = 634,3 W	
Vsuc = 10,2 m/s	TsAr = 300,6 K	
Pmolh = 83 %		
Re2kf = 4,8E+0009		COP = 1,34
Talc = 240,6 K		Nit = 15
Xe = 47,9 %		

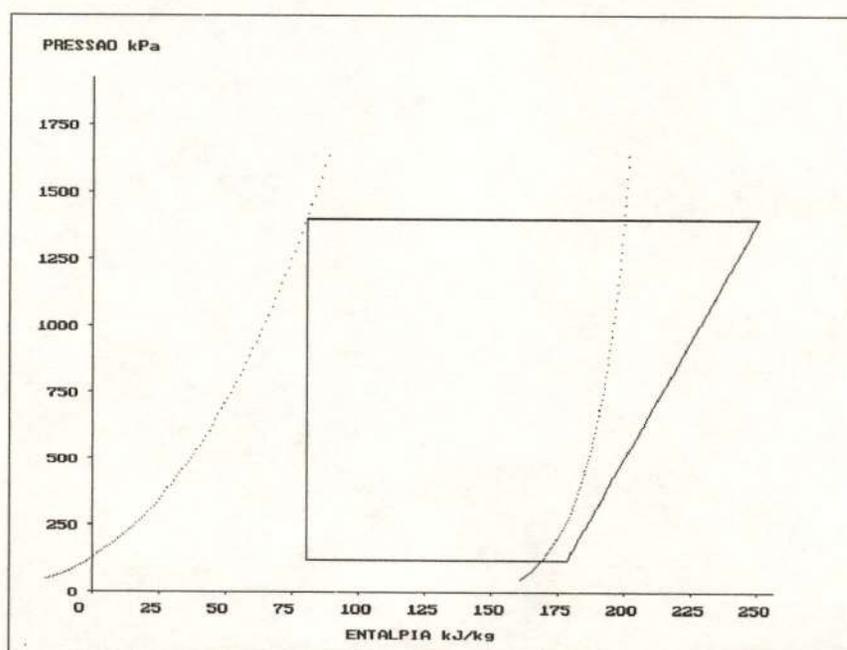


Figura 06 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 03

SIMULAÇÃO 04

Tabela 11 - Dados de entrada da simulação 04

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
$X_e = 50,0 \%$ $T_{evap} = 233,0 \text{ K}$ $V_{az} = 0,0037 \text{ kg/s}$ $Q_e = 400,0 \text{ W}$ $T_{suc} = 313,0 \text{ K}$ $P_{cond} = 1447,7 \text{ kPa}$ $P_{suc} = 103,4 \text{ kPa}$ $T_{alc} = 238,0 \text{ K}$	$Q_{rel} = 206,0 \text{ W}$ $DP_{valv} = 0,0 \text{ kPa}$ $T_{amb} = 297,5 \text{ K}$ $S_{aq} = 50 \text{ K}$ $Vel_{Ar} = 3,0 \text{ m/s}$

Tabela 12 - Resultados da simulação 04

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
$T_{evap} = 231,6 \text{ K}$ $P_{evap} = 120,9 \text{ kPa}$ $q = 2934,9 \text{ W/m}^2$ $G = 76,0 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 1672$ $Re_{Ext} = 8813$ $hint = 807 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $h_{ext} = 921 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 348 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_e = 382,4 \text{ W}$ $V_{suc} = 10,4 \text{ m/s}$ $P_{molh} = 37 \%$ $Re_{2kf} = 4,8E+0009$ $T_{alc} = 251,3 \text{ K}$ $X_e = 48,4 \%$	$T_{cond} = 306,1 \text{ K}$ $P_{cond} = 1415,6 \text{ kPa}$ $q = 1292,6 \text{ W/m}^2$ $G = 76,0 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 3631$ $Re_{Ext} = 78$ $hint = 382,1 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $h_{ext} = 30,5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 14,9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_c = 678,1 \text{ W}$ $T_{sAr} = 300,9 \text{ K}$	$T_{suc} = 281,6 \text{ K}$ $T_{dis} = 376,5 \text{ K}$ $P_{suc} = 120,9 \text{ kPa}$ $P_{des} = 1415,6 \text{ kPa}$ $V_{az} = 0,0038 \text{ kg/s}$ $Q_{comp} = 222,2 \text{ W}$ $COP = 1,72$ $Nit = 10$

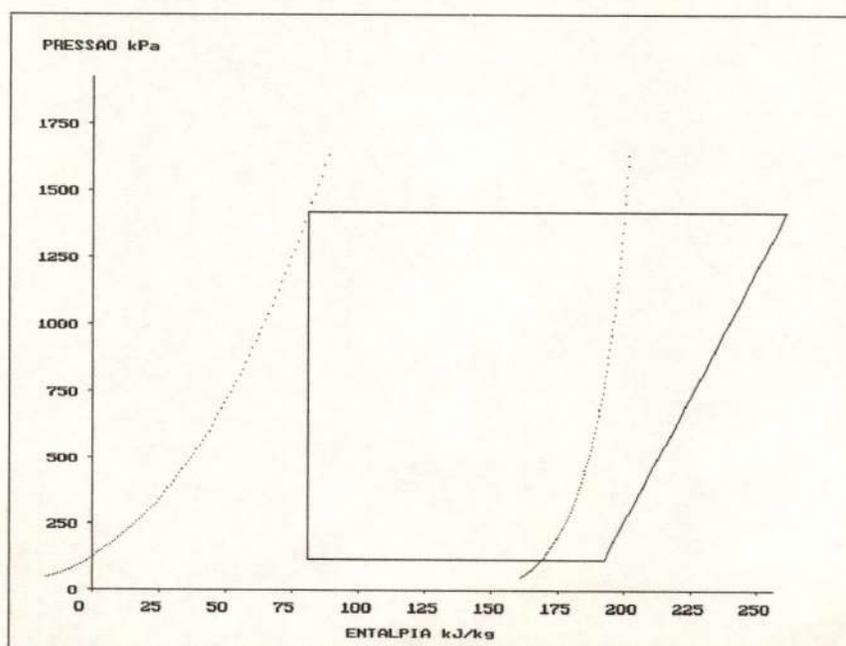


Figura 07 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 04

SIMULAÇÃO 05

Tabela 13 - Dados de entrada da simulação 05

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
$X_e = 50,0 \%$ $T_{\text{evap}} = 233,0 \text{ K}$ $V_{\text{az}} = 0,0037 \text{ kg/s}$ $Q_e = 400,0 \text{ W}$ $T_{\text{suc}} = 313,0 \text{ K}$ $P_{\text{cond}} = 1447,7 \text{ kPa}$ $P_{\text{suc}} = 103,4 \text{ kPa}$ $T_{\text{alc}} = 238,0 \text{ K}$	$Q_{\text{rel}} = 254,0 \text{ W}$ $DP_{\text{valv}} = 0,0 \text{ kPa}$ $T_{\text{amb}} = 296,1 \text{ K}$ $S_{\text{aq}} = 57 \text{ K}$ $Vel_{\text{Ar}} = 3,0 \text{ m/s}$

Tabela 14 - Resultados da simulação 05

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
$T_{\text{evap}} = 230,9 \text{ K}$ $P_{\text{evap}} = 117,1 \text{ kPa}$ $q = 3047,0 \text{ W/m}^2$ $G = 74,3 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{\text{Int}} = 1621$ $Re_{\text{Ext}} = 8813$ $hint = 795 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 921 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 345 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_e = 397,0 \text{ W}$ $V_{\text{suc}} = 10,4 \text{ m/s}$ $P_{\text{molh}} = 27 \%$ $Re_{2kf} = 4,6E+0009$ $T_{\text{alc}} = 258,4 \text{ K}$ $X_e = 47,7 \%$	$T_{\text{cond}} = 304,7 \text{ K}$ $P_{\text{cond}} = 1367,8 \text{ kPa}$ $q = 1290,7 \text{ W/m}^2$ $G = 74,3 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{\text{Int}} = 3491$ $Re_{\text{Ext}} = 78$ $hint = 373,8 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 30,9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 14,9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_c = 677,1 \text{ W}$ $T_{\text{sAr}} = 299,4 \text{ K}$	$T_{\text{suc}} = 287,9 \text{ K}$ $T_{\text{dis}} = 378,6 \text{ K}$ $P_{\text{suc}} = 117,1 \text{ kPa}$ $P_{\text{des}} = 1367,8 \text{ kPa}$ $V_{\text{az}} = 0,0037 \text{ kg/s}$ $Q_{\text{comp}} = 209,6 \text{ W}$ $COP = 1,89$ $Nit = 12$

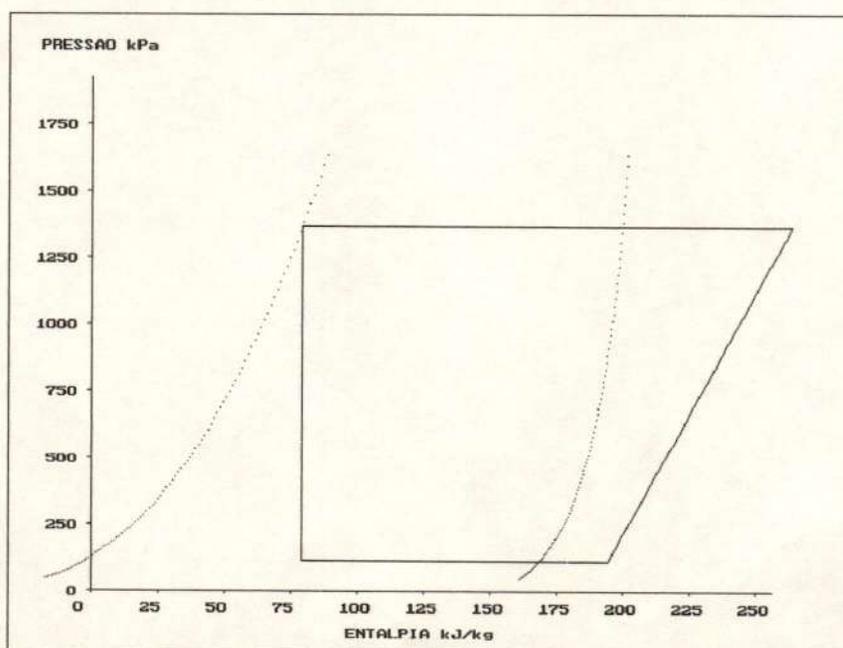


Figura 08 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 05

SIMULAÇÃO 06

Tabela 15 - Dados de entrada da simulação 06

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
$X_e = 50,0 \%$ $T_{evap} = 233,0 \text{ K}$ $Vaz = 0,0035 \text{ kg/s}$ $Q_e = 400,0 \text{ W}$ $T_{suc} = 313,0 \text{ K}$ $P_{cond} = 1378,8 \text{ kPa}$ $P_{suc} = 103,4 \text{ kPa}$ $T_{alc} = 238,0 \text{ K}$	$Q_{rel} = 291,0 \text{ W}$ $DP_{valv} = 0,0 \text{ kPa}$ $T_{amb} = 295,4 \text{ K}$ $S_{aq} = 65 \text{ K}$ $Vel_{Ar} = 3,0 \text{ m/s}$

Tabela 16 - Resultados da simulação 06

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
$T_{evap} = 230,5 \text{ K}$ $P_{evap} = 115,3 \text{ kPa}$ $q = 3141,6 \text{ W/m}^2$ $G = 73,5 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 1598$ $Re_{Ext} = 8813$ $hint = 789 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 921 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 344 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_e = 409,3 \text{ W}$ $V_{suc} = 10,5 \text{ m/s}$ $P_{molh} = 22 \%$ $Re_{2kf} = 4,5E+0009$ $T_{alc} = 264,2 \text{ K}$ $X_e = 47,4 \%$	$T_{cond} = 304,0 \text{ K}$ $P_{cond} = 1346,1 \text{ kPa}$ $q = 1297,6 \text{ W/m}^2$ $G = 73,5 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 3429$ $Re_{Ext} = 79$ $hint = 370,0 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 31,1 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 14,8 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_c = 680,7 \text{ W}$ $T_{sAr} = 298,7 \text{ K}$	$T_{suc} = 295,5 \text{ K}$ $T_{dis} = 381,1 \text{ K}$ $P_{suc} = 115,3 \text{ kPa}$ $P_{des} = 1346,1 \text{ kPa}$ $Vaz = 0,0036 \text{ kg/s}$ $Q_{comp} = 196,8 \text{ W}$ $COP = 2,08$ $Nit = 12$

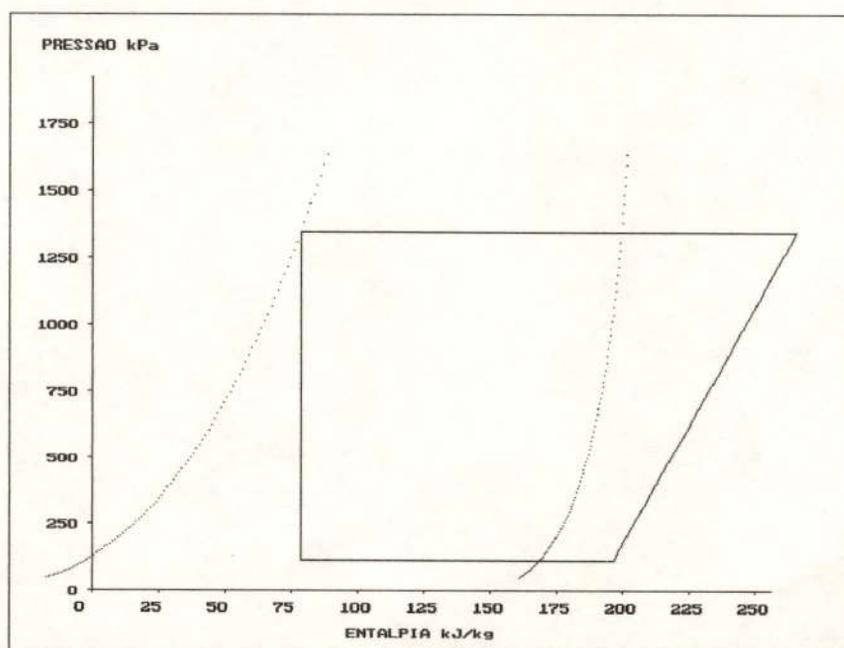


Figura 09 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 06

SIMULAÇÃO 07

Tabela 17 - Dados de entrada da simulação 07

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
$X_e = 50,0 \%$ $T_{evap} = 233,0 \text{ K}$ $Vaz = 0,0035 \text{ kg/s}$ $Q_e = 400,0 \text{ W}$ $T_{suc} = 313,0 \text{ K}$ $P_{cond} = 1378,8 \text{ kPa}$ $P_{suc} = 103,4 \text{ kPa}$ $T_{alc} = 238,0 \text{ K}$	$Q_{rel} = 313,0 \text{ W}$ $DP_{valv} = 0,0 \text{ kPa}$ $T_{amb} = 295,8 \text{ K}$ $Sa_q = 70 \text{ K}$ $Vel_{Ar} = 3,0 \text{ m/s}$

Tabela 18 - Resultados da simulação 07

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
$T_{evap} = 230,8 \text{ K}$ $P_{evap} = 116,4 \text{ kPa}$ $q = 3213,8 \text{ W/m}^2$ $G = 74,1 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 1615$ $Re_{Ext} = 8813$ $hint = 793 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 921 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 345 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_e = 418,7 \text{ W}$ $V_{suc} = 10,5 \text{ m/s}$ $P_{molh} = 20 \%$ $Re_{2kf} = 4,6E+0009$ $T_{alc} = 267,9 \text{ K}$ $X_e = 47,6 \%$	$T_{cond} = 304,5 \text{ K}$ $P_{cond} = 1362,2 \text{ kPa}$ $q = 1311,8 \text{ W/m}^2$ $G = 74,1 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 3477$ $Re_{Ext} = 78$ $hint = 373,0 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 31,0 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 14,9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_c = 688,1 \text{ W}$ $T_{sAr} = 299,2 \text{ K}$	$T_{suc} = 300,8 \text{ K}$ $T_{dis} = 382,5 \text{ K}$ $P_{suc} = 116,4 \text{ kPa}$ $P_{des} = 1362,2 \text{ kPa}$ $Vaz = 0,0037 \text{ kg/s}$ $Q_{comp} = 190,0 \text{ W}$ $COP = 2,20$ $Nit = 35$

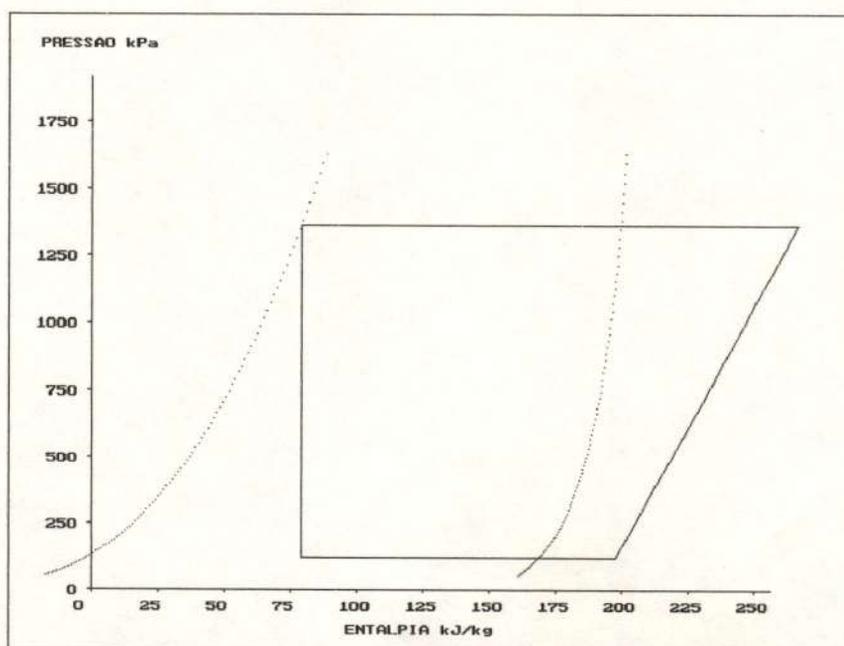


Figura 10 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 07

SIMULAÇÃO 08

Tabela 19 - Dados de entrada da simulação 08

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
Xe = 50,0 %	Qrel = 355,0 W
Tevap = 233,0 K	DPvalv = 0,0 kPa
Vaz = 0,0035 kg/s	Tamb = 298,0 K
Qe = 400,0 W	Saç = 80 K
Tsuc = 313,0 K	VelAr = 3,0 m/s
Pcond = 1447,7 kPa	
Psuc = 103,4 kPa	
Talc = 238,0 K	

Tabela 20 - Resultados da simulação 08

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
Tevap = 231,8 K	Tcond = 306,9 K	Tsuc = 311,8 K
Pevap = 122,3 kPa	Pcond = 1446,1 kPa	Tdis = 385,3 K
q = 3394,1 W/m ²	q = 1352,9 W/m ²	Psuc = 122,3 kPa
G = 77,1 kg/(m ² .s)	G = 77,1 kg/(m ² .s)	Pdes = 1446,1 kPa
ReInt = 1702	ReInt = 3723	Vaz = 0,0038 kg/s
ReExt = 8813	ReExt = 77	Qcomp = 176,2 W
hint = 814 W/(m ² .K)	hint = 387,6 W/(m ² .K)	
hext = 921 W/(m ² .K)	hext = 30,4 W/(m ² .K)	
U = 350 W/(m ² .K)	U = 15,0 W/(m ² .K)	
Qe = 442,2 W	Qc = 709,7 W	
Vsuc = 10,4 m/s	TsAr = 301,5 K	
Pmolh = 17 %		
Re2kf = 4,9E+0009		COP = 2,51
Talc = 275,2 K		Nit = 20
Xe = 49,0 %		

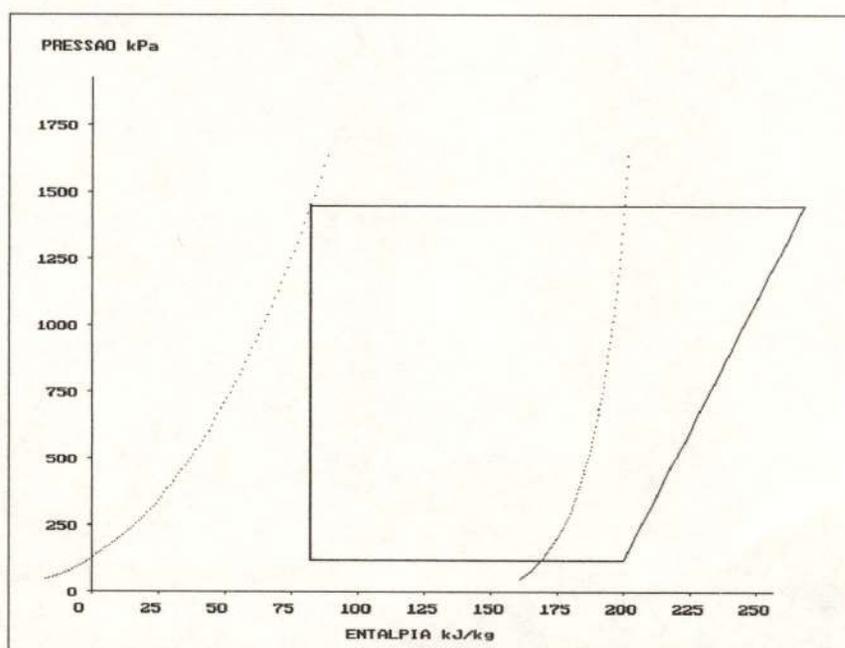


Figura 11 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 08

SIMULAÇÃO 09

Tabela 21 - Dados de entrada da simulação 09

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
$X_e = 50,0 \%$ $T_{evap} = 233,0 \text{ K}$ $Vaz = 0,0035 \text{ kg/s}$ $Q_e = 400,0 \text{ W}$ $T_{suc} = 313,0 \text{ K}$ $P_{cond} = 1447,7 \text{ kPa}$ $P_{suc} = 103,4 \text{ kPa}$ $T_{alc} = 238,0 \text{ K}$	$Q_{rel} = 143,0 \text{ W}$ $DP_{valv} = 103,4 \text{ kPa}$ $T_{amb} = 302,4 \text{ K}$ $Sa_q = 44 \text{ K}$ $Vel_{Ar} = 3,0 \text{ m/s}$

Tabela 22 - Resultados da simulação 09

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
$T_{evap} = 247,7 \text{ K}$ $P_{evap} = 236,6 \text{ kPa}$ $q = 2526,0 \text{ W/m}^2$ $G = 81,3 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 2143$ $Re_{Ext} = 8813$ $hint = 922 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 921 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 377 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_e = 329,1 \text{ W}$ $V_{suc} = 5,9 \text{ m/s}$ $P_{molh} = 109 \%$ $Re_{2k} K_f = 8,0E+0009$ $T_{alc} = 254,4$ $X_e = 45,1 \%$	$T_{cond} = 311,3 \text{ K}$ $P_{cond} = 1604,4 \text{ kPa}$ $q = 1336,1 \text{ W/m}^2$ $G = 81,3 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 4138$ $Re_{Ext} = 75$ $hint = 408,9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 29,2 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 15,1 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_c = 700,9 \text{ W}$ $T_{sAr} = 306,0 \text{ K}$	$T_{suc} = 291,7 \text{ K}$ $T_{dis} = 378,8 \text{ K}$ $P_{suc} = 133,2 \text{ kPa}$ $P_{des} = 1604,4 \text{ kPa}$ $Vaz = 0,0040 \text{ kg/s}$ $Q_{comp} = 214,0 \text{ W}$ $COP = 1,54$ $Nit = 6$

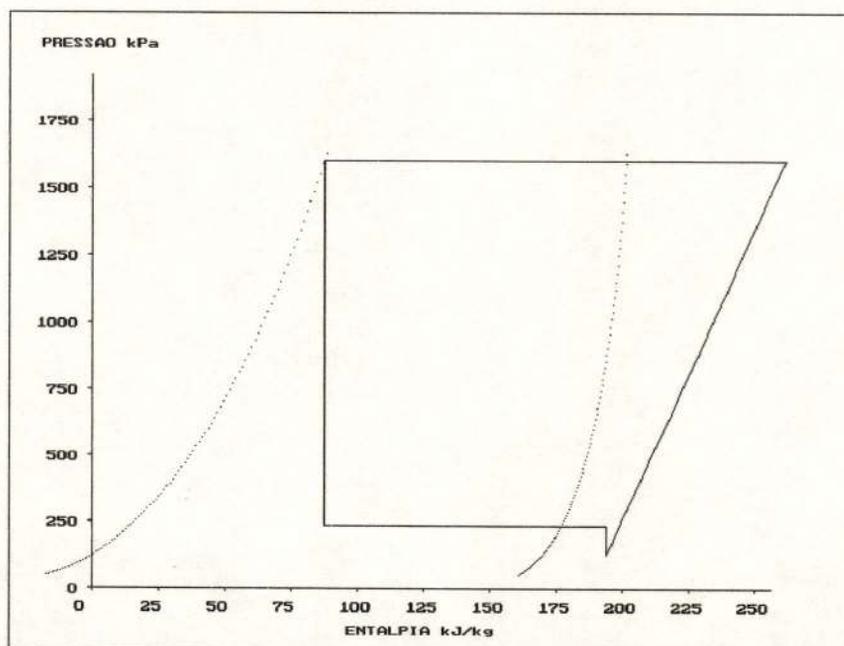


Figura 12 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 09

SIMULAÇÃO 10

Tabela 23 - Dados de entrada da simulação 10

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
$X_e = 50,0 \%$ $T_{evap} = 233,0 \text{ K}$ $V_{az} = 0,0037 \text{ kg/s}$ $Q_e = 400,0 \text{ W}$ $T_{suc} = 313,0 \text{ K}$ $P_{cond} = 1447,7 \text{ kPa}$ $P_{suc} = 103,4 \text{ kPa}$ $T_{alc} = 238,0 \text{ K}$	$Q_{rel} = 200,0 \text{ W}$ $DP_{valv} = 48,3 \text{ kPa}$ $T_{amb} = 302,9 \text{ K}$ $S_{aq} = 50 \text{ K}$ $Vel_{Ar} = 3,0 \text{ m/s}$

Tabela 24 - Resultados da simulação 10

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
$T_{evap} = 241,3 \text{ K}$ $P_{evap} = 183,5 \text{ kPa}$ $q = 2996,7 \text{ W/m}^2$ $G = 82,6 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 2028$ $Re_{Ext} = 8813$ $hint = 891 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 921 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 370 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_e = 390,4 \text{ W}$ $V_{suc} = 7,6 \text{ m/s}$ $P_{molh} = 58 \%$ $Re_{2kf} = 6,9E+0009$ $T_{alc} = 253,8 \text{ K}$ $X_e = 48,5 \%$	$T_{cond} = 311,8 \text{ K}$ $P_{cond} = 1626,5 \text{ kPa}$ $q = 1351,1 \text{ W/m}^2$ $G = 82,6 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 4238$ $Re_{Ext} = 75$ $hint = 415,0 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 29,1 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 15,1 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_c = 708,8 \text{ W}$ $T_{sAr} = 306,6 \text{ K}$	$T_{suc} = 291,3 \text{ K}$ $T_{dis} = 378,8 \text{ K}$ $P_{suc} = 135,2 \text{ kPa}$ $P_{des} = 1626,5 \text{ kPa}$ $V_{az} = 0,0041 \text{ kg/s}$ $Q_{comp} = 217,8 \text{ W}$ $COP = 1,79$ $Nit = 8$

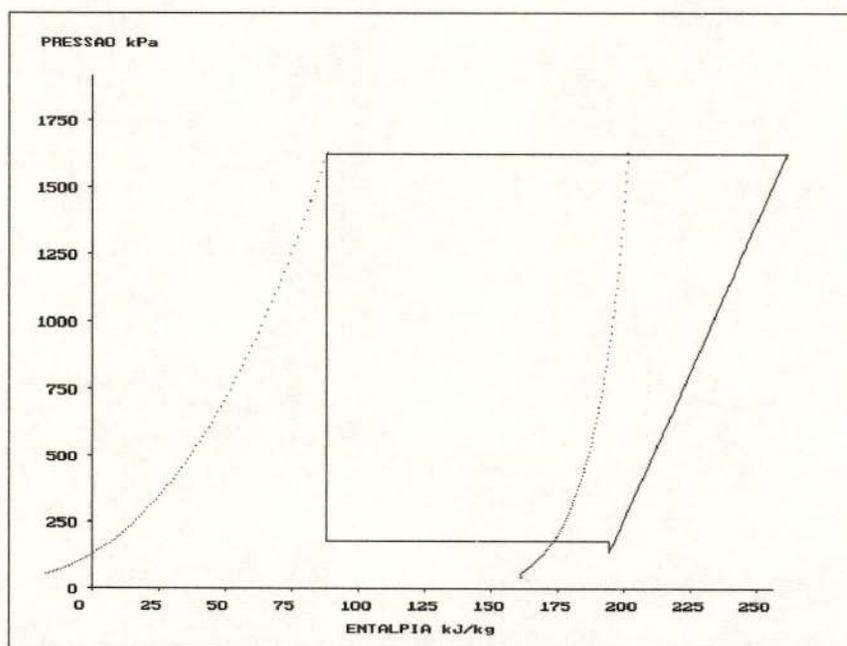


Figura 13 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 10

SIMULAÇÃO 11

Tabela 25 - Dados de entrada da simulação 11

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
$X_e = 50,0 \%$ $T_{evap} = 233,0 \text{ K}$ $V_{az} = 0,0037 \text{ kg/s}$ $Q_e = 400,0 \text{ W}$ $T_{suc} = 313,0 \text{ K}$ $P_{cond} = 1447,7 \text{ kPa}$ $P_{suc} = 103,4 \text{ kPa}$ $T_{alc} = 238,0 \text{ K}$	$Q_{rel} = 258,0 \text{ W}$ $DP_{valv} = 48,3 \text{ kPa}$ $T_{amb} = 299,4 \text{ K}$ $S_{aq} = 56 \text{ K}$ $Vel_{Ar} = 3,0 \text{ m/s}$

Tabela 26 - Resultados da simulação 11

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
$T_{evap} = 240,0 \text{ K}$ $P_{evap} = 173,6 \text{ kPa}$ $q = 3103,3 \text{ W/m}^2$ $G = 78,0 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ $Re_{Int} = 1887$ $Re_{Ext} = 8813$ $hint = 862 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 921 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 363 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_e = 404,3 \text{ W}$ $V_{suc} = 7,6 \text{ m/s}$ $P_{molh} = 34 \%$ $Re_{2kf} = 6,2E+0009$ $T_{alc} = 261,3 \text{ K}$ $X_e = 46,3 \%$	$T_{cond} = 308,2 \text{ K}$ $P_{cond} = 1490,9 \text{ kPa}$ $q = 1327,9 \text{ W/m}^2$ $G = 78,0 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 3825$ $Re_{Ext} = 77$ $hint = 392,6 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 30,0 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 15,0 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_c = 696,6 \text{ W}$ $T_{sAr} = 302,9 \text{ K}$	$T_{suc} = 296,0 \text{ K}$ $T_{dis} = 380,5 \text{ K}$ $P_{suc} = 125,3 \text{ kPa}$ $P_{des} = 1490,9 \text{ kPa}$ $V_{az} = 0,0039 \text{ kg/s}$ $Q_{comp} = 202,8 \text{ W}$ $COP = 1,99$ $Nit = 15$

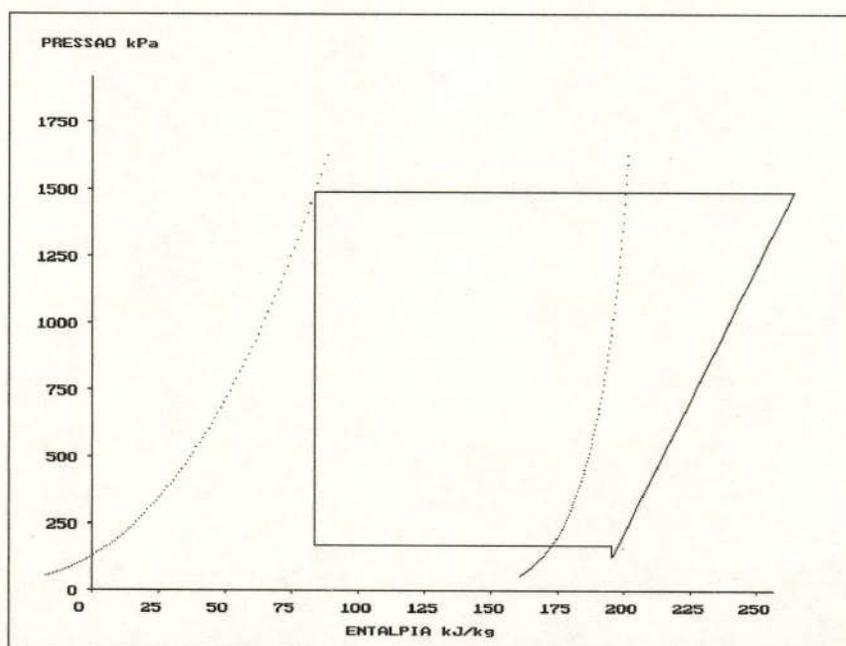


Figura 14 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 11

SIMULAÇÃO 12

Tabela 27 - Dados de entrada da simulação 12

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
Xe = 50,0 %	Qrel = 297,0 W
Tevap = 233,0 K	DPvalv = 89,6 kPa
Vaz = 0,0037 kg/s	Tamb = 300,3 K
Qe = 400,0 W	Saq = 56 K
Tsuc = 313,0 K	VelAr = 3,0 m/s
Pcond = 1447,7 kPa	
Psuc = 103,4 kPa	
Talc = 238,0 K	

Tabela 28 - Resultados da simulação 12

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
Tevap = 245,5 K	Tcond = 309,2 K	Tsuc = 301,5 K
Pevap = 217,0 kPa	Pcond = 1526,4 kPa	Tdis = 381,9 K
q = 3218,8 W/m ²	q = 1338,5 W/m ²	Psuc = 127,4 kPa
G = 78,8 kg/(m ² .s)	G = 78,8 kg/(m ² .s)	Pdes = 1526,4 kPa
ReInt = 2028	ReInt = 3910	Vaz = 0,0039 kg/s
ReExt = 8813	ReExt = 76	Qcomp = 194,2 W
hint = 897 W/(m ² .K)	hint = 396,9 W/(m ² .K)	
hext = 921 W/(m ² .K)	hext = 29,8 W/(m ² .K)	
U = 371 W/(m ² .K)	U = 15,0 W/(m ² .K)	
Qe = 419,3 W	Qc = 702,2 W	
Vsuc = 6,2 m/s	TsAr = 303,9 K	
Pmolh = 32 %		
Re2kf = 7,3E+0009		COP = 2,16
Talc = 268,5 K		Nit = 11
Xe = 44,5 %		

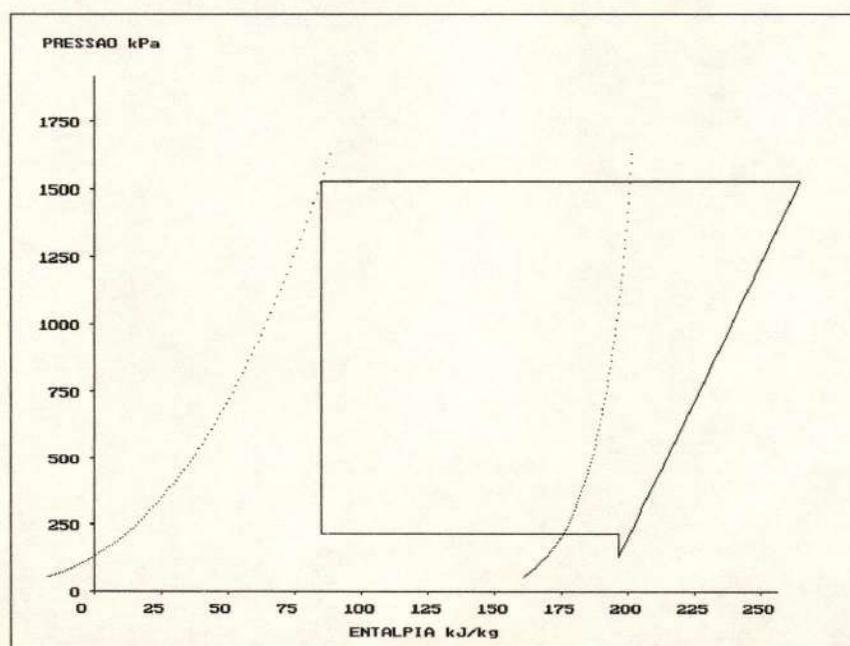


Figura 15 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 12

SIMULAÇÃO 13

Tabela 29 - Dados de entrada da simulação 13

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
Xe = 50,0 %	Qrel = 318,0 W
Tevap = 233,0 K	DPvalv = 82,7 kPa
Vaz = 0,0037 kg/s	Tamb = 301,2 K
Qe = 400,0 W	Saq = 63 K
Tsuc = 313,0 K	VelAr = 3,0 m/s
Pcond = 1447,7 kPa	
Psuc = 103,4 kPa	
Talc = 238,0 K	

Tabela 30 - Resultados da simulação 13

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
Tevap = 245,0 K	Tcond = 310,2 K	Tsuc = 308,0 K
Pevap = 212,6 kPa	Pcond = 1564,4 kPa	Tdis = 383,5 K
q = 3304,3 W/m ²	q = 1359,0 W/m ²	Psuc = 129,9 kPa
G = 80,2 kg/(m ² .s)	G = 80,2 kg/(m ² .s)	Pdes = 1564,4 kPa
ReInt = 2050	ReInt = 4027	Vaz = 0,0040 kg/s
ReExt = 8813	ReExt = 76	Qcomp = 184,7 W
hint = 900 W/(m ² .K)	hint = 403,4 W/(m ² .K)	
hext = 921 W/(m ² .K)	hext = 29,5 W/(m ² .K)	
U = 372 W/(m ² .K)	U = 15,1 W/(m ² .K)	
Qe = 430,5 W	Qc = 712,9 W	
Vsuc = 6,4 m/s	TsAr = 304,9 K	
Pmolh = 27 %		
Re2kf = 7,3E+0009		COP = 2,33
Talc = 272,1 K		Nit = 7
Xe = 45,6 %		

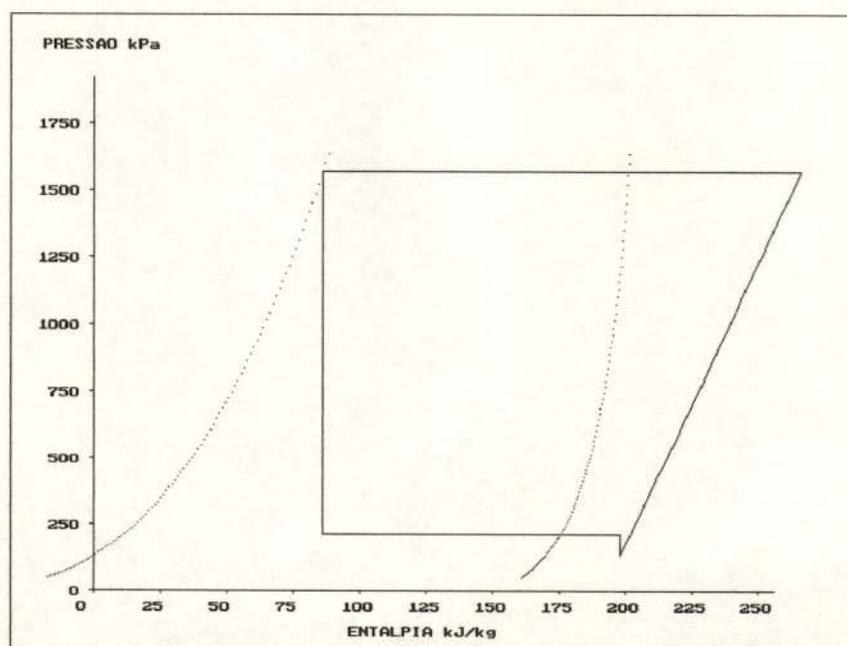


Figura 16 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 13

SIMULAÇÃO 14

Tabela 31 - Dados de entrada da simulação 14

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
Xe = 50,0 %	Qrel = 357,0 W
Tevap = 233,0 K	DPvalv = 89,6 kPa
Vaz = 0,0037 kg/s	Tamb = 298,3 K
Qe = 400,0 W	Saq = 66 K
Tsuc = 313,0 K	VelAr = 3,0 m/s
Pcond = 1447,7 kPa	
Psuc = 103,4 kPa	
Talc = 238,0 K	

Tabela 32 - Resultados da simulação 14

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
Tevap = 244,8 K	Tcond = 307,1 K	Tsuc = 310,8 K
Pevap = 211,7 kPa	Pcond = 1453,8 kPa	Tdis = 384,7 K
q = 3357,9 W/m ²	q = 1334,4 W/m ²	Psuc = 122,1 kPa
G = 76,3 kg/(m ² .s)	G = 76,3 kg/(m ² .s)	Pdes = 1453,8 kPa
ReInt = 1949	ReInt = 3695	Vaz = 0,0038 kg/s
ReExt = 8813	ReExt = 77	Qcomp = 175,0 W
hint = 880 W/(m ² .K)	hint = 384,7 W/(m ² .K)	
hext = 921 W/(m ² .K)	hext = 30,3 W/(m ² .K)	
U = 367 W/(m ² .K)	U = 14,9 W/(m ² .K)	
Qe = 437,5 W	Qc = 700,0 W	
Vsuc = 6,1 m/s	TsAr = 301,8 K	
Pmolh = 23 %		
Re2kf = 6,9E+0009		COP = 2,50
Talc = 277,3 K		Nit = 10
Xe = 43,3 %		

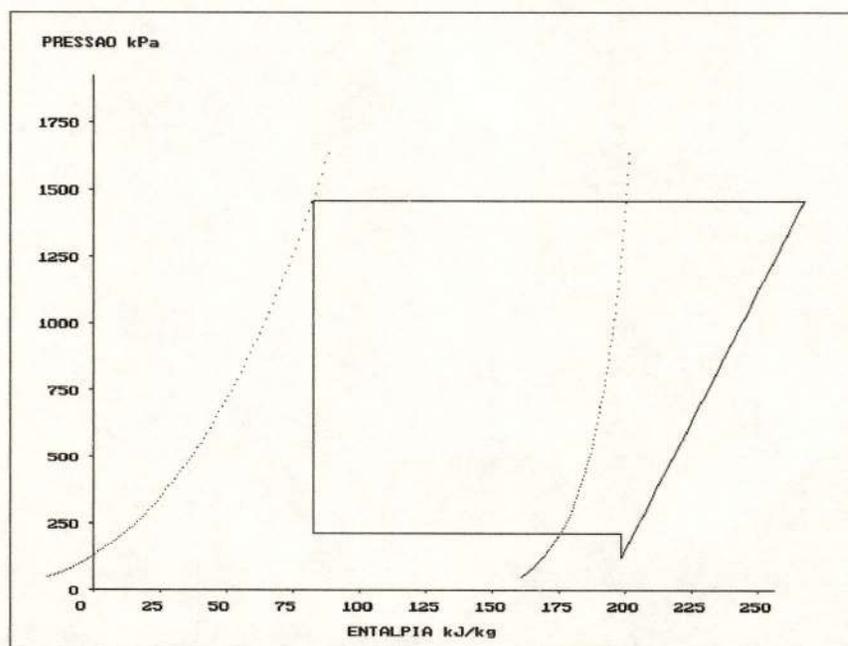


Figura 17 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 14

SIMULAÇÃO 15

Tabela 33 - Dados de entrada da simulação 15

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
$X_e = 50,0 \%$ $T_{evap} = 233,0 \text{ K}$ $Vaz = 0,0037 \text{ kg/s}$ $Q_e = 400,0 \text{ W}$ $T_{suc} = 313,0 \text{ K}$ $P_{cond} = 1447,7 \text{ kPa}$ $P_{suc} = 103,4 \text{ kPa}$ $T_{alc} = 238,0 \text{ K}$	$Q_{rel} = 251,0 \text{ W}$ $DP_{valv} = 296,4 \text{ kPa}$ $T_{amb} = 300,4 \text{ K}$ $Sa_q = 33 \text{ K}$ $Vel_{Ar} = 3,0 \text{ m/s}$

Tabela 34 - Resultados da simulação 15

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
$T_{evap} = 263,7 \text{ K}$ $P_{evap} = 422,0 \text{ kPa}$ $q = 2798,9 \text{ W/m}^2$ $G = 76,4 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 2388$ $Re_{Ext} = 8813$ $hint = 971 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 921 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 389 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_e = 364,7 \text{ W}$ $V_{suc} = 3,2 \text{ m/s}$ $P_{molh} = 103 \%$ $Re_{2kf} = 1,1E+0010$ $T_{alc} = 270,9 \text{ K}$ $X_e = 35,0 \%$	$T_{cond} = 309,0 \text{ K}$ $P_{cond} = 1521,1 \text{ kPa}$ $q = 1288,2 \text{ W/m}^2$ $G = 76,4 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 3782$ $Re_{Ext} = 76$ $hint = 386,9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 29,7 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 14,8 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_c = 675,8 \text{ W}$ $T_{sAr} = 303,8 \text{ K}$	$T_{suc} = 296,7 \text{ K}$ $T_{dis} = 380,1 \text{ K}$ $P_{suc} = 125,6 \text{ kPa}$ $P_{des} = 1521,1 \text{ kPa}$ $Vaz = 0,0038 \text{ kg/s}$ $Q_{comp} = 194,6 \text{ W}$ $COP = 1,87$ $Nit = 11$

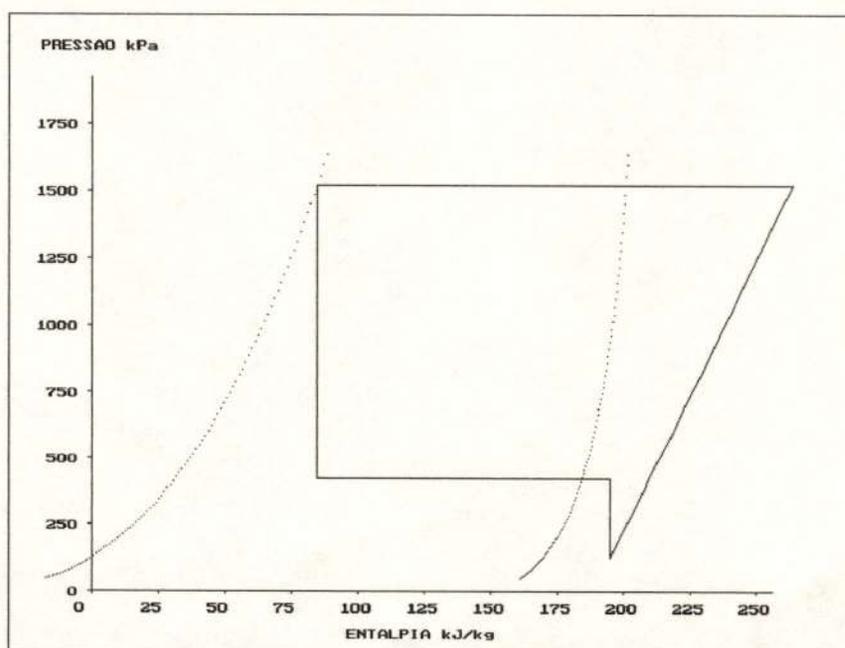


Figura 18 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 15

SIMULAÇÃO 16

Tabela 35 - Dados de entrada da simulação 16

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
Xe = 50,0 %	Qrel = 274,0 W
Tevap = 233,0 K	DPvalv = 324,0 kPa
Vaz = 0,0035 kg/s	Tamb = 301,4 K
Qe = 400,0 W	Saç = 33 K
Tsuc = 313,0 K	VelAr = 3,0 m/s
Pcond = 1447,7 kPa	
Psuc = 103,4 kPa	
Talc = 238,0 K	

Tabela 36 - Resultados da simulação 16

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
Tevap = 265,8 K	Tcond = 310,1 K	Tsuc = 298,8 K
Pevap = 452,0 kPa	Pcond = 1560,0 kPa	Tdis = 380,5 K
q = 2939,8 W/m ²	q = 1295,4 W/m ²	Psuc = 128,0 kPa
G = 77,4 kg/(m ² .s)	G = 77,4 kg/(m ² .s)	Pdes = 1560,0 kPa
ReInt = 2468	ReInt = 3882	Vaz = 0,0038 kg/s
ReExt = 8813	ReExt = 76	Qcomp = 192,2 W
hint = 984 W/(m ² .K)	hint = 392,0 W/(m ² .K)	
hext = 921 W/(m ² .K)	hext = 29,5 W/(m ² .K)	
U = 392 W/(m ² .K)	U = 14,9 W/(m ² .K)	
Qe = 383,0 W	Qc = 679,5 W	
Vsuc = 3,0 m/s	TsAr = 304,9 K	
Pmolh = 100 %		
Re2kf = 1,2E+0010		COP = 1,99
Talc = 273,2 K		Nit = 31
Xe = 34,7 %		

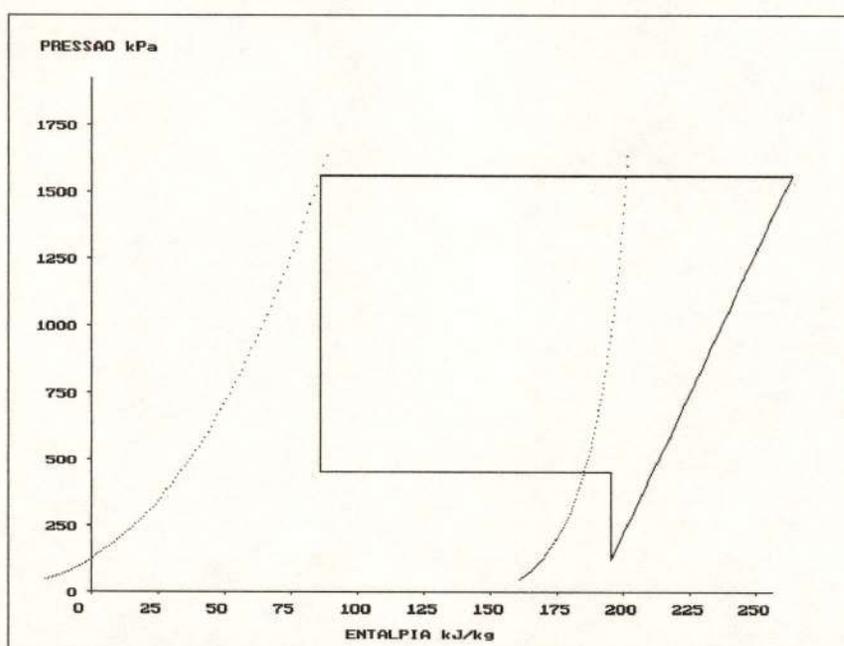


Figura 19 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 16

SIMULAÇÃO 17

Tabela 37 - Dados de entrada da simulação 17

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
$X_e = 50,0 \%$ $T_{evap} = 233,0 \text{ K}$ $V_{az} = 0,0037 \text{ kg/s}$ $Q_e = 400,0 \text{ W}$ $T_{suc} = 313,0 \text{ K}$ $P_{cond} = 1447,7 \text{ kPa}$ $P_{suc} = 103,4 \text{ kPa}$ $T_{alc} = 238,0 \text{ K}$	$Q_{rel} = 297,0 \text{ W}$ $DP_{valv} = 89,6 \text{ kPa}$ $T_{amb} = 300,3 \text{ K}$ $S_{aq} = 56 \text{ K}$ $Vel_{Ar} = 3,0 \text{ m/s}$

Tabela 38 - Resultados da simulação 17

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
$T_{evap} = 245,5 \text{ K}$ $P_{evap} = 217,0 \text{ kPa}$ $q = 3218,8 \text{ W/m}^2$ $G = 78,8 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 2028$ $Re_{Ext} = 8813$ $hint = 897 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 921 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 371 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_e = 419,3 \text{ W}$ $V_{suc} = 6,2 \text{ m/s}$ $P_{molh} = 32 \%$ $Re_{2kf} = 7,3E+0009$ $T_{alc} = 268,5 \text{ K}$ $X_e = 44,5 \%$	$T_{cond} = 309,2 \text{ K}$ $P_{cond} = 1526,4 \text{ kPa}$ $q = 1338,5 \text{ W/m}^2$ $G = 78,8 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 3910$ $Re_{Ext} = 76$ $hint = 396,9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 29,8 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 15,0 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_c = 702,2 \text{ W}$ $T_{sAr} = 303,9 \text{ K}$	$T_{suc} = 301,5 \text{ K}$ $T_{dis} = 381,9 \text{ K}$ $P_{suc} = 127,4 \text{ kPa}$ $P_{des} = 1526,4 \text{ kPa}$ $V_{az} = 0,0039 \text{ kg/s}$ $Q_{comp} = 194,2 \text{ W}$ $COP = 2,16$ $Nit = 8$

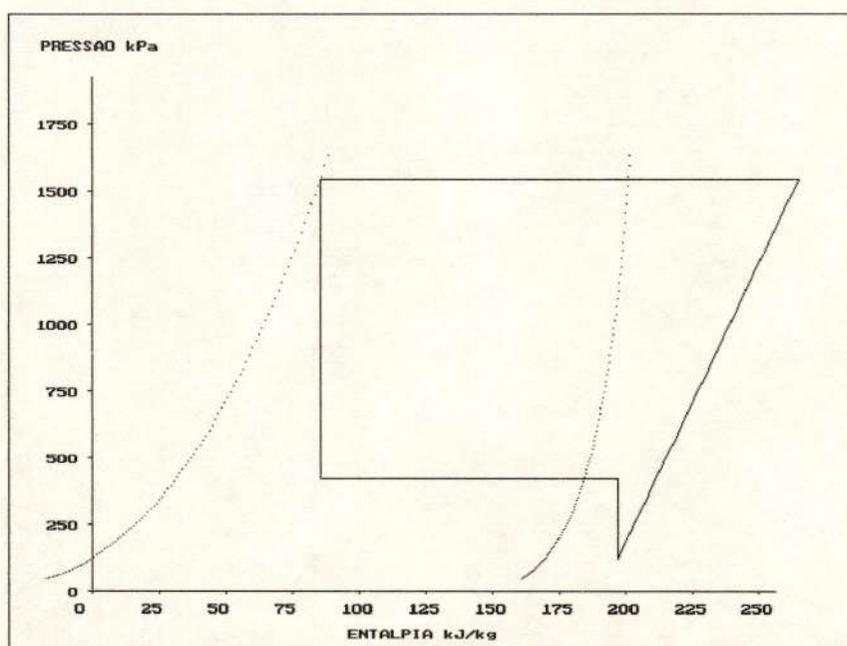


Figura 20 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 17

SIMULAÇÃO 18

Tabela 39 - Dados de entrada da simulação 18

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
Xe = 50,0 %	Qrel = 357,0 W
Tevap = 233,0 K	DPvalv = 310,2 kPa
Vaz = 0,0035 kg/s	Tamb = 298,0 K
Qe = 400,0 W	Saç = 46 K
Tsuc = 313,0 K	VelAr = 3,0 m/s
Pcond = 1447,7 kPa	
Psuc = 103,4 kPa	
Talc = 238,0 K	

Tabela 40 - Resultados da simulação 18

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
Tevap = 264,2 K	Tcond = 306,6 K	Tsuc = 310,2 K
Pevap = 429,1 kPa	Pcond = 1434,6 kPa	Tdis = 384,0 K
q = 3221,9 W/m ²	q = 1281,4 W/m ²	Psuc = 118,9 kPa
G = 73,2 kg/(m ² .s)	G = 73,2 kg/(m ² .s)	Pdes = 1434,6 kPa
ReInt = 2300	ReInt = 3519	Vaz = 0,0036 kg/s
ReExt = 8813	ReExt = 77	Qcomp = 167,7 W
hint = 952 W/(m ² .K)	hint = 371,4 W/(m ² .K)	
hext = 921 W/(m ² .K)	hext = 30,4 W/(m ² .K)	
U = 385 W/(m ² .K)	U = 14,7 W/(m ² .K)	
Qe = 419,8 W	Qc = 672,2 W	
Vsuc = 3,0 m/s	TsAr = 301,3 K	
Pmolh = 43 %		
Re2kf = 1,1E+0010		COP = 2,50
Talc = 281,6 K		Nit = 13
Xe = 32,7 %		

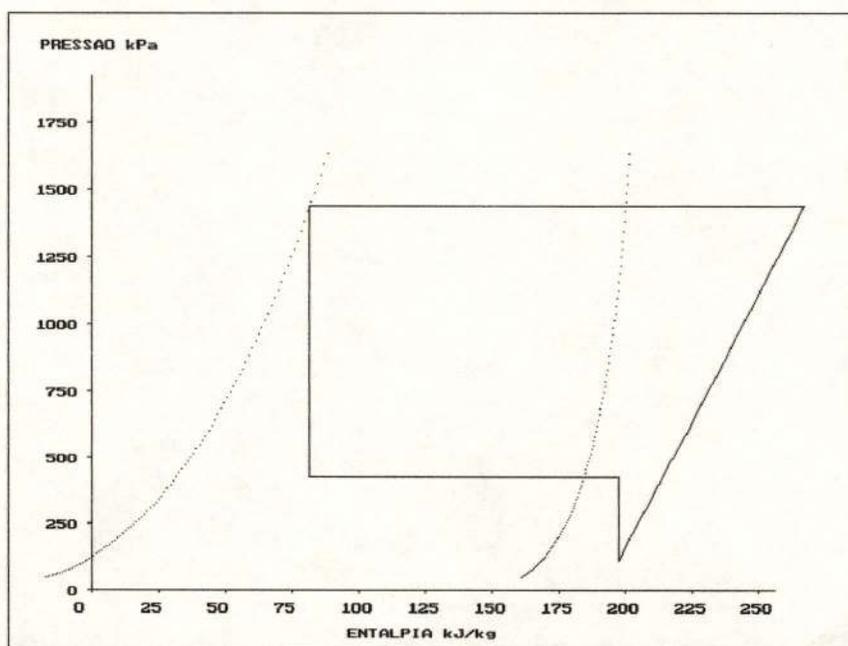


Figura 21 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 18

SIMULAÇÃO 19

Tabela 41 - Dados de entrada da simulação 19

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
Xe = 50,0 %	Qrel = 259,0 W
Tevap = 233,0 K	DPvalv = 648,0 kPa
Vaz = 0,0035 kg/s	Tamb = 299,9 K
Qe = 400,0 W	Saq = 14 K
Tsuc = 313,0 K	VelAr = 3,0 m/s
Pcond = 1447,7 kPa	
Psuc = 103,4 kPa	
Talc = 238,0 K	

Tabela 42 - Resultados da simulação 19

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
Tevap = 282,9 K	Tcond = 308,0 K	Tsuc = 296,9 K
Pevap = 766,8 kPa	Pcond = 1483,9 kPa	Tdis = 379,1 K
q = 2315,2 W/m ²	q = 1174,8 W/m ²	Psuc = 118,9 kPa
G = 69,4 kg/(m ² .s)	G = 69,4 kg/(m ² .s)	Pdes = 1483,9 kPa
ReInt = 2602	ReInt = 3392	Vaz = 0,0034 kg/s
ReExt = 8813	ReExt = 77	Qcomp = 174,1 W
hint = 975 W/(m ² .K)	hint = 357,2 W/(m ² .K)	
hext = 921 W/(m ² .K)	hext = 29,9 W/(m ² .K)	
U = 390 W/(m ² .K)	U = 14,3 W/(m ² .K)	
Qe = 301,6 W	Qc = 616,3 W	
Vsuc = 1,6 m/s	TsAr = 303,0 K	
Pmolh = 124 %		
Re2kf = 1,4E+0010		COP = 1,73
Talc = 288,8 K		Nit = 12
Xe = 21,9 %		

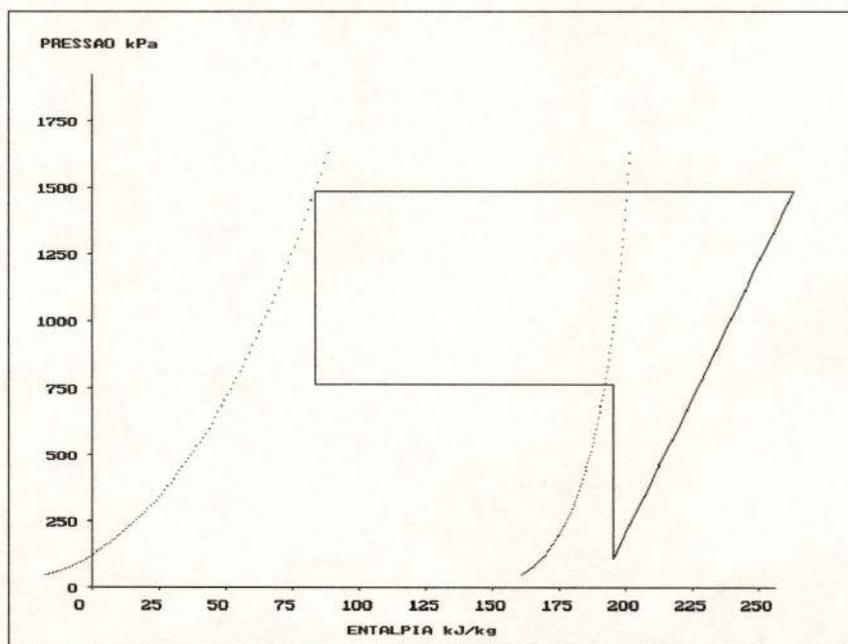


Figura 22 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 19

SIMULAÇÃO 20

Tabela 43 - Dados de entrada da simulação 20

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
$X_e = 50,0 \%$ $T_{evap} = 233,0 \text{ K}$ $Vaz = 0,0037 \text{ kg/s}$ $Q_e = 400,0 \text{ W}$ $T_{suc} = 313,0 \text{ K}$ $P_{cond} = 1447,7 \text{ kPa}$ $P_{suc} = 103,4 \text{ kPa}$ $T_{alc} = 238,0 \text{ K}$	$Q_{rel} = 309,0 \text{ W}$ $DP_{valv} = 648,0 \text{ kPa}$ $T_{amb} = 298,7 \text{ K}$ $Sa_q = 30 \text{ K}$ $Vel_{Ar} = 3,0 \text{ m/s}$

Tabela 44 - Resultados da simulação 20

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
$T_{evap} = 282,7 \text{ K}$ $P_{evap} = 763,3 \text{ kPa}$ $q = 2641,1 \text{ W/m}^2$ $G = 67,8 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 2539$ $Re_{Ext} = 8813$ $hint = 962 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 921 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 387 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_e = 344,1 \text{ W}$ $V_{suc} = 1,6 \text{ m/s}$ $P_{molh} = 108 \%$ $Re_{2kf} = 1,4E+0010$ $T_{alc} = 289,5 \text{ K}$ $X_e = 21,0 \%$	$T_{cond} = 306,9 \text{ K}$ $P_{cond} = 1443,3 \text{ kPa}$ $q = 1180,0 \text{ W/m}^2$ $G = 67,8 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ $Re_{Int} = 3269$ $Re_{Ext} = 77$ $hint = 349,6 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $hext = 30,2 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $U = 14,2 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $Q_c = 619,0 \text{ W}$ $T_{sAr} = 301,8 \text{ K}$	$T_{suc} = 312,7 \text{ K}$ $T_{dis} = 383,2 \text{ K}$ $P_{suc} = 115,3 \text{ kPa}$ $P_{des} = 1443,3 \text{ kPa}$ $Vaz = 0,0034 \text{ kg/s}$ $Q_{comp} = 147,1 \text{ W}$ $COP = 2,34$ $Nit = 10$

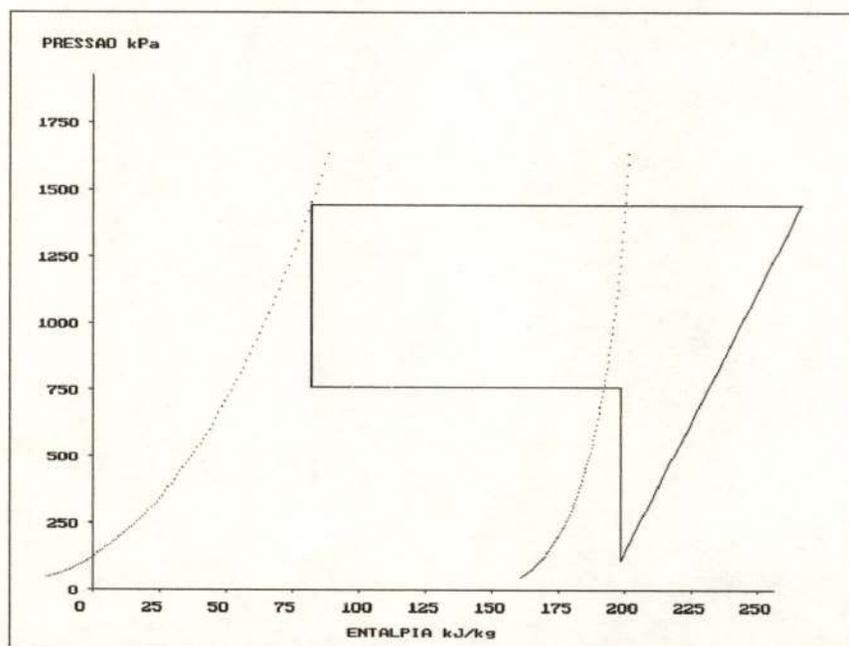


Figura 23 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 20

SIMULAÇÃO 21

Tabela 45 - Dados de entrada da simulação 21

Variáveis	
Tentativas Iniciais	Parâmetros Externos
Xe = 50,0 %	Qrel = 358,0 W
Tevap = 233,0 K	DPvalv = 648,0 kPa
Vaz = 0,0035 kg/s	Tamb = 297,6 K
Qe = 400,0 W	Saç = 33 K
Tsuc = 313,0 K	VelAr = 3,0 m/s
Pcond = 1378,8 kPa	
Psuc = 103,4 kPa	
Talc = 238,0 K	

Tabela 46 - Resultados da simulação 21

Resultados da Simulação		
Evaporador	Condensador	Compressor
Tevap = 282,6 K	Tcond = 305,7 K	Tsuc = 315,6 K
Pevap = 760,1 kPa	Pcond = 1402,7 kPa	Tdis = 383,9 K
q = 2956,8 W/m ²	q = 1165,0 W/m ²	Psuc = 112,1 kPa
G = 66,1 kg/(m ² .s)	G = 66,1 kg/(m ² .s)	Pdes = 1402,7 kPa
ReInt = 2472	ReInt = 3143	Vaz = 0,0033 kg/s
ReExt = 8813	ReExt = 78	Qcomp = 140,1 W
hint = 947 W/(m ² .K)	hint = 341,4 W/(m ² .K)	
hext = 921 W/(m ² .K)	hext = 30,5 W/(m ² .K)	
U = 383 W/(m ² .K)	U = 14,1 W/(m ² .K)	
Qe = 385,2 W	Qc = 611,2 W	
Vsuc = 1,5 m/s	TsAr = 300,6 K	
Pmolh = 93 %		
Re2kf = 1,3E+0010		COP = 2,75
Talc = 290,5 K		Nit = 28
Xe = 20,0 %		

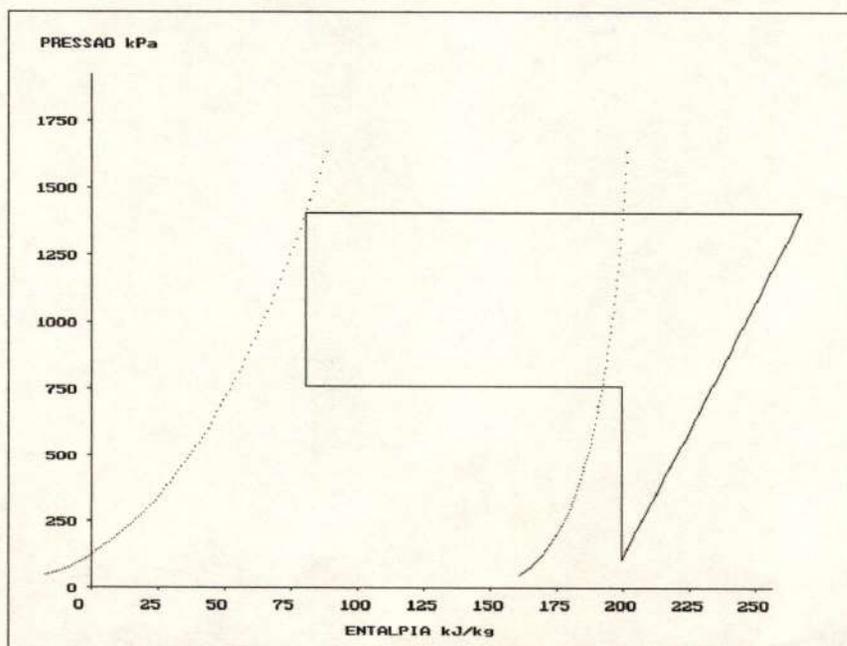


Figura 24 - Pressão Absoluta versus Entalpia Específica da simulação 21

4. - ENSAIO

4.1. - Descrição do Sistema Frigorífico Ensaiado

O equipamento ensaiado é um sistema hermético de compressão a vapor operando com fluido refrigerante R502. O condensador é do tipo tubo com aletas planas e possui um ventilador para garantir uma condição de convecção forçada sobre a superfície externa do mesmo. O evaporador é de expansão direta feito com tubo de cobre em formato helicoidal, e cuja função é resfriar um banho de líquido. A carga térmica é proporcionada por uma resistência elétrica, com potência regulável, colocada neste banho e também por um fluxo de calor proveniente do meio ambiente. O elemento de expansão é um tubo capilar de cobre, específico para refrigeração. Para controlar a pressão de evaporação existe uma válvula controladora entre a saída do evaporador e a entrada do compressor, cujo posicionamento é pré determinado. A Figura 25 apresenta um esquema de como os componentes encontram-se associados.

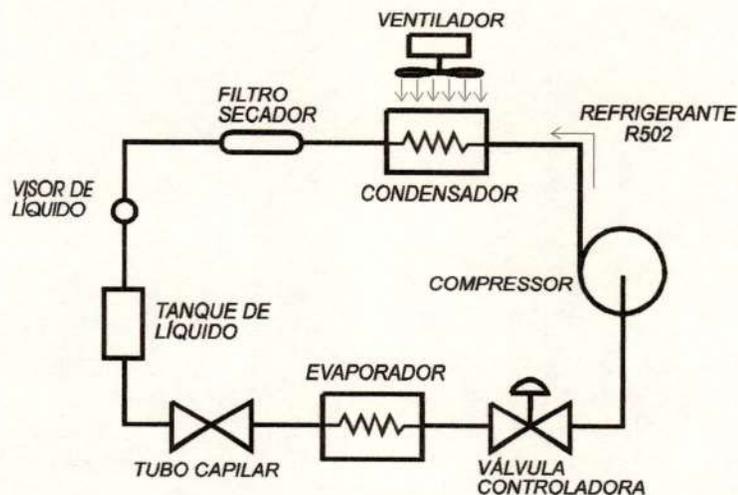


Figura 25 - Esquema associativo dos componentes do sistema de refrigeração

A seguir é feita uma apresentação mais detalhada de cada um dos componentes em termos de características técnicas, fabricantes, dimensões e etc. Os valores das propriedades físicas e termodinâmicas dos materiais utilizados foram retirados do ASHRAE Fundamentals Handbook (1981) e os dados relativos aos componentes foram retirados dos catálogos dos respectivos fabricantes e ou através de plaquetas nos próprios produtos.

4.1.1. - Evaporador e Cuba de Líquido

Todos os componentes do equipamento são peças de "prateleira", ou seja, disponíveis em casas especializadas no ramo, com exceção da cuba de líquido, onde é instalada a serpentina (evaporador). Em função disso a Figura 26 mostra em detalhes, e com todas as dimensões e propriedades dos materiais utilizados, uma vista em corte do evaporador e da cuba de líquido. Também pode ser visto o agitador, utilizado para tornar a temperatura do banho de líquido homogênea e para elevar o coeficiente de troca de calor entre a superfície externa do evaporador e o líquido a ser resfriado. A resistência elétrica, cuja potência dissipada (Q_{rel}) pode ser controlada por intermédio de um variac em função das condições de ensaio, proporciona parte da carga térmica a que o sistema é submetido (a outra parte é dada pelo fluxo de calor proveniente do meio ambiente).

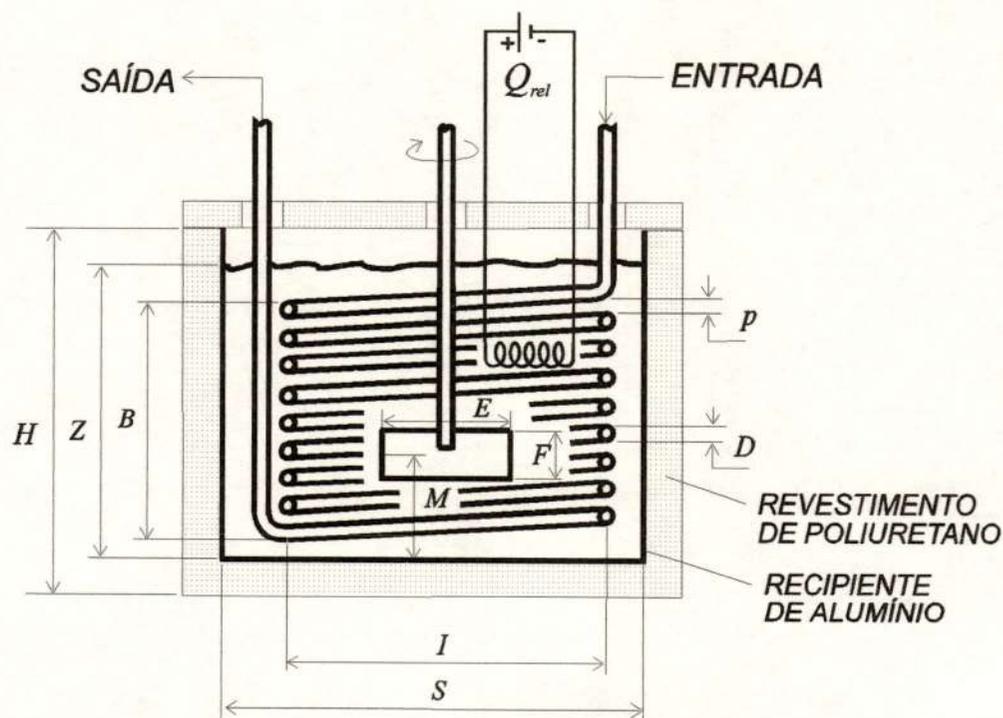


Figura 26 - Dimensões do evaporador e cuba de líquido

$B = 0,18 \text{ m}$ $F = 0,035 \text{ m}$ $S = 0,22 \text{ m}$
 $D = 0,00952 \text{ m}$ $M = 0,06 \text{ m}$ $Z = 0,22 \text{ m}$
 $E = 0,1 \text{ m}$ $I = 0,175 \text{ m}$ $p = 0,001 \text{ m}$
 $H = 0,25 \text{ m}$

Espessura da parede de poliestireno: 0,01 m
Espessura da parede de alumínio: 0,002 m
Diâmetro interno do tubo de cobre: 0,00794 m
Rotação do agitador: 80 rpm

Propriedades do álcool a temperatura de 290 K:

Densidade: $789,2 \text{ kg/m}^3$
Viscosidade: $1194 \cdot 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$
Condutividade térmica: $0,182 \text{ W/(m.K)}$
Calor específico: 2840 J/kg.K

Propriedades do cobre a temperatura de 290 K:

Densidade: 8910 kg/m^3
Condutividade térmica: 393 W/m.K
Calor específico: 390 J/kg.K

Propriedades do poliestireno a temperatura de 290 K:

Condutividade térmica: $0,03 \text{ W/m.K}$

4.1.2. - Condensador

O condensador é do tipo tubo aletado com coifa para ser utilizado com ventilador. A seguir temos os dados técnicos a respeito deste componente:

Fabricante: McQuay do Brasil

Código: Série Sicon

Modelo: 120 A.

Dimensões:

Altura: 0,317 m

Largura: 0,110 m

Comprimento: 0,403 m

Número de passes: 48

Tubo de cobre: Diâmetro externo: 0,00952 m

Diâmetro interno: 0,00794 m

Peso: 4,584 kg

Aleta:

Material: Alumínio

Espessura: 0,0001 m

Condutividade térmica: 170 W/(m.K)

Número de aletas por polegada: 8

4.1.3. - Ventilador

Fabricante: Eberle

Modelo: 1/25

Potência: 20 mhp

Corrente: 0,45 A

Rotação: 1480 rpm

Número de pás da hélice: 5

Tensão da rede: 220 V

Frequência da rede: 60 Hz

4.1.4. - Tubo Capilar

O tubo capilar utilizado é de cobre específico para refrigeração (cobre refrigeração liga C12200) e suas características são as seguintes:

Fabricante: TBF (Tubos Beneficiados Finos) -Metalurgia

Comprimento: 1,75 m

Diâmetro interno: 0,00107 m

Rugosidade superficial interna: 3,5 μm

4.1.5. - Tanque de Líquido

Capacidade: 2,1 litros

4.1.6. - Válvula Controladora

Este componente atua em função de um sinal elétrico, de 0 a 10 V d.c., que estabelece a posição da válvula controladora. Ele recebe um tratamento através de uma interface, que o compatibiliza para o padrão de um atuador, que por sua vez transforma este sinal elétrico num posicionamento mecânico. Desta forma o posicionamento da válvula pode ser controlado, e com isso a pressão de evaporação também. A válvula controladora pode ser então dividida em três componentes básicos que são: a válvula, o atuador e a interface. A seguir são apresentados em detalhes os dados relativos a estes três componentes:

Válvula:

Fabricante: Danfoss

Modelo: KVQ 15

Faixa de pressão: 0 a 7 bar

Pressão máxima de trabalho: 22 bar

Atuador:

Faixa de pressão: 0 a 7 bar

Temperatura ambiente máxima:

Durante operação: -45°C a $+40^{\circ}\text{C}$

Durante transporte: -50°C a $+70^{\circ}\text{C}$

Pressão máxima de trabalho: 22 bar

Potência de alimentação: 24 V a.c. pulso cascata proveniente da interface

Consumo máximo: 30 VA/24V a.c.

Interface:

Fabricante: Danfoss

Modelo: EKA 46

Sinal de entrada: 0 a 10V d.c.

Sinal de saída: 24V a.c. pulso cascata

Regulagem da pressão de evaporação: 0 a 7 bar

Faixa de ajuste para Pressão máxima e mínima:

Máxima: 14 a 0,5 bar

Mínima: 0,5 a 14 bar

Tensão de alimentação: 24 V a.c. $\pm 10\%$, 50/60 Hz

Potência consumida: 2 VA

Temperatura ambiente: -20°C a 70°C

A sofisticação apresentada por este componente mostra-se excessiva frente as necessidades ditadas pelo ensaio. Entretanto, um outro tipo de experimento, não abordado aqui neste trabalho, feito com este mesmo sistema frigorífico necessitou desta válvula para cumprir seus propósitos.

4.1.7. - Compressor

O compressor utilizado é do tipo hermético de compressão de vapor, mono cilindro e emprega o R502 como fluido refrigerante. Suas características técnicas são:

Fabricante: Sicom - Sociedade Intercontinental de Compressores Herméticos Ltda

Modelo: AKL 26 JS

Rotação: 3500 rpm

Deslocamento Volumétrico: 26 cm³/revolução

Espaço Nocivo: 4%

Tensão da rede: 220 V

Frequência da rede: 60 Hz

Capacidade de refrigeração a $-23,3^{\circ}\text{C}$: 1050 kcal/h

4.2. - Descrição do Ensaio

A parte experimental feita neste trabalho foi constituída basicamente da medição de seis variáveis, três pressões e três temperaturas. As pressões são: a pressão de condensação (P1), pressão de evaporação (P2) e pressão de sucção (P3); e as temperaturas são: a temperatura de sucção (T1), temperatura de descarga (T2) e temperatura do banho de líquido (T3). A posições onde cada uma das medidas foi feita, em relação ao circuito de refrigeração, podem ser observadas na Figura 27. Além destas variáveis também foram medidos alguns parâmetros que influenciam diretamente no ponto de funcionamento do sistema, e que são: a temperatura ambiente (T4), a velocidade do ar que atravessa o condensador, a tensão e a corrente atuantes na resistência elétrica que proporciona carga térmica ao sistema.

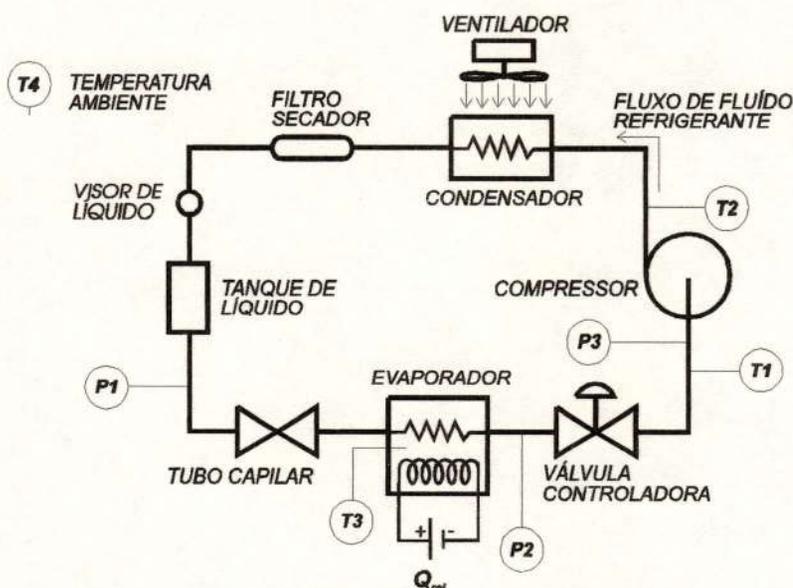


Figura 27 - Posição das medições

Para que fossem estabelecidas as diversas condições de funcionamento, dois parâmetros foram controlados com este propósito. Um deles é a potência da resistência elétrica (Q_{rel}) e o outro a posição da válvula controladora.

Um circuito elétrico foi montado, de acordo com a Figura 28, para controlar a potência dissipada pela resistência elétrica. Este controle foi feito regulando-se a tensão e a corrente, aplicados na resistência, através do posicionamento manual do reostato, e desta forma a potência dissipada foi

calculada pelo produto destes dois valores lidos, respectivamente, nos medidores de tensão e corrente.

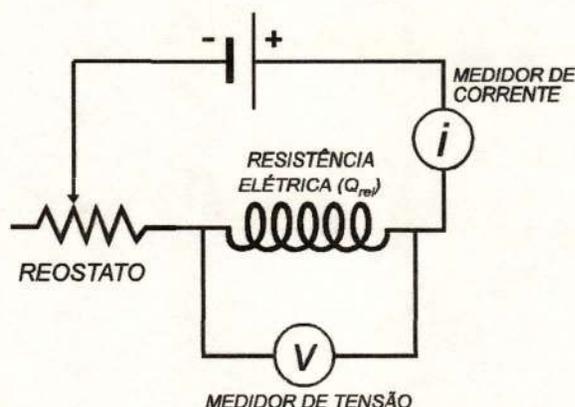


Figura 28 - Circuito de controle de potência da resistência elétrica

A posição da válvula controladora foi determinada pela tensão nela aplicada. Entretanto, o efeito provocado pela válvula se reflete na diferença entre as pressões de evaporação e sucção, e com isso a sua posição foi identificada pelo valor desta diferença.

Uma vez fixadas a potência dissipada pela resistência elétrica e a abertura da válvula controladora, configurava-se o ponto de funcionamento do sistema frigorífico. Para que o regime permanente ficasse plenamente estabelecido um tempo de duas a quatro horas era necessário, dependendo da proximidade entre as condições no início do experimento e do ponto de funcionamento em regime. O sistema era considerado em regime permanente quando a temperatura do banho de líquido não oscilava mais do que 0,5 K num intervalo de 15 minutos. Para algumas condições, entretanto, não foi possível o estabelecimento do regime permanente. Isto ocorreu nos casos em que a potência dissipada pela resistência elétrica assumia valores baixos e a válvula controladora posicionava-se quase totalmente fechada. Quando submetido a estas condições, o sistema frigorífico configurava-se numa situação de instabilidade, onde a temperatura do banho de líquido oscilava ao longo do tempo. Tal fato ocorria porque a redução da potência dissipada pela resistência elétrica proporcionava uma diminuição da carga térmica, e a válvula controladora posicionada quase fechada provocava um aumento da temperatura de evaporação, de modo que estas duas condições faziam com que o evaporador não fosse capaz de promover uma evaporação completa do fluxo refrigerante ocasionando o retorno de líquido, o qual estabelecia esta situação

de instabilidade. Na Figura 29 podemos verificar este comportamento instável na faixa de tempo compreendida entre 1000 e 5000 segundos, aproximadamente. Em torno dos 6000 segundos a potência da resistência elétrica foi aumentada e então o sistema configurou-se em regime permanente.

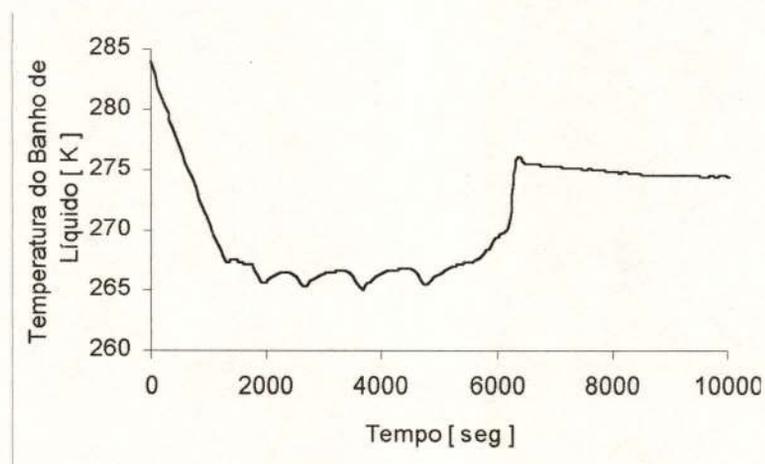


Figura 29 - Situação de instabilidade no estabelecimento do regime permanente

O número total de ensaios foi de vinte e um e para cada um deles, após o estabelecimento do regime permanente, foram feitas as medições de todas as variáveis e parâmetros já citados. A Tabela 47 traz uma relação dos sensores e equipamentos utilizados nas medições, bem como a faixa de incerteza, para cada um deles, em função do valor medido. Os sensores de temperatura e pressão tiveram suas faixas de incerteza determinadas por mais ou menos dois desvios padrão determinados através de calibração. Esta faixa assume uma probabilidade de 95,45% de conter o valor medido. As temperaturas foram calibradas utilizando-se um termômetro padrão e os manômetros utilizando-se um sistema de balança com vasos comunicantes.

As curvas de aferição estão na secção "Anexo".

Tabela 47 - Equipamentos de Medição e suas respectivas faixas de erro

VALOR MEDIDO	EQUIPAMENTO EMPREGADO	FAIXA DE INCERTEZA
Temperatura de Descarga	Termo par acoplado a um multímetro digital (modelo DM 5120/5520 Tektronix)	$\pm 0,4$ K
Temperatura de Sucção	Termo par acoplado a um multímetro digital (modelo DM 5120/5520 Tektronix)	$\pm 0,4$ K
Temperatura do Banho de Líquido	Sensor PT - 100 acoplado a um micro computador através de uma placa A/D e um amplificador de sinal	$\pm 0,5$ K
Temperatura Ambiente	Termômetro de mercúrio	$\pm 0,5$ K
Pressão de Condensação	Manômetro do tipo Bourdon para faixa de 0 a 500 psig (Imperial Eastman)	± 20 kPa
Pressão de Sucção	Manômetro do tipo Bourdon para faixa de 0 a 120 psig (Imperial Eastman)	± 5 kPa
Pressão de Evaporação	Manômetro do tipo Bourdon para faixa de	± 20 kPa
Tensão aplicada na resistência elétrica	Multímetro Digital (modelo 8050A Fluke)	$\pm 0,04$ V
Corrente que atravessa a resistência elétrica	Multímetro Analógico	$\pm 3\%$
Velocidade do fluxo de ar que atravessa o condensador	Anemômetro de Hélice (Veb Anemometerbau Dresden)	$\pm 0,02$ m/s

A instalação dos termo pares foi feita por sobre o tubo de cobre no ponto da medição. A fixação foi feita por uma fita adesiva para

assegurar o contato do sensor com o tubo. Para reduzir a influência da temperatura ambiente na medição, foi colocado um revestimento de espuma para isolar termicamente o local, conforme podemos ver em detalhe na Figura 30.

O procedimento para a determinação da temperatura lida pelos termo pares, constitui-se na determinação da relação entre a diferença de potencial por ele gerada e a temperatura na qual ele se encontra. Este sinal gerado foi lido por um multímetro ajustado para voltímetro, onde o valor lido em volts é considerado como diretamente proporcional à temperatura na qual a extremidade do termo par se encontra.

O sinal gerado pelo termo par é considerado linear com relação à temperatura medida, sendo necessário fornecermos dois pontos de referência para que a relação fique estabelecida. As referências utilizadas foram a temperatura ambiente, através de um termômetro de mercúrio, e a temperatura de fusão da água, por meio de um banho de gelo e água.

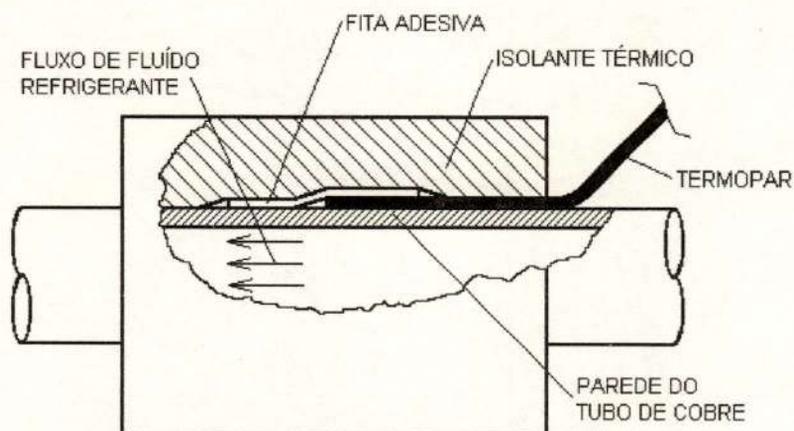


Figura 30 - Tomada de temperatura do fluxo refrigerante

O sensor PT-100 utilizado para medir a temperatura do banho de líquido, foi simplesmente colocado imerso no banho de líquido. Este sensor tem como princípio de funcionamento a relação de proporcionalidade entre a sua resistência elétrica e a temperatura em que ele se encontra submetido. Esta característica é aproveitada de tal forma por um circuito eletrônico que amplifica o sinal analógico gerado e em seguida o converte em sinal digital. Neste ponto o sinal foi introduzido num micro computador que aplicando-lhe a função calibração (levantada por meio de uma calibração feita com termômetros de mercúrio) definia o valor correspondente da temperatura que estava sendo avaliada. Desta forma as temperaturas lidas por este sensor

podiam ser devidamente gravadas, em tempo real, permitindo que análises posteriores pudessem ser conduzidas.

Os sensores de pressão são todos manômetros do tipo Bourdon, comumente utilizados em refrigeração, tendo sido acoplados ao sistema por meio de conexões rápidas e mangueiras específicas.

A medição da velocidade do ar que atravessa o condensador foi feita simplesmente alinhando o medidor com o fluxo de ar e esperando que a hélice, utilizada como sensor do aparelho, assumisse um situação de regime permanente. O valor foi definido mediante uma média de três medidas.

4.3. - Resultados Experimentais

O levantamento dos resultados experimentais foi feito para vinte e uma condições de funcionamento. A Tabela 48 enumera, em sua primeira coluna, cada um dos experimentos de modo que o número do ensaio e a sua correspondente simulação recebem o mesmo número. A segunda e a terceira colunas relacionam respectivamente a tensão e a corrente aplicadas na resistência elétrica colocada no banho de líquido, sendo que o produto entre elas é colocado na quarta coluna, representando a potência dissipada pela resistência. As temperaturas medidas encontram-se relacionadas na quinta, sexta, sétima e oitava colunas, as quais correspondem respectivamente às temperaturas do banho de líquido, descarga do compressor, sucção do compressor e ambiente. Os valores das pressões medidas são apresentados nas três últimas colunas, sendo eles, da direita para a esquerda, pressão de condensação, pressão de evaporação e pressão de sucção do compressor. O diferencial de pressão provocado pela válvula controladora não foi diretamente lido, entretanto ele foi determinado pela diferença entre as pressões de evaporação e sucção. A velocidade do ar que atravessa o condensador manteve-se praticamente constante e igual a 3 m/s ao longo de todos os experimentos.

O coeficiente de compressão politrópica, utilizado no modelo matemático do compressor, foi determinado com base em resultados experimentais através da determinação das constantes a_n e b_n , definidas na pela equação 3.3. Segundo MONDOT (1991), deve-se aplicar a equação 3.3 para dois pontos de funcionamento do compressor que tenham seus valores de razão de compressão o mais distintos possível. Sob este aspecto os ensaios n° 8 e 11 são os mais adequados e por isso foram selecionados para este cálculo. Aplicando os pontos à equação fica estabelecido um sistema de duas equações e duas incógnitas, que ao ser resolvido revela os seguintes valores:

$$a_n = 1,6089124794$$

$$b_n = -0,0022894217049$$

Tabela 48 - Resultados Experimentais

Ensaio n°	RESISTÊNCIA ELÉTRICA			TEMPERATURAS				PRESSÕES		
	Tensão [V]	Corrente [A]	Potência Dissipada [W]	Banho de			Condensação [kPa]	Evaporação [kPa]	Sucção [kPa]	
				Líquido [K]	Descarga [K]	Sucção [K]				Ambiente [K]
1	44,5	1,1	49	235,4	364,5	246,9	297,6	1411	136	136
2	62,5	1,5	94	237,3	365,2	247,3	297,5	1411	136	136
3	76,6	1,8	138	237,8	371,9	247,1	297,3	1411	143	136
4	93,6	2,2	206	241,7	375,5	283,6	297,5	1411	136	136
5	101,7	2,5	254	253,0	379,3	290,5	296,1	1411	136	136
6	107,7	2,7	291	267,7	385,9	298,7	295,4	1411	136	136
7	111,8	2,8	313	278,9	391,5	305,2	295,8	1411	136	136
8	118,2	3,0	355	294,1	395,6	314,2	298,0	1480	136	143
9	79,7	1,8	143	252,3	376,7	292,4	302,4	1618	260	156
10	90,9	2,2	200	252,7	389,8	292,7	302,9	1618	205	156
11	103,3	2,5	258	264,7	391,3	299,0	299,4	1515	205	156
12	110,0	2,7	297	277,2	391,6	303,6	300,3	1549	239	150
13	113,5	2,8	318	287,4	397,2	310,2	301,2	1584	239	156
14	119,1	3,0	357	295,8	393,1	313,3	298,3	1515	239	150
15	100,4	2,5	251	271,0	387,3	298,5	300,4	1515	446	150
16	105,5	2,6	274	274,4	391,5	300,5	301,4	1584	481	156
17	108,8	2,7	294	285,0	396,4	307,0	301,0	1549	446	150
18	119,1	3,0	357	300,0	382,7	311,6	298,0	1446	446	143
19	103,5	2,5	259	288,3	388,6	296,8	299,9	1515	791	136
20	110,3	2,8	309	301,7	392,4	313,1	298,7	1446	791	136
21	119,2	3,0	358	309,1	391,3	316,0	297,6	1480	791	136

4.3. - Faixa de Utilização das Correlações Empregadas

O modelo matemático desenvolvido na seção 3.1 lançou mão de algumas correlações necessárias para a determinação dos coeficientes de troca de calor, tanto interno quanto externo, do evaporador e condensador. Tais correlações, entretanto, são restritas a determinadas faixas de validade estipuladas pelos respectivos autores. A Tabela 49 traz uma relação destas faixas, frente aos valores efetivamente utilizados neste trabalho. Os autores bem como suas correlações são também relacionados nesta tabela.

É interessante observar que o limite superior da faixa de atuação da correlação proposta por M. M. Shah foi estabelecido para um valor máximo para o de número de Reynolds igual a 3000. No entanto, o autor cita que para números acima deste, a correlação tende a se ajustar satisfatoriamente. A faixa de validade não foi, então, estendida única e exclusivamente porque não haviam dados experimentais disponíveis que possibilitassem afirmar com segurança sua validade.

Podemos verificar que a faixa de validade está intimamente ligada ao número de Reynolds. Deve-se ressaltar, entretanto, que o cálculo do número de Reynolds é feito de acordo com a forma estabelecida por cada uma das correlações, a qual não é necessariamente igual, conforme pode ser verificado com detalhes na seção 3.1 relativa a modelo matemático.

Tabela 49 - Faixa de Utilização das Correlações

Autor	Correlação	Faixa de validade definida pelo autor	Faixa abordada por este trabalho
BO PIERRE	Coeficiente interno de troca de calor no evaporador $h_{\text{int},BF,méd} = \frac{0,0082 \cdot k_L}{D_{\text{int}}} \left[\left(\frac{G \cdot D_{\text{int}}}{\mu_L} \right)^2 \left(\frac{J_M \cdot \Delta x \cdot i_{LV}}{L} \right) \right]^{0,4}$	$10^9 < Re^2 \cdot K_f < 7 \cdot 10^{11}$	$4,5 \cdot 10^9 < Re^2 \cdot K_f < 1,4 \cdot 10^{10}$
PRATT	Coeficiente externo de troca de calor no evaporador $\frac{S \cdot h_{\text{ext}}}{k_{LC}} = 34(Re)^{0,5} \cdot (Pr)^{0,3} \left(\frac{g}{B} \right)^{0,8} \left(\frac{F}{I} \right)^{0,25} \left(\frac{E^2 \cdot S}{D^3} \right)^{0,1}$	$2 \cdot 10^4 < Re < 5 \cdot 10^5$	$Re \approx 10^4$
SHAH	Coeficiente interno de troca de calor no condensador $h_{\text{int},BF,méd} = \frac{h_L}{(x_2 - x_1)} \left[\frac{(1-x)^{1,8}}{1,8} + \frac{3,8}{Pr^{3,8}} \left(\frac{x^{1,76}}{1,76} - \frac{0,04x^{2,76}}{2,76} \right) \right]_{x_1}^{x_2}$	$350 < Re < 3000$	$3100 < Re < 4200$
KAYS & LONDON	Coeficiente externo de troca de calor no condensador $\left(\frac{h_{\text{ext}}}{G_{ar} \cdot C_p} \right) Pr^{2/3} = f \left(Re = \frac{G_{ar} \cdot D_h}{\mu_{ar}} \right)$	$300 < Re < 10^4$	$Re \approx 75$

5. - ANÁLISE DOS RESULTADOS

Após o levantamento dos dados, tanto através dos ensaios quanto através da simulação do modelo matemático, foi feita uma análise comparativa entre os valores obtidos por estes dois métodos. As variáveis analisadas foram as seguintes: temperatura de sucção, temperatura de descarga, temperatura do banho de líquido, pressão de condensação, pressão de evaporação e pressão de sucção. Para cada variável foram levantados dois gráficos confrontando os valores obtidos. O primeiro gráfico aborda uma análise quantitativa dos valores simulados com os medidos, onde o conjunto de pontos é delimitado por uma faixa percentual em torno de uma linha à 45° passando pela origem. A largura desta faixa demonstra o grau de conformidade que o modelo matemático admite ao representar o fenômeno estudado, para as diversas condições de funcionamento, e levando em conta os erros de medição. A representação dos pontos é feita por barras, no sentido horizontal, que correspondem à faixa de incerteza do equipamento de medição utilizado. Nota-se que com relação ao eixo das ordenadas os pontos não possuem faixa de incerteza, pois no caso dos valores simulados ela assume valores pequenos o suficiente para serem consideradas igual a zero, como foi feito. O segundo gráfico possibilita uma análise qualitativa de como o modelo matemático está representando o fenômeno através da análise do erro, ou seja, da diferença entre os valores medidos e simulados para as diversas condições de funcionamento. Com isso pode-se verificar se o fenômeno abordado está sendo coerentemente representado pelo modelo matemático ou não. O formato ideal para este tipo de gráfico é uma nuvem de pontos posicionada simetricamente em torno do erro zero. Quando o conjunto de pontos encontra-se distante do erro zero, mas paralelo ao eixo das abcissas, denota-se que existe uma diferença constante entre os valores simulados e medidos configurando assim o que podemos chamar de erro sistemático. Este tipo de erro pode ser facilmente corrigido uma vez que ele é um valor fixo e conhecido para a faixa de valores analisada. Entretanto, quando existe uma inclinação entre a nuvem de pontos e o eixo das abcissas, podemos dizer que o fenômeno não está sendo devidamente representado pelo modelo matemático com relação àquela variável. Abaixo do segundo gráfico temos os valores do erro médio e o desvio padrão do erro, onde este último exprime a acuracidade do modelo matemático

traduzida pela altura da nuvem de pontos. Aqui também levou-se em conta a faixa de incerteza dos equipamentos de medição.

Os três valores de temperatura avaliados utilizaram-se de equipamentos de medição com uma acuracidade razoável (desvio padrão de 0,25 K) possibilitando a obtenção de faixas de erro estreitas de no máximo $\pm 7\%$. Com isso a avaliação do modelo não sofreu prejuízos por parte do equipamento de medição. Já no caso das pressões a acuracidade dos manômetros colaborou para faixas de erro mais largas, impedindo uma análise sem a influência significativa do erro gerado pelo equipamento de medição.

O gráfico da Figura 31, que analisa a variável temperatura de sucção, apresenta uma nuvem de pontos compreendida numa faixa de $\pm 2\%$. Observando o gráfico da Figura 32 vemos uma nuvem de pontos próxima do erro zero e paralela ao eixo das abcissas. Mediante esses aspectos podemos dizer que o modelo está representando consideravelmente bem o comportamento desta variável. Os baixos valores do erro médio (-1,6 K) e do desvio padrão (1,1 K) reafirmam esta coerência de resultados.

Os pontos relativos à temperatura de descarga são apresentados pelos gráficos das Figuras 33 e 34. O primeiro deles revela uma nuvem de pontos numa faixa de $\pm 4\%$. Podemos verificar no gráfico da Figura 34 que a parte mais a esquerda da nuvem de pontos mantém-se próxima do erro zero, entretanto, verifica-se que ela adquire uma tendência para baixo conforme se caminha para a direita. Esta tendência, apesar de estar compreendida numa faixa bastante estreita, denota uma falha do modelo matemático em representar o fenômeno, a qual pode ser explicada com base na forma com que foi feita a tomada da temperatura de descarga. A Figura 30 nos mostra que o termo par utilizado na medição da temperatura do refrigerante foi colocado na parte externa do tubo de cobre. Este detalhe não foi considerado pelo modelo matemático. Verifica-se também um isolamento colocado em torno do tubo para reduzir a influência da temperatura ambiente nesta medição. Quanto mais distante a temperatura do refrigerante estiver da temperatura ambiente, maior será a influência desta última na medição, justificando a tendência da temperatura de descarga observada nos gráficos das Figuras 33 e 34. A temperatura de sucção também foi medida da mesma forma, mas apesar disso não apresentou tendências. Neste caso a faixa de valores alcançada pela temperatura de sucção manteve-se próxima da temperatura ambiente, e com isso não foi influenciada de forma significativa.

Os valores obtidos para a temperatura do banho de líquido, relativos às diversas condições de funcionamento, podem ser analisados nos gráficos das Figuras 35 e 36. A faixa delimitada pela nuvem de pontos é de $\pm 7\%$ disposta no gráfico da Figura 35. Observando o gráfico da Figura 36, notamos que não há um paralelismo entre o conjunto de pontos e o eixo das abcissas, demonstrando uma falha do modelo matemático ao representar o comportamento desta variável. A fundamentação desta incompatibilidade reside num aspecto de ordem essencialmente prático. Examinando a Figura 02 podemos verificar que o recipiente de alumínio que contém o banho de líquido é revestido por um isolamento de poliuretano. Este material não foi colado sobre o recipiente, ele foi apenas preso por sobre a superfície de alumínio através de fitas que o abraçavam externamente, o que permitiu a existência de espaços vazios entre as duas paredes. Para pontos de funcionamento onde a temperatura do banho de líquido assumiu valores acima de zero graus Celcius os espaços vazios contiveram ar, e atribuíram um determinado valor de condutividade térmica para o recipiente. Entretanto, quando a temperatura do banho adquiriu valores negativos os espaços vazios tornaram-se cheios de gelo, proveniente da umidade do ar, modificando com isso a condutividade térmica do recipiente. Estes dois valores de condutividade térmica propiciaram a formação de dois patamares visíveis no gráfico da Figura 36. Um deles formado pelos pontos de funcionamento posicionados acima de 280 K, e o outro pelos pontos abaixo de 260 K. Na faixa entre 260 e 280 K temos uma região entre os dois patamares na qual a condutividade térmica do recipiente assume valores intermediários. O que ocorre neste intervalo é uma mudança de fase do gelo formado, ou em formação, nos espaços vazios, fazendo com que determinadas leituras sejam feitas em situações onde coexiste tanto gelo quanto ar. Como a velocidade de mudança de fase é lenta porque a temperatura do banho esta próxima do ponto de fusão da água tal justificativa mostra-se bastante razoável.

Analisando agora a pressão de condensação verificamos que a nuvem de pontos mantém-se numa faixa de erro de $\pm 7\%$ conforme o gráfico da Figura 37. O erro levantado pelo gráfico da Figura 38 mostra um conjunto de pontos próximo ao erro zero e paralelo ao eixo das abcissas e que tem a sua altura diminuída conforme caminhamos para a esquerda. Isto demonstra que o modelo matemático prevê mais acuradamente o comportamento desta variável quando ela assume valores mais altos, onde o desvio padrão do erro assume valores menores caracterizado pela menor altura da nuvem de pontos.

O gráfico da Figura 39 apresenta uma faixa de erro de $\pm 25\%$ entre os valores medidos e simulados com relação à pressão de evaporação. Nota-se claramente que os valores pequenos de pressão proporcionaram este alto valor para faixa de erro. Isto ocorre porque a faixa de incerteza do equipamento de medição influencia mais significativamente nos baixos valores de pressão medida, configurando erros percentualmente altos. O erro médio igual a -22 kPa é percentualmente grande para valores medidos em torno de 100 kPa, mas é pequeno para valores em torno de 800 kPa. Observando o gráfico da Figura 40 verificamos que a diferença entre os valores medidos e simulados mantém-se constante ao longo das situações ensaiadas. Este aspecto indica que o modelo matemático está proporcionando uma boa representação do fenômeno, com relação à pressão de evaporação.

Finalmente a pressão de sucção tem seus valores apresentados pelos gráficos das Figuras 41 e 42. O primeiro deles mostra uma faixa de erro de $\pm 25\%$ em que os valores simulados mantêm-se sempre abaixo dos medidos. O segundo gráfico nos mostra uma nuvem de pontos que não é paralela ao eixo das abcissas e com isso demonstra que há uma falha do modelo matemático ao representar o fenômeno com relação à pressão de sucção. A justificativa para esta não conformidade reside na dificuldade em se medir a pressão de sucção na câmara do pistão. Em termos práticos foi feita uma medida da pressão na linha de retorno a qual foi considerada pressão de sucção. Principalmente devido à existência de uma válvula na entrada da câmara do pistão existe uma diferença entre a pressão neste ponto e a na linha de sucção. O modelo matemático não prevê este detalhe e com isso a pressão na linha de sucção quando determinada pela simulação assume valores que tendem ao valor da pressão na entrada da câmara do pistão, ou seja depois de passar pela válvula. Já os valores medidos retratam efetivamente a pressão na linha de sucção, os quais alcançam valores maiores que os simulados.

A seguir temos os gráficos e valores relativos às seis variáveis estudadas:

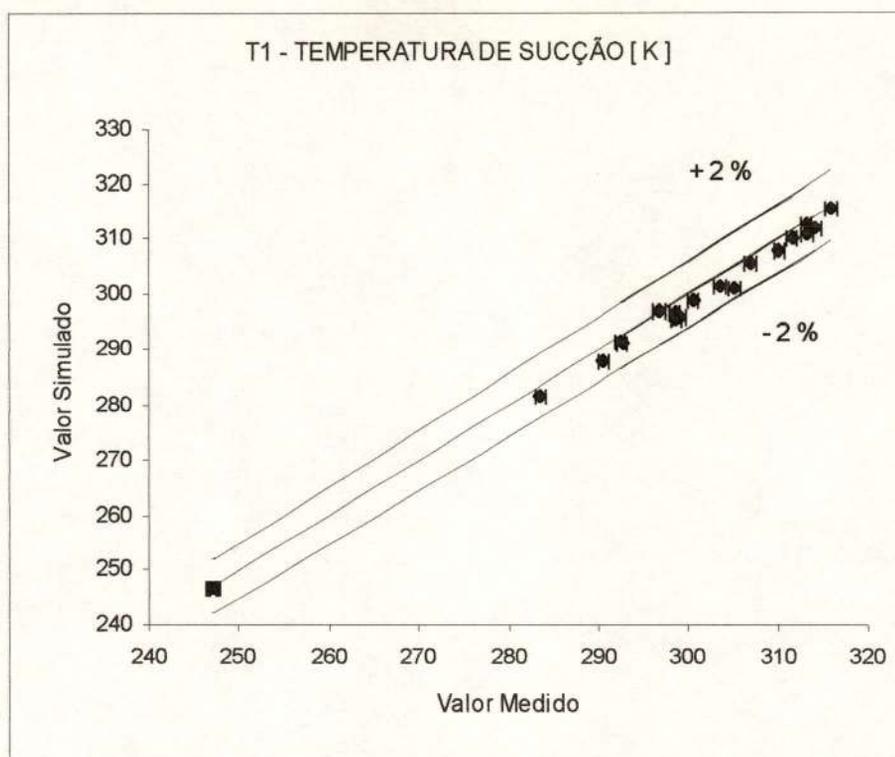


Figura 31 - Valores medidos versus simulados para a temperatura de sucção

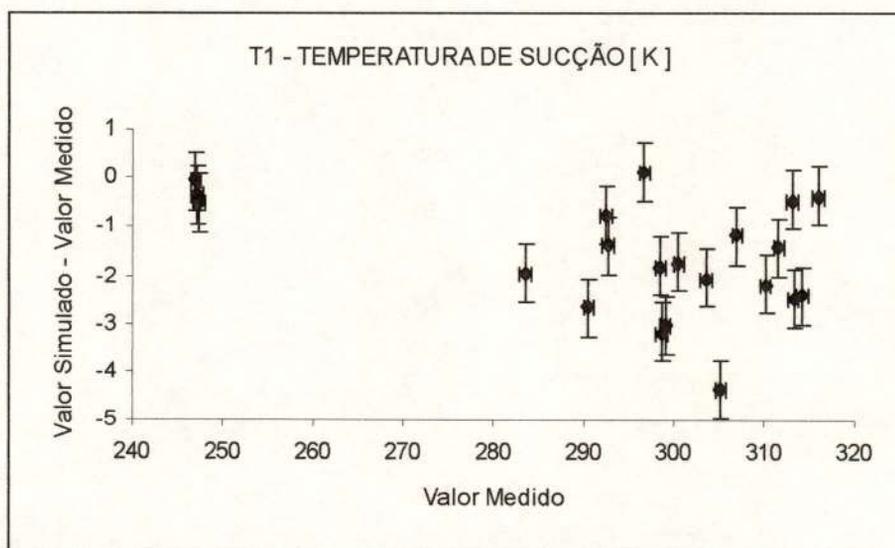


Figura 32 - Erro versus valor medido para a temperatura de sucção

Erro Médio = -1,6 K

Desvio Padrão do Erro = 1,1 K

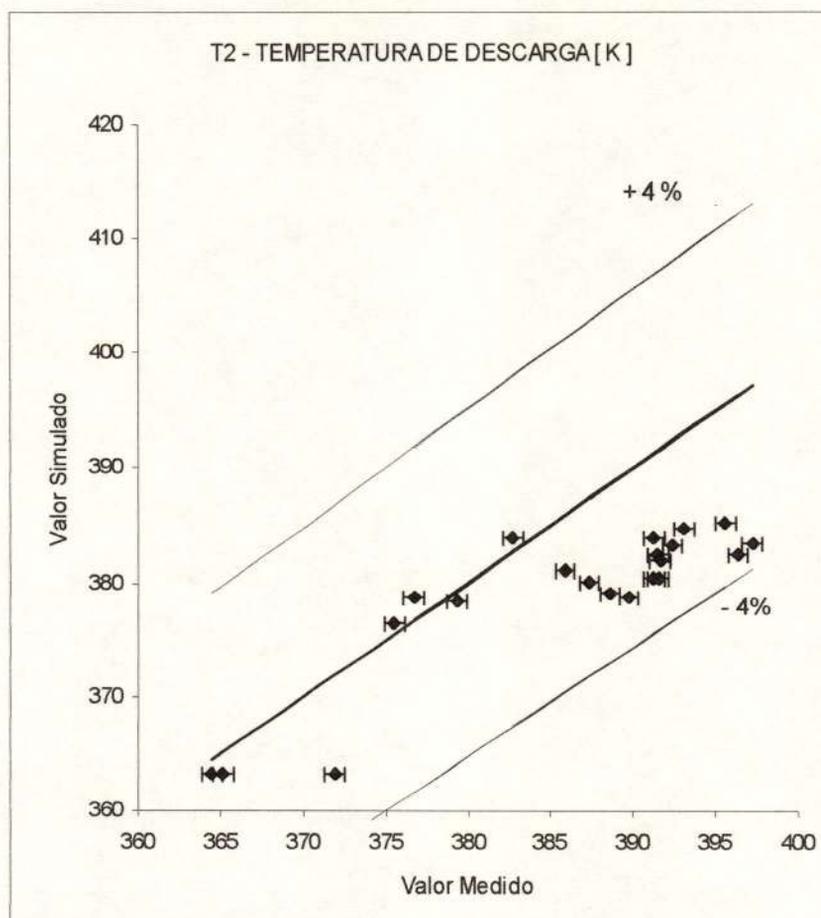


Figura 33 - Valores medidos versus simulados para a temperatura de descarga

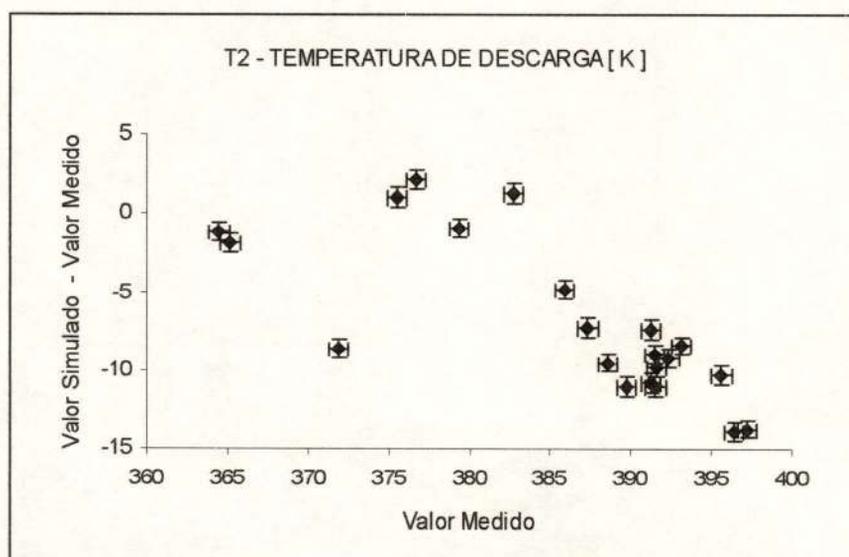


Figura 34 - Erro versus valor medido para a temperatura de descarga

Erro Médio = -6,9 K

Desvio Padrão do Erro = 4,8 K

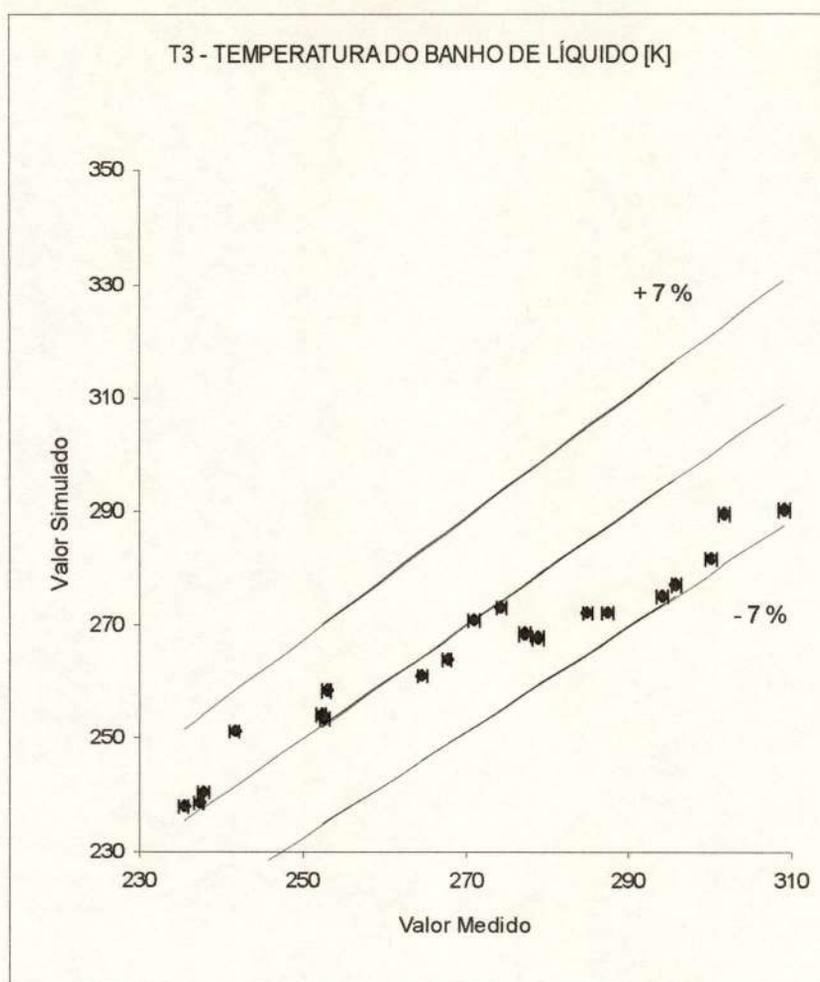


Figura 35 - Valores medidos versus simulados para a temperatura do banho

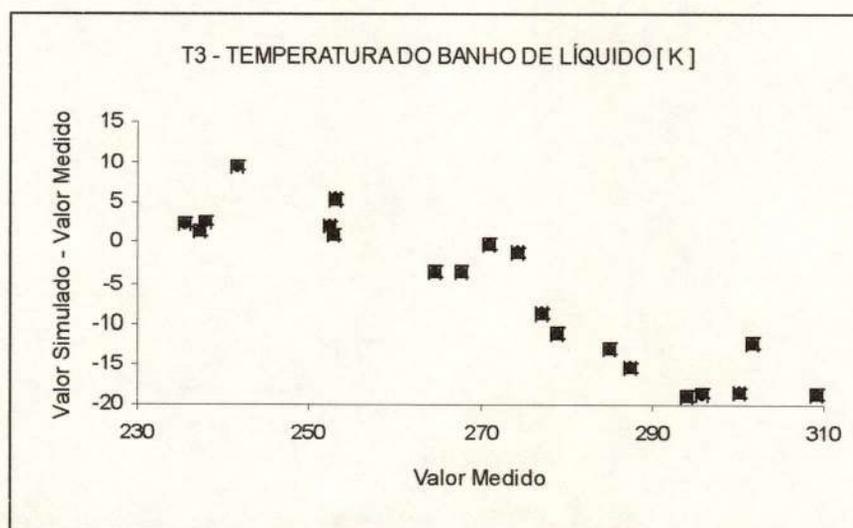


Figura 36 - Erro versus valor medido para a temperatura do banho

Erro Médio = -5,6 K

Desvio Padrão do Erro = 8,9 K

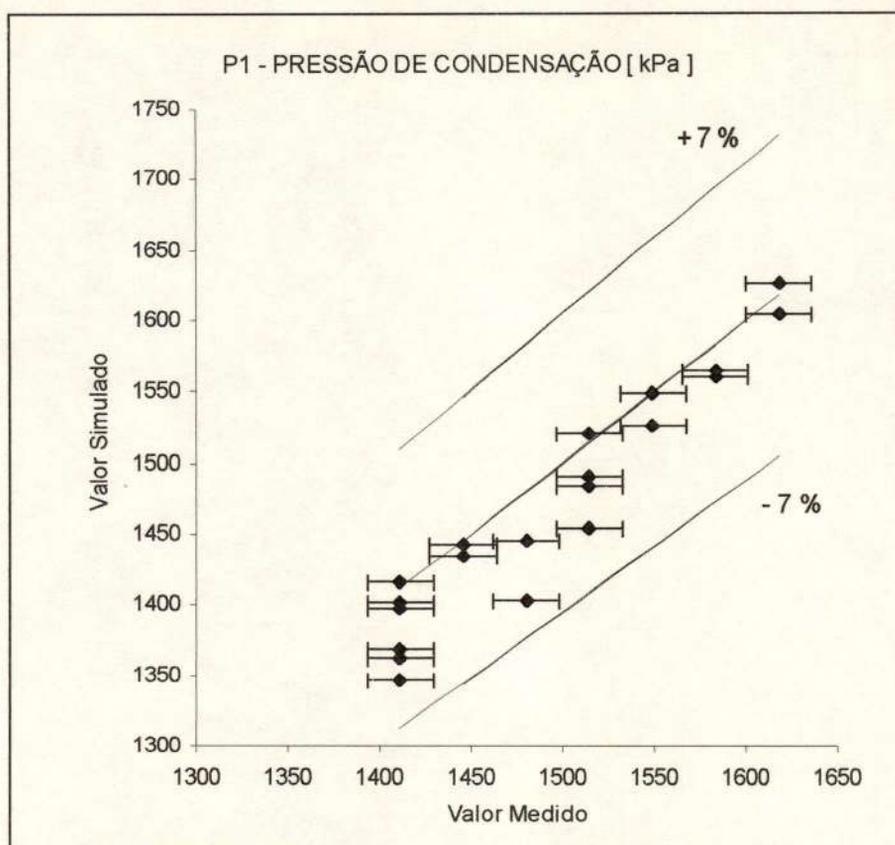


Figura 37 - Valores medidos versus simulados para a pressão de condensação

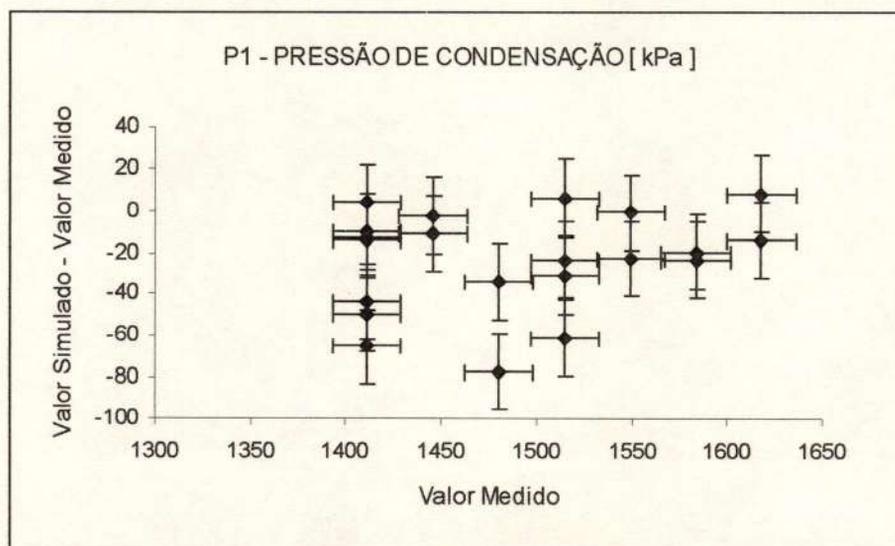


Figura 38 - Erro versus valor medido para a pressão de condensação

Erro Médio = -23,5 kPa

Desvio Padrão do Erro = 23,4 kPa

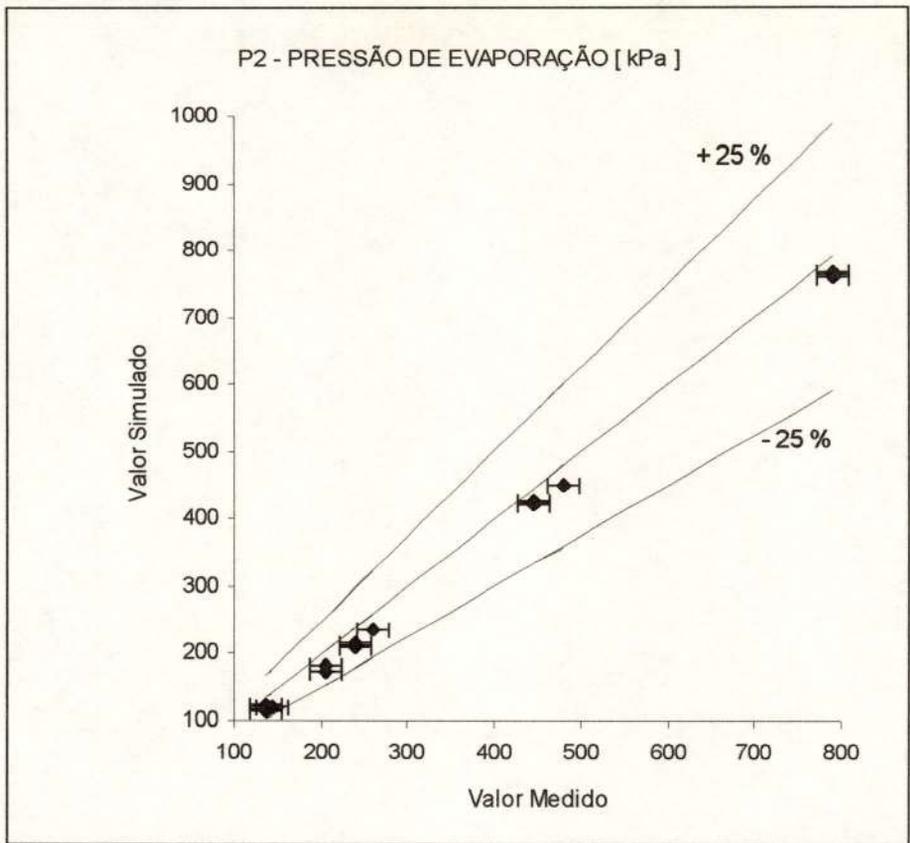


Figura 39 - Valores medidos versus simulados para a pressão de evaporação

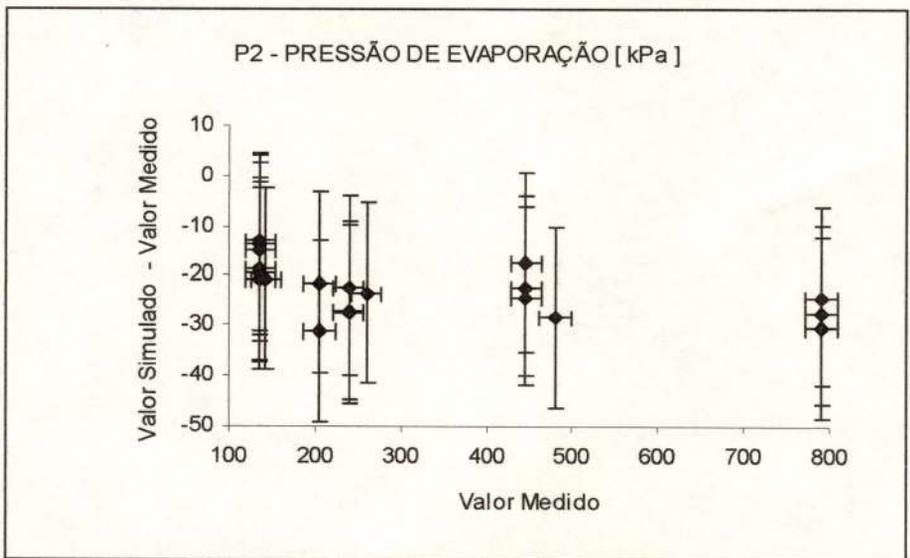


Figura 40 - Erro versus valor medido para a pressão de evaporação

Erro Médio = -22 kPa

Desvio Padrão do Erro = 5,3 kPa

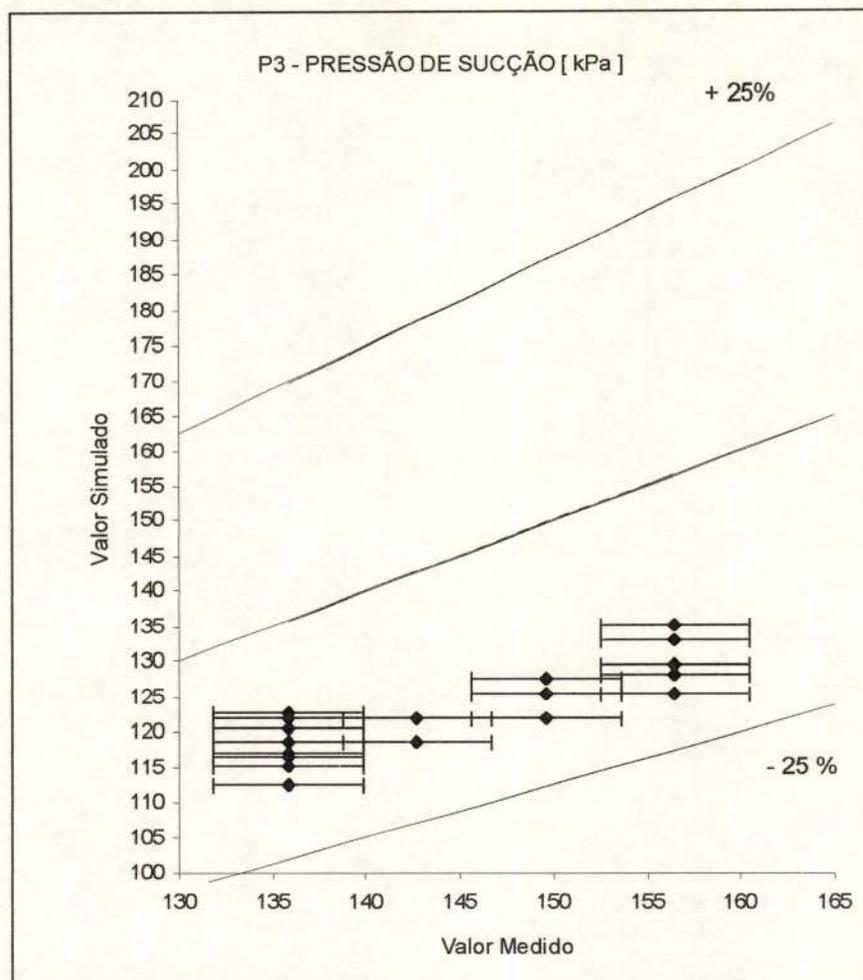


Figura 41 - Valores medidos versus simulados para a pressão de sucção

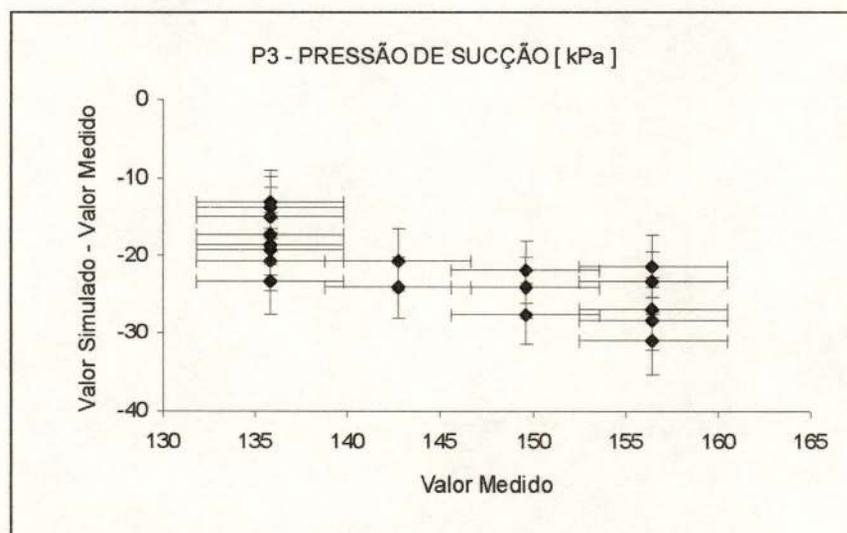


Figura 42 - Erro versus valor medido para a pressão de sucção

Erro Médio = -21,3 kPa

Desvio Padrão do Erro = 4,8 kPa

6. - CONCLUSÕES E SUGESTÕES

O esforço feito no sentido de gerar um modelo matemático básico que retratasse as condições de funcionamento de um sistema frigorífico em regime permanente foi recompensado. Os resultados apesar de um pouco prejudicados pela parte de medição, ora devido à baixa acuracidade do equipamento no caso das pressões ora devido à forma de tomada de sinal no caso das temperaturas, possibilitaram concluir que o modelo matemático aqui proposto retrata satisfatoriamente o comportamento das seis variáveis analisadas. Em termos de projeto de sistemas frigoríficos estas variáveis são de grande importância, entretanto uma série de outros parâmetros (relacionados na secção 3.2.3 intitulada "Parâmetros de Interesse em Projeto") também foram calculados com base no modelo matemático, mas não puderam ter seus valores medidos para que uma análise mais ampla pudesse ser feita. Isto sugere uma análise destes parâmetros num trabalho futuro para que a validação do modelo possa ser ampliada.

Uma condição mantida neste trabalho foi a de líquido saturado do fluxo refrigerante na entrada do elemento de expansão. Entretanto sabemos que uma considerável parcela dos equipamentos de refrigeração, especialmente os domésticos, se utilizam de um ciclo de refrigeração em que o fluxo refrigerante encontra-se sub-resfriado na entrada do elemento de expansão. Neste sentido sugerimos, para um trabalho futuro, o desenvolvimento de um modelo matemático que aborde esta condição.

As considerações e simplificações aplicadas ao modelo matemático mostraram-se satisfatórias frente aos resultados. Com isso o modelo proposto pode ser adotado como uma referência no que diz respeito ao compromisso entre o grau de complexidade do modelo matemático e a faixa de erro obtida entre os valores simulados e medidos. Podemos então afirmar que para faixas de erro mais estreitas, o grau de complexidade do modelo matemático deverá ser no mínimo igual ao aqui apresentado.

O método Quasi-Newton adotado a para solução do sistema de equações foi fundamental na obtenção dos valores simulados. Diversos problemas de convergência impediram que outros métodos obtivessem os resultados das vinte e uma condições simuladas. Desta forma passei a ser um grande incentivador do uso deste método nos casos em que ele for pertinente.

Os polinômios utilizados no levantamento das propriedades do fluido refrigerante cumpriram perfeitamente os seus propósitos abrangendo



uma extensa faixa de validade com uma faixa de erro efetivamente desprezível.

O setor de projetos pode fazer uso deste modelo matemático de forma cada vez mais abrangente na medida em que for se ampliando a gama de componentes modelados. A característica modular do modelo matemático com base no equipamento de refrigeração, permite que novos componentes modelados possam ser agregados, proporcionando a formação de uma biblioteca. Portanto a modelagem dos diversos tipos de componentes que existem no mercado torna-se outra sugestão para trabalhos futuros.

Embora este trabalho tenha avaliado os resultados obtidos pelo modelo com relação à apenas um determinado sistema frigorífico, com base nos fundamentos teóricos com que o modelo foi desenvolvido podemos dizer que ele pode ser aplicado a outros sistemas. Esta aplicação, no entanto, fica sujeita a equipamentos que possuam componentes semelhantes e cujas condições de funcionamento respeitem os limites impostos pelas correlações utilizadas no modelo matemático.

O desenvolvimento em computador de todas as rotinas utilizadas neste trabalho, bem como a realização de uma parte experimental para levantamento dos valores medidos, foram fontes de uma quantidade considerável de trabalho intelectual e manual. Entretanto estes aspectos foram responsáveis por um enorme e inextimável aprendizado, sem os quais este trabalho perderia muito na sua razão de ser.

7. - ANEXO

7.1. - *Propriedades Termodinâmicas do R502*

A seguir temos a relação de propriedades termodinâmicas levantadas através do ajuste de polinômios. As constantes, o tipo do polinômio usado, a faixa de validade bem como um gráfico da função ajustada são relatados.

Pressão Absoluta de Saturação

$$\text{Polinômio : } y(z) = \sum_{n=0}^{n=14} a_n \cdot z^n$$

onde :

$$y(z) = \text{Pressão absoluta de saturação [MPa]}$$

$$z = \text{Temperatura de saturação [K]}$$

Faixa de Validade	Desvio Padrão
210 K < Temperatura < 345 K	2,2 %
220 K < Temperatura < 320 K	0,12 %

Coefficientes :

$$a_0 = 9,77532484395483E+0004$$

$$a_1 = -4,13351757305336E+0003$$

$$a_2 = 7,78606990937023E+0001$$

$$a_3 = -8,54846208671481E-0001$$

$$a_4 = 5,98829693678360E-0003$$

$$a_5 = -2,73547309233614E-0005$$

$$a_6 = 7,89979445110222E-0008$$

$$a_7 = -1,33211601042343E-0010$$

$$a_8 = 1,80140506047053E-0013$$

$$a_9 = -9,28482877367885E-0016$$

$$a_{10} = 4,85138470665091E-0018$$

$$a_{11} = -1,39793768726237E-0020$$

$$a_{12} = 2,29825130883451E-0023$$

$$a_{13} = -2,06689850648710E-0026$$

$$a_{14} = 7,97043991139882E-0030$$

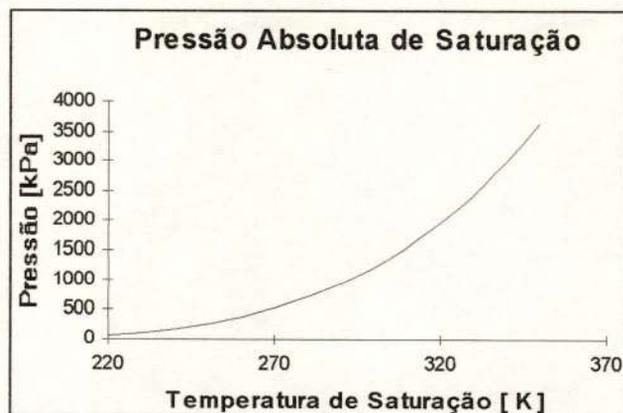


Figura 43 - Pressão de Saturação, R502

Temperatura de Saturação

$$\text{Polinômio : } y(z) = \sum_0^{n=10} a_n \cdot z^n$$

onde :

$y(z)$ = Temperatura de saturação [K]

z = Pressão absoluta de saturação [MPa]

Faixa de Validade	Desvio Padrão
0,02 MPa < Pressão < 4,0 MPa	1,47 %
0,4 MPa < Pressão < 3,6 MPa	0,06 %

Coefficientes :

$$a_0 = 1,92296199369765E+0002$$

$$a_1 = 3,55697053885227E+0002$$

$$a_2 = -7,71942516629783E+0002$$

$$a_3 = 1,14183234171174E+0003$$

$$a_4 = -1,09688321494645E+0003$$

$$a_5 = 6,98880826901095E+0002$$

$$a_6 = -2,97961338438704E+0002$$

$$a_7 = 8,39965724015381E+0001$$

$$a_8 = -1,50142983415368E+0001$$

$$a_9 = 1,54015465130232E+0000$$

$$a_{10} = -6,90019860279112E-0002$$

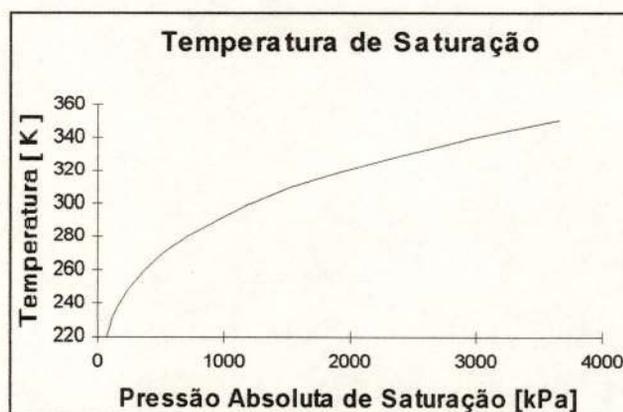


Figura 44 - Temperatura de Saturação, R502

Volume Específico do Vapor Saturado

$$\text{Polinômio : } y(z) = \sum_{n=0}^{n=14} a_n \cdot z^n$$

onde :

$y(z)$ = Volume específico do vapor saturado [m³/kg]

z = Temperatura de saturação [K]

Faixa de Validade	Desvio Padrão
210 K < Temperatura < 345 K	6,9 %
220 K < Temperatura < 320 K	0,45 %

Coefficientes :

$$\begin{aligned} a_0 &= 3.19521756800378E+0004 \\ a_1 &= -1.09667849695189E+0003 \\ a_2 &= 1.67548056059718E+0001 \\ a_3 &= -1.50023239606645E-0001 \\ a_4 &= 8.74708388625202E-0004 \\ a_5 &= -3.48819443421370E-0006 \\ a_6 &= 9.40414920468972E-0009 \\ a_7 &= -1.17834658597336E-0011 \\ a_8 &= -4.73605319806671E-0014 \\ a_9 &= 4.05149907295552E-0016 \\ a_{10} &= -1.57322916194132E-0018 \\ a_{11} &= 3.78665793417840E-0021 \\ a_{12} &= -5.69961102277436E-0024 \\ a_{13} &= 4.92681972972476E-0027 \\ a_{14} &= -1.87285974265609E-0030 \end{aligned}$$

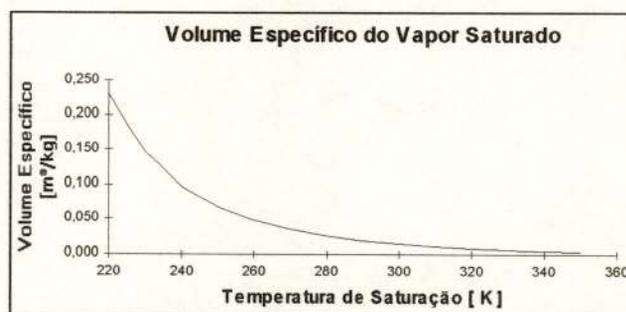


Figura 45 - Volume Específico do Vapor Saturado, R502

Densidade do Líquido Saturado

$$\text{Polinômio : } y(z) = \sum_{n=0}^{n=14} a_n \cdot z^n$$

onde :

$y(z)$ = Densidade do líquido saturado [kg/m³]

z = Temperatura de saturação [K]

Faixa de Validade	Desvio Padrão
200 K < Temperatura < 355 K	1,5 %
220 K < Temperatura < 320 K	0,01 %

Coefficientes :

$$a_0 = -1.02668627215280E+0008$$

$$a_1 = 4.10610427063078E+0006$$

$$a_2 = -7.14175516275025E+0004$$

$$a_3 = 6.91709461141071E+0002$$

$$a_4 = -3.84769579477901E+0000$$

$$a_5 = 9.67929670470112E-0003$$

$$a_6 = 1.89422219490755E-0005$$

$$a_7 = -2.34130665475958E-0007$$

$$a_8 = 7.03728210504686E-0010$$

$$a_9 = -1.16203290437783E-0013$$

$$a_{10} = -5.71539277896005E-0015$$

$$a_{11} = 1.98048208780964E-0017$$

$$a_{12} = -3.34646236752119E-0020$$

$$a_{13} = 2.99396976295777E-0023$$

$$a_{14} = -1.13878868201551E-0026$$

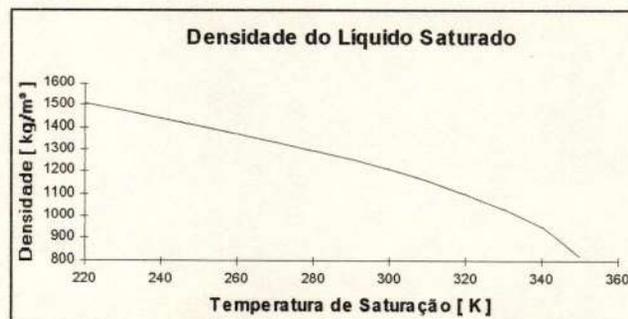


Figura 46 - Densidade do Líquido Saturado, R502

Entalpia Específica do Líquido Saturado

$$\text{Polinômio : } y(z) = \sum_0^{n=14} a_n \cdot z^n$$

onde :

$$y(z) = \text{Entalpia Específica do líquido saturado [kJ/kg]}$$

$$z = \text{Temperatura de saturação [K]}$$

Faixa de Validade	Desvio Padrão
200 K < Temperatura < 355 K	7 %
220 K < Temperatura < 320 K	0,01 %

Coefficientes :

$$a_0 = -1.59144050539774E+0005$$

$$a_1 = 1.04541682412453E+0004$$

$$a_2 = -2.94151667093140E+0002$$

$$a_3 = 4.75506996676751E+0000$$

$$a_4 = -4.93081053374077E-0002$$

$$a_5 = 3.42014054461820E-0004$$

$$a_6 = -1.57016433432372E-0006$$

$$a_7 = 4.24713931566028E-0009$$

$$a_8 = -2.25146792794711E-0012$$

$$a_9 = -3.32638107982764E-0014$$

$$a_{10} = 1.54798384028600E-0016$$

$$a_{11} = -3.65248289750319E-0019$$

$$a_{12} = 5.14402428722453E-0022$$

$$a_{13} = -4.12260263204026E-0025$$

$$a_{14} = 1.45778281309285E-0028$$

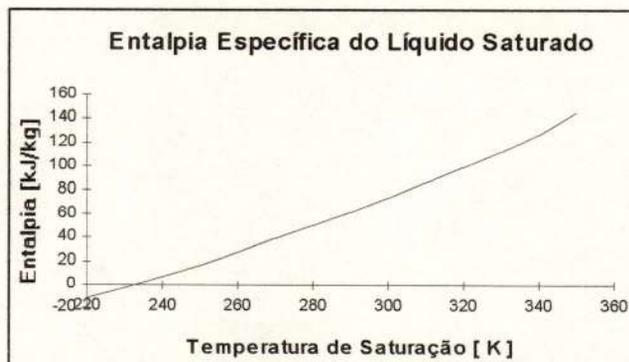


Figura 47 - Entalpia Específica do Líquido Saturado,
R502

Entalpia Específica do Vapor Saturado

$$\text{Polinômio : } y(z) = \sum_0^{n=14} a_n \cdot z^n$$

onde :

$y(z)$ = Entalpia específica do vapor saturado [kJ/kg]

z = Temperatura de saturação [K]

Faixa de Validade	Desvio Padrão
200 K < Temperatura < 355 K	1,05 %
220 K < Temperatura < 320 K	0,002 %

Coefficientes :

$$a_0 = 3.21176537797443E+0006$$

$$a_1 = -1.18053758196019E+0005$$

$$a_2 = 1.88628020910693E+0003$$

$$a_3 = -1.67971493883230E+0001$$

$$a_4 = 8.58255030582642E-0002$$

$$a_5 = -1.87653515315245E-0004$$

$$a_6 = -6.15586398302371E-0007$$

$$a_7 = 7.06043534286490E-0009$$

$$a_8 = -3.25349352169155E-0011$$

$$a_9 = 1.01872716736837E-0013$$

$$a_{10} = -2.42878072454149E-0016$$

$$a_{11} = 4.45057739284217E-0019$$

$$a_{12} = -5.86437908515914E-0022$$

$$a_{13} = 4.83537568736984E-0025$$

$$a_{14} = -1.83871730665475E-0028$$

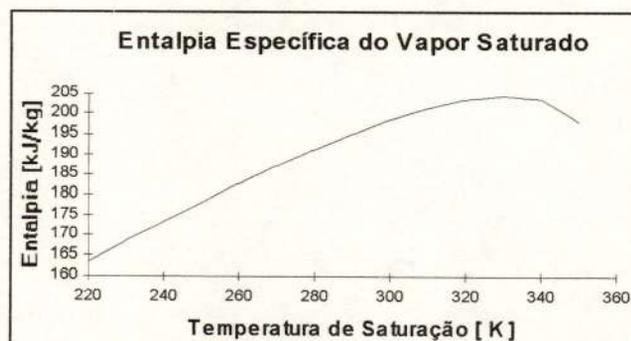


Figura 48 - Entalpia Específica do Vapor Saturado, R502

Viscosidade do Líquido Saturado

$$\text{Polinômio : } y(z) = \sum_{n=0}^{n=14} a_n \cdot z^n$$

onde :

$y(z)$ = Viscosidade do líquido saturado [$\mu\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$]

z = Temperatura de saturação [K]

Faixa de Validade

$$200 \text{ K} < \text{Temperatura} < 350 \text{ K}$$

Coefficientes :

$$\begin{aligned} a_0 &= 2.39008844410068\text{E}+0009 \\ a_1 &= -9.09698045056524\text{E}+0007 \\ a_2 &= 1.51774654684127\text{E}+0006 \\ a_3 &= -1.42981680923403\text{E}+0004 \\ a_4 &= 7.96263649199098\text{E}+0001 \\ a_5 &= -2.21812024103511\text{E}-0001 \\ a_6 &= -1.98114980946644\text{E}-0004 \\ a_7 &= 4.58544756494764\text{E}-0006 \\ a_8 &= -2.05872787691350\text{E}-0008 \\ a_9 &= 5.19524230881968\text{E}-0011 \\ a_{10} &= -7.95704694124122\text{E}-0014 \\ a_{11} &= 6.68428134155495\text{E}-0017 \\ a_{12} &= -1.45205541251392\text{E}-0020 \\ a_{13} &= -2.09143531956208\text{E}-0023 \\ a_{14} &= 1.29833065736422\text{E}-0026 \end{aligned}$$

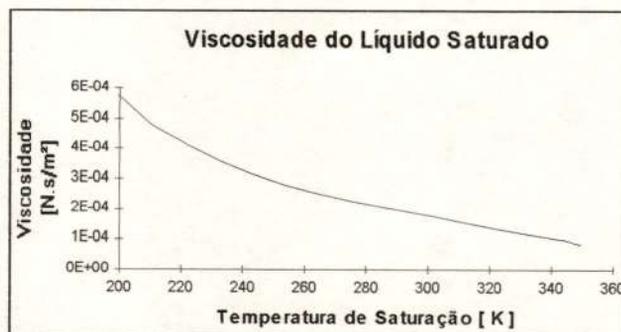


Figura 49 - Viscosidade do Líquido Saturado, R502

Viscosidade do Vapor Saturado

$$\text{Polinômio : } y(z) = \sum_{n=0}^{n=12} a_n \cdot z^n$$

onde :

$$y(z) = \text{Viscosidade do vapor saturado [} \mu\text{N.s/m}^2 \text{]}$$

$$z = \text{Temperatura de saturação [K]}$$

Faixa de Validade

$$220 \text{ K} < \text{Temperatura} < 350 \text{ K}$$

Coefficientes :

$$a_0 = -1.31892308347457\text{E}+0008$$

$$a_1 = 4.67951829941124\text{E}+0006$$

$$a_2 = -7.31070402056052\text{E}+0004$$

$$a_3 = 6.51740108803932\text{E}+0002$$

$$a_4 = -3.53743489885260\text{E}+0000$$

$$a_5 = 1.08962059801424\text{E}-0002$$

$$a_6 = -8.49091912568465\text{E}-0006$$

$$a_7 = -8.04224605174501\text{E}-0008$$

$$a_8 = 4.01021441388175\text{E}-0010$$

$$a_9 = -9.60969930422850\text{E}-0013$$

$$a_{10} = 1.34670303171085\text{E}-0015$$

$$a_{11} = -1.05996791815587\text{E}-0018$$

$$a_{12} = 3.64501095400055\text{E}-0022$$

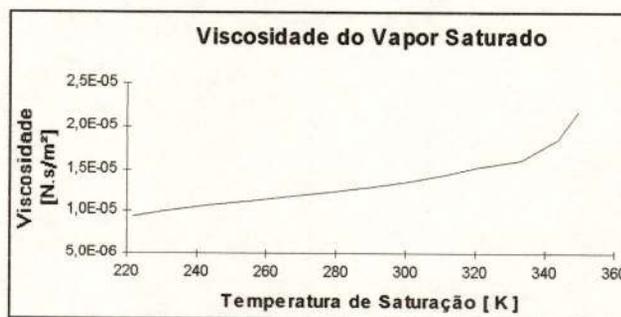


Figura 50 - Viscosidade do Vapor Saturado, R502

Condutibilidade Térmica do Líquido Saturado

$$\text{Polinômio : } y(z) = \sum_0^{n=14} a_n \cdot z^n$$

onde :

$y(z)$ = Condutibilidade térmica do líquido saturado [mW/(m.K)]

z = Temperatura de saturação [K]

Faixa de Validade

200 K < Temperatura < 350 K

Coefficientes :

$$\begin{aligned} a_0 &= 2.30369816044979E+0008 \\ a_1 &= -9.16106889622307E+0006 \\ a_2 &= 1.61200898404379E+0005 \\ a_3 &= -1.63279749086622E+0003 \\ a_4 &= 1.02750438448886E+0001 \\ a_5 &= -3.93289330036316E-0002 \\ a_6 &= 7.23667311514312E-0005 \\ a_7 &= 6.59802234789525E-0008 \\ a_8 &= -6.37391902236606E-0010 \\ a_9 &= 7.57322638454081E-0013 \\ a_{10} &= 3.36929694885020E-0015 \\ a_{11} &= -1.50300639007443E-0017 \\ a_{12} &= 2.70396354116098E-0020 \\ a_{13} &= -2.45965677711106E-0023 \\ a_{14} &= 9.32466699347619E-0027 \end{aligned}$$

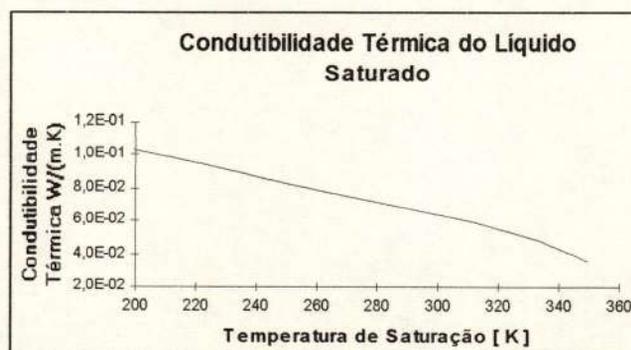


Figura 51 - Condutibilidade Térmica do Líquido Saturado, R502

Condutibilidade Térmica do Vapor Saturado

$$\text{Polinômio : } y(z) = \sum_{n=0}^{n=11} a_n \cdot z^n$$

onde :

$y(z)$ = Condutibilidade térmica do vapor saturado [mW/(m.K)]

z = Temperatura de saturação [K]

Faixa de Validade

230 K < Temperatura < 350 K

Coefficientes :

$$a_0 = -6.02271827912454E+0007$$

$$a_1 = 1.01603389199230E+0006$$

$$a_2 = 3.91953768131965E+0003$$

$$a_3 = -2.56009922337765E+0002$$

$$a_4 = 3.19604894018440E+0000$$

$$a_5 = -2.20126808139074E-0002$$

$$a_6 = 9.73243238942940E-0005$$

$$a_7 = -2.88928964693300E-0007$$

$$a_8 = 5.76325440517252E-0010$$

$$a_9 = -7.44060466111016E-0013$$

$$a_{10} = 5.63442578364262E-0016$$

$$a_{11} = -1.90443596730221E-0019$$

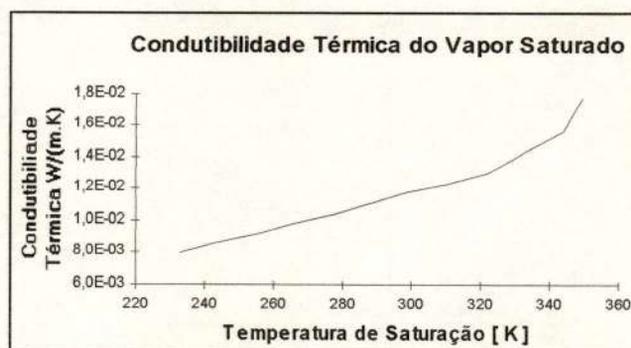


Figura 52 - Condutibilidade Térmica do Vapor Saturado, R502

Calor Específico do Líquido Saturado

$$\text{Polinômio : } y(z) = \sum_{n=0}^{n=14} a_n \cdot z^n$$

onde :

$y(z)$ = Calor específico do líquido saturado [kJ/(kg.K)]

z = Temperatura de saturação [K]

Faixa de Validade

200 K < Temperatura < 350 K

Coefficientes :

$$a_0 = -1.51187957062130E+0006$$

$$a_1 = 4.95014114221675E+0004$$

$$a_2 = -6.30330755541101E+0002$$

$$a_3 = 2.95360948028396E+0000$$

$$a_4 = 1.63694031791993E-0002$$

$$a_5 = -3.39447464690893E-0004$$

$$a_6 = 2.48047860034104E-0006$$

$$a_7 = -1.08072099774636E-0008$$

$$a_8 = 3.03108735036260E-0011$$

$$a_9 = -5.28996216524351E-0014$$

$$a_{10} = 4.54233891681969E-0017$$

$$a_{11} = 1.60495033963670E-0020$$

$$a_{12} = -8.38609416687339E-0023$$

$$a_{13} = 8.11826825140741E-0026$$

$$a_{14} = -2.76831370185309E-0029$$

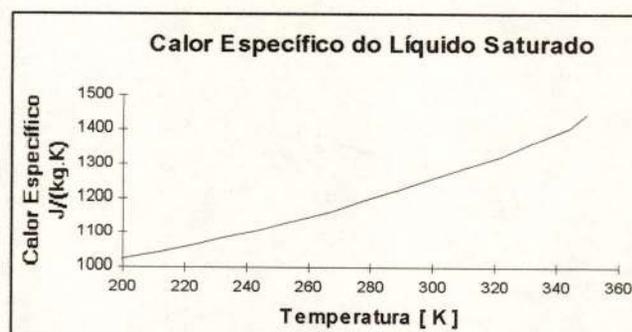


Figura 53 - Calor Específico do Líquido Saturado, R502

Calor Específico do Vapor Saturado

$$\text{Polinômio : } y(z) = \sum_{n=0}^{n=10} a_n \cdot z^n$$

onde :

$y(z)$ = Calor específico do vapor saturado [kJ/(kg.K)]

z = Temperatura de saturação [K]

Faixa de Validade

220 K < Temperatura < 330 K

Coefficientes :

$$a_0 = -5.29035333800127E+0007$$

$$a_1 = 1.90109242852951E+0006$$

$$a_2 = -3.06601002232298E+0004$$

$$a_3 = 2.92236815555013E+0002$$

$$a_4 = -1.82303899736430E+0000$$

$$a_5 = 7.77725020050324E-0003$$

$$a_6 = -2.29781459654970E-0005$$

$$a_7 = 4.64262496688007E-0008$$

$$a_8 = -6.13893413033875E-0011$$

$$a_9 = 4.79716370891579E-0014$$

$$a_{10} = -1.68224265363531E-0017$$

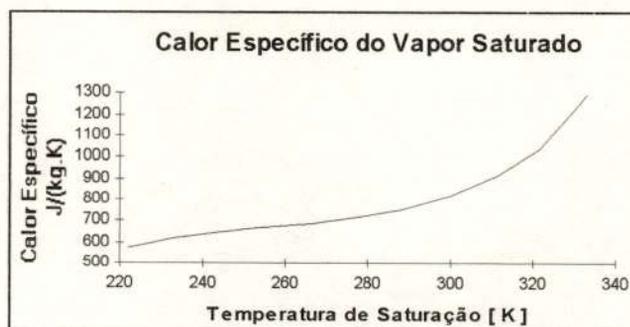


Figura 54 - Calor Específico do Vapor Saturado, R502

Densidade do Vapor Superaquecido

$$\text{Polinômio : } y(z_1, z_2) = a_1 + a_2 \cdot z_1 + a_3 \cdot z_1^2 + a_4 \cdot z_2 + a_5 \cdot z_2^2 + a_6 \cdot z_1 \cdot z_2 + \\ + a_7 \cdot z_1^2 \cdot z_2 + a_8 \cdot z_1 \cdot z_2^2 + a_9 \cdot z_1^2 \cdot z_2^2$$

onde :

$$y(z_1, z_2) = \text{Densidade do vapor superaquecido [kg/m}^3 \text{]}$$

$$z_1 = \text{Temperatura [K]}$$

$$z_2 = \text{Pressão [psia]}$$

Faixa de Validade		
Temperatura	Pressão	Desvio Padrão
240 K a 390 K	10 psia a 440 psia	3%

Coefficientes para a faixa de 10 psia a
100psia :

$$a_1 = 2,4030598363E+00$$

$$a_2 = -6,3654706388E-03$$

$$a_3 = -3,9973449653E-06$$

$$a_4 = 3,2018193655E-01$$

$$a_5 = 1,3951207986E-02$$

$$a_6 = 1,2797954784E-04$$

$$a_7 = -5,7881057203E-07$$

$$a_8 = -7,4143248424E-05$$

$$a_9 = 9,7854506897E-08$$

Coefficientes para a faixa de 100 psia a
440 psia :

$$a_1 = -6,9469824626E+02$$

$$a_2 = 4,1021111640E+00$$

$$a_3 = -5,9487198441E-03$$

$$a_4 = 9,5635087777E+00$$

$$a_5 = -8,7719298312E-03$$

$$a_6 = -5,4786783166E-02$$

$$a_7 = 7,9299351363E-05$$

$$a_8 = 6,4156715352E-05$$

$$a_9 = -1,0645486269E-07$$

Entalpia Específica do Vapor Superaquecido

$$\text{Polinômio : } y(z_1, z_2) = a_1 + a_2 \cdot z_1 + a_3 \cdot z_1^2 + a_4 \cdot z_2 + a_5 \cdot z_2^2 + a_6 \cdot z_1 \cdot z_2 + \\ + a_7 \cdot z_1^2 \cdot z_2 + a_8 \cdot z_1 \cdot z_2^2 + a_9 \cdot z_1^2 \cdot z_2^2$$

onde :

$y(z_1, z_2)$ Entalpia específica do vapor superaquecido [J/kg]

z_1 = Temperatura [K]

z_2 = Pressão [psia]

Faixa de Validade		
Temperatura	Pressão	Desvio Padrão
240 K a 390 K	10 psia a 440 psia	1,25%

Coefficientes para a faixa de 10 psia a
100psia :

$$\begin{aligned} a_1 &= -6.0067198235E+04 \\ a_2 &= 1.1967574012E+03 \\ a_3 &= -9.2040013798E-01 \\ a_4 &= 5.6856140303E+03 \\ a_5 &= -4.7889420489E+01 \\ a_6 &= -3.9076647485E+01 \\ a_7 &= 6.5966237427E-02 \\ a_8 &= 3.1509073478E-01 \\ a_9 &= -5.1762236055E-04 \end{aligned}$$

Coefficientes para a faixa de 100 psia a
440 psia :

$$\begin{aligned} a_1 &= 2,0043900937E+05 \\ a_2 &= -5,1272495006E+02 \\ a_3 &= 1,8490834936E+00 \\ a_4 &= -1,6684520133E+03 \\ a_5 &= -3,9938080357E-01 \\ a_6 &= 9,6247972923E+00 \\ a_7 &= -1,3994545193E-02 \\ a_8 &= -9,7547791783E-04 \\ a_9 &= 5,0371025701E-06 \end{aligned}$$

7.2. - Resumo das Funções do Modelo Matemático

Compressor:
$$\dot{m} = \frac{V_s}{v_{suc}} [1 - \tau(\delta^{1/n} - 1)] \frac{rpm}{60}$$

Evaporador:
$$Q_c = U \cdot A \cdot \Delta T$$

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{A_{int} \cdot h_{int}} + \frac{t_T}{k_T \cdot A_{méd}} + \frac{1}{A_{ext} \cdot h_{ext}}$$

$$\Delta T_{méd} = T_{LC} - T_{evap}$$

Condensador:
$$Q_c = U \cdot A \cdot \Delta T$$

$$\frac{1}{U_{ext}} = \frac{1}{\eta_{ale} \cdot h_{ext}} + \frac{1}{\left(\frac{A_{int}}{A_{ext}}\right) h_{int}}$$

$$\Delta T_{méd} = T_{cond} - T_{amb} - \frac{\Delta T_{ar}}{2}$$

Capilar:
$$\frac{dP}{dZ} = -m \cdot G^2 \frac{dv_{mis}}{dZ} + \left(\frac{dP}{dZ}\right)_f$$

Carga Térmica:
$$CT = Q_{rel} + Q_{amb}$$

$$Q_{amb} = \left(\frac{1}{h_{ext} \cdot A_{ext}} + R_1 + R_2 + \frac{1}{h_{int} \cdot A_{int}} \right) \cdot (T_{amb} - T_{alc})$$

Válvula Controladora:
$$\Delta P = p_{evap} - P_{suc}$$

Superaquecimento:
$$Saq = T_{suc} - T_{evap}(P_{suc})$$

Expansão Isoentálpica:
$$h = constante$$

7.3. - Curvas de Calibração

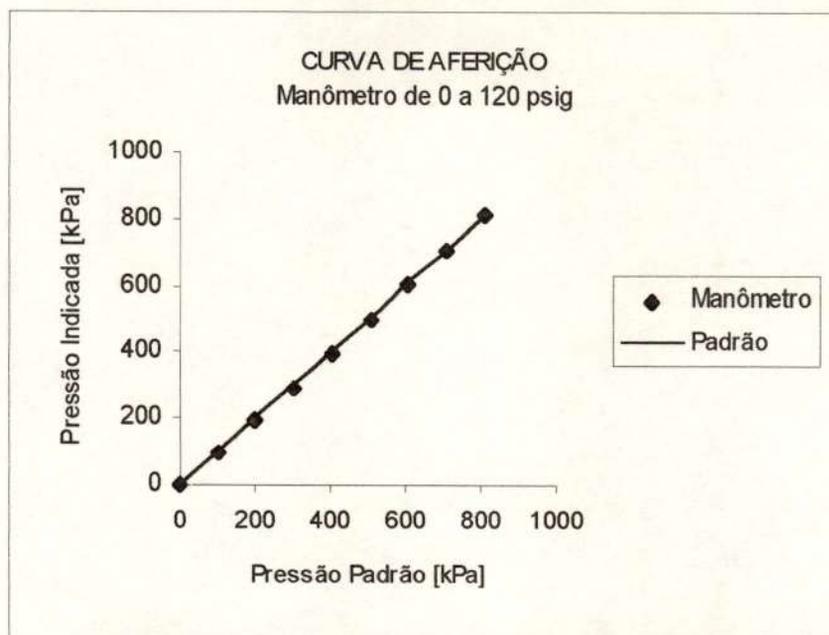


Figura 55 - Curva de Calibração do Manômetro de 0 a 120 psig

Desvio Padrão = 6 kPa
Erro Médio = - 5 kPa

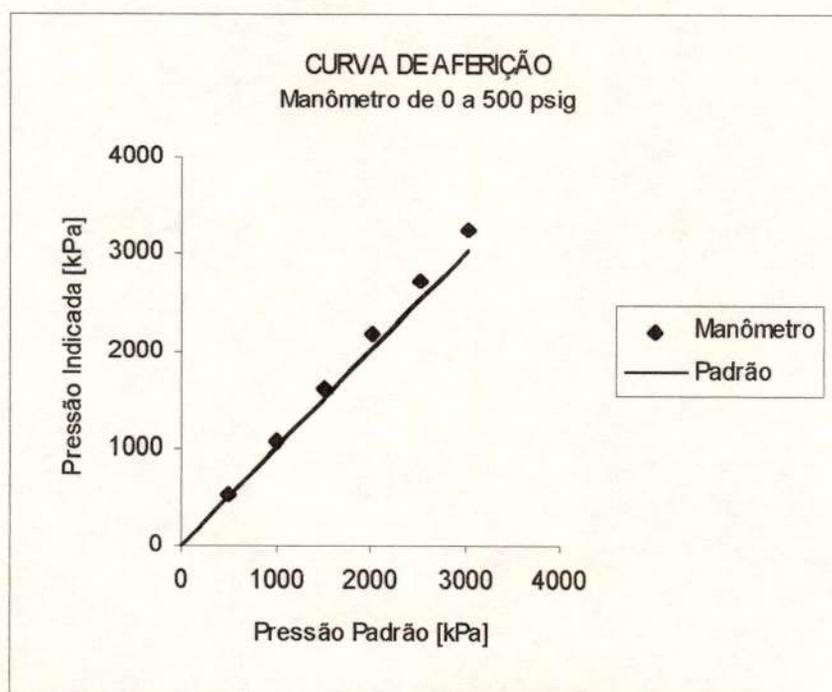


Figura 56 - Curva de Calibração do Manômetro de 0 a 500 psig

Desvio Padrão = 10 kPa
Erro Médio = 6 %

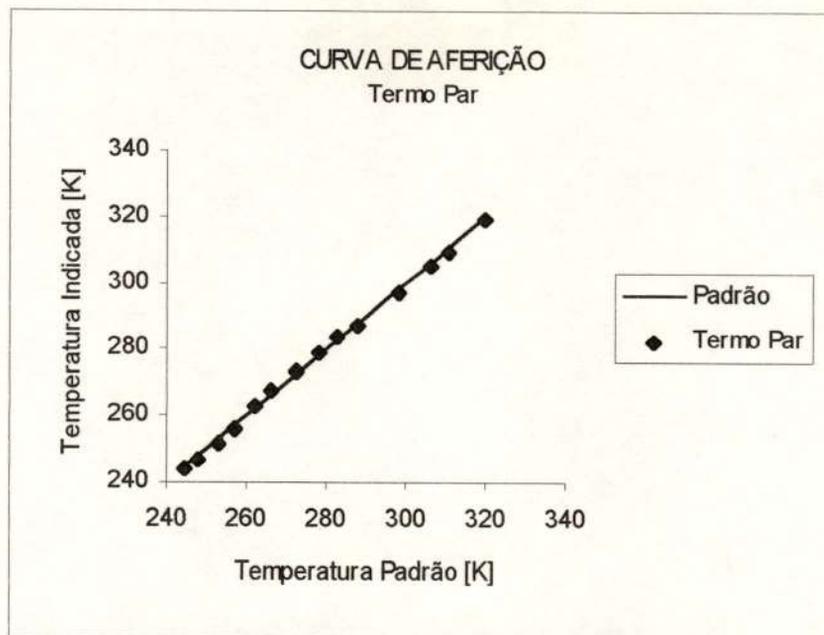


Figura 57 - Curva de Calibração do Termo Par

Desvio Padrão = 0,21 K

Erro Médio = 0,4 K

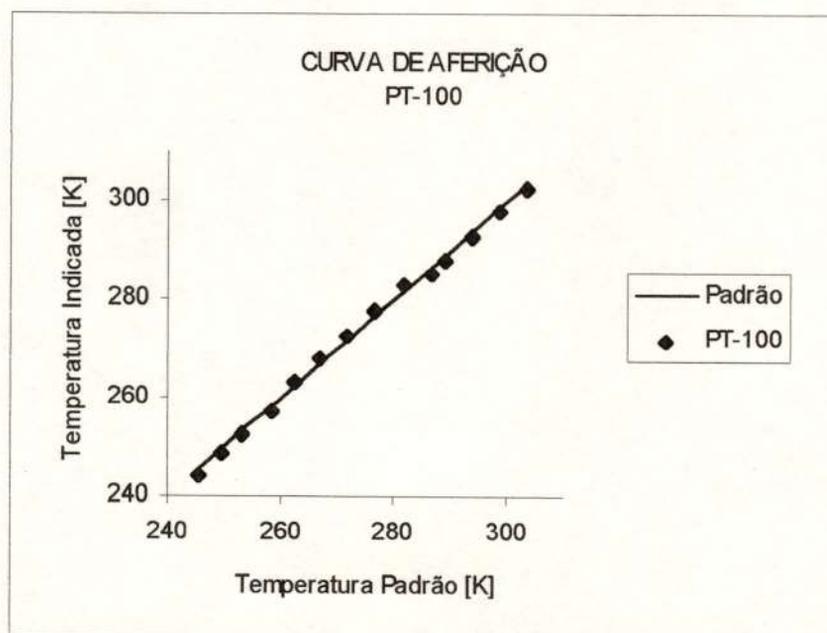


Figura 58 - Curva de calibração do PT-100

Desvio Padrão = 0,22 K

Erro Médio = 0,23 K

8. - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALTMAN, M.; NORRIS, R. H.; STAUB, F. W. (1960). Local and Average Heat Transfer and Pressure Drop for Refrigerants Evaporating in Horizontal Tubes. *ASME Journal of Heat Transfer*, p.189-198, aug.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS INC. . *Fundamentals Handbook*. Atlanta, GA, 1981.
- BADR, O.; O'CALLAGHAN, P. W.; PROBERT, S. D. (1990). Vapour-Compression Refrigeration Systems. *Applied Energy*, v.36, n.4, p.303-331.
- BRUEGGER, P.; GUZZELLA, L.; GLATTFELDER, A. (1990). Experience Concerning Controller Design for the St. Gall District Heating Station Using the Mathematical Model Approach. *Sulzer Technical Review*, v.72, n.1, p.36-38.
- BULTMAN, D. H.; BURMEISTER, L. C.; BORTONE, V.; TENPAS, P. W. (1993). Vapor-Compression Refrigerator Performance Degradation due to Condenser Air Flow Blockage. In: NATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE, Atlanta, 1993.
- BURMEISTER, L. C. (1983). *Convective Heat Transfer*. John Wiley & Sons. Chapter 12: Natural Convection.
- CLELAND, A. C. (1985). Experimental Verification of a Mathematical Model for Simulation of Industrial Refrigeration Plants. *International Journal of Refrigeration*, v.8, n.5, p.275-282, sep.
- CONDE, M. R.; SUTER, P. (1992). A Mathematical Simulation Model for Thermostatic Expansion Valves. *Heat Recovery Systems & CHP*, v.12, n.3, p.271-282, oct.
- CURTAIN, G. C. (1985). Programmable Controllers and Automation in Industrial Refrigeration. *Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating*, v.39, n.9, p.16-21, sep.
- DARROW, J. B.; LOVAT, S. J.; CLELAND, A. C. (1991). Assessment of a Simple Mathematical Model for Predicting the Transient Behaviour of a Refrigeration System. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, 18, Montreal, 1991.

- GRUHLE, W. D.; ISERMANN, R. (1985). Modeling and Control of a Refrigerating Evaporator. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v.107, p.235-240, dec.
- JENSEN, S. S. (1989). Extended Surface Steel Air Coolers for Industrial Refrigeration. *Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating*, v.43, n.8, p.41-51, aug.
- JUNG, D. S.; RADERMACHER, R. (1991). Prediction of Heat Transfer Coefficient of Various Refrigerants During Evaporation. *ASHRAE Transactions*, Atlanta, v.97.
- KANDLIKAR, S. G. (1990). A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes. *Transactions ASME Journal of Heat Transfer*, v.112, n.1, p.219-228, feb.
- LATIMER, D. M.; MARSDEN, R. (1983). Microprocessor Control of Refrigeration Compressors. *Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating*, v.37, n.3, p.22-27, mar.
- LIN, S.; KWOK, C. C.; LI, R. -Y.; CHEN, Z. H.; CHEN, Z. -Y. (1991). Local Frictional Pressure Drop During Vaporization of R-12 Through Capillary Tubes. *International Journal of Multiphase Flow*, v.17, n.1, p.95-102, sep.
- MACARTHUR, J. W.; GRALD, E. W. (1989). Unsteady Compressible Two-Phase Flow Model for Predicting Cyclic Heat Pump Performance and a Comparison with Experimental Data. *International Journal of Refrigeration*, v.12, n.1, p.29-41, jan.
- MONDOT, M. (1991). Component Based Modelling as a Design Tool for Refrigerant Machines. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, 18, Montreal, 1991.
- MURPHY, D. A. (1985). Interface Between Engineers. *ASHRAE Journal*, v.27, n.9, p.28-34, sep.
- NOWOTNY, S. (1986). Application of Microelectronics to Refrigeration and Heat Pump Technology. *Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating*, v.40, n.2, p.34-38, feb.
- NOWOTNY, S. (1991). Progress Achieved in Refrigerating Machinery and Trends for Further Development. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, 18, Montreal, 1991.

- ÖZISIK, M. N. (1990). *Transferência de Calor*. Editora Guanabara Koogan S.A.. Capítulo 11.7: Trocadores de Calor Compactos.
- PENDYALA, V. R.; DEVOTTA, S.; PATWARDHAN, V. S. (1990). Heat-Pump-Assisted Dryer Part 1: Mathematical Model. *International Journal of Energy Research*, v.14, n.5, p.479-492, may.
- SECK, M'T.; GODIN, M.; DEBRAY, E. (1985). Validation expérimentale d'une modélisation des échangeurs dans une machine frigorifique. *Revue Générale de Thermique*, Paris, n.287, p.799, nov.
- SHAH, M. M.(1978). A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.22, p.547-556.
- SONNELFELD, H. H. (1995). Condicionadores Especiais de Regime Adverso. *Revista ABRVA*, SãoPaulo, n.144, p.28-30, mar-abr.
- SPAUSCHUS, H. O. (1988). Development in Refrigeration: Technical Advances and Opportunities for the '90s. *Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating*, v.42, n.5, p.26-37, may.
- STOECKER, W. F. (1971). A Generalized Program for Steady-State System Simulation. *ASHRAE Transactions*, v.77, p.140-148.
- STOECKER, W. F. (1980). Computer Control of Refrigeration Systems. *Heating Piping Air Conditioning*, p.53-58, may.
- STOECKER, W. F.(1985). *Refrigeração e Ar Condicionado*. McGraw-Hill, Inc. Chapter 12: Condensadores e Evaporadores.
- STOECKER, W. F.(1989). *Design of Thermal Systems*. McGraw-Hill, Inc. Chapter 14: Steady State Simulation of Large Systems.
- TURAGA, M.; GUY, R. W. (1985). Refrigerant side heat transfer and pressure drop estimates for direct expansion coils. A review of works in North American use. *Revue Internationale du Froid*, Montreal, v.8, n.3, p.134-142, may.
- UHL, V. W., GRAY, J. B. (1966). *Mixing, Volume 1*. New York, Academic Press. Chapter 5: Mechanically Aided Heat Transfer.
- WELSBY, P.; DEVOTTA, S.; DIGGORY, P. J. (1988). Steady- and Dynamic-State Simulations of Heat-Pumps. Part I: Literature Review. *Applied Energy*, Salford, v.31, n.3, p.189-203.

WENXUE, H.; KRAFT, H. (1991). A Mathematical Model of an Evaporator Based on the Step Exciting Method. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, 18, Montreal, 1991.