

375



PUC
RIO

**SIMULAÇÃO DE UM CONDICIONADOR DE AR AUTOMOTIVO
EMPREGANDO CO₂ COMO REFRIGERANTE**

PEDRO PRUDÊNCIO DE MORAIS FILHO

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Rio de Janeiro, março de 2002.

**PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO**

Rua Marquês de São Vicente, 225 - Gávea

CEP 22453-900 Rio de Janeiro RJ Brasil

<http://www.puc-rio.br>

PEDRO PRUDÊNCIO DE MORAIS FILHO

SIMULAÇÃO DE UM CONDICIONADOR DE AR AUTOMOTIVO
EMPREGANDO CO₂ COMO REFRIGERANTE

Dissertação de Mestrado apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio
como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Ciências em Engenharia
Mecânica.

Orientador: Prof. José Alberto dos Reis Parise.

Departamento de Engenharia Mecânica

Pontifícia Universidade Católica de Rio de Janeiro

Rio de Janeiro, março de 2002

AGRADECIMENTOS

A Deus, por ter me dado perseverança e saúde para conquistar mais uma etapa da minha vida.

A minha família que sempre está ao meu lado: a minha mãe, meu pai, meus filhos, minhas irmãs e minha esposa.

Ao professor J.A.R Parise pela orientação e confiança depositada no decorrer deste trabalho.

À PUC, por ter concedido a bolsa de estudos.

Aos professores e funcionários do Departamento de Mecânica da PUC-Rio, pelo apoio recebido.

Aos colegas e amigos do Laboratório de Refrigeração.

SIMULATION OF AN AUTOMOTIVE AIR CONDITIONING SYSTEM USING CO₂ AS REFRIGERANT

Pedro Prudêncio de Moral Filho

ABSTRACT

The present work is concerned with the development of a semi-theoretical simulation model for a transcritical vapor-compression using carbon dioxide (R744) as working fluid. Based on the mathematical models of the components (a compressor, expansion valve, a gas cooler, an internal suction line heat exchanger, an accumulator and an evaporator), a steady-state performance simulation method of automotive air conditioning system is proposed. The study includes performance results at elevated temperatures.

A program written in FORTRAN was developed to calculate the performance of the cycle and the results had been compared with experimental data published in McEnaney et al. (1999). The properties of R744 had been calculated with subroutines from REFPROP, developed by NIST, U.S.A.

Keys words: transcritical, simulation, accumulator of suction, internal suction line heat exchanger, gas cooler.

SIMULAÇÃO DE UM CONDICIONADOR DE AR AUTOMOTIVO EMPREGANDO CO₂ COMO REFRIGERANTE

Pedro Prudêncio de Moraes Filho

RESUMO

O presente trabalho diz respeito ao desenvolvimento de um modelo semiteórico de simulação para um ciclo transcrito de compressão de vapor empregando, como fluido refrigerante o dióxido de carbono, R744. Com base no modelo matemático dos componentes do ciclo (um compressor, uma válvula de expansão, um evaporador, um resfriador de gás, um acumulador de sucção e um intercambiador de calor), operando em regime permanente, foi proposto o desempenho de um sistema de ar condicionado automotivo, em condições de temperaturas ambientes elevadas.

Um programa escrito em FORTRAN foi desenvolvido para calcular o desempenho do ciclo e os resultados foram comparados com dados experimentais publicados em McEnaney et al. (1999). As propriedades do R744 foram calculadas com subrotinas do pacote REFPROP, desenvolvido no NIST, EUA.

Palavras chaves: transcrito, simulação, acumulador de sucção, intercambiador de calor.

Lista de Figuras

Lista de Tabelas

Lista de Símbolos

Capítulo I – Introdução

1	Objetivos.....	1
1.1	Histórico.....	1
1.2	Revisão bibliográfica.....	3
1.2.1	Simulações.....	3
1.2.2	Protótipos/ aparatos experimentais.....	7
1.2.3	Análise teórica/ ciclos.....	16
1.3	Análise do ciclo transcrito de compressão de vapor – CO₂.....	21
1.3.1	Descrição do ciclo.....	24
	Processo (1 – 2): Compressão.....	24
	Processo (2 – 3): Resfriamento do gás.....	24
	Processo (4 – 5): Expansão ou Estrangulamento.....	26
	Processo (5 – 6): Evaporação.....	26
	Processo (3 – 4) e (6 – 1): Superesfriamento e Superaquecimento.....	27
1.3.2	Considerações gerais.....	27
1.3.3	Aplicações do ciclo transcrito de compressão de vapor – CO₂.....	29
1.3.3.1	Bombas de calor.....	29
i	Processo para aquecimento e resfriamento.....	30
ii	Processo de secagem.....	31
1.3.3.2	Ciclo transcrito com sistema ejetor.....	32
1.3.3.3	Refrigeração aplicada a sistemas com baixa temperatura.....	35

i	Sistemas de múltiplos estágios de pressão.....	35
ii	Sistema em cascata.....	37
iii	Sistema de expansão indireta.....	40
1.4	Justificativa.....	40
1.5	Ciclo termodinâmico.....	41
1.6	Sistema escolhido.....	42
1.7	Organização do presente trabalho.....	43
Capítulo II – Componentes básicos do sistema de ar condicionado automotivo		
2	Componentes básicos do sistema de ar condicionado automotivo empregando o ciclo transcrito – CO ₂	44
2.1	Compressor.....	45
2.2	Trocadores de calor.....	46
2.3	Acumulação de sucção.....	48
2.4	Dispositivo de expansão.....	50
Capítulo III – Modelo matemático		
3.1	Introdução.....	51
3.2	Desenvolvimento do modelo.....	52
3.2.1	Compressor.....	53
3.2.2	Trocadores de calor.....	56
3.2.2.1	Resfriador de gás.....	59
3.2.2.2	Intercambiador de calor.....	61
3.2.2.3	Evaporador.....	64
3.2.3	Dispositivo de expansão.....	68
3.2.4	Acumulação de sucção.....	69
3.2.5	Tubo de aspiração e de descarga.....	71

3.2.5.1	Coeficiente de troca de calor no lado do ar.....	74
3.2.5.2	Coeficiente de troca de calor no lado do R744.....	75
3.2.6	Propiedades do CO ₂	75
3.2.7	Balanço global de energia.....	77
3.3	Sistema de equações.....	78
3.4	Dados de entrada.....	79
3.5	Método de solução.....	80
3.5.1	Introdução.....	80
3.5.2	Procedimento.....	80
3.5.2.1	Dados de entrada e incógnitas.....	80
3.5.3	Algoritmo.....	82
3.6	Programa.....	84
Capítulo IV – Resultados		
4.1	Introdução.....	85
4.2	Comparação com dados experimentais.....	85
	Dados de entrada.....	86
4.2.1	Potência consumida.....	88
4.2.2	Eficiência volumétrica.....	89
4.2.3	Fluxo mássico de refrigerante.....	90
4.2.4	Taxa de transferência de calor no resfriamento de gás – QRG.....	91
4.2.5	Taxa de transferência de calor sensível no evaporador – QEVsen.....	92
4.2.6	Taxa de transferência calor latente no evaporador – QEVlat.....	93
4.2.7	Quantidade de condensador formado no evaporador.....	94
4.2.8	Relação de compressão.....	95
4.2.9	Coeficiente de performance.....	96

4.2.10	Temperatura do ar na saída do resfriamento de gás – TarRG.....	97
4.2.11	Temperatura do ar na saída do evaporador - TasEV.....	98
4.2.12	Temperatura T1 (temperatura do CO ₂ na saída do intercambiador de calor – lado de baixa).....	99
4.2.14	Temperatura T1t (temperatura do Co _s na entrada do compressor – lado de baixa).....	100
4.2.15	Temperatura T2 (temperatura do Co _s saída do compressor – lado de alta).....	101
4.2.16	Temperatura T2t (temperatura do Co _s entrada do resfriador de gás – lado de alta).....	102
4.2.17	Temperatura T3 (temperatura do Co _s saída do resfriador de gás – lado de alta).....	103
4.2.18	Temperatura T4 (temperatura do CO ₂ saída do intercambiador de calor – lado de alta).....	104
4.2.19	Temperatura T5 (temperatura do CO ₂ saída do dispositivo de expansão – lado de baixa).....	105
4.2.20	Temperatura T6 (temperatura do CO ₂ saída do evaporador – lado de baixa).....	106
4.2.21	Temperatura T7 (temperatura do CO ₂ saída do acumulador de sucção – lado de baixa).....	107
4.3	Aplicações.....	108
Capítulo V – Conclusão		
	Conclusão.....	115
	Apêndice A – determinação da eficiência volumétrica.....	117
	Apêndice B – determinação do expoente politrópico.....	118
	Apêndice C – determinação da condutância global.....	119
1	Resfriador de gás.....	119

2	Intercambiador de calor.....	121
3	Evaporador.....	122
	Apêndice D – propriedades termodinâmicas do ar úmido.....	125
	Calor específico do ar úmido.....	127
	Apêndice E – propriedades termodinâmicas do ar úmido.....	129
	Parâmetros de entrada das condições padrão.....	129
	Apêndice F - Resultados experimentais e simulados da série “I”, “M” e “H”.....	131
	Referências Bibliográficas.....	135

Figura 1.1 Diagrama de fluxo de um ciclo transcrito de CO₂.

Figura 1.2 Diagrama $T-s$ de um ciclo transcrito de CO₂.

Figura 1.3 Diagrama $P-h$ de um ciclo transcrito de CO₂.

Figura 1.4 Perfil de temperatura de um condensador HCFC 22 e um resfriador de gás CO₂.

Figura 1.5 Representação fundamental de um sistema transcrito de CO₂.

Figura 1.6 Bomba de calor de CO₂ reservável.

Figura 1.7 Diagrama de fluxo de um processo de desumidificação.

Figura 1.8 Diagrama $T-s$ para o processo de desumidificação, empregando bomba de calor CO₂.

Figura 1.9 Sistema ejetor para resfriamento d'água do mar.

Figura 1.10 Diagrama de um ciclo transcrito com sistema ejetor.

Figura 1.11 Diagrama de fluxo de um sistema com dois estágios de pressão.

Figura 1.12 Diagrama $P-h$ de um sistema com dois estágios.

Figura 1.13 Diagrama de fluxo de um sistema em cascata R717/R714.

Figura 1.14 Diagrama $P-h$ de um sistema em cascata R717/R714.

Figura 1.15 Ciclo transcrito de compressão de vapor e seus principais componentes.

Figura 2.1 Diagrama de fluxo do protótipo utilizando R744.

Figura 2.2 Desenho esquemático e foto em corte de um compressor do tipo prato oscilante.

Figura 2.3 Foto de dois trocadores de calor para ganho e rejeição de calor, para R134a e R744.

Rigura 2.4 Exemplo de um intercambiador de calor usando um circuitos com R744.

Figura 2.5 Exemplo de um acumulador de sucção para circuitos com R744.

Figura 2.6 Acumulação de sucção geminado com intercambiador de calor.

Figura 2.7 Exemplo de uma válvula reguladora de pressão de aspiração.

Figura 3.1 Diagrama esquemático de um sistema de A/C automotivo empregando CO₂.

Figura 3.2 Diagrama $p-h$ do ciclo transcítico empregando CO₂.

Figura 3.3 Diagrama pressão entalpia mostrando uma linha isentrópica.

Figura 3.4 Perfil das temperaturas em um resfriador de gás corrente cruzadas.

Figura 3.5 Perfil das temperaturas em um trocador de calor de correstes opostas.

Figuras 3.6 e 3.7 Esquemático de uma serpentina de resfriamento e seu respectivo processo na carta psicrométrica (McQuiston e Parker,1977).

Figuras 3.8 e 3.9 Esquemático de uma serpentina de resfriamento e desumidificação e seu respectivo processo representado na carta psicométrica

Figuras 3.10 Algoritmo para programa do ciclo transcrítico.

Figura 4.1 Potência consumida – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.2 Eficiência Volumétrica – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.3 Fluxo mássico – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.4 Taxa de transferência de calor no resfriador de gás – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.5 Taxa de transferência de calor sensível no evaporador – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.6 Taxa de transferência de calor latente no evaporador - dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.7 Quantidade de condensador formado no evaporador – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.8 Relação de compressão – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.9 COP – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.10 Temperatura do ar na saída do resfriador de gás – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.11 Temperatura do ar na saída do evaporador – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.12 Temperatura do CO₂, no estado subcrítico, na saída do intercambiador de calor – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.13 Temperatura do CO₂, no estado subcrítico, na entrada do compressor – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.14 Temperatura do CO₂, no estado supercrítico, na saída do compressor – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.15 Temperatura do CO₂, no estado supercrítico, na entrada do resfriador de gás – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.16 Temperatura do CO₂, no estado supercrítico, na saída do resfriador de gás – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.17 Temperatura do CO₂, no estado supercrítico, na saída do intercambiador de calor – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.18 Temperatura do CO₂, no estado subcrítico, na saída do dispositivo de expansão – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.19 Temperatura do CO₂, no estado subcrítico, na saída do evaporador – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.20 Temperatura do CO₂, no estado supercrítico, na saída do acumulador de sucção – dados simulados em relação aos dados experimentais.

Figura 4.21 Influência da pressão supercrítica na potência consumida.

Figura 4.22 Influência da pressão supercrítica na capacidade de refrigeração.

Figura 4.24 Influência da pressão supercrítica no COP.

Figura 4.25 Influência da temperatura do ar na entrada do resfriador de gás no COP.

Figura 4.26 Influência da temperatura do ar na entrada do resfriador de gás na quantidade de calor trocado no evaporador.

Figura 4.27 Influência da temperatura do ar na entrada do resfriador de gás na potência consumida.

Figura 4.28 Influência da rotação na potência consumida pelo compressor.

Figura 4.29 Influência da rotação no COP.

Figura A.1 Curva de ajuste da eficiência volumétrica.

Figura B.1 Expoente politrópico para CP-R744.

Figura C.1 Curva de ajuste da condutância global do RG.

Figura C.2 Curva de ajuste da condutância global do IC.

Figura C.3 Curva de ajuste da condutância global do EV.

Tabela 3.1 Equações versus incógnitas.

Tabela 3.2 Dados de entrada.

Tabela 4.1 Dados de entrada.

Tabela 4.2 Resultados experimentais e simulados da série “I”.

Tabela 4.3 Resultados experimentais e simulados da série “I”.

Tabela 4.4 Resultados experimentais e simulados da série “M” e “H”.

Tabela 4.5 Resultados experimentais e simulados da série “M” e “H”.

Tabela E.1 Dados de entrada.

Tabela E.2 Dados de entrada.

Tabela F.1: Resultados experimentais e simulados da série “I”.

Tabela F.2: Resultados experimentais e simulados da série “I”.

Tabela F.3: Resultados experimentais e simulados da série “I”.

Tabela F.4: Resultados experimentais e simulados da série “I”.

Tabela F.5: Resultados experimentais e simulados da série “M” e “H”.

Tabela F.6: Resultados experimentais e simulados da série “I”.

Tabela F.7: Resultados experimentais e simulados da série “M”.

Tabela F.8: Resultados experimentais e simulados da série “M” e “H”.

A	área (m^2)
C	coeficiente
C_1 a C_{10}	constantes nas equações (2.31) e (2.33)
c_p	calor específico a pressão constante (kJ / kgK)
\bar{c}_p	calor específico médio a pressão constante do (kJ / kgK)
D	diâmetro da tubulação (m)
D_{serp}	diâmetro médio da serpentina (m)
E	energia (J)
F	temperatura de bulbo seco do ar em Fahrenheit (F)
F_c	fator na equação (2.28)
Gr	número de Grashoff
h_m	coeficiente de troca de calor por convecção natural
h_{int}	coeficiente convectivo de troca de calor lado do refrigerante (W/m^2K)
h_{ext}	coeficiente convectivo de troca de calor lado da água (W/m^2K)
h_{er}	entalpia de entrada (J/kg)
h_{sr}	entalpia de saída (J/kg)
H	altura do reservatório
h	entalpia específica (kJ / kg)
h_{ar}	entalpia do ar úmido (kJ / kg), ar seco
h_{cd}	entalpia específica da água removida do ar úmido – condensado (kJ / kg)
k	expoente isentrópico

k	condutividade térmica (W/m K)
L	comprimento (m)
\dot{m}	vazão mássica (kg / s)
m	massa (kg)
M	massa molar (kg/kmol)
N	número de unidades de transferência
n	rotação (rpm)
Nu	número de Nusselt
NTU	número de unidades de transferência
p	pressão total do ar úmido (Pa)
p_a	pressão parcial do ar seco (kPa)
p_v	pressão parcial do vapor d'água no ar úmido (kPa)
p_{sat}	pressão de saturação da água pura (Pa)
Pr	número de Prandtl
P_{red}	pressão reduzida
\dot{Q}	taxa de transferência de calor (W)
q	fluxo de calor (W/m^2)
R	resistência à transferência de calor ($m^2 K / W$)
Re	número de Reynolds
Re_{filme}	número de Reynolds, no capítulo 3, à temperatura de filme

Re_{mf}	número de Reynolds, no capítulo 3, da água fria
s	entropia específica (kJ/kgK)
T	temperatura ($^{\circ}C$)
TR	temperatura de bulbo seco do ar em Rankine (R)
t	temperatura absoluta em Kelvin (K)
$\overline{\Delta T}_{art}$	diferença média aritmética de temperatura (K)
ΔT_{sp}	grau de superaquecimento do compressor (K)
ΔT_{max}^{rg}	máxima diferença de temperatura entre os fluidos no resfriador de gás ($^{\circ}C$)
ΔT_{max}^{ic}	máxima diferença de temperatura entre os fluidos no intercambidor de calor ($^{\circ}C$)
U	coeficiente global de transferência de calor (W/m^2K)
V	volume (m^3)
v	volume específico (m^3/kg)
\dot{W}	taxa de trabalho realizado pelo sistema (J)
W	umidade absoluta do ar úmido ($g(agua)/kg(ar\ seco)$)
w	trabalho realizado pelo compressor
x	título
z	constante na Equação (2.15)

Letras Gregas

α	é igual a $\ln(p_v)$, parâmetro usado na Equação (2.31)
----------	--

ε	efetividade do trocador de calor
ϕ	umidade relativa
η	eficiência

Subscritos

<i>abs</i>	absoluta
<i>amb</i>	ambiente
<i>ar</i>	ar úmido
<i>ar-s</i>	ar seco
<i>as</i>	acumulador de sucção
<i>atm</i>	atmosférica
<i>c</i>	cilindro
<i>CO₂</i>	dióxido de carbono
<i>cp</i>	compresor
<i>cd</i>	água condensada
<i>e</i>	entrada no volume de controle
<i>ev</i>	evaporador
<i>ev</i>	evaporação
<i>ext</i>	externo
<i>ic</i>	intercambiador de calor
<i>int</i>	interno

<i>is</i>	isentrópico
<i>l</i>	líquido
<i>lat</i>	calor latente
<i>n</i>	nocivo
<i>p</i>	parede do tanque ou do tubo
<i>r</i>	relação de espaço nocivo
<i>re</i>	real
<i>rg</i>	resfriador de gás
<i>s</i>	saída do volume de controle
<i>sat</i>	saturação
<i>sen</i>	calor sensível
<i>v</i>	vapor
<i>vs</i>	vapor d'água saturado
<i>vc</i>	volume de controle
<i>vol</i>	volumétrico
1	estado do R 744 na entrada do compressor
1t	estado do R 744 na saída do resfriador de gás
2	estado do R 744 na saída do compressor após um trabalho real
2s	estado do R 744 na saída do compressor após um trabalho isentrópico
2t	estado do R 744 na entrada do resfriador de gás
3	estado do R 744 na saída do resfriador de gás

- | | | |
|---|-----------------|---------------------------------------|
| 4 | estado do R 744 | na entrada do intercambiador de calor |
| 5 | estado do R 744 | na entrada do evaporador |
| 6 | estado do R 744 | na saída do evaporador |
| 7 | estado do R 744 | na entrada do intercambiador de calor |

Sobrescritos

- | | |
|------------|-------------------------|
| <i>asp</i> | aspiração |
| <i>des</i> | descarga |
| <i>ev</i> | evaporador |
| <i>ic</i> | intercambiador de calor |
| <i>rg</i> | resfriador de gás |
| <i>sb</i> | subcrítica |
| <i>sp</i> | supercrítica |
-

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1. OBJETIVO

Nesta dissertação é desenvolvido um modelo matemático para a simulação de um ciclo transcrito de compressão de vapor, empregando como fluido refrigerante o dióxido de carbono, R744. De posse do modelo busca-se avaliar o desempenho do ciclo de CO₂, operando em condições de temperaturas ambientes elevadas.

1.1 HISTÓRICO

A preocupação global pela deterioração da camada de ozônio da atmosfera por alguns contaminantes químicos à base de bromo (Br) e o cloro (Cl) resultou na proibição internacional de sua produção. Muitos refrigerantes comumente usados, como o R11, que domina o uso em *chillers* centrífugos, o R12, largamente usado em refrigeradores/freezers de uso doméstico e em sistemas de condicionador de ar automotivo, o R502, que domina a indústria de supermercados e o R114, que é largamente usado em aplicações navais, contêm estes componentes químicos. Acredita-se que o R12, o R22 e o R502 representam 90% do mercado da indústria de refrigeração e condicionador de ar industrial (Zhao et al., 2000).

O Protocolo de Montreal estabeleceu como data máxima, 01 de Janeiro de 1996, para a interrupção da produção dos refrigerantes clorofluorcarbonos (CFCs), em países desenvolvidos e até o ano de 2010 nos países em desenvolvimento. Os refrigerantes identificados como alternativas para os CFCs são os HFCs e hidroclorofluorcarbonos

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1. OBJETIVO

Nesta dissertação é desenvolvido um modelo matemático para a simulação de um ciclo transcrito de compressão de vapor, empregando como fluido refrigerante o dióxido de carbono, R744. De posse do modelo busca-se avaliar o desempenho do ciclo de CO₂, operando em condições de temperaturas ambientes elevadas.

1.1 HISTÓRICO

A preocupação global pela deterioração da camada de ozônio da atmosfera por alguns contaminantes químicos à base de bromo (Br) e o cloro (Cl) resultou na proibição internacional de sua produção. Muitos refrigerantes comumente usados, como o R11, que domina o uso em *chillers* centrífugos, o R12, largamente usado em refrigeradores/freezers de uso doméstico e em sistemas de condicionador de ar automotivo, o R502, que domina a indústria de supermercados e o R114, que é largamente usado em aplicações navais, contêm estes componentes químicos. Acredita-se que o R12, o R22 e o R502 representam 90% do mercado da indústria de refrigeração e condicionador de ar industrial (Zhao et al., 2000).

O Protocolo de Montreal estabeleceu como data máxima, 01 de Janeiro de 1996, para a interrupção da produção dos refrigerantes clorofluorcarbonos (CFCs), em países desenvolvidos e até o ano de 2010 nos países em desenvolvimento. Os refrigerantes identificados como alternativas para os CFCs são os HFCs e hidroclorofluorcarbonos

(HCFCs) que, apesar de atualmente não existirem restrições para os níveis de produção, foram também limitados pelo Protocolo de Montreal, com prazo final para a retirada gradativa no período compreendido entre 2020-2040. Na busca de novas alternativas, as mais recentes pesquisas estão, em parte, direcionadas aos fluidos naturais como dióxido de carbono e a amônia.

O refrigerante R744 é uma substância natural, de baixo custo e de fácil obtenção e manuseio, não é tóxico e nem inflamável. Comparado a outros refrigerantes, a influência do R 744 na camada de ozônio é nula (*Ozone Depletion Potential*, $ODP = 0$) e sobre o aquecimento global/efeito estufa é muito baixa (se comparada à produção de CO_2 resultante da queima de combustível fóssil - *Global Warming Potential*, $GWP = 1$), sendo zero a sua influência com relação ao aquecimento global líquido, quando usado como um gás para uso técnico, desde que o gás seja obtido através de produção industrial (Neskå et al., 1998). O CO_2 possui, ainda, o mais elevado limite máximo de exposição (*Maximum Allowable Concentration*, $MAC = 5\ 000$ ppm), que é cinco vezes maior que o limite do R12 (Infante Ferreira e Boukens, 1996).

No início do século XX, o CO_2 foi comumente usado como fluido de trabalho em sistemas de condicionador de ar e em sistemas de refrigeração para uso naval, até o ano de 1950 (Nekså et al., 1998). Antes do desenvolvimento dos CFCs, nos anos 1930, ele foi largamente utilizado em sistemas de condicionador de ar para conforto (Robinson e Groll, 1997). Em função das restrições com relação ao tempo de uso dos CFC e HCFC e, devido ao seu grande potencial para uso como refrigerante, o R744 é um dos antigos refrigerantes que está sendo retestado e pode ser usado com sucesso em diversas aplicações: como fluido secundário em sistemas indiretos, em sistemas em cascata como refrigerante do circuito de baixa temperatura ou como refrigerante em plantas de refrigeração (Bredesen et

(HCFCs) que, apesar de atualmente não existirem restrições para os níveis de produção, foram também limitados pelo Protocolo de Montreal, com prazo final para a retirada gradativa no período compreendido entre 2020-2040. Na busca de novas alternativas, as mais recentes pesquisas estão, em parte, direcionadas aos fluidos naturais como dióxido de carbono e a amônia.

O refrigerante R744 é uma substância natural, de baixo custo e de fácil obtenção e manuseio, não é tóxico e nem inflamável. Comparado a outros refrigerantes, a influência do R 744 na camada de ozônio é nula (*Ozone Depletion Potential*, ODP = 0) e sobre o aquecimento global/efeito estufa é muito baixa (se comparada à produção de CO₂ resultante da queima de combustível fóssil - *Global Warming Potential*, GWP = 1), sendo zero a sua influência com relação ao aquecimento global líquido, quando usado como um gás para uso técnico, desde que o gás seja obtido através de produção industrial (Neskå et al., 1998). O CO₂ possui, ainda, o mais elevado limite máximo de exposição (*Maximum Allowable Concentration*, MAC = 5 000 ppm), que é cinco vezes maior que o limite do R12 (Infante Ferreira e Boukens, 1996).

No início do século XX, o CO₂ foi comumente usado como fluido de trabalho em sistemas de condicionador de ar e em sistemas de refrigeração para uso naval, até o ano de 1950 (Nekså et al., 1998). Antes do desenvolvimento dos CFCs, nos anos 1930, ele foi largamente utilizado em sistemas de condicionador de ar para conforto (Robinson e Groll, 1997). Em função das restrições com relação ao tempo de uso dos CFC e HCFC e, devido ao seu grande potencial para uso como refrigerante, o R744 é um dos antigos refrigerantes que está sendo retestado e pode ser usado com sucesso em diversas aplicações: como fluido secundário em sistemas indiretos, em sistemas em cascata como refrigerante do circuito de baixa temperatura ou como refrigerante em plantas de refrigeração (Bredesen et

al., 1997), em sistemas de condicionador de ar automotivo e bombas de calor (Hesse e Spauschus, 1996; Chumak et al. 1996; Pettersen et al., 1998 ; Süß e Kruse ,1998).

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Descreve-se, a seguir, artigos recentes encontrados na literatura, que versam sobre a utilização do dióxido de carbono na refrigeração. Os trabalhos foram divididos em 3 categorias, a saber: Simulações, Protótipos/Aparatos Experimentais e análise Teórica/Ciclos.

1.2.1 SIMULAÇÕES:

Infante Ferreira e Boukens (1996) desenvolveram um modelo de simulação para a comparação de três sistemas de refrigeração: dois dos sistemas de expansão indireta e o terceiro sistema em cascata, empregando um mesmo circuito primário de amônia. Em um dos dois sistemas de expansão indireta foi empregado, como fluido do circuito secundário de resfriamento, o cloreto de cálcio e, no outro, CO₂, também utilizado como fluido refrigerante no circuito de baixa temperatura do sistema em cascata. Verificaram que o uso do CO₂ em aplicações para baixa temperatura apresentou vantagens quando comparado com o mesmo sistema de expansão indireta empregando refrigerantes convencionais. O COP foi maior, principalmente no sistema em cascata, utilizando trocadores de calor e tubos do circuito de refrigerante com menores dimensões e com menor espessura do isolamento térmico, especialmente nas linhas de líquido. A performance energética e econômica, tanto no sistema de expansão indireta e do sistema em cascata, ambos empregando CO₂, foi da mesma ordem de grandeza.

al., 1997), em sistemas de condicionador de ar automotivo e bombas de calor (Hesse e Spauschus, 1996; Chumak et al. 1996; Pettersen et al., 1998 ; Süß e Kruse ,1998).

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Descreve-se, a seguir, artigos recentes encontrados na literatura, que versam sobre a utilização do dióxido de carbono na refrigeração. Os trabalhos foram divididos em 3 categorias, a saber: Simulações, Protótipos/Aparatos Experimentais e análise Teórica/Ciclos.

1.2.1 SIMULAÇÕES:

Infante Ferreira e Boukens (1996) desenvolveram um modelo de simulação para a comparação de três sistemas de refrigeração: dois dos sistemas de expansão indireta e o terceiro sistema em cascata, empregando um mesmo circuito primário de amônia. Em um dos dois sistemas de expansão indireta foi empregado, como fluido do circuito secundário de resfriamento, o cloreto de cálcio e, no outro, CO₂, também utilizado como fluido refrigerante no circuito de baixa temperatura do sistema em cascata. Verificaram que o uso do CO₂ em aplicações para baixa temperatura apresentou vantagens quando comparado com o mesmo sistema de expansão indireta empregando refrigerantes convencionais. O COP foi maior, principalmente no sistema em cascata, utilizando trocadores de calor e tubos do circuito de refrigerante com menores dimensões e com menor espessura do isolamento térmico, especialmente nas linhas de líquido. A performance energética e econômica, tanto no sistema de expansão indireta e do sistema em cascata, ambos empregando CO₂, foi da mesma ordem de grandeza.

Brown e Pearson (1996) produziram um programa para avaliar a performance do propano, amônia e dióxido de carbono no processo de evaporação em tubos longos e em trocadores de calor de placas. Os resultados confirmaram a amônia como o melhor refrigerante do ponto de vista termodinâmico e as dificuldades para o uso do CO₂, devido às temperaturas supercríticas serem eliminadas se este for usado nos sistemas em cascata combinado com outros refrigerantes, por exemplo, a amônia.

Robinson e Groll (1997) simularam e analisaram o processo de rejeição de calor através da comparação de modelos desenvolvidos de trocadores de calor para uso automotivo (resfriador de gás e condensador utilizando CO₂ e HCFC-22, respectivamente) com o objetivo de verificar a redução no tamanho dos trocadores de calor quando usam o CO₂. Através dos modelos desenvolvidos, concluíram que o diâmetro interno dos tubos nos trocadores de calor para uso com CO₂ podem ser escolhidos de modo que as perdas de carga normalizadas ao longo do trocador de calor sejam equivalentes às de um condensador com HCFC-22. E, quando cada trocador de calor for construído com mesmo material, espaçamento e espessura de aletas e dimensionado com fatores de segurança equivalentes, para a determinação de espessura da parede dos tubos, obtiveram as seguintes vantagens para os trocadores de calor (resfriador de gás) usados com CO₂:

- podem ser de 34-50% menores em relação aos trocadores de calor (condensador) empregados com HCFC-22 para uma mesma faixa de comprimento de aletas;
- podem ser 49% mais leves em relação aos trocadores de calor (condensador) empregados com HCFC-22 para uma mesma faixa de comprimento de aletas;

Brown e Pearson (1996) produziram um programa para avaliar a performance do propano, amônia e dióxido de carbono no processo de evaporação em tubos longos e em trocadores de calor de placas. Os resultados confirmaram a amônia como o melhor refrigerante do ponto de vista termodinâmico e as dificuldades para o uso do CO₂, devido às temperaturas supercríticas serem eliminadas se este for usado nos sistemas em cascata combinado com outros refrigerantes, por exemplo, a amônia.

Robinson e Groll (1997) simularam e analisaram o processo de rejeição de calor através da comparação de modelos desenvolvidos de trocadores de calor para uso automotivo (resfriador de gás e condensador utilizando CO₂ e HCFC-22, respectivamente) com o objetivo de verificar a redução no tamanho dos trocadores de calor quando usam o CO₂. Através dos modelos desenvolvidos, concluíram que o diâmetro interno dos tubos nos trocadores de calor para uso com CO₂ podem ser escolhidos de modo que as perdas de carga normalizadas ao longo do trocador de calor sejam equivalentes às de um condensador com HCFC-22. E, quando cada trocador de calor for construído com mesmo material, espaçamento e espessura de aletas e dimensionado com fatores de segurança equivalentes, para a determinação de espessura da parede dos tubos, obtiveram as seguintes vantagens para os trocadores de calor (resfriador de gás) usados com CO₂:

- podem ser de 34-50% menores em relação aos trocadores de calor (condensador) empregados com HCFC-22 para uma mesma faixa de comprimento de aletas;
- podem ser 49% mais leves em relação aos trocadores de calor (condensador) empregados com HCFC-22 para uma mesma faixa de comprimento de aletas;

- podem ocupar de 35-50% menos volume em relação aos trocadores de calor (condensador) empregados com HCFC-22 para uma mesma faixa de comprimento de aletas;

Schönfeld e Kraus (1997) simularam um trocador de calor contra-corrente (CO_2 -água) com o objetivo de calcular a transferência de calor em um ciclo transcrito. Ao compararem os resultados

com os dados experimentais, concluíram que, em linhas gerais, o modelo criado é útil para projetos de trocadores de calor para os ciclos com bombas de calor. Entretanto encontraram consideráveis diferenças entre as temperaturas do fluido medidas e calculadas em função dos métodos clássicos empregados para os cálculos da transferência de calor por convecção, por não serem adequados ao seu emprego na transferência de calor de fluidos nas condições transcíticas.

Hwang e Radermacher (1997) investigaram, experimental e teoricamente, a performance de trocadores de calor usando dióxido de carbono. Para avaliação teórica desenvolveram dois modelos de simulação: para o evaporador, EVAPRO, e para o resfriador de gás, GASPRO. Ao compararem os modelos com os resultados experimentais encontraram um desvio de 1,7% e 2,6% para o evaporador e resfriador de gás, respectivamente. Concluíram, também, que a temperatura da água gelada depende da sua aplicação e dos efeitos sobre a pressão de evaporação. A temperatura da água de resfriamento depende do tipo do calor rejeitado e dos efeitos na saída do resfriador de gás e na entrada do evaporador. Para o CO_2 , a aplicação em baixa temperatura é recomendada devido a um menor calor latente com a pressão de evaporação mais elevada. A pressão do resfriador de gás pode ser controlada: para uma pressão mais baixa, a temperatura da água de resfriamento deve ser menor e para pressão mais alta, a temperatura da água de

- podem ocupar de 35-50% menos volume em relação aos trocadores de calor (condensador) empregados com HCFC-22 para uma mesma faixa de comprimento de aletas;

Schönfeld e Kraus (1997) simularam um trocador de calor contra-corrente (CO₂-água) com o objetivo de calcular a transferência de calor em um ciclo transcrito. Ao compararem os resultados

com os dados experimentais, concluíram que, em linhas gerais, o modelo criado é útil para projetos de trocadores de calor para os ciclos com bombas de calor. Entretanto encontraram consideráveis diferenças entre as temperaturas do fluido medidas e calculadas em função dos métodos clássicos empregados para os cálculos da transferência de calor por convecção, por não serem adequados ao seu emprego na transferência de calor de fluidos nas condições transcíticas.

Hwang e Radermacher (1997) investigaram, experimental e teoricamente, a performance de trocadores de calor usando dióxido de carbono. Para avaliação teórica desenvolveram dois modelos de simulação: para o evaporador, EVAPRO, e para o resfriador de gás, GASPRO. Ao compararem os modelos com os resultados experimentais encontraram um desvio de 1,7% e 2,6% para o evaporador e resfriador de gás, respectivamente. Concluíram, também, que a temperatura da água gelada depende da sua aplicação e dos efeitos sobre a pressão de evaporação. A temperatura da água de resfriamento depende do tipo do calor rejeitado e dos efeitos na saída do resfriador de gás e na entrada do evaporador. Para o CO₂, a aplicação em baixa temperatura é recomendada devido a um menor calor latente com a pressão de evaporação mais elevada. A pressão do resfriador de gás pode ser controlada: para uma pressão mais baixa, a temperatura da água de resfriamento deve ser menor e para pressão mais alta, a temperatura da água de

resfriamento, deve ser maior. O efeito da temperatura da água gelada e a qualidade do CO_2 que entra no evaporador estão relacionados com a performance do resfriador de gás.

Patil e Manzione (1999) relataram, como parte de um programa desenvolvido em laboratórios federais e universidades patrocinados pelo exército americano, os resultados dos testes experimentais e simulados de um ciclo transcrito, CO_2 , para operações de aquecimento e resfriamento em unidades de condicionamento de ar (ECU's – *Environmental Control Units*), que fornecem ar acondicionado para *trailers*, veículos, armamentos e acomodações temporárias, e em veículos táticos utilizados no exercito americano. Os resultados experimentais mostraram que o coeficiente de transferência de calor sempre aumenta com o fluxo mássico. O coeficiente de transferência de calor aumentou com um baixo fluxo de calor e com o decréscimo da pressão, enquanto que, com elevado fluxo de calor, o coeficiente de transferência de calor mostrou-se quase independente da pressão, como nas condições com baixo fluxo.

Yanagisawa et al. (1999) analisaram teoricamente a performance de um compressor alternativo trabalhando com CO_2 , empregando um modelo matemático. As características do desempenho do compressor utilizando CO_2 foram analisadas e comparadas com as dos compressores de refrigeração para uso automotivo empregando HFC 134a. Verificaram que a influência do volume do espaço nocivo sobre a eficiência volumétrica para os compressores que utilizam CO_2 é em torno de um terço em relação aos compressores que utilizam R134a. Concluíram, também, que as influências das perdas por vazamento e de calor na eficiência do compressor com CO_2 são quase equivalentes às encontradas nos compressores com R134a, embora a diferença de pressão e o coeficiente de transferência de calor nos compressores com CO_2 sejam muito maior do que os encontrados nos compressores que usam R134a. A eficiência volumétrica do compressor operando com

resfriamento, deve ser maior. O efeito da temperatura da água gelada e a qualidade do CO₂ que entra no evaporador estão relacionados com a performance do resfriador de gás.

Patil e Manzione (1999) relataram, como parte de um programa desenvolvido em laboratórios federais e universidades patrocinados pelo exército americano, os resultados dos testes experimentais e simulados de um ciclo transcrito, CO₂, para operações de aquecimento e resfriamento em unidades de condicionamento de ar (ECU's – *Environmental Control Units*), que fornecem ar acondicionado para *trailers*, veículos, armamentos e acomodações temporárias, e em veículos táticos utilizados no exército americano. Os resultados experimentais mostraram que o coeficiente de transferência de calor sempre aumenta com o fluxo mássico. O coeficiente de transferência de calor aumentou com um baixo fluxo de calor e com o decréscimo da pressão, enquanto que, com elevado fluxo de calor, o coeficiente de transferência de calor mostrou-se quase independente da pressão, como nas condições com baixo fluxo.

Yanagisawa et al. (1999) analisaram teoricamente a performance de um compressor alternativo trabalhando com CO₂, empregando um modelo matemático. As características do desempenho do compressor utilizando CO₂ foram analisadas e comparadas com as dos compressores de refrigeração para uso automotivo empregando HFC 134a. Verificaram que a influência do volume do espaço nocivo sobre a eficiência volumétrica para os compressores que utilizam CO₂ é em torno de um terço em relação aos compressores que utilizam R134a. Concluíram, também, que as influências das perdas por vazamento e de calor na eficiência do compressor com CO₂ são quase equivalentes às encontradas nos compressores com R134a, embora as diferença de pressão e o coeficiente de transferência de calor nos compressores com CO₂ sejam muito maior do que os encontrados nos compressores que usam R134a. A eficiência volumétrica do compressor operando com

CO₂ foi maior do que a do compressor com R134a e as eficiências adiabática e indicada foram quase equivalentes para ambos os compressores exceto em operações com velocidades elevadas.

Robinson e Groll (2000) simularam um sistema transcrito de dióxido de carbono de condicionador de ar “resfriado a ar” para ambientes e concluíram que, dentro de certa tolerância, o programa pode ser utilizado para avaliar os efeitos ocasionados ao sistema pela variação do grau de superaquecimento, através da variação dos valores da efetividade do intercambiador de calor e das condições ambientais. Além disso, o programa oferece uma razoável estimativa para pressão do resfriador de gás necessária para uma dada capacidade de evaporação em um sistema de condicionador de ar com a geometria conhecida.

1.2.2 PROTÓTIPOS/APARATOS EXPERIMENTAIS:

Brændgaard (1996) empregou um compressor SABROE HPO 24, operando com R744 (CO₂), na parte de baixa temperatura ($T_{\text{condensação}} = -5\text{ °C}$) em um sistema em cascata, para obter valores do COP e as eficiências volumétrica e isentrópica. Os valores foram comparados com os correspondentes de compressores similares empregando R22 e R717, em condições de operação com baixas temperaturas de evaporação e condensação. Os valores encontrados das eficiências volumétricas e isentrópica foram muitos maiores, se comparados com os valores para R22 e R717 e, em função desta última, o coeficiente de performance foi superior em 22%. A capacidade de refrigeração, para um dado volume de admissão, é da ordem de nove vezes maior com R744 do que com R717. Além disso, foram avaliados alguns tipos de óleo para uso com o R744, constatando que a miscibilidade do óleo depende do tipo do ciclo de operação, transcrito ou subcítico, ou

CO₂ foi maior do que a do compressor com R134a e as eficiências adiabática e indicada foram quase equivalentes para ambos os compressores exceto em operações com velocidades elevadas.

Robinson e Groll (2000) simularam um sistema transcrito de dióxido de carbono de condicionador de ar “resfriado a ar” para ambientes e concluíram que, dentro de certa tolerância, o programa pode ser utilizado para avaliar os efeitos ocasionados ao sistema pela variação do grau de superaquecimento, através da variação dos valores da efetividade do intercambiador de calor e das condições ambientais. Além disso, o programa oferece uma razoável estimativa para pressão do resfriador de gás necessária para uma dada capacidade de evaporação em um sistema de condicionador de ar com a geometria conhecida.

1.2.2 PROTÓTIPOS/APARATOS EXPERIMENTAIS:

Brændgaard (1996) empregou um compressor SABROE HPO 24, operando com R744 (CO₂), na parte de baixa temperatura ($T_{\text{condensação}} = -5\text{ °C}$) em um sistema em cascata, para obter valores do COP e as eficiências volumétrica e isentrópica. Os valores foram comparados com os correspondentes de compressores similares empregando R22 e R717, em condições de operação com baixas temperaturas de evaporação e condensação. Os valores encontrados das eficiências volumétricas e isoentrópica foram muitos maiores, se comparados com os valores para R22 e R717 e, em função desta última, o coeficiente de performance foi superior em 22%. A capacidade de refrigeração, para um dado volume de admissão, é da ordem de nove vezes maior com R744 do que com R717. Além disso, foram avaliados alguns tipos de óleo para uso com o R744, constatando que a miscibilidade do óleo depende do tipo do ciclo de operação, transcrito ou subcrítico, ou

seja, se o R744 encontra-se ou não polarizado e em que condição se encontra a sua densidade. Constatou-se que operações com o sistema trabalhando com temperaturas de rejeição de calor muito acima de 5 °C exigirão modificações substanciais no projeto do compressor e na planta de teste. Além disso, necessitarão de uma planta com compressores de dois estágios, sistema economizador, etc.

Fagerli (1996) projetou um compressor hermético, com base em um compressor hermético padrão para uso com HCFC 22, e uma bancada de teste para avaliar a possibilidade do seu uso com CO₂. Para esta finalidade construiu um pequeno compressor alternativo do tipo hermético, com um único cilindro para trabalhar com uma pressão e temperatura de evaporação de 30 bar e -5,6 °C, respectivamente, e pressão de descarga de 100 bar. O autor concluiu que, para conseguir resultados experimentais cuja capacidade de refrigeração do compressor seja igual à do compressor com HCFC 22, é necessário reduzir as flutuações da pressão na câmara de descarga e efetuar pequenas modificações nas válvulas, com o objetivo de melhorar a eficiência do compressor hermético operando com CO₂.

Holst (1996) construiu uma bancada para testar compressores de condicionador de ar de uso automotivo. A bancada permitiu o fácil ajuste dos parâmetros operacionais com um ciclo transcrito simplificado, ou seja, operando somente na fase gasosa.

Bredesen et al. (1997) construíram um circuito de CO₂, em uma bancada de teste, com tubulação em alumínio com 7 mm de diâmetro, isento de óleo, para medir os coeficientes de transferência de calor e perda de carga. Empregaram várias correlações para encontrar uma que melhor representasse os valores medidos. Os experimentos mostraram que o regime de transferência de calor em ebulição nucleada irá ocorrer na maior parte dos evaporadores para CO₂ e este mecanismo de transferência de calor gera

seja, se o R744 encontra-se ou não polarizado e em que condição se encontra a sua densidade. Constatou-se que operações com o sistema trabalhando com temperaturas de rejeição de calor muito acima de 5 °C exigirão modificações substanciais no projeto do compressor e na planta de teste. Além disso, necessitarão de uma planta com compressores de dois estágios, sistema economizador, etc.

Fagerli (1996) projetou um compressor hermético, com base em um compressor hermético padrão para uso com HCFC 22, e uma bancada de teste para avaliar a possibilidade do seu uso com CO₂. Para esta finalidade construiu um pequeno compressor alternativo do tipo hermético, com um único cilindro para trabalhar com uma pressão e temperatura de evaporação de 30 bar e -5,6 °C, respectivamente, e pressão de descarga de 100 bar. O autor concluiu que, para conseguir resultados experimentais cuja capacidade de refrigeração do compressor seja igual à do compressor com HCFC 22, é necessário reduzir as flutuações da pressão na câmara de descarga e efetuar pequenas modificações nas válvulas, com o objetivo de melhorar a eficiência do compressor hermético operando com CO₂.

Holst (1996) construiu uma bancada para testar compressores de condicionador de ar de uso automotivo. A bancada permitiu o fácil ajuste dos parâmetros operacionais com um ciclo transcrito simplificado, ou seja, operando somente na fase gasosa.

Bredesen et al. (1997) construíram um circuito de CO₂, em uma bancada de teste, com tubulação em alumínio com 7 mm de diâmetro, isento de óleo, para medir os coeficientes de transferência de calor e perda de carga. Empregaram várias correlações para encontrar uma que melhor representasse os valores medidos. Os experimentos mostraram que o regime de transferência de calor em ebulição nucleada irá ocorrer na maior parte dos evaporadores para CO₂ e este mecanismo de transferência de calor gera

menos perda de pressão. A perda de carga, acompanhada da diminuição de temperatura, é menor do que com os hidrocarbonetos e uma menor diferença de temperatura é necessária no lado do refrigerante. A elevada eficiência possibilita obter uma maior transferência de calor por unidade de comprimento, mesmo com tubos com diâmetros menores tornando os evaporadores eficientes e compactos. E, ainda, a eficiência de transferência de calor pode ser aumentada consideravelmente sem problemas como: perda de pressão pelo aumento do fluxo de calor; elevados coeficientes de transferência de calor podem ser obtidos com menor fluxo mássico e perda de carga; com maiores temperaturas de evaporação as condições de transferência de calor são extraordinárias. Todas as correlações empregadas previram coeficientes de transferência de calor menores do que os medidos. Isto foi atribuído às condições operacionais no evaporador com CO_2 envolverem pressões e fluxos de calor mais elevados, a densidade líquido/vapor mais baixa e a tensão superficial do CO_2 no estado líquido ser muito baixa.

Hashimoto e Saikawa (1997), em um circuito experimental de uma bomba de calor com CO_2 , instalado com o objetivo de avaliar o comportamento do ciclo e a transferência de calor sob condições supercríticas, avaliaram os resultados preliminares do coeficiente de transferência de calor global no resfriador de gás, nas seguintes condições de trabalho: pressão 30-40 bar (no lado de baixa) e 80-120 (no lado de alta), meio de resfriamento água e o meio a ser resfriado salmoura e a seção de transferência de calor do teste foi do tipo trocador de calor com tubo de cobre concêntricos. Foram empregadas ainda duas correlações (Dittus-Boelter e Petukhov-Gnielinski) para fluxo turbulento sem mudança de fase com a finalidade de prever o coeficiente global de transferência de calor medido. A diferença de temperatura logarítmica foi calculada assumindo-se c_p constante. Entretanto, próximo ao ponto crítico, o calor específico muda consideravelmente. Concluíram que,

menos perda de pressão. A perda de carga, acompanhada da diminuição de temperatura, é menor do que com os hidrocarbonetos e uma menor diferença de temperatura é necessária no lado do refrigerante. A elevada eficiência possibilita obter uma maior transferência de calor por unidade de comprimento, mesmo com tubos com diâmetros menores tornando os evaporadores eficientes e compactos. E, ainda, a eficiência de transferência de calor pode ser aumentada consideravelmente sem problemas como: perda de pressão pelo aumento do fluxo de calor; elevados coeficientes de transferência de calor podem ser obtidos com menor fluxo mássico e perda de carga; com maiores temperaturas de evaporação as condições de transferência de calor são extraordinárias. Todas as correlações empregadas previram coeficientes de transferência de calor menores do que os medidos. Isto foi atribuído às condições operacionais no evaporador com CO_2 envolverem pressões e fluxos de calor mais elevados, a densidade líquido/vapor mais baixa e a tensão superficial do CO_2 no estado líquido ser muito baixa.

Hashimoto e Saikawa (1997), em um circuito experimental de uma bomba de calor com CO_2 , instalado com o objetivo de avaliar o comportamento do ciclo e a transferência de calor sob condições supercríticas, avaliaram os resultados preliminares do coeficiente de transferência de calor global no resfriador de gás, nas seguintes condições de trabalho: pressão 30-40 bar (no lado de baixa) e 80-120 (no lado de alta), meio de resfriamento água e o meio a ser resfriado salmoura e a seção de transferência de calor do teste foi do tipo trocador de calor com tubo de cobre concêntricos. Foram empregadas ainda duas correlações (Dittus-Boelter e Petukhov-Gnielinski) para fluxo turbulento sem mudança de fase com a finalidade de prever o coeficiente global de transferência de calor medido. A diferença de temperatura logarítmica foi calculada assumindo-se c_p constante. Entretanto, próximo ao ponto crítico, o calor específico muda consideravelmente. Concluíram que,

para todas as condições do experimento, havia diferença entre o coeficiente de transferência de calor global medido e o calculado através das duas relações e, para a correlação de Petukhov-Gnielinski, que acreditaram ser a mais precisa, os valores foram menores. Entretanto, atribuíram esta diferença aos problemas decorrentes de medições e das estimativas das propriedades físicas do CO_2 .

Infante Ferreira e Soesanto (1997) compararam teórica e experimentalmente um sistema de expansão direta com R404A, aplicado a um sistema de refrigeração de um gabinete frigorífico de supermercado e outro sistema de expansão indireta com R404A/ CO_2 . Concluíram que o CO_2 , como meio indireto, apresentou grandes vantagens na transferência de calor em comparação com o R404A em sistema de expansão direta. A diferença da temperatura da entrada no gabinete frigorífico reduziu de 20 K no sistema com R404A para 8K, com CO_2 , nas condições experimentais. Na fase do degelo é necessária a injeção controlada de líquido, quando o gabinete frigorífico estiver em temperaturas altas. Com relação ao desempenho energético, é aproximadamente a mesma para os dois sistemas.

Rieberer e Halozan (1997), com o objetivo de avaliar resultados teóricos e, dos modelos calculados, construíram uma bancada de teste de uma bomba de calor para aquecimento d'água por meio de um trocador de calor contracorrente água/ CO_2 . Os resultados mostraram que os coeficientes de transferência de calor na rejeição de calor transcrítica e na evaporação são elevados devido aos níveis de pressão de operação, e, conseqüentemente, aos valores da densidade do CO_2 serem expressivos. Os diâmetros dos tubos, tanto do lado de rejeição de calor quanto do lado de ganho devem ser pequenos. Observaram, também, que a queda de temperatura devido à perda de carga é baixa.

para todas as condições do experimento, havia diferença entre o coeficiente de transferência de calor global medido e o calculado através das duas relações e, para a correlação de Petukhov-Gnielinski, que acreditaram ser a mais precisa, os valores foram menores. Entretanto, atribuíram esta diferença aos problemas decorrentes de medições e das estimativas das propriedades físicas do CO_2 .

Infante Ferreira e Soesanto (1997) compararam teórica e experimentalmente um sistema de expansão direta com R404A, aplicado a um sistema de refrigeração de um gabinete frigorífico de supermercado e outro sistema de expansão indireta com R404A/ CO_2 . Concluíram que o CO_2 , como meio indireto, apresentou grandes vantagens na transferência de calor em comparação com o R404A em sistema de expansão direta. A diferença da temperatura da entrada no gabinete frigorífico reduziu de 20 K no sistema com R404A para 8K, com CO_2 , nas condições experimentais. Na fase do degelo é necessária a injeção controlada de líquido, quando o gabinete frigorífico estiver em temperaturas altas. Com relação ao desempenho energético, é aproximadamente a mesma para os dois sistemas.

Rieberer e Halozan (1997), com o objetivo de avaliar resultados teóricos e, dos modelos calculados, construíram uma bancada de teste de uma bomba de calor para aquecimento d'água por meio de um trocador de calor contracorrente água/ CO_2 . Os resultados mostraram que os coeficientes de transferência de calor na rejeição de calor transcrítica e na evaporação são elevados devido aos níveis de pressão de operação, e, conseqüentemente, aos valores da densidade do CO_2 serem expressivos. Os diâmetros dos tubos, tanto do lado de rejeição de calor quanto do lado de ganho devem ser pequenos. Observaram, também, que a queda de temperatura devido à perda de carga é baixa.

Zhao et al. (2000) determinaram experimentalmente os coeficientes de transferência de calor da amônia e do CO_2 , em um tubo horizontal liso, para o processo de evaporação, variando o fluxo mássico e de calor. Constataram, que os coeficientes de transferência de calor para ambos os refrigerantes aumentam com o aumento da vazão mássica e do fluxo de calor. Para um mesmo fluxo mássico e de calor o coeficiente de transferência de calor, da amônia é aproximadamente 10% maior do que o do CO_2 , mas, na prática, em função dos sistemas com CO_2 operarem com velocidades de escoamento muito mais elevadas do que as praticadas usando amônia, estes valores se tornam compatíveis. Em relação aos coeficientes de transferência de calor dos refrigerantes tradicionais à base de cloro, cloro/flúor ou flúor/carbono, tanto o do CO_2 quanto o da amônia são substancialmente maiores, dado um mesmo fluxo de calor e vazão mássica.

Nekså et al. (1998) construíram um protótipo para aquecimento d'água com bomba de calor operando com CO_2 . O valor do COP obtido foi de 4,3 no aquecimento da água de 9 °C até 60 °C com uma temperatura de evaporação de 0 °C. Uma redução no consumo de energia de mais de 75% pode ser obtida se comparados aos sistemas de aquecimento a gás e por eletricidade, para um fornecimento d'água a uma temperatura de 60 °C. Em função da elevada eficiência volumétrica, possibilitando pequenas áreas para o fluxo e das boas características de transferência de calor do CO_2 , é possível fabricar sistemas compactos com custos reduzidos. Uma outra vantagem significativa deste sistema em relação aos sistemas de aquecimento d'água convencionais é a possibilidade do aquecimento d'água até temperaturas de 90 °C sem problemas operacionais.

Süß e Kruse (1998) analisaram os efeitos sobre a eficiência de compressão indicada em um compressor operando com CO_2 . Concluíram que, em função das propriedades termofísicas do CO_2 , as pressões de trabalho são bastante elevadas, o que resulta na

Zhao et al. (2000) determinaram experimentalmente os coeficientes de transferência de calor da amônia e do CO_2 , em um tubo horizontal liso, para o processo de evaporação, variando o fluxo mássico e de calor. Constataram, que os coeficientes de transferência de calor para ambos os refrigerantes aumentam com o aumento da vazão mássica e do fluxo de calor. Para um mesmo fluxo mássico e de calor o coeficiente de transferência de calor, da amônia é aproximadamente 10% maior do que o do CO_2 , mas, na prática, em função dos sistemas com CO_2 operarem com velocidades de escoamento muito mais elevadas do que as praticadas usando amônia, estes valores se tornam compatíveis. Em relação aos coeficientes de transferência de calor dos refrigerantes tradicionais à base de cloro, cloro/flúor ou flúor/carbono, tanto o do CO_2 quanto o da amônia são substancialmente maiores, dado um mesmo fluxo de calor e vazão mássica.

Nekså et al. (1998) construíram um protótipo para aquecimento d'água com bomba de calor operando com CO_2 . O valor do COP obtido foi de 4,3 no aquecimento da água de 9 °C até 60 °C com uma temperatura de evaporação de 0 °C. Uma redução no consumo de energia de mais de 75% pode ser obtida se comparados aos sistemas de aquecimento a gás e por eletricidade, para um fornecimento d'água a uma temperatura de 60 °C. Em função da elevada eficiência volumétrica, possibilitando pequenas áreas para o fluxo e das boas características de transferência de calor do CO_2 , é possível fabricar sistemas compactos com custos reduzidos. Uma outra vantagem significativa deste sistema em relação aos sistemas de aquecimento d'água convencionais é a possibilidade do aquecimento d'água até temperaturas de 90 °C sem problemas operacionais.

Süß e Kruse (1998) analisaram os efeitos sobre a eficiência de compressão indicada em um compressor operando com CO_2 . Concluíram que, em função das propriedades termofísicas do CO_2 , as pressões de trabalho são bastante elevadas, o que resulta na

necessidade de um projeto especial para os componentes do compressor. Por outro lado, o uso CO₂ como refrigerante oferece diversas vantagens para a performance do processo de refrigeração. Especialmente para o compressor, as propriedades do CO₂ são favoráveis às eficiências volumétrica e energética contanto que as influências decorrentes de vazamentos (*blow-by*) sejam reduzidas a valores razoáveis.

Beaver et al. (1999) descreveram alguns resultados do projeto e construção de um protótipo de um sistema de condicionador de ar/bomba de calor operando em um ciclo transcrito usando R744 (dióxido de carbono) e compararam seu desempenho ao de um sistema convencional usando R410a. Os resultados dos testes realizados, com o sistema do protótipo com R744, alcançaram o mesmo COP dos sistemas convencionais nas condições de teste B e C (temperatura ambiente igual a 26,7/27,7 °C). Como esperado, nas condições de teste com temperaturas ambientes mais elevadas, nas condições de teste A (26,7/35 °C), o sistema operou com o COP 10% mais baixo. A perda de carga no resfriador de gás correspondeu à metade, em relação ao condensador (resfriador de gás). As condições de teste A, B e C são definidas em (ARI Standard, 1989).

Christensen (1999) examinou o uso do CO₂ em dois diferentes sistemas: um como refrigerante e o outro como fluido secundário em gabinetes frigoríficos, utilizados em supermercados. Observou que o sistema operando com CO₂ apresentou uma capacidade de transferência de calor muito boa e pequena perda de carga. O consumo de energia foi compatível com as melhores instalações convencionais. Os problemas técnicos em relação à construção de sistemas para baixas temperaturas com CO₂, foram considerados limitados.

Heyl e Quack (1999) projetaram e testaram uma unidade de compressão-expansão de êmbolo livre (*free piston expander-compressor*) para uso com CO₂, com o objetivo de reduzir as suas desvantagens energéticas através de parâmetros economicamente

necessidade de um projeto especial para os componentes do compressor. Por outro lado, o uso CO₂ como refrigerante oferece diversas vantagens para a performance do processo de refrigeração. Especialmente para o compressor, as propriedades do CO₂ são favoráveis às eficiências volumétrica e energética contanto que as influências decorrentes de vazamentos (*blow-by*) sejam reduzidas a valores razoáveis.

Beaver et al. (1999) descreveram alguns resultados do projeto e construção de um protótipo de um sistema de condicionador de ar/bomba de calor operando em um ciclo transcrito usando R744 (dióxido de carbono) e compararam seu desempenho ao de um sistema convencional usando R410a. Os resultados dos testes realizados, com o sistema do protótipo com R744, alcançaram o mesmo COP dos sistemas convencionais nas condições de teste B e C (temperatura ambiente igual a 26,7/27,7 °C). Como esperado, nas condições de teste com temperaturas ambientes mais elevadas, nas condições de teste A (26,7/35 °C), o sistema operou com o COP 10% mais baixo. A perda de carga no resfriador de gás correspondeu à metade, em relação ao condensador (resfriador de gás). As condições de teste A, B e C são definidas em (ARI Standard, 1989).

Christensen (1999) examinou o uso do CO₂ em dois diferentes sistemas: um como refrigerante e o outro como fluido secundário em gabinetes frigoríficos, utilizados em supermercados. Observou que o sistema operando com CO₂ apresentou uma capacidade de transferência de calor muito boa e pequena perda de carga. O consumo de energia foi compatível com as melhores instalações convencionais. Os problemas técnicos em relação à construção de sistemas para baixas temperaturas com CO₂, foram considerados limitados.

Heyl e Quack (1999) projetaram e testaram uma unidade de compressão-expansão de êmbolo livre (*free piston expander-compressor*) para uso com CO₂, com o objetivo de reduzir as suas desvantagens energéticas através de parâmetros economicamente

justificáveis. Concluíram que a eficiência termodinâmica do processo transcrito com dióxido de carbono pode ser melhorada aproveitando, no trabalho de compressão, o trabalho de expansão. O ciclo preferido é o ciclo de dois estágios de compressão com a recuperação do calor do primeiro estágio de compressão e a extração do trabalho de expansão de um outro estágio.

Jakobsen (1999) analisou resultados de estudos teórico e experimental para um novo sistema ejetor acionado por água quente, com a finalidade de promover a melhoria da eficiência do processo transcrito através da redução da temperatura da água de resfriamento no resfriador de gás. Resultados experimentais mostraram que a redução máxima na temperatura de resfriamento no resfriador de gás medida foi de 9,5 K, o que proporcionou um aumento da eficiência do sistema de dióxido de carbono em 80%.

Lemke et al. (1999) projetaram e construíram um sistema de bomba de calor com CO₂ para aquecimento de água em tanque de estocagem do tipo estratificado, obtendo resultados encorajadores nos primeiros testes.

Nekså et al. (1999) desenvolveram e analisaram uma série de compressores semi-herméticos de um e dois estágios, com dois cilindros, operando com velocidades nominais de 1450 a 2900 rpm (50 Hz). As análises mostraram que, para uma dada faixa de pressão, existe grande potencial para fabricar compressores utilizando CO₂ com grande eficiência. Reduzindo-se vazamentos de válvulas, minimizando-se o espaço nocivo e reduzindo-se a temperatura do gás na sucção, os autores acreditam que será possível revelar muito deste potencial.

Olson (1999) efetuou medições dos coeficientes de transferência de calor em um fluxo transcrito e turbulento do dióxido de carbono em um tubo horizontal aquecido por água quente fluindo em contracorrente. Este foi o primeiro experimento com condição de

justificáveis. Concluíram que a eficiência termodinâmica do processo transcrito com dióxido de carbono pode ser melhorada aproveitando, no trabalho de compressão, o trabalho de expansão. O ciclo preferido é o ciclo de dois estágios de compressão com a recuperação do calor do primeiro estágio de compressão e a extração do trabalho de expansão de um outro estágio.

Jakobsen (1999) analisou resultados de estudos teórico e experimental para um novo sistema ejetor acionado por água quente, com a finalidade de promover a melhoria da eficiência do processo transcrito através da redução da temperatura da água de resfriamento no resfriador de gás. Resultados experimentais mostraram que a redução máxima na temperatura de resfriamento no resfriador de gás medida foi de 9,5 K, o que proporcionou um aumento da eficiência do sistema de dióxido de carbono em 80%.

Lemke et al. (1999) projetaram e construíram um sistema de bomba de calor com CO₂ para aquecimento de água em tanque de estocagem do tipo estratificado, obtendo resultados encorajadores nos primeiros testes.

Nekså et al. (1999) desenvolveram e analisaram uma série de compressores semi-herméticos de um e dois estágios, com dois cilindros, operando com velocidades nominais de 1450 a 2900 rpm (50 Hz). As análises mostraram que, para uma dada faixa de pressão, existe grande potencial para fabricar compressores utilizando CO₂ com grande eficiência. Reduzindo-se vazamentos de válvulas, minimizando-se o espaço nocivo e reduzindo-se a temperatura do gás na sucção, os autores acreditam que será possível revelar muito deste potencial.

Olson (1999) efetuou medições dos coeficientes de transferência de calor em um fluxo transcrito e turbulento do dióxido de carbono em um tubo horizontal aquecido por água quente fluindo em contracorrente. Este foi o primeiro experimento com condição de

contorno convectiva aquecendo um fluido supercrítico. O mesmo tipo de condição de contorno, como no condensador em um ciclo de refrigeração, porém com a direção do fluxo de calor oposta (aquecimento versus resfriamento). Duas correlações para fluxo supercrítico com condições de contorno constantes para o fluxo de calor foram empregadas com sucesso para previsão da transferência de calor, exceto quando a temperatura média do fluido estava dentro da faixa de 3 °C da temperatura pseudocrítica.

Schmidt et al. (1999) projetaram e construíram um sistema de bomba de calor, operando com CO₂, de mesma capacidade de um sistema de aquecimento por resistência elétrica de uma de secadora de lavanderia (tipo PASSAT 132 E), e obtiveram com o sistema com bomba de calor uma considerável economia de energia, em torno de 50%. O uso do CO₂, como fluido de trabalho, oferece vantagens relativas à segurança operacional e ao aumento da performance do sistema.

Steimle et al. (1999) projetaram e construíram um sistema de refrigeração em cascata, para avaliarem energeticamente duas combinações de refrigerantes naturais R290/R744 e R290/R170 (propano/etano). Concluíram que o sistema de refrigeração em cascata, usando a combinação de fluidos naturais como R290/R744 (propano/dióxido de carbono), com temperatura de refrigeração abaixo de -19 °C, possui melhor valor de eficiência. O problema adicional da inflamabilidade dos hidrocarbonetos, em contraste com os chamados “refrigerantes seguros” (CFCs), pode limitar a instalação de uma planta de refrigeração em cascata, que utilize como fluido de trabalho a combinação propano/dióxido de carbono, a uma instalação especial de casa de máquinas com acesso limitado.

Yarrall et al. (1999) mediram o desempenho de um protótipo de bomba de calor operando em um ciclo transcrito usando CO₂, com produção simultânea de refrigeração e água quente a 90 °C. A performance do protótipo foi medida através de uma faixa de

contorno convectiva aquecendo um fluido supercrítico. O mesmo tipo de condição de contorno, como no condensador em um ciclo de refrigeração, porém com a direção do fluxo de calor oposta (aquecimento versus resfriamento). Duas correlações para fluxo supercrítico com condições de contorno constantes para o fluxo de calor foram empregadas com sucesso para previsão da transferência de calor, exceto quando a temperatura média do fluido estava dentro da faixa de 3 °C da temperatura pseudocrítica.

Schmidt et al. (1999) projetaram e construíram um sistema de bomba de calor, operando com CO₂, de mesma capacidade de um sistema de aquecimento por resistência elétrica de uma de secadora de lavanderia (tipo PASSAT 132 E), e obtiveram com o sistema com bomba de calor uma considerável economia de energia, em torno de 50%. O uso do CO₂, como fluido de trabalho, oferece vantagens relativas à segurança operacional e ao aumento da performance do sistema.

Steimle et al. (1999) projetaram e construíram um sistema de refrigeração em cascata, para avaliarem energeticamente duas combinações de refrigerantes naturais R290/R744 e R290/R170 (propano/etano). Concluíram que o sistema de refrigeração em cascata, usando a combinação de fluidos naturais como R290/R744 (propano/dióxido de carbono), com temperatura de refrigeração abaixo de -19 °C, possui melhor valor de eficiência. O problema adicional da flamabilidade dos hidrocarbonetos, em contraste com os chamados “refrigerantes seguros” (CFCs), pode limitar a instalação de uma planta de refrigeração em cascata, que utilize como fluido de trabalho a combinação propano/dióxido de carbono, a uma instalação especial de casa de máquinas com acesso limitado.

Yarrall et al. (1999) mediram o desempenho de um protótipo de bomba de calor operando em um ciclo transcrito usando CO₂, com produção simultânea de refrigeração e água quente a 90 °C. A performance do protótipo foi medida através de uma faixa de

condições operacionais, antes e depois da adição de óleo ao sistema. O coeficiente de performance, COP, resultou próximo a 3, nas seguintes condições: com o compressor em velocidade máxima, fluxo de água constante no evaporador e com óleo adicionado ao sistema. Com fluxo de água constante no evaporador e o sistema isento de óleo, o maior COP obtido foi em torno de 3,2. Isto foi atribuído à eficiência isoentrópica do compressor ser em torno de 10% maior. A adição do óleo causou incrustação e reduziu a performance no evaporador, mas este fenômeno foi desprezível com relação à performance do resfriador de gás.

Cutler et al. (2000) construíram um protótipo de um sistema transcrito para investigar o desempenho do CO₂ em ambos os sistemas: condicionador de ar e bomba de calor. Concluíram que o protótipo possibilitará as condições necessárias para o desenvolvimento do estado da arte dos componentes do ciclo.

Mukaiyama et al. (2000) desenvolveram um protótipo de uma bomba de calor para uso residencial empregando o CO₂ como refrigerante, e compararam os resultados de desempenho com os sistemas que utilizam combustíveis. Concluíram que os sistemas que utilizam CO₂ são muito eficientes e livres da emissão de dióxido de carbono.

Richter et al. (2000) compararam experimentalmente uma bomba de calor comercial, para a finalidade de aquecimento, usando o R410a como refrigerante e um protótipo com R744. Concluíram que o R744 oferece flexibilidades operacionais as quais podem ser otimizadas para aplicações em bombas de calor e condicionador de ar. Temperaturas mais elevadas podem ser obtidas na saída do resfriador de gás quando usados como bombas de calor.

Rieberer et al. (1999) avaliaram experimental e teoricamente um ciclo transcrito de bomba de calor para estudarem o eventual uso do sistema de intercambiador de calor.

condições operacionais, antes e depois da adição de óleo ao sistema. O coeficiente de performance, COP, resultou próximo a 3, nas seguintes condições: com o compressor em velocidade máxima, fluxo de água constante no evaporador e com óleo adicionado ao sistema. Com fluxo de água constante no evaporador e o sistema isento de óleo, o maior COP obtido foi em torno de 3,2. Isto foi atribuído à eficiência isoentrópica do compressor ser em torno de 10% maior. A adição do óleo causou incrustação e reduziu a performance no evaporador, mas este fenômeno foi desprezível com relação à performance do resfriador de gás.

Cutler et al. (2000) construíram um protótipo de um sistema transcrito para investigar o desempenho do CO₂ em ambos os sistemas: condicionador de ar e bomba de calor. Concluíram que o protótipo possibilitará as condições necessárias para o desenvolvimento do estado da arte dos componentes do ciclo.

Mukaiyama et al. (2000) desenvolveram um protótipo de uma bomba de calor para uso residencial empregando o CO₂ como refrigerante, e compararam os resultados de desempenho com os sistemas que utilizam combustíveis. Concluíram que os sistemas que utilizam CO₂ são muito eficientes e livres da emissão de dióxido de carbono.

Richter et al. (2000) compararam experimentalmente uma bomba de calor comercial, para a finalidade de aquecimento, usando o R410a como refrigerante e um protótipo com R744. Concluíram que o R744 oferece flexibilidades operacionais as quais podem ser otimizadas para aplicações em bombas de calor e condicionador de ar. Temperaturas mais elevadas podem ser obtidas na saída do resfriador de gás quando usados como bombas de calor.

Rieberer et al. (1999) avaliaram experimental e teoricamente um ciclo transcrito de bomba de calor para estudarem o eventual uso do sistema de intercambiador de calor.

Concluíram que o uso do intercambiador de calor em um ciclo transcrito satisfaz todas expectativas relativas à eficiência e à performance do sistema.

Saikawa e Hashimoto (2000) desenvolveram um protótipo de uma bomba de calor para uso residencial e concluíram que bombas de calor para fins de aquecimento da água podem ser produzidas com temperatura elevada e alta eficiência.

Zakeri et. al (2000) construíram a primeira planta comercial piloto para bombas de calor para aquecimento da água na Noruega e concluíram que, de acordo com os resultados preliminares, um elevado valor do COP foi alcançado. O valor do COP no aquecimento da água de 6,7 a 66 °C foi de 5,77, com uma temperatura de evaporação de 14,3 °C. Para uma temperatura de evaporação mais baixa, de 11,8 °C o COP sofreu uma redução de 5,8% no aquecimento da água de 7,1 a 67 °C. Devido à alta miscibilidade do CO₂ no óleo, separadores de óleo devem ser instalados na linha de sucção.

Pettersen et al. (2000) avaliaram a troca de calor e queda de pressão em um *manifold* de alumínio. Os resultados experimentais confirmaram que o CO₂ oferece um elevado valor para o coeficiente de troca de calor em pressão supercríticas.

1.2.3 ANÁLISE TEÓRICA/CICLOS:

Hesse e Spauschus (1996) analisaram o comportamento da mistura lubrificante/CO₂ e concluíram pela possibilidade do uso de uma grande variedade de lubrificantes com o CO₂, em um ciclo transcrito de compressão de vapor

Rolfsman (1996) relatou que muitos supermercados na Suécia utilizam, nos sistemas de refrigeração de expansão direta, R12 para resfriamento e R502 para congelamento. Em um supermercado, resfriadores de líquido, *chillers*, empregados em sistemas de expansão indireta, foram convertidos, com sucesso, para uso com NH₃,

Concluam que o uso do intercambiador de calor em um ciclo transcrtico satisfaz todas expectativas relativas à eficiência e à performance do sistema.

Saikawa e Hashimoto (2000) desenvolveram um protótipo de uma bomba de calor para uso residencial e concluam que bombas de calor para fins de aquecimento da água podem ser produzidas com temperatura elevada e alta eficiência.

Zakeri et. al (2000) construíram a primeira planta comercial piloto para bombas de calor para aquecimento da água na Noruega e concluam que, de acordo com os resultados preliminares, um elevado valor do COP foi alcançado. O valor do COP no aquecimento da água de 6,7 a 66 °C foi de 5,77, com uma temperatura de evaporação de 14,3 °C. Para uma temperatura de evaporação mais baixa, de 11,8 °C o COP sofreu uma redução de 5,8% no aquecimento da água de 7,1 a 67 °C. Devido à alta miscibilidade do CO₂ no óleo, separadores de óleo devem ser instalados na linha de sucção.

Pettersen et al. (2000) avaliaram a troca de calor e queda de pressão em um *manifold* de alumínio. Os resultados experimentais confirmaram que o CO₂ oferece um elevado valor para o coeficiente de troca de calor em pressão supercríticas.

1.2.3 ANÁLISE TEÓRICA/CICLOS:

Hesse e Spauschus (1996) analisaram o comportamento da mistura lubrificante/CO₂ e concluam pela possibilidade do uso de uma grande variedade de lubrificantes com o CO₂, em um ciclo transcrtico de compressão de vapor

Rolfsman (1996) relatou que muitos supermercados na Suécia utilizam, nos sistemas de refrigeração de expansão direta, R12 para resfriamento e R502 para congelamento. Em um supermercado, resfriadores de líquido, *chillers*, empregados em sistemas de expansão indireta, foram convertidos, com sucesso, para uso com NH₃,

utilizando CO₂ como fluido secundário, para fins de congelamento em aplicações frigoríficas. Concluiu que, comercialmente, sistemas de expansão indireta empregando CO₂ como fluido secundário, são uma alternativa para sistemas comerciais de expansão direta usados em aplicações para baixa temperatura, e, em muitos casos, os custos inicial e total são menores.

Chumak et al. (1996) avaliaram vários ciclos termodinâmicos conhecidos de bombas de calor com CO₂ para aquecer água de 288 para 363 K, com o objetivo de propor um ciclo cujo coeficiente de performance (COP) da bomba de calor se encontre na faixa entre 3,9 a 4,7. O principal esquema proposto consistiu de um ciclo de compressão a vapor com bomba de calor, operando com CO₂, cujo ciclo termodinâmico usa vapor superaquecido na linha de sucção do compressor e era composto de três trocadores de calor para garantir o aquecimento da água de 288 até 363-368 K alcançando um COP na faixa de 3,9 a 4,7 com uma pressão de sucção e descarga de 4,5 e 10,0 MPa, respectivamente.

Broesby-Olsen (1996) pesquisou problemas decorrentes de reações químicas em sistemas de refrigeração usando refrigerantes naturais como dióxido de carbono, amônia e hidrocarbonetos, em comparação às reações químicas existentes em sistemas convencionais. Concluiu que os problemas encontrados, de uma forma geral, são equivalentes aos encontrados em sistemas empregando refrigerantes halogenados, CFC, HCFC ou HFC. Entretanto, observou-se que problemas relativos à compatibilidade são menores e mais fáceis de administrar.

Pettersen et al. (1996) avaliaram o potencial de uso do CO₂, em sistemas de condicionador de ar residencial reversível do tipo *split*, como substituto em sistemas com HCFC-22. A principal conclusão deste estudo preliminar foi que, em sistemas com bombas de calor e condicionador de ar de expansão direta usando CO₂, é possível obter uma

utilizando CO₂ como fluido secundário, para fins de congelamento em aplicações frigoríficas. Concluiu que, comercialmente, sistemas de expansão indireta empregando CO₂ como fluido secundário, são uma alternativa para sistemas comerciais de expansão direta usados em aplicações para baixa temperatura, e, em muitos casos, os custos inicial e total são menores.

Chumak et al. (1996) avaliaram vários ciclos termodinâmicos conhecidos de bombas de calor com CO₂ para aquecer água de 288 para 363 K, com o objetivo de propor um ciclo cujo coeficiente de performance (COP) da bomba de calor se encontre na faixa entre 3,9 a 4,7. O principal esquema proposto consistiu de um ciclo de compressão a vapor com bomba de calor, operando com CO₂, cujo ciclo termodinâmico usa vapor superaquecido na linha de sucção do compressor e era composto de três trocadores de calor para garantir o aquecimento da água de 288 até 363-368 K alcançando um COP na faixa de 3,9 a 4,7 com uma pressão de sucção e descarga de 4,5 e 10,0 MPa, respectivamente.

Broesby-Olsen (1996) pesquisou problemas decorrentes de reações químicas em sistemas de refrigeração usando refrigerantes naturais como dióxido de carbono, amônia e hidrocarbonetos, em comparação às reações químicas existentes em sistemas convencionais. Concluiu que os problemas encontrados, de uma forma geral, são equivalentes aos encontrados em sistemas empregando refrigerantes halogenados, CFC, HCFC ou HFC. Entretanto, observou-se que problemas relativos à compatibilidade são menores e mais fáceis de administrar.

Pettersen et al. (1996) avaliaram o potencial de uso do CO₂, em sistemas de condicionador de ar residencial reversível do tipo *split*, como substituto em sistemas com HCFC-22. A principal conclusão deste estudo preliminar foi que, em sistemas com bombas de calor e condicionador de ar de expansão direta usando CO₂, é possível obter uma

eficiência energética sazonal (estabelecida pelo U.S. Energy Policy Act of 1992) competitiva quando comparado com sistemas que usam HCFC-22. Comparado ao HCFC 22, o processo empregando CO₂, em temperaturas ambientes elevadas, produziu baixos valores do COP. Entretanto, em temperaturas baixas e moderadas os valores calculados foram muito bons. Para uma temperatura ambiente de 39 °C, o cálculo da potência consumida do sistema com CO₂ foi de 35% maior do que com HCFC 22, enquanto que em temperaturas de 19 °C encontraram uma redução de 16%.

Hwang et al. (1997) pesquisaram uma correlação para a transferência de calor por ebulição com o CO₂, através da comparação dos dados experimentais de Bredesen com diversas correlações: Chen, Bennette-Chen, Gungor-Winston, Shah, Schrock-Grossman e Liu-Winterton. Concluíram que todas as correlações, com exceção da correlação de Bennette-Chen, não podem ser aplicadas para dióxido de carbono, no processo de transferência de calor por ebulição. Para reduzir o desvio com relação aos dados experimentais, uma correlação de Bennette-Chen modificada foi proposta. O desvio médio foi de 14%.

Pettersen et al. (1998) propuseram uma discussão sobre os projetos e a performance de trocadores de calor compactos para uso com CO₂, em sistemas de condicionador de ar, com base nos dados das unidades já construídas e testadas em comparação aos trocadores de calor convencionais. Os resultados mostraram que os trocadores de calor desenvolvidos são muito competitivos com relação às unidades básicas usadas para HFC/HCFC, em termos de dimensões físicas, peso e performance. Devido aos diferentes perfis de temperatura, mostraram que a *temperature approach*, isto é, a diferença de temperaturas entre a temperatura de saída do refrigerante e a temperatura de entrada do ar, é muito menor nos resfriadores de gás com CO₂ do que nos condensadores convencionais com

eficiência energética sazonal (estabelecida pelo U.S. Energy Policy Act of 1992) competitiva quando comparado com sistemas que usam HCFC-22. Comparado ao HCFC 22, o processo empregando CO₂, em temperaturas ambientes elevadas, produziu baixos valores do COP. Entretanto, em temperaturas baixas e moderadas os valores calculados foram muito bons. Para uma temperatura ambiente de 39 °C, o cálculo da potência consumida do sistema com CO₂ foi de 35% maior do que com HCFC 22, enquanto que em temperaturas de 19 °C encontraram uma redução de 16%.

Hwang et al. (1997) pesquisaram uma correlação para a transferência de calor por ebulição com o CO₂, através da comparação dos dados experimentais de Bredesen com diversas correlações: Chen, Bennette-Chen, Gungor-Winston, Shah, Schrock-Grossman e Liu-Winterton. Concluíram que todas as correlações, com exceção da correlação de Bennette-Chen, não podem ser aplicadas para dióxido de carbono, no processo de transferência de calor por ebulição. Para reduzir o desvio com relação aos dados experimentais, uma correlação de Bennette-Chen modificada foi proposta. O desvio médio foi de 14%.

Pettersen et al. (1998) propuseram uma discussão sobre os projetos e a performance de trocadores de calor compactos para uso com CO₂, em sistemas de condicionador de ar, com base nos dados das unidades já construídas e testadas em comparação aos trocadores de calor convencionais. Os resultados mostraram que os trocadores de calor desenvolvidos são muito competitivos com relação às unidades básicas usadas para HFC/HCFC, em termos de dimensões físicas, peso e performance. Devido aos diferentes perfis de temperatura, mostraram que a *temperature approach*, isto é, a diferença de temperaturas entre a temperatura de saída do refrigerante e a temperatura de entrada do ar, é muito menor nos resfriadores de gás com CO₂ do que nos condensadores convencionais com

dimensões e capacidades iguais. Verificaram que trocadores de calor com microcanais têm uma melhor eficiência global. Resultados provenientes da modelagem e de testes mostraram que com um projeto apropriado dos evaporadores, para uso com CO₂, pode-se conseguir desumidificar o ar, de maneira igual, ou melhor do que em evaporadores convencionais, mesmo com temperaturas de evaporação ligeiramente maiores. Concluíram que, com o objetivo de melhorar os modelos projetados, são necessários dados experimentais de transferência de calor e perda de carga com a inclusão do lubrificante no sistema.

Schmidt et al. (1998) compararam o comportamento termodinâmico de dois ciclos de desumidificação empregando bomba de calor através de dois processos: um subcrítico, empregando R 134a, e o outro transcrito, empregando CO₂. Os resultados mostraram que o uso do CO₂, como fluido de trabalho, não acarretou aumento no consumo de energia da bomba de calor e, se as eficiências isentrópicas forem iguais, os dois ciclos podem ser energeticamente equivalentes. Perdas no dispositivo de expansão são mais pronunciadas no processo com CO₂. Entretanto, sugeriram que, a partir do momento que haja disponibilidade de dispositivos de expansão que recuperem parte desta perda, podem oferecer uma possibilidade adicional para melhoramento do processo. Concluíram que, devido às propriedades ambientais superiores e o favorável comportamento termodinâmico, o dióxido de carbono pode ser considerado em potencial como fluido de trabalho em processos de desumidificação através de bomba de calor.

Pettersen (1999) calculou e comparou a energia de explosão de sistemas em condicionador de ar residencial (*ductless split system*) empregando HCFC-22 e CO₂, estimada com base no volume, na pressão e nas propriedades dos refrigerantes. Os cálculos mostraram que, para as relações carga/volume, a energia de explosão específica (isto é, por

dimensões e capacidades iguais. Verificaram que trocadores de calor com microcanais têm uma melhor eficiência global. Resultados provenientes da modelagem e de testes mostraram que com um projeto apropriado dos evaporadores, para uso com CO₂, pode-se conseguir desumidificar o ar, de maneira igual, ou melhor do que em evaporadores convencionais, mesmo com temperaturas de evaporação ligeiramente maiores. Concluíram que, com o objetivo de melhorar os modelos projetados, são necessários dados experimentais de transferência de calor e perda de carga com a inclusão do lubrificante no sistema.

Schmidt et al. (1998) compararam o comportamento termodinâmico de dois ciclos de desumidificação empregando bomba de calor através de dois processos: um subcrítico, empregando R 134a, e o outro transcrito, empregando CO₂. Os resultados mostraram que o uso do CO₂, como fluido de trabalho, não acarretou aumento no consumo de energia da bomba de calor e, se as eficiências isentrópicas forem iguais, os dois ciclos podem ser energeticamente equivalentes. Perdas no dispositivo de expansão são mais pronunciadas no processo com CO₂. Entretanto, sugeriram que, a partir do momento que haja disponibilidade de dispositivos de expansão que recuperem parte desta perda, podem oferecer uma possibilidade adicional para melhoramento do processo. Concluíram que, devido às propriedades ambientais superiores e o favorável comportamento termodinâmico, o dióxido de carbono pode ser considerado em potencial como fluido de trabalho em processos de desumidificação através de bomba de calor.

Pettersen (1999) calculou e comparou a energia de explosão de sistemas em condicionador de ar residencial (*ductless split system*) empregando HCFC-22 e CO₂, estimada com base no volume, na pressão e nas propriedades dos refrigerantes. Os cálculos mostraram que, para as relações carga/volume, a energia de explosão específica (isto é, por

carga de refrigerante, em kg) do CO₂ é mais alta do que HCFC 22, especialmente em temperaturas baixas e moderadas. Em temperatura ambiente (20 °C), a energia específica do CO₂ é em torno de seis vezes maior do que a energia específica do HCFC-22, enquanto que a 100 °C, a relação é de duas vezes. Entretanto, ponderou que a comparação não pode ser feita entre sistemas com igual carga e sim com capacidades iguais de resfriamento e aquecimento. Portanto, em sistemas de mesma capacidade empregando CO₂ e HCFC-22, devido à carga de refrigerante ser menor no primeiro, a energia de explosão são compatíveis entre ambos. Em temperaturas ambientes, a energia de explosão com CO₂ é maior e em temperaturas mais elevadas os sistemas que utilizam HCFC-22 excedem aos que usam CO₂.

Renz (1999) pesquisou o uso de compressores semi-herméticos dos tipos parafuso e recíproco para aplicações com CO₂ nos sistemas em cascata. Os resultados mostraram que as condições para posteriores desenvolvimentos de compressores semi-herméticos recíprocos e de parafusos nos sistemas em cascata são muito favoráveis. Óleos a base de poliolésteres provaram ser adequados, tanto para a lubrificação destes compressores como do ponto de vista da circulação no sistema.

Rieberer et al. (1999) analisaram o uso de bombas de calor para aquecimento d'água e de ambientes. Concluíram que bombas de calor com CO₂ utilizadas em processos de aquecimento da água são altamente eficientes e esses mesmos sistemas possibilitam a produção d'água quente com temperaturas aproximadamente de 90 °C, com elevado COP. Pesquisas mostraram um grande campo de aplicação das bombas de calor, incluindo aquecimento de instalações industriais e esportivas, sistema combinado para recuperação de calor e aquecimento em prédios, e, em de prédios comerciais: desumidificação e aquecimento.

carga de refrigerante, em kg) do CO₂ é mais alta do que HCFC 22, especialmente em temperaturas baixas e moderadas. Em temperatura ambiente (20 °C), a energia específica do CO₂ é em torno de seis vezes maior do que a energia específica do HCFC-22, enquanto que a 100 °C, a relação é de duas vezes. Entretanto, ponderou que a comparação não pode ser feita entre sistemas com igual carga e sim com capacidades iguais de resfriamento e aquecimento. Portanto, em sistemas de mesma capacidade empregando CO₂ e HCFC-22, devido à carga de refrigerante ser menor no primeiro, a energia de explosão são compatíveis entre ambos. Em temperaturas ambientes, a energia de explosão com CO₂ é maior e em temperaturas mais elevadas os sistemas que utilizam HCFC-22 excedem aos que usam CO₂.

Renz (1999) pesquisou o uso de compressores semi-herméticos dos tipos parafuso e recíproco para aplicações com CO₂ nos sistemas em cascata. Os resultados mostraram que as condições para posteriores desenvolvimentos de compressores semi-herméticos recíprocos e de parafusos nos sistemas em cascata são muito favoráveis. Óleos a base de poliolésteres provaram ser adequados, tanto para a lubrificação destes compressores como do ponto de vista da circulação no sistema.

Rieberer et al. (1999) analisaram o uso de bombas de calor para aquecimento d'água e de ambientes. Concluíram que bombas de calor com CO₂ utilizadas em processos de aquecimento da água são altamente eficientes e esses mesmos sistemas possibilitam a produção d'água quente com temperaturas aproximadamente de 90 °C, com elevado COP. Pesquisas mostraram um grande campo de aplicação das bombas de calor, incluindo aquecimento de instalações industriais e esportivas, sistema combinado para recuperação de calor e aquecimento em prédios, e, em de prédios comerciais: desumidificação e aquecimento.

Rolfsman (1999) realizou algumas comparações entre um sistema em cascata com CO₂ no circuito de baixa temperatura e dois sistemas: um operando em dois estágios e o outro com o CO₂ como fluido secundário de refrigeração. Ressaltou que não há razões na demora em se projetar novas plantas com sistemas em cascata empregando CO₂. Os componentes e tecnologias podem ser conseguidos, os compressores podem ser encontrados no mercado e para os demais componentes do sistema serão confeccionados atendendo os requisitos das normas de pressão. O CO₂, como fluido de circulação com bomba, é uma tecnologia aprovada. O sistema de degelo vem sendo testado minuciosamente e para os sistemas empregando o princípio em cascata existem muitos exemplos testados.

Halozan e Rieberer (2000) analisaram as possíveis aplicações para o CO₂ como refrigerante e concluíram que o verdadeiro problema para o uso CO₂ não é a tecnologia para a produção dos seus componentes em larga escala por um preço razoável. O CO₂ não é, e não será, a solução para todos os problemas de bombas de calor ar, condicionado e refrigeração, mas, para determinadas aplicações especiais, ele é uma solução imbatível.

Devotta et al. (2000) avaliaram o uso do CO₂ como refrigerante em aparelhos de condicionador de ar de janela. Concluíram que o refrigerante com a maior pressão de descarga, R744, tem o menor COP e necessita de maior potência. Entretanto, o CO₂ oferece relativamente uma maior capacidade de refrigeração tendo como consequência uma redução das dimensões do compressor e, devido às pressões de trabalho serem mais elevadas, os trocadores de calor podem ter uma redução considerável de tamanho.

1.3 ANÁLISE DO CICLO TRANSCRÍTICO DE COMPRESSÃO DE VAPOR - CO₂

Rolfsman (1999) realizou algumas comparações entre um sistema em cascata com CO₂ no circuito de baixa temperatura e dois sistemas: um operando em dois estágios e o outro com o CO₂ como fluido secundário de refrigeração. Ressaltou que não há razões na demora em se projetar novas plantas com sistemas em cascata empregando CO₂. Os componentes e tecnologias podem ser conseguidos, os compressores podem ser encontrados no mercado e para os demais componentes do sistema serão confeccionados atendendo os requisitos das normas de pressão. O CO₂, como fluido de circulação com bomba, é uma tecnologia aprovada. O sistema de degelo vem sendo testado minuciosamente e para os sistemas empregando o princípio em cascata existem muitos exemplos testados.

Halozan e Rieberer (2000) analisaram as possíveis aplicações para o CO₂ como refrigerante e concluíram que o verdadeiro problema para o uso CO₂ não é a tecnologia para a produção dos seus componentes em larga escala por um preço razoável. O CO₂ não é, e não será, a solução para todos os problemas de bombas de calor ar, condicionado e refrigeração, mas, para determinadas aplicações especiais, ele é uma solução imbatível.

Devotta et al. (2000) avaliaram o uso do CO₂ como refrigerante em aparelhos de condicionador de ar de janela. Concluíram que o refrigerante com a maior pressão de descarga, R744, tem o menor COP e necessita de maior potência. Entretanto, o CO₂ oferece relativamente uma maior capacidade de refrigeração tendo como consequência uma redução das dimensões do compressor e, devido às pressões de trabalho serem mais elevadas, os trocadores de calor podem ter uma redução considerável de tamanho.

1.3 ANÁLISE DO CICLO TRANSCRÍTICO DE COMPRESSÃO DE VAPOR - CO₂

O ciclo transcrito de compressão de vapor, empregando o R744, é caracterizado por operar em torno do ponto crítico do fluido de trabalho, ou seja, o CO₂ no lado de alta pressão encontra-se no estado supercrítico e no lado de baixa pressão, subcrítico (Pettersen et al., 1998; Neksa et al., 1998; Rieberer et al., 1999). A outra diferença significativa entre um sistema com CO₂ e um sistema convencional é o uso de um reservatório na saída do evaporador e a introdução ao sistema de um intercambiador de calor (Lorentzen e Pettersen, 1993). A Figura 1.1 apresenta um diagrama de fluxo de um sistema empregando o CO₂, com seus principais componentes.

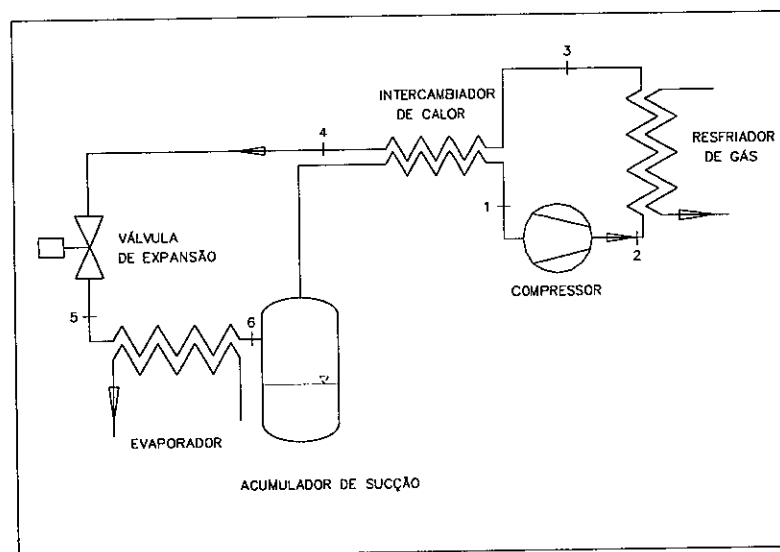


Figura 1.1: Diagrama de fluxo de um ciclo transcrito CO₂.

As Figuras 1.2 e 1.3 ilustram os correspondentes diagramas temperatura-entropia e pressão-entalpia do ciclo transcrito.

O ciclo transcrito de compressão de vapor, empregando o R744, é caracterizado por operar em torno do ponto crítico do fluido de trabalho, ou seja, o CO_2 no lado de alta pressão encontra-se no estado supercrítico e no lado de baixa pressão, subcrítico (Pettersen et al., 1998; Neksa et al., 1998; Rieberer et al., 1999). A outra diferença significativa entre um sistema com CO_2 e um sistema convencional é o uso de um reservatório na saída do evaporador e a introdução ao sistema de um intercambiador de calor (Lorentzen e Pettersen, 1993). A Figura 1.1 apresenta um diagrama de fluxo de um sistema empregando o CO_2 , com seus principais componentes.

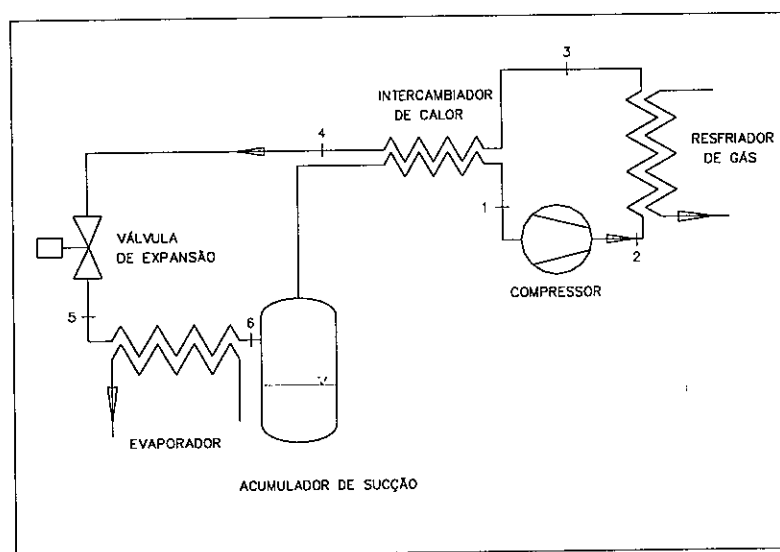


Figura 1.1: Diagrama de fluxo de um ciclo transcrito CO_2 .

As Figuras 1.2 e 1.3 ilustram os correspondentes diagramas temperatura-entropia e pressão-entalpia do ciclo transcrito.

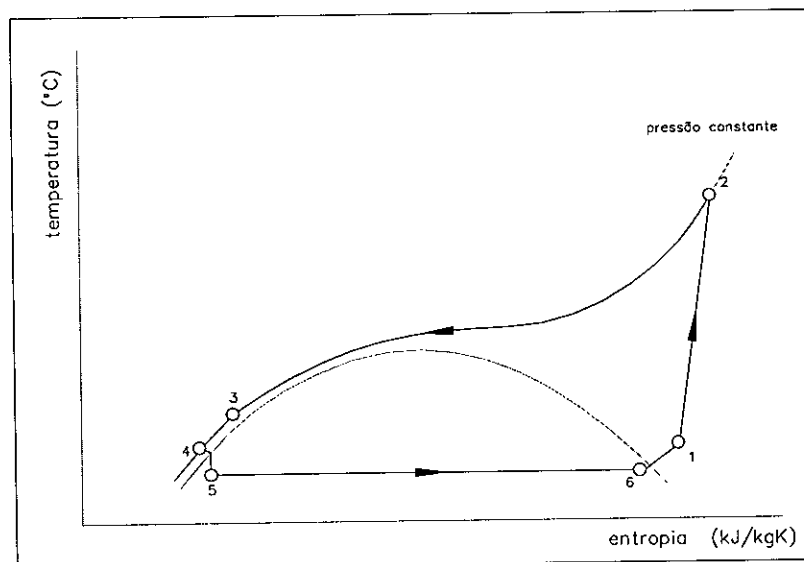


Figura 1.2: Diagrama $T-s$ de um ciclo transcrito de CO₂.

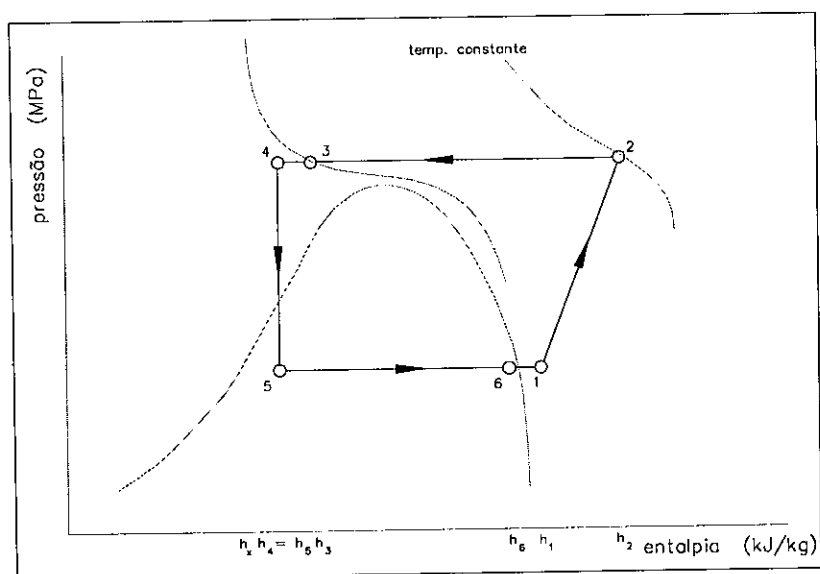


Figura 1.3: Diagrama $P-h$ de um ciclo transcrito de CO₂.

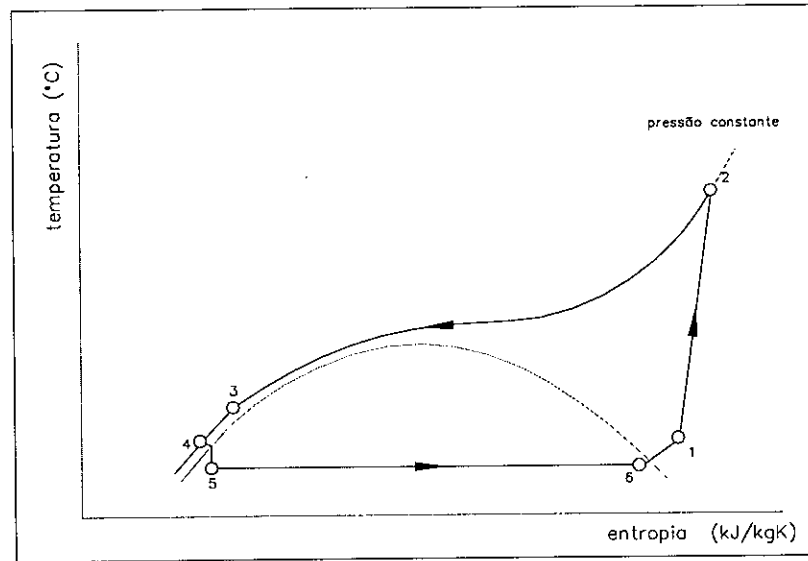


Figura 1.2: Diagrama $T-s$ de um ciclo transcrito de CO_2 .

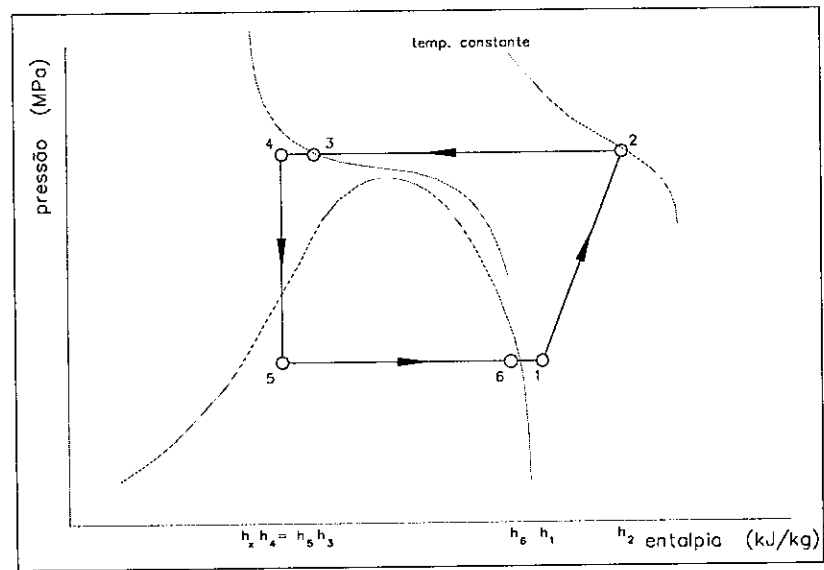


Figura 1.3: Diagrama $P-h$ de um ciclo transcrito de CO_2 .

1.3.1 DESCRIÇÃO DO CICLO

Processo (1 - 2): Compressão

É um processo de compressão adiabática porém irreversível. O processo necessita de energia para elevar a pressão subcrítica de evaporação até a pressão supercrítica de resfriamento do gás. A compressão ocorre com uma razão de compressão muito baixa e, devido às pressões médias serem relativamente elevadas, as perdas de carga são desprezíveis (Pettersen et al., 1998). O trabalho de compressão é, portanto, dado por:

$$w_{1-2} = h_2 - h_1 \quad (1.1)$$

A potência de compressão é dada pela equação (1.2):

$$\dot{W}_{1-2} = \dot{m} w_{1-2} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (1.2)$$

Processo (2 - 3): Resfriamento do gás

É um processo isobárico sendo o calor rejeitado através do resfriamento do fluido em alta pressão em uma única fase (supercrítica) e não por condensação, como acontece nos sistemas convencionais. Na rejeição de calor supercrítica, o calor é rejeitado com uma certa diferença de temperatura (*temperature-glide*) com o CO₂ sofrendo continuamente um aumento em sua densidade, mantendo-se no estado gasoso com densidade elevada, cuja a aparência é de um líquido nebulizado (Nekså et al., 1998; Rieberer et al., 1999).

1.3.1 DESCRIÇÃO DO CICLO

Processo (1 - 2): Compressão

É um processo de compressão adiabática porém irreversível. O processo necessita de energia para elevar a pressão subcrítica de evaporação até a pressão supercrítica de resfriamento do gás. A compressão ocorre com uma razão de compressão muito baixa e, devido às pressões médias serem relativamente elevadas, as perdas de carga são desprezíveis (Pettersen et al., 1998). O trabalho de compressão é, portanto, dado por:

$$w_{1-2} = h_2 - h_1 \quad (1.1)$$

A potência de compressão é dada pela equação (1.2):

$$\dot{W}_{1-2} = \dot{m} w_{1-2} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (1.2)$$

Processo (2 - 3): Resfriamento do gás

É um processo isobárico sendo o calor rejeitado através do resfriamento do fluido em alta pressão em uma única fase (supercrítica) e não por condensação, como acontece nos sistemas convencionais. Na rejeição de calor supercrítica, o calor é rejeitado com uma certa diferença de temperatura (*temperature-glide*) com o CO₂ sofrendo continuamente um aumento em sua densidade, mantendo-se no estado gasoso com densidade elevada, cuja a aparência é de um líquido nebulizado (Nekså et al., 1998; Rieberer et al., 1999).

A taxa de calor total transferida no resfriador de gás é dada pela expressão:

$$\dot{Q}_{2-3} = \dot{m} q_{2-3} = \dot{m} (h_3 - h_2) \quad (1.3)$$

O elevado calor específico próximo à pressão crítica é favorável à transferência de calor, mas gera uma grande perda no processo de expansão. Portanto, a temperatura de saída no resfriador de gás é muito importante para o COP do sistema, sendo os resfriadores de gás projetados para que a temperatura de saída do refrigerante seja a mais próxima possível da temperatura de entrada do meio de resfriamento, isto é, ar ou água. A diferença entre estas temperaturas, de saída do refrigerante, e a de entrada do ar ou água, é denominada de *Temperature Approach*, (TA). A Figura 1.4 ilustra a diferença entre o perfil de temperatura de dois trocadores de calor contracorrente: um condensador HCFC 22 e um resfriador de gás CO₂, resfriados a ar com temperatura de entrada de 25 °C. Para o CO₂, o resfriamento ocorre próximo ao ponto crítico (Pettersen et al., 1998).

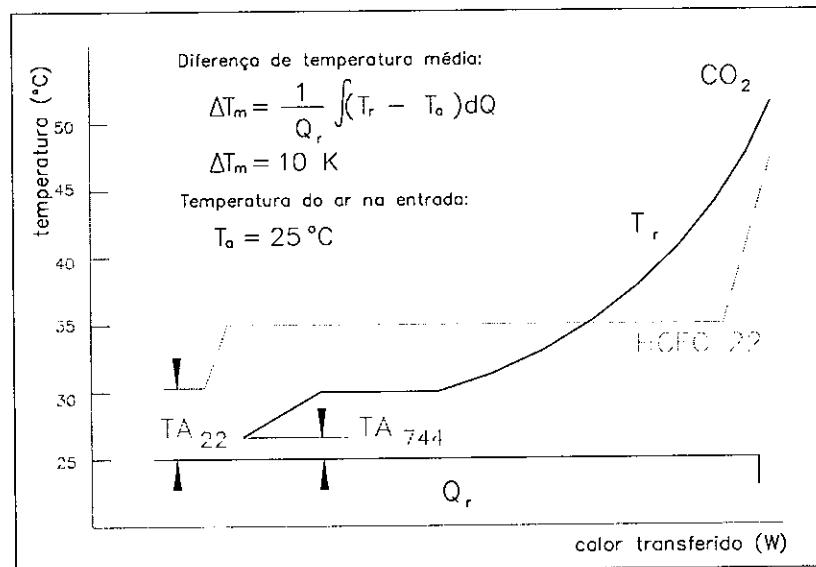


Figura 1.4: Perfil de temperatura de um condensador HCFC 22 e um resfriador de gás CO₂.

A taxa de calor total transferida no resfriador de gás é dada pela expressão:

$$\dot{Q}_{2-3} = \dot{m} q_{2-3} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (1.3)$$

O elevado calor específico próximo à pressão crítica é favorável à transferência de calor, mas gera uma grande perda no processo de expansão. Portanto, a temperatura de saída no resfriador de gás é muito importante para o COP do sistema, sendo os resfriadores de gás projetados para que a temperatura de saída do refrigerante seja a mais próxima possível da temperatura de entrada do meio de resfriamento, isto é, ar ou água. A diferença entre estas temperaturas, de saída do refrigerante, e a de entrada do ar ou água, é denominada de *Temperature Approach*, (TA). A Figura 1.4 ilustra a diferença entre o perfil de temperatura de dois trocadores de calor contracorrente: um condensador HCFC 22 e um resfriador de gás CO₂, resfriados a ar com temperatura de entrada de 25 °C. Para o CO₂, o resfriamento ocorre próximo ao ponto crítico (Pettersen et al., 1998).

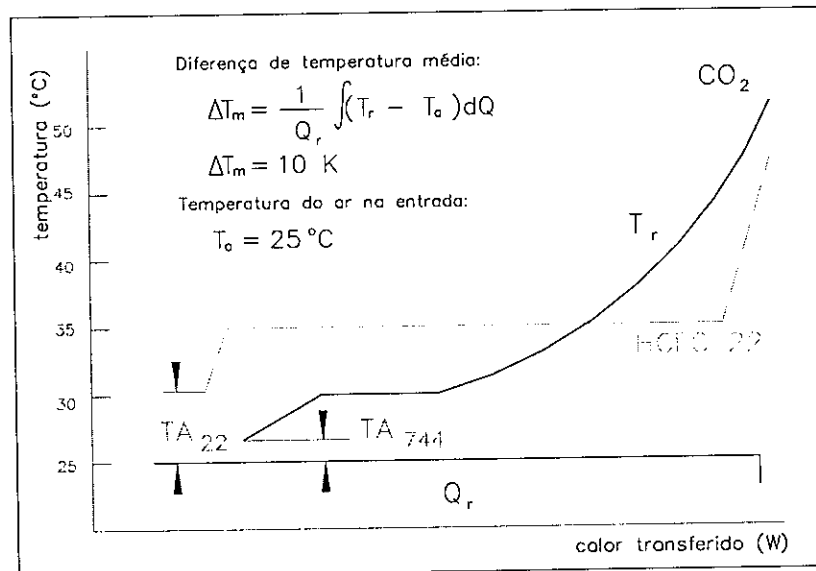


Figura 1.4: Perfil de temperatura de um condensador HCFC 22 e um resfriador de gás CO₂.

Processo (4 - 5): Expansão ou Estrangulamento

É uma expansão adiabática e irreversível, durante a qual a entalpia do fluido não se modifica. Neste processo ocorre uma queda de pressão de resfriamento do gás à pressão de vaporização do líquido. Sendo a entalpia a mesma tanto a jusante quanto a montante da válvula de expansão, o processo de estrangulamento surge como uma linha vertical 4-5 no diagrama $P-h$.

$$q_{4-5} = h_4 - h_5 = 0 \Rightarrow h_4 = h_5 \quad (1.4)$$

Processo (5 - 6): Evaporação

É um processo isobárico e isotérmico (se não houver superaquecimento do vapor), ou seja, o calor absorvido no evaporador ocorre por meio da evaporação do CO_2 a uma pressão constante. A entalpia do refrigerante aumenta quando o fluido de trabalho recebe calor do meio ambiente ou do meio a ser refrigerado. (Nekså et al., 1998; e Rieberer et al., 1999). Esta quantidade de calor é denominada *efeito refrigerante*, que é a diferença de entalpia entre os pontos (5 - 6).

$$q_{5-6} = h_6 - h_5 \quad (1.5)$$

A taxa de transferência de calor ao CO_2 no evaporador é dada pela expressão:

$$\dot{Q}_{5-6} = \dot{m} q_{5-6} = \dot{m} (h_6 - h_5) \quad (1.6)$$

A elevada condutividade térmica, a baixa viscosidade cinemática e o elevado calor específico do CO_2 líquido são favoráveis ao processo de transferência de calor. A baixa relação entre as densidades do líquido e vapor diminuem os problemas com relação à distribuição de CO_2 no evaporador (Pettersen et al., 1998).

Processo (4 - 5): Expansão ou Estrangulamento

É uma expansão adiabática e irreversível, durante a qual a entalpia do fluido não se modifica. Neste processo ocorre uma queda de pressão de resfriamento do gás à pressão de vaporização do líquido. Sendo a entalpia a mesma tanto a jusante quanto a montante da válvula de expansão, o processo de estrangulamento surge como uma linha vertical 4-5 no diagrama $P-h$.

$$q_{4-5} = h_4 - h_5 = 0 \Rightarrow h_4 = h_5 \quad (1.4)$$

Processo (5 - 6): Evaporação

É um processo isobárico e isotérmico (se não houver superaquecimento do vapor), ou seja, o calor absorvido no evaporador ocorre por meio da evaporação do CO_2 a uma pressão constante. A entalpia do refrigerante aumenta quando o fluido de trabalho recebe calor do meio ambiente ou do meio a ser refrigerado. (Nekså et al., 1998; e Rieberer et al., 1999). Esta quantidade de calor é denominada *efeito refrigerante*, que é a diferença de entalpia entre os pontos (5 - 6).

$$q_{5-6} = h_6 - h_5 \quad (1.5)$$

A taxa de transferência de calor ao CO_2 no evaporador é dada pela expressão:

$$\dot{Q}_{5-6} = \dot{m} q_{5-6} = \dot{m} (h_6 - h_5) \quad (1.6)$$

A elevada condutividade térmica, a baixa viscosidade cinemática e o elevado calor específico do CO_2 líquido são favoráveis ao processo de transferência de calor. A baixa relação entre as densidades do líquido e vapor diminuem os problemas com relação à distribuição de CO_2 no evaporador (Pettersen et al., 1998).

Processo (3 - 4) e (6-1): Subresfriamento e Superaquecimento

O sistema também inclui um intercambiador de calor ou recuperador (Yarrall et al. 1999), em que o refrigerante a alta pressão é superesfriado (3-4) e o refrigerante a baixa pressão é superaquecido (6-1). Um dos seus objetivos é evaporar qualquer líquido proveniente do acumulador de sucção, que tem como finalidade promover o retorno de óleo para o compressor, além de possibilitar o ajuste da pressão de descarga a um valor ótimo e, ao mesmo tempo, assegurar uma adequada alimentação do evaporador, conferindo a este um desempenho similar aos dos evaporadores inundados, sem a adição da bomba de circulação ou de um tanque de compensação (Brown e Pearson, 1996). Pela definição do intercambiador de calor, por Robinson e Groll (1998), pode-se escrever:

$$q_{3-4} = q_{6-1} = h_3 - h_4 = h_1 - h_6 \quad (1.7)$$

A taxa de troca de calor é dada pela Equação (1.8):

$$\dot{Q}_{3-4} = \dot{Q}_{6-1} = \dot{m} q_{3-4} = \dot{m} q_{6-1} \quad (1.8)$$

1.3.2 CONSIDERAÇÕES GERAIS

O ciclo transcrito tem uma isobarica abaixo e outra acima do ponto crítico. A eficiência do sistema e o efeito refrigerante são dependentes da temperatura ambiente e da pressão de alta do sistema, como ilustrado na Figura 1.5. Existe, para uma dada temperatura ambiente, uma pressão de alta ótima que proporciona a máxima eficiência do ciclo. Conseqüentemente, o ajuste da pressão de alta torna-se muito importante. A redução da temperatura antes da válvula de expansão aumenta a eficiência do sistema e o efeito refrigerante (Jakobsen, 1999).

A regulagem da pressão de alta ocorre pela variação da carga momentânea de refrigerante na parte de alta pressão do circuito, a qual é obtida através da abertura da

Processo (3 - 4) e (6-1): Subresfriamento e Superaquecimento

O sistema também inclui um intercambiador de calor ou recuperador (Yarrall et al. 1999), em que o refrigerante a alta pressão é superesfriado (3-4) e o refrigerante a baixa pressão é superaquecido (6-1). Um dos seus objetivos é evaporar qualquer líquido proveniente do acumulador de sucção, que tem como finalidade promover o retorno de óleo para o compressor, além de possibilitar o ajuste da pressão de descarga a um valor ótimo e, ao mesmo tempo, assegurar uma adequada alimentação do evaporador, conferindo a este um desempenho similar aos dos evaporadores inundados, sem a adição da bomba de circulação ou de um tanque de compensação (Brown e Pearson, 1996). Pela definição do intercambiador de calor, por Robinson e Groll (1998), pode-se escrever:

$$q_{3-4} = q_{6-1} = h_3 - h_4 = h_1 - h_6 \quad (1.7)$$

A taxa de troca de calor é dada pela Equação (1.8):

$$\dot{Q}_{3-4} = \dot{Q}_{6-1} = \dot{m} q_{3-4} = \dot{m} q_{6-1} \quad (1.8)$$

1.3.2 CONSIDERAÇÕES GERAIS

O ciclo transcrito tem uma isobarica abaixo e outra acima do ponto crítico. A eficiência do sistema e o efeito refrigerante são dependentes da temperatura ambiente e da pressão de alta do sistema, como ilustrado na Figura 1.5. Existe, para uma dada temperatura ambiente, uma pressão de alta ótima que proporciona a máxima eficiência do ciclo. Conseqüentemente, o ajuste da pressão de alta torna-se muito importante. A redução da temperatura antes da válvula de expansão aumenta a eficiência do sistema e o efeito refrigerante (Jakobsen, 1999).

A regulagem da pressão de alta ocorre pela variação da carga momentânea de refrigerante na parte de alta pressão do circuito, a qual é obtida através da abertura da

válvula de expansão, através da transferência do refrigerante para o acumulador de sucção, situado na saída do evaporador. A redução temporária da abertura da válvula de expansão reduz o fluxo de refrigerante para o acumulador de sucção. Como, virtualmente, o fluxo de refrigerante na entrada do compressor permanece constante, a pressão e a carga de refrigerante no lado de alta pressão aumentam e a capacidade de refrigeração é aumentada.

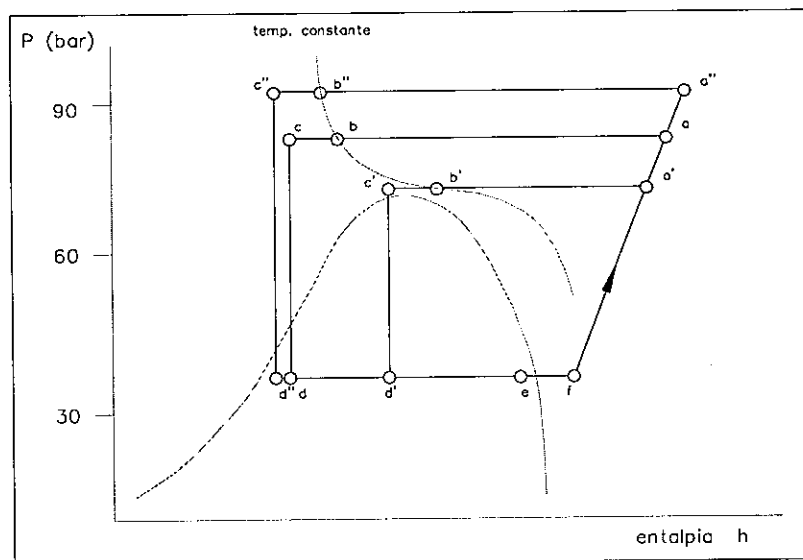


Figura 1.5: Representação fundamental de um sistema transcrito de CO_2 .

Na Figura 1.5, isto é ilustrado com a mudança do ciclo $abcdef$ para o ciclo $a'b'c'd'ef$. A temperatura de saída do refrigerante no resfriador de gás, (b), permanece mais ou menos constante, com alguns graus acima da temperatura de entrada do meio de resfriamento, ar, por exemplo. Inversamente, um aumento na abertura da válvula ocasionará a redução da carga de refrigerante no lado de alta pressão e conseqüente redução da pressão e da capacidade, como ilustrado na Figura 1.5, pelo ciclo $a'b'c'd'ef$. Portanto, a válvula de expansão atua de uma forma muito diferente se comparada às utilizadas em sistemas convencionais, em função da possibilidade única de controle de pressão do lado de alta pressão e regulação da capacidade do sistema (Lorentzen e Pettersen, 1993).

Na Figura 1.1, a linha pontilhada, representa um pequeno fluxo de líquido que é sangrado do reservatório, com dois objetivos: retornar óleo para o compressor e promover uma superalimentação para o evaporador. O reservatório serve para armazenar ou fornecer líquido decorrente da regulação da pressão do lado de alta pressão e garantir, durante todo o funcionamento do sistema, o fornecimento de quantidade adequada de refrigerante, independente das condições operacionais. Além disso, ele protege o compressor contra golpe de líquido e, quando o sistema estiver inoperante, serve como tanque de expansão para o refrigerante, evitando assim pressões excessivamente elevadas em função da temperatura ambiente (Lorentzen e Pettersen, 1993).

1.3.3 APLICAÇÕES DO CICLO TRANSCRÍTICO DE COMPRESSÃO DE VAPOR - CO₂

O ciclo transcrito de compressão com CO₂ tem sido testado nas mais variadas aplicações, seja na área de refrigeração; condicionador de ar para uso residencial, comercial e industrial, automotivo ou em aplicações frigoríficas em embarcações marítimas, bem como em instalações de bombas de calor e com sistema ejetor.

1.3.3.1 BOMBAS DE CALOR

Uma vez que os sistemas de refrigeração recebem energia de uma região a baixa temperatura e transferem-na para uma região de alta temperatura, tem-se que estes sistemas são bombas de calor. Entretanto a designação bomba de calor estabeleceu-se quando se utiliza um sistema de refrigeração onde o calor rejeitado no condensador é usado para uma certa aplicação, em vez de ser simplesmente dissipado para a atmosfera (Stoecker e Jones, 1985). O campo de aplicações para o uso de bombas de calor empregando o ciclo

Na Figura 1.1, a linha pontilhada, representa um pequeno fluxo de líquido que é sangrado do reservatório, com dois objetivos: retornar óleo para o compressor e promover uma superalimentação para o evaporador. O reservatório serve para armazenar ou fornecer líquido decorrente da regulação da pressão do lado de alta pressão e garantir, durante todo o funcionamento do sistema, o fornecimento de quantidade adequada de refrigerante, independente das condições operacionais. Além disso, ele protege o compressor contra golpe de líquido e, quando o sistema estiver inoperante, serve como tanque de expansão para o refrigerante, evitando assim pressões excessivamente elevadas em função da temperatura ambiente (Lorentzen e Pettersen, 1993).

1.3.3 APLICAÇÕES DO CICLO TRANSCRÍTICO DE COMPRESSÃO DE VAPOR - CO₂

O ciclo transcrito de compressão com CO₂ tem sido testado nas mais variadas aplicações, seja na área de refrigeração; condicionador de ar para uso residencial, comercial e industrial, automotivo ou em aplicações frigoríficas em embarcações marítimas, bem como em instalações de bombas de calor e com sistema ejetor.

1.3.3.1 BOMBAS DE CALOR

Uma vez que os sistemas de refrigeração recebem energia de uma região a baixa temperatura e transferem-na para uma região de alta temperatura, tem-se que estes sistemas são bombas de calor. Entretanto a designação bomba de calor estabeleceu-se quando se utiliza um sistema de refrigeração onde o calor rejeitado no condensador é usado para uma certa aplicação, em vez de ser simplesmente dissipado para a atmosfera (Stoecker e Jones, 1985). O campo de aplicações para o uso de bombas de calor empregando o ciclo

transcrítico de CO_2 é muito grande (Rieberer et al., 1999). Em certas aplicações a bomba de calor pode simultaneamente realizar operações de resfriamento e aquecimento ou simplesmente ser utilizada na produção de água quente (Neskå et al., 1998), em sistemas de estocagem de água quente em tanques estratificados (Lemke et al., 1999) e, também, em processo de secagem (Schmidt et al., 1998 e 1999).

i) PROCESSO PARA AQUECIMENTO E RESFRIAMENTO

Bombas de calor utilizadas para fins de aquecimento e resfriamento empregam um modo duplo de operação, como ilustrado na Figura 1.6.

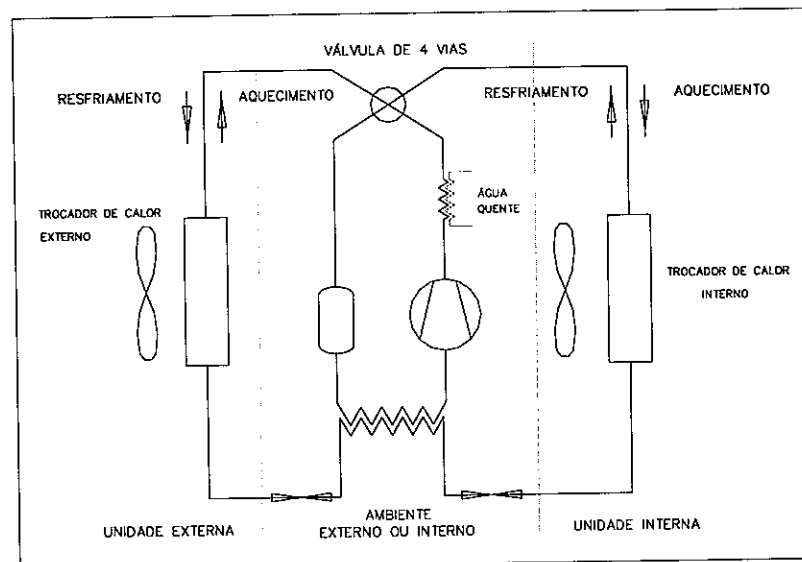


Figura 1.6: Bomba de calor de CO_2 reversível.

No modo de aquecimento, o calor proveniente de uma fonte de energia é adicionado ao refrigerante em uma serpentina externa e liberado em uma serpentina interna, localizada dentro do ambiente que se deseja aquecer. Por outro lado, no modo de resfriamento, o calor é transferido do lugar a ser resfriado para o refrigerante através de

transcrítico de CO_2 é muito grande (Rieberer et al., 1999). Em certas aplicações a bomba de calor pode simultaneamente realizar operações de resfriamento e aquecimento ou simplesmente ser utilizada na produção de água quente (Neskå et al., 1998), em sistemas de estocagem de água quente em tanques estratificados (Lemke et al., 1999) e, também, em processo de secagem (Schmidt et al., 1998 e 1999).

i) PROCESSO PARA AQUECIMENTO E RESFRIAMENTO

Bombas de calor utilizadas para fins de aquecimento e resfriamento empregam um modo duplo de operação, como ilustrado na Figura 1.6.

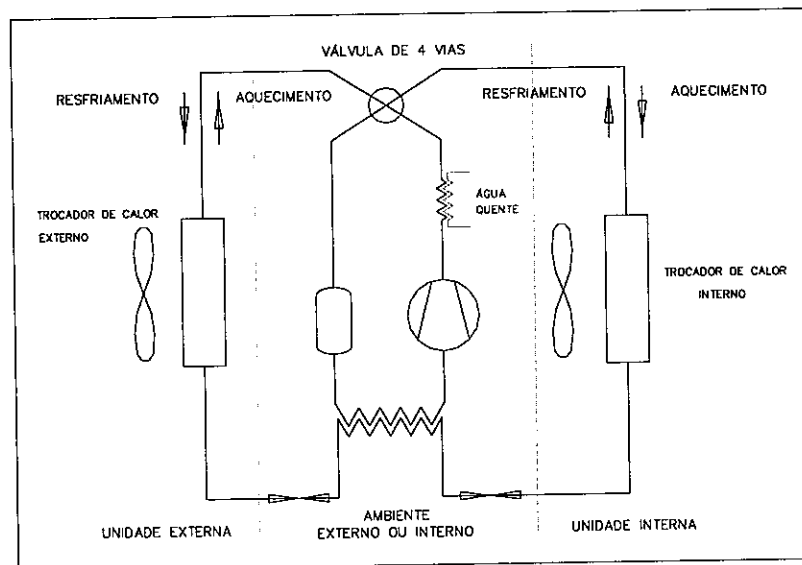


Figura 1.6: Bomba de calor de CO_2 reversível.

No modo de aquecimento, o calor proveniente de uma fonte de energia é adicionado ao refrigerante em uma serpentina externa e liberado em uma serpentina interna, localizada dentro do ambiente que se deseja aquecer. Por outro lado, no modo de resfriamento, o calor é transferido do lugar a ser resfriado para o refrigerante através de

uma serpentina interna e posteriormente é rejeitado por meio de uma serpentina externa (Hsieh, 1993; Pettersen et al., 1996 e Brown e Pearson, 1996). A inversão de fluxo de refrigerante é realizada através de uma válvula de quatro vias.

ii) PROCESSO DE SECAGEM

Existem vários métodos possíveis que podem ser empregados para o processo de secagem com bombas de calor, diferenciando-se pelo número de trocadores de calor utilizados, pela maneira na qual o ar é processado no equipamento e pela inclusão ou não de *by-pass* e *vents*. Na Figura 1.7, está representado um diagrama de fluxo de um processo de secagem empregando ciclo fechado (*close-loop*) sem *by-pass*. O processo tem como objetivo elevar a temperatura do ar através do fornecimento de calor e promover assim a sua desumidificação (Schmidt et al., 1998).

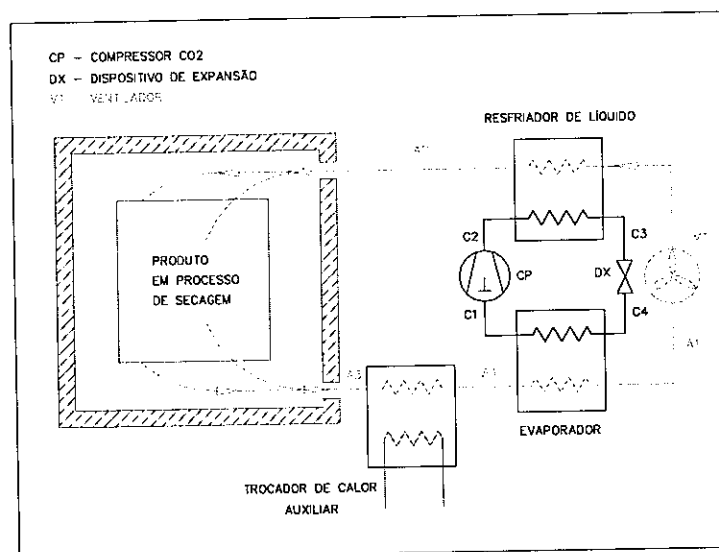


Figura 1.7: Diagrama de fluxo de um processo de desumidificação.

O processo transcítico do CO₂ mostrado no diagrama *T-h*, na Figura 1.8, é composto por cinco mudanças de estado e o ciclo do ar está indicado pela letra A_{inicial} e o ciclo transcítico por C_{inicial}, (Schmidt et al., 1998):

uma serpentina interna e posteriormente é rejeitado por meio de uma serpentina externa (Hsieh, 1993; Pettersen et al., 1996 e Brown e Pearson, 1996). A inversão de fluxo de refrigerante é realizada através de uma válvula de quatro vias.

ii) PROCESSO DE SECAGEM

Existem vários métodos possíveis que podem ser empregados para o processo de secagem com bombas de calor, diferenciando-se pelo número de trocadores de calor utilizados, pela maneira na qual o ar é processado no equipamento e pela inclusão ou não de *by-pass* e *vents*. Na Figura 1.7, está representado um diagrama de fluxo de um processo de secagem empregando ciclo fechado (*close-loop*) sem *by-pass*. O processo tem como objetivo elevar a temperatura do ar através do fornecimento de calor e promover assim a sua desumidificação (Schmidt et al., 1998).

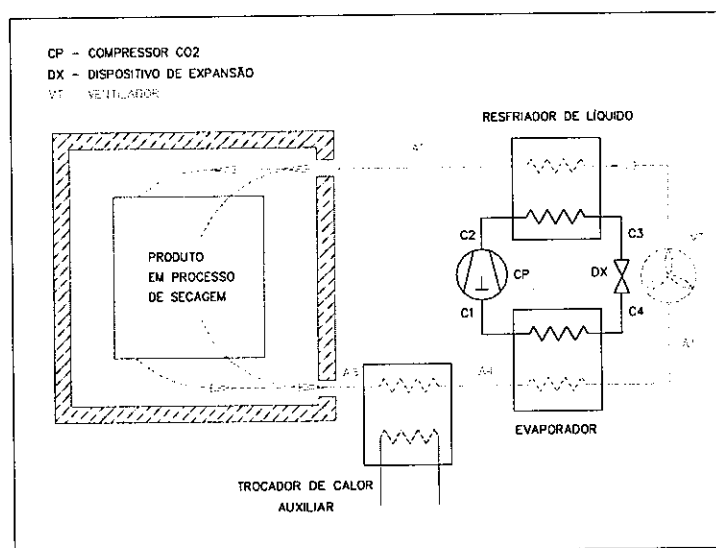


Figura 1.7: Diagrama de fluxo de um processo de desumidificação.

O processo transcrito do CO₂ mostrado no diagrama *T-h*, na Figura 1.8, é composto por cinco mudanças de estado e o ciclo do ar está indicado pela letra *A*_{indicial} e o ciclo transcrito por *C*_{indicial} (Schmidt et al., 1998):

- Compressão irreversível adiabática, $C_1 - C_2$;
- Resfriamento isobárico do CO_2 , no estado supercrítico, em um trocador de calor contracorrente utilizando o ar de processo, $C_2 - C_3$ e $A_1 - A_2$;
- Redução da alta pressão, p_c , até a pressão de evaporação, p_o , através da válvula com entalpia constante, $C_3 - C_4$;
- Evaporação do CO_2 a uma temperatura, t_o , $C_4 - C_5$, seguido do processo de desumidificação do ar, $A_4 - A_1$;
- Superaquecimento do CO_2 , $C_5 - C_1$, contribuindo com uma parcela no processo de desumidificação do ar, $A_4 - A_1$.

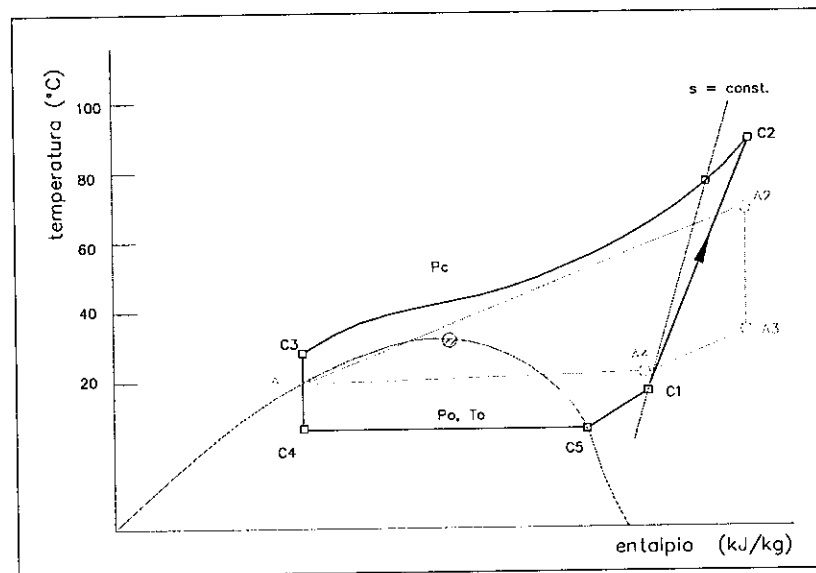


Figura 1.8: Diagrama $T-h$ para o processo de desumidificação, empregando bomba de calor, CO_2 .

1.3.3.2 CICLO TRANSCRÍTICO COM SISTEMA EJETOR

O ciclo de refrigeração utilizando um sistema ejetor tem uso limitado em condicionador de ar e em outras aplicações com temperaturas elevadas, acima do ponto de

- Compressão irreversível adiabática, $C_1 - C_2$;
- Resfriamento isobárico do CO_2 , no estado supercrítico, em um trocador de calor contracorrente utilizando o ar de processo, $C_2 - C_3$ e $A_1 - A_2$;
- Redução da alta pressão, p_c , até a pressão de evaporação, p_o , através da válvula com entalpia constante, $C_3 - C_4$;
- Evaporação do CO_2 a uma temperatura, t_o , $C_4 - C_5$, seguido do processo de desumidificação do ar, $A_4 - A_1$;
- Superaquecimento do CO_2 , $C_5 - C_1$, contribuindo com uma parcela no processo de desumidificação do ar, $A_4 - A_1$.

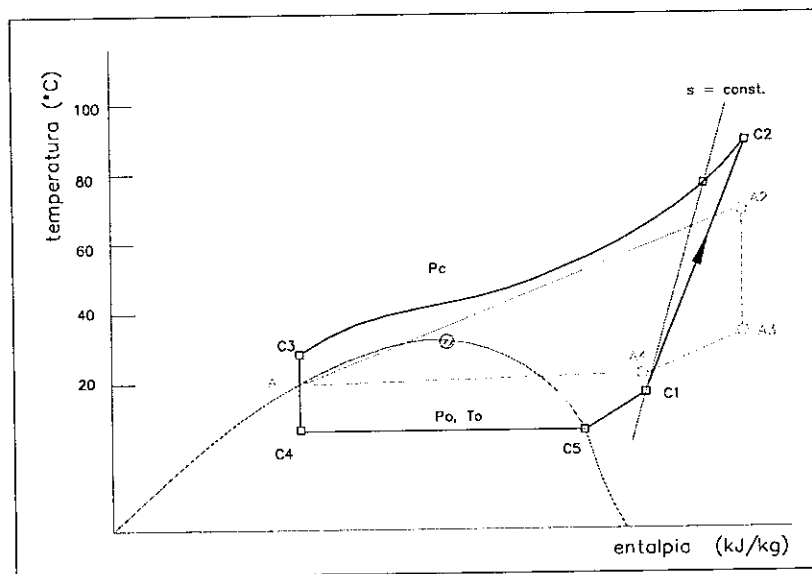


Figura 1.8: Diagrama $T-h$ para o processo de desumidificação, empregando bomba de calor, CO_2 .

1.3.3.2 CICLO TRANSCRÍTICO COM SISTEMA EJETOR

O ciclo de refrigeração utilizando um sistema ejetor tem uso limitado em condicionador de ar e em outras aplicações com temperaturas elevadas, acima do ponto de

congelamento da água. O ciclo termodinâmico é essencialmente o mesmo de um sistema de compressão de vapor padrão, sendo usado um ejedor para evacuação do resfriador e compressão do refrigerante.

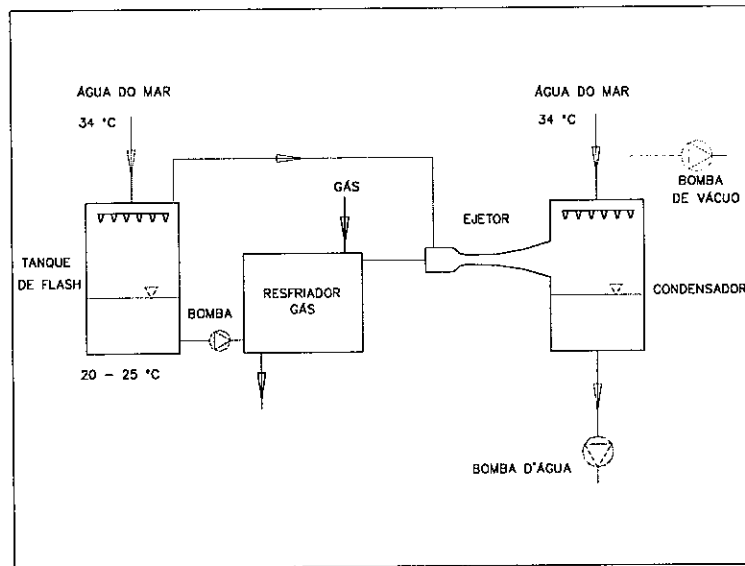


Figura 1.9: Sistema ejedor para resfriamento d'água do mar.

Na Figura 1.9, encontra-se um diagrama de fluxo com base de um sistema ejedor reinventado pelo professor G. Lorentzen, empregado por Jakobsen (1999) para avaliar a possibilidade do seu uso para diminuição da temperatura da água do mar em regiões tropicais para ser utilizada como meio de resfriamento do resfriador de gás em um circuito transcítico de CO_2 .

Qualquer refrigerante pode ser colocado em uma câmara de *flash* e produzir refrigeração a uma certa temperatura, através da evacuação do ar existente na câmara, ou seja, pela redução da pressão sobre o refrigerante líquido. Se o volume de vapor formado durante o processo de evaporação do refrigerante for relativamente pequeno, um compressor rotativo ou alternativo pode ser usado para a sua remoção. Caso contrário,

congelamento da água. O ciclo termodinâmico é essencialmente o mesmo de um sistema de compressão de vapor padrão, sendo usado um ejedor para evacuação do resfriador e compressão do refrigerante.

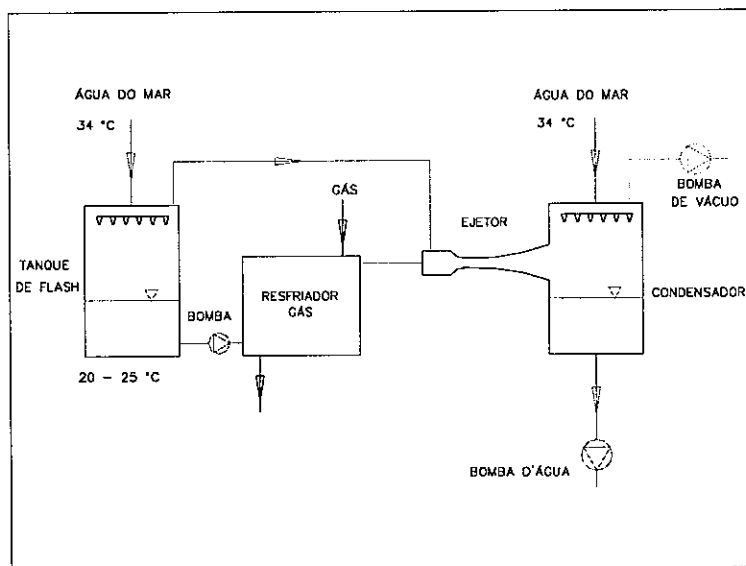


Figura 1.9: Sistema ejedor para resfriamento d'água do mar.

Na Figura 1.9, encontra-se um diagrama de fluxo com base de um sistema ejedor reinventado pelo professor G. Lorentzen, empregado por Jakobsen (1999) para avaliar a possibilidade do seu uso para diminuição da temperatura da água do mar em regiões tropicais para ser utilizada como meio de resfriamento do resfriador de gás em um circuito transcrito de CO₂.

Qualquer refrigerante pode ser colocado em uma câmara de *flash* e produzir refrigeração a uma certa temperatura, através da evacuação do ar existente na câmara, ou seja, pela redução da pressão sobre o refrigerante líquido. Se o volume de vapor formado durante o processo de evaporação do refrigerante for relativamente pequeno, um compressor rotativo ou alternativo pode ser usado para a sua remoção. Caso contrário,

outros meios de compressão devem ser adotados. Sistemas com ejedor ou compressores centrífugos são apropriados quando o volume de vapor é elevado (Jordan e Priester, 1984).

A água do mar, no tanque de *flash*, ao ser submetida a uma pressão de vácuo é resfriada e em seguida é utilizada como meio de resfriamento, após ser bombeada para dentro do resfriador de gás. O gás de *flash* é succionado de dentro do tanque e comprimido em um condensador pelo ejeter, sendo este acionado pela água aquecida no resfriador de gás. Assim, o sistema opera com o calor gerado pelo próprio sistema, ou seja, sem custos operacionais exceto o custo devido ao consumo elétrico das bombas de água salgada e da bomba de vácuo, empregada para remoção do ar.

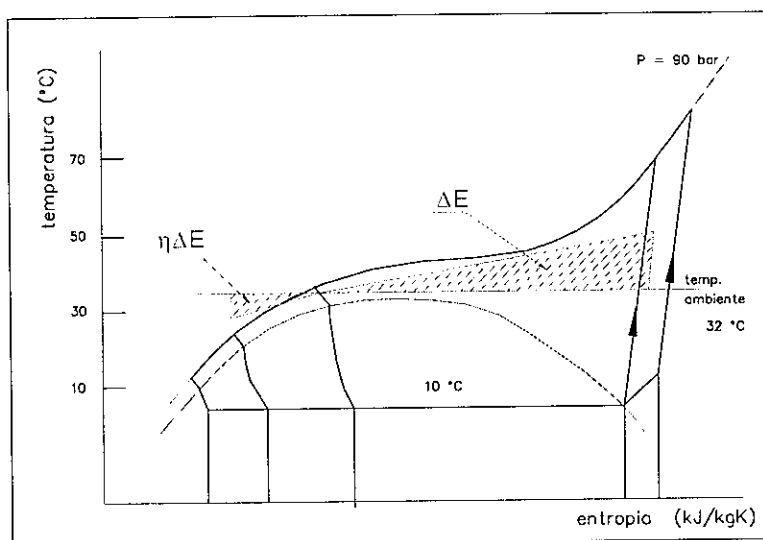


Figura 1.10: Diagrama de um ciclo transcrítico com sistema ejetor.

outros meios de compressão devem ser adotados. Sistemas com ejetor ou compressores centrífugos são apropriados quando o volume de vapor é elevado (Jordan e Priester, 1984).

A água do mar, no tanque de *flash*, ao ser submetida a uma pressão de vácuo é resfriada e em seguida é utilizada como meio de resfriamento, após ser bombeada para dentro do resfriador de gás. O gás de *flash* é succionado de dentro do tanque e comprimido em um condensador pelo ejetor, sendo este acionado pela água aquecida no resfriador de gás. Assim, o sistema opera com o calor gerado pelo próprio sistema, ou seja, sem custos operacionais exceto o custo devido ao consumo elétrico das bombas de água salgada e da bomba de vácuo, empregada para remoção do ar.

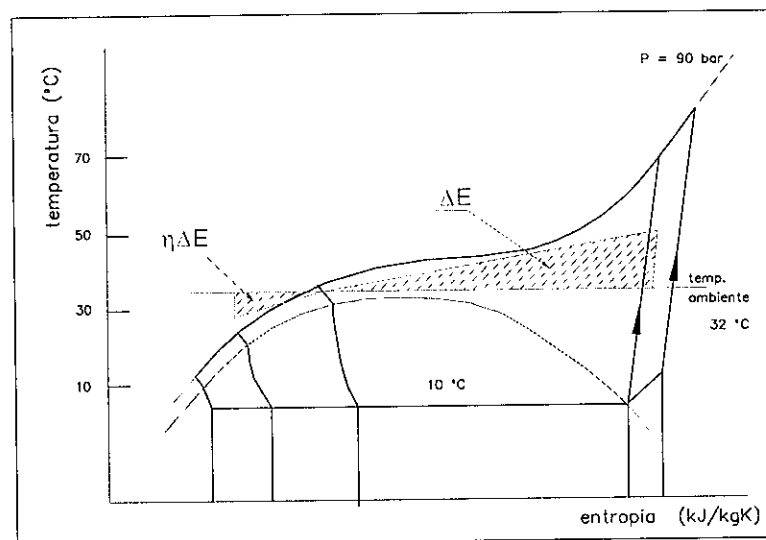


Figura 1.10: Diagrama de um ciclo transcrito com sistema ejetor.

O ciclo transcrito apresenta uma grande queda de temperatura através do processo de rejeição de calor, que é obtido através de uma *temperature glide*, tornando-o muito adequado para aquecimento de água, como ilustrado na Figura 1.10, através do diagrama $T-s$.

A água do mar recebe uma energia ΔE , que é usada pelo ejetor para criar um superesfriamento $\eta\Delta E$ abaixo da temperatura ambiente. A inclusão de um intercambiador de calor melhora o processo de ejeção em função de uma disponibilidade maior de energia na descarga do gás. O intercambiador de calor também melhora o próprio processo transcrito do CO_2 , principalmente em temperaturas ambientes elevadas (Jakobsen, 1999).

1.3.3.3 REFRIGERAÇÃO APLICADA A SISTEMAS COM BAIXA TEMPERATURA

i) SISTEMAS DE MÚLTIPLOS ESTÁGIOS DE PRESSÃO

Sistemas que operam com baixa temperatura de evaporação, com um único estágio de compressão, possuem uma razão de compressão elevada necessitando, portanto, de compressores de maior potência. As grandes diferenças entre as pressões de condensação e evaporação podem, também, resultar em temperaturas de descarga elevadas com baixa eficiência do compressor. A utilização de múltiplos estágios ameniza alguns problemas decorrentes da elevada diferença de temperaturas, além de reduzir a potência de compressão (Stoecker e Jabardo, 1994). Os sistemas com dois estágios de compressão ou um sistema em cascata, caso particular dos sistemas de múltiplos estágios, reduzem a potência total do compressor e aumentam o coeficiente de performance global.

O ciclo transcrito apresenta uma grande queda de temperatura através do processo de rejeição de calor, que é obtido através de uma *temperature glide*, tornando-o muito adequado para aquecimento de água, como ilustrado na Figura 1.10, através do diagrama $T-s$.

A água do mar recebe uma energia ΔE , que é usada pelo ejetor para criar um superesfriamento $\eta\Delta E$ abaixo da temperatura ambiente. A inclusão de um intercambiador de calor melhora o processo de ejeção em função de uma disponibilidade maior de energia na descarga do gás. O intercambiador de calor também melhora o próprio processo transcrito do CO_2 , principalmente em temperaturas ambientes elevadas (Jakobsen, 1999).

1.3.3.3 REFRIGERAÇÃO APLICADA A SISTEMAS COM BAIXA TEMPERATURA

i) SISTEMAS DE MÚLTIPLOS ESTÁGIOS DE PRESSÃO

Sistemas que operam com baixa temperatura de evaporação, com um único estágio de compressão, possuem uma razão de compressão elevada necessitando, portanto, de compressores de maior potência. As grandes diferenças entre as pressões de condensação e evaporação podem, também, resultar em temperaturas de descarga elevadas com baixa eficiência do compressor. A utilização de múltiplos estágios ameniza alguns problemas decorrentes da elevada diferença de temperaturas, além de reduzir a potência de compressão (Stoecker e Jabardo, 1994). Os sistemas com dois estágios de compressão ou um sistema em cascata, caso particular dos sistemas de múltiplos estágios, reduzem a potência total do compressor e aumentam o coeficiente de performance global.

Comparado aos outros refrigerantes, o CO_2 apresenta eficiências volumétrica e isentrópica mais elevadas em operações com baixa temperatura. Isto é devido às pressões de descarga serem muito elevadas com temperaturas de saturação e razão de compressão relativamente baixas (Brændgaard, 1996).

A Figura 1.11 ilustra um diagrama de fluxo de um sistema frigorífico com dois estágios de pressão, com um evaporador intermediário para resfriamento de salmoura e um conjunto de evaporadores no sistema de baixa temperatura, para aplicação em refrigeração comercial, conforme proposto por (Nekså, 1999). Na Figura 1.12 está representado o diagrama pressão-entalpia do respectivo sistema com dois estágios.

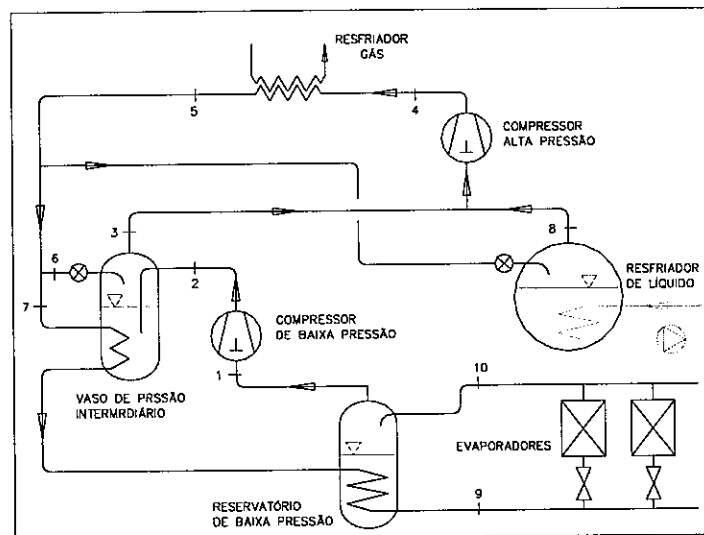


Figura 1.11: Diagrama de fluxo de um sistema com dois estágios de pressão.

O resfriamento do refrigerante, CO_2 , a uma pressão intermediária, é um processo geralmente adotado em instalações de duplo estágio de compressão, a fim de reduzir o superaquecimento com que o mesmo deixa o estágio de baixa pressão. Este resfriamento ocorre através do borbulhamento do vapor de descarga do compressor do estágio de baixa

Comparado aos outros refrigerantes, o CO_2 apresenta eficiências volumétrica e isentrópica mais elevadas em operações com baixa temperatura. Isto é devido às pressões de descarga serem muito elevadas com temperaturas de saturação e razão de compressão relativamente baixas (Brændgaard, 1996).

A Figura 1.11 ilustra um diagrama de fluxo de um sistema frigorífico com dois estágios de pressão, com um evaporador intermediário para resfriamento de salmoura e um conjunto de evaporadores no sistema de baixa temperatura, para aplicação em refrigeração comercial, conforme proposto por (Nekså, 1999). Na Figura 1.12 está representado o diagrama pressão-entpia do respectivo sistema com dois estágios.

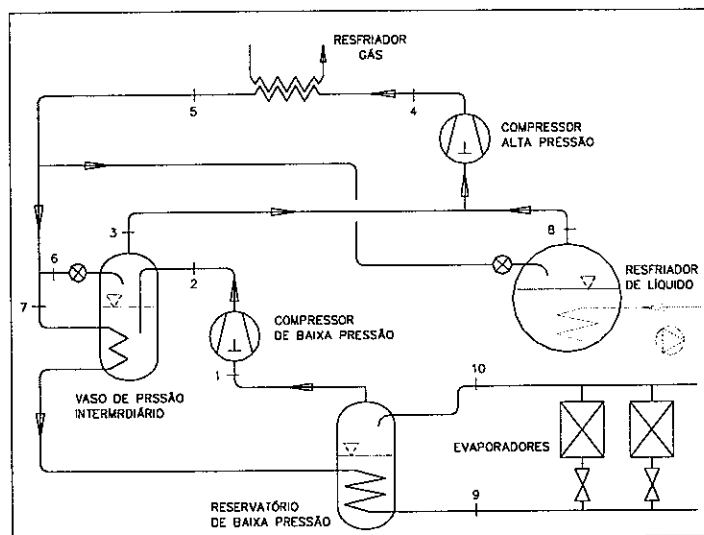


Figura 1.11: Diagrama de fluxo de um sistema com dois estágios de pressão.

O resfriamento do refrigerante, CO_2 , a uma pressão intermediária, é um processo geralmente adotado em instalações de duplo estágio de compressão, a fim de reduzir o superaquecimento com que o mesmo deixa o estágio de baixa pressão. Este resfriamento ocorre através do borbulhamento do vapor de descarga do compressor do estágio de baixa

pressão no líquido saturado à pressão intermediária. O processo de borbulhamento se caracteriza por uma elevada área de contato entre o vapor e o líquido, o que permite resfriar o vapor de maneira eficiente até a temperatura do líquido (Stocker e Jabardo, 1994).

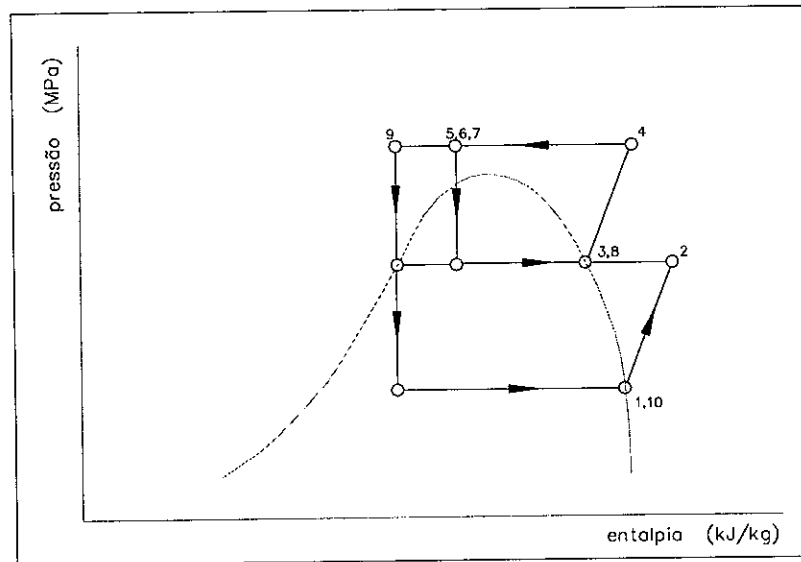


Figura 1.12: Diagrama $P-h$ de um sistema com dois estágios.

ii) SISTEMA EM CASCATA

O sistema de refrigeração em cascata consiste de pelo menos de dois ciclos, de um estágio Perkins-Evans, interligados por um trocador de calor, de modo que o evaporador do circuito de alta temperatura resfria o condensador do circuito de baixa temperatura (Steimle et al., 1999). O dióxido de carbono no circuito de baixa pressão opera com níveis de pressões convencionais ou ligeiramente acima (Hesse e Spauschus 1996).

Na literatura encontrada, esses sistemas, na forma mais convencional, utilizam diferentes refrigerantes nos circuitos de alta e de baixa pressão, constituindo dois sistemas de refrigeração interdependentes. A interface entre os sistemas é um trocador de calor,

pressão no líquido saturado à pressão intermediária. O processo de borbulhamento se caracteriza por uma elevada área de contato entre o vapor e o líquido, o que permite resfriar o vapor de maneira eficiente até a temperatura do líquido (Stocker e Jabardo, 1994).

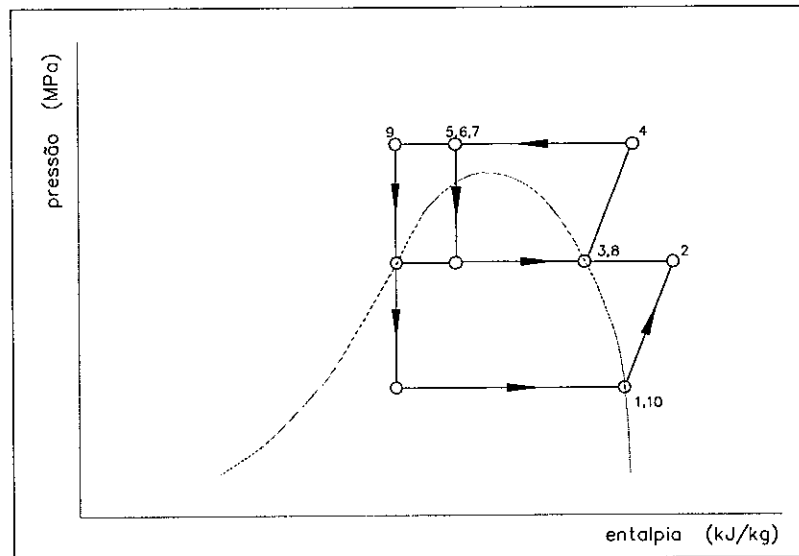


Figura 1.12: Diagrama $P-h$ de um sistema com dois estágios.

ii) SISTEMA EM CASCATA

O sistema de refrigeração em cascata consiste de pelo menos de dois ciclos, de um estágio Perkins-Evans, interligados por um trocador de calor, de modo que o evaporador do circuito de alta temperatura resfria o condensador do circuito de baixa temperatura (Steimle et al., 1999). O dióxido de carbono no circuito de baixa pressão opera com níveis de pressões convencionais ou ligeiramente acima (Hesse e Spauschus 1996).

Na literatura encontrada, esses sistemas, na forma mais convencional, utilizam diferentes refrigerantes nos circuitos de alta e de baixa pressão, constituindo dois sistemas de refrigeração interdependentes. A interface entre os sistemas é um trocador de calor,

geralmente chamado de resfriador cascata, que opera como condensador para o circuito de baixa pressão e como evaporador para o de alta (Stoecker e Jabardo, 1994). Algumas combinações de refrigerantes, como R717 ou R290 no circuito de alta pressão e R744 no de baixa pressão, foram estudados teórica e experimentalmente (Infante Ferreira e Boukens, 1996; Brændgaard, 1996; Rolfsman, 1996 e 1999 e Renz, 1999). A Figura 1.13 representa um diagrama de fluxo de um sistema em cascata e a Figura 1.14, o seu respectivo diagrama $P-h$. O sistema emprega a combinação amônia e dióxido de carbono com os seus principais componentes. É introduzido ao circuito de baixa temperatura um tanque de expansão, a fim de proporcionar a expansão do refrigerante quando o sistema estiver desligado (Brændgaard, 1996).

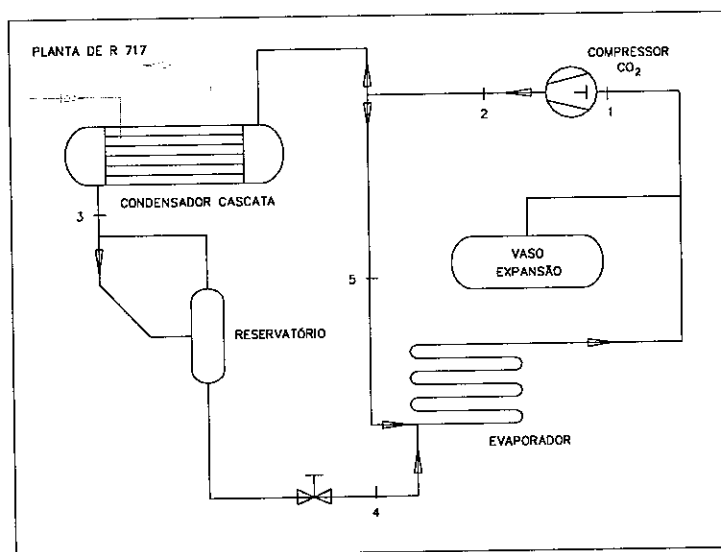


Figura 1.13: Diagrama de fluxo de um sistema em cascata R717/R744.

geralmente chamado de resfriador cascata, que opera como condensador para o circuito de baixa pressão e como evaporador para o de alta (Stoecker e Jabardo, 1994). Algumas combinações de refrigerantes, como R717 ou R290 no circuito de alta pressão e R744 no de baixa pressão, foram estudados teórica e experimentalmente (Infante Ferreira e Boukens, 1996; Brændgaard, 1996; Rolfsman, 1996 e 1999 e Renz, 1999). A Figura 1.13 representa um diagrama de fluxo de um sistema em cascata e a Figura 1.14, o seu respectivo diagrama $P-h$. O sistema emprega a combinação amônia e dióxido de carbono com os seus principais componentes. É introduzido ao circuito de baixa temperatura um tanque de expansão, a fim de proporcionar a expansão do refrigerante quando o sistema estiver desligado (Brændgaard, 1996).

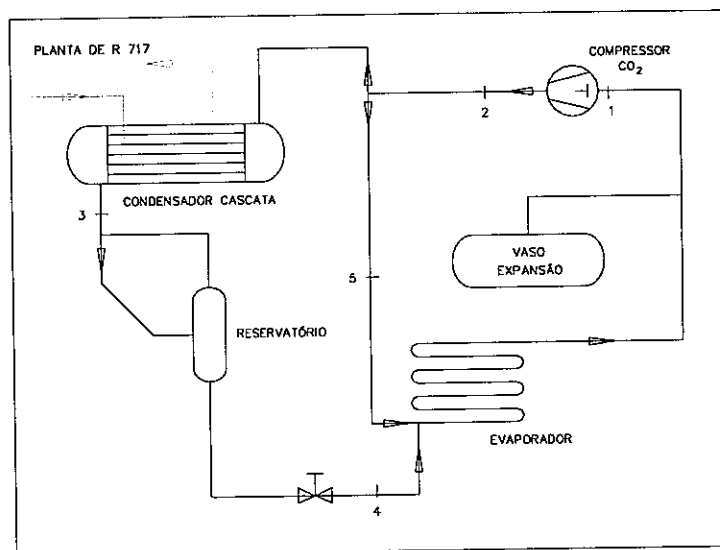


Figura 1.13: Diagrama de fluxo de um sistema em cascata R717/R714.

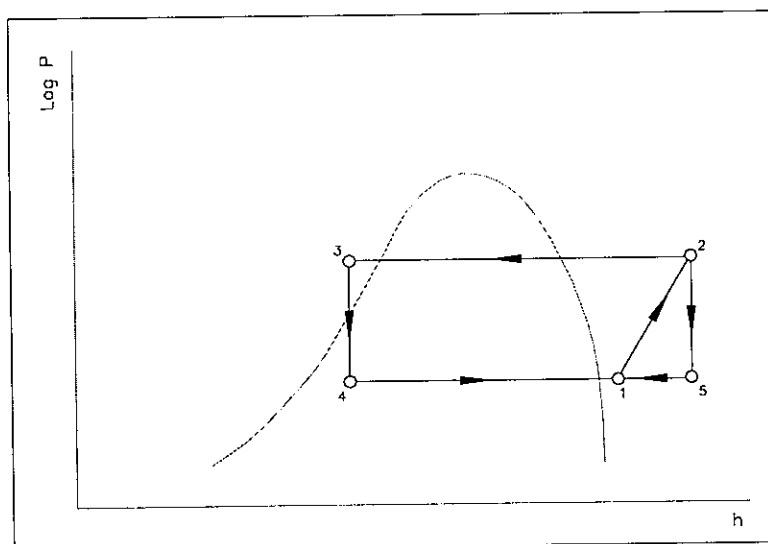


Figura 1.14: Diagrama $P-h$ de um sistema em cascata R 717/R714.

O único inconveniente para o uso do CO_2 como refrigerante secundário é a sua pressão e temperatura crítica, respectivamente 73,8 bar e 31,1 °C, em função dos componentes dos sistemas de refrigeração convencional que, em sua maioria, são construídos para suportar uma pressão máxima de teste de 19 bar (a pressão de teste é 1,3 vezes a máxima pressão de operação do sistema, (Nederlands Normalisatie Instituut - NEN - 3380, 1971; International Organization for Standardization - ISO 1662, 1971). Este problema não ocorre se o sistema de refrigeração for para uso em aplicações de refrigeração comercial e industrial, onde as temperaturas de evaporação usuais estão entre - 30 °C e - 40 °C. Entretanto, quando o sistema estiver fora de operação devido a algum tipo de manutenção ou depois de uma falha qualquer, a pressão pode aumentar acima da pressão máxima de 19 bar, quando, então, a temperatura do CO_2 eleva-se até a sua temperatura de saturação de - 21 °C, que é muito menor que a temperatura média do ambiente. Contudo, para contornar este problema, alguns tipos de arranjos foram propostos, dentre os quais a utilização de um sistema de refrigeração auxiliar ou o emprego

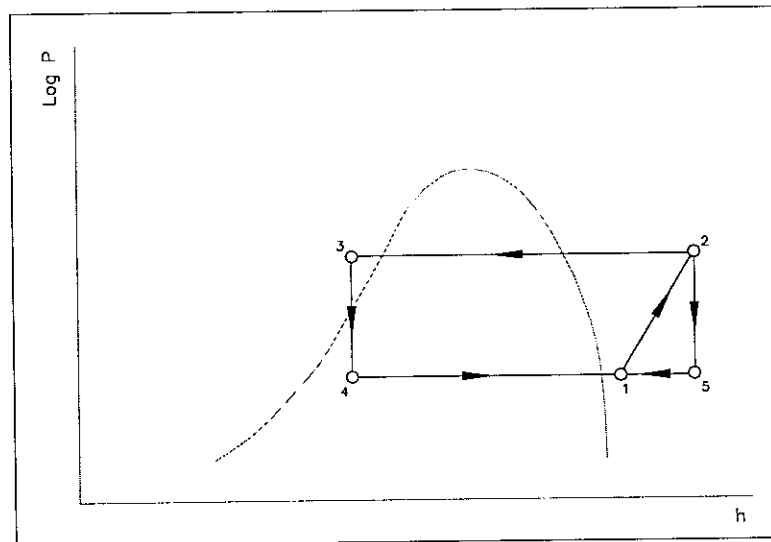


Figura 1.14: Diagrama $P-h$ de um sistema em cascata R 717/R714.

O único inconveniente para o uso do CO_2 como refrigerante secundário é a sua pressão e temperatura crítica, respectivamente 73,8 bar e 31,1 °C, em função dos componentes dos sistemas de refrigeração convencional que, em sua maioria, são construídos para suportar uma pressão máxima de teste de 19 bar (a pressão de teste é 1,3 vezes a máxima pressão de operação do sistema, (Nederlands Normalisatie Instituut - NEN - 3380, 1971; International Organization for Standardization - ISO 1662, 1971). Este problema não ocorre se o sistema de refrigeração for para uso em aplicações de refrigeração comercial e industrial, onde as temperaturas de evaporação usuais estão entre - 30 °C e - 40 °C. Entretanto, quando o sistema estiver fora de operação devido a algum tipo de manutenção ou depois de uma falha qualquer, a pressão pode aumentar acima da pressão máxima de 19 bar, quando, então, a temperatura do CO_2 eleva-se até a sua temperatura de saturação de - 21 °C, que é muito menor que a temperatura média do ambiente. Contudo, para contornar este problema, alguns tipos de arranjos foram propostos, dentre os quais a utilização de um sistema de refrigeração auxiliar ou o emprego

de válvula de segurança para assegurar o controle da pressão do sistema (Infante Ferreira e Boukens, 1996).

iii) SISTEMA DE EXPANSÃO INDIRETA

O sistema de expansão indireta é caracterizado quando se utiliza um fluido, comumente chamado de refrigerante secundário, para transferir energia da substância que está sendo resfriada para o evaporador de um sistema de refrigeração (Stoecker e Jones, 1985). Infante Ferreira e Boukens (1996), Rolfsman (1996), Infante Ferreira e Soesanto (1997) e Christensen (1999) empregaram o CO₂ como fluido secundário, que foi resfriado por um refrigerante de expansão direta (R717 ou R404A) num resfriador de líquido e então bombeado através de tubulação apropriada para o espaço ou produto a ser refrigerado, sofrendo mudança parcial de fase líquido-vapor (Infante Ferreira e Soesanto, 1997).

1.4 JUSTIFICATIVA

Desde a primeira publicação sobre a utilização do CO₂ como refrigerante alternativo para uso em sistemas de refrigeração em 1992, por Gustav Lorentzen (Lorentzen, 1992) o ciclo transcrito e seus componentes têm sido amplamente pesquisados, tanto teórica quanto experimentalmente. Os resultados desses trabalhos vêm confirmando o potencial do CO₂ como fluido de trabalho, nas mais diversas aplicações nos segmentos de refrigeração e condicionador de ar. Entretanto, os trabalhos experimentais com sistemas de refrigeração empregando CO₂, exigem um tempo elevado de desenvolvimento e elevado custo, inclusive pela dificuldade na obtenção dos componentes do ciclo transcrito que sejam especialmente projetados para atenderem às condições especiais de trabalho, caracterizadas por pressões extremas. Entretanto, o tempo de solução

de válvula de segurança para assegurar o controle da pressão do sistema (Infante Ferreira e Boukens, 1996).

iii) SISTEMA DE EXPANSÃO INDIRETA

O sistema de expansão indireta é caracterizado quando se utiliza um fluido, comumente chamado de refrigerante secundário, para transferir energia da substância que está sendo resfriada para o evaporador de um sistema de refrigeração (Stoecker e Jones, 1985). Infante Ferreira e Boukens (1996), Rolfsman (1996), Infante Ferreira e Soesanto (1997) e Christensen (1999) empregaram o CO₂ como fluido secundário, que foi resfriado por um refrigerante de expansão direta (R717 ou R404A) num resfriador de líquido e então bombeado através de tubulação apropriada para o espaço ou produto a ser refrigerado, sofrendo mudança parcial de fase líquido-vapor (Infante Ferreira e Soesanto, 1997).

1.4 JUSTIFICATIVA

Desde a primeira publicação sobre a utilização do CO₂ como refrigerante alternativo para uso em sistemas de refrigeração em 1992, por Gustav Lorentzen (Lorentzen, 1992) o ciclo transcrito e seus componentes têm sido amplamente pesquisados, tanto teórica quanto experimentalmente. Os resultados desses trabalhos vêm confirmando o potencial do CO₂ como fluido de trabalho, nas mais diversas aplicações nos segmentos de refrigeração e condicionador de ar. Entretanto, os trabalhos experimentais com sistemas de refrigeração empregando CO₂, exigem um tempo elevado de desenvolvimento e elevado custo, inclusive pela dificuldade na obtenção dos componentes do ciclo transcrito que sejam especialmente projetados para atenderem às condições especiais de trabalho, caracterizadas por pressões extremas. Entretanto, o tempo de solução

destes problemas pode ser reduzido significativamente através do emprego de modelos numéricos de simulação. Em função disto e da pouca literatura encontrada, especificamente, sobre simulação do ciclo transcrito com CO_2 e em especial, voltada para os sistemas de condicionador de ar automotivo, apresenta-se a oportunidade para o desenvolvimento de um modelo para simulação do ciclo transcrito empregando os seus principais componentes básicos. A avaliação de seu desempenho será direcionada principalmente às condições de temperaturas ambientes elevadas, tomando-se por base a variação média das temperaturas tropicais.

1.5 CICLO TERMODINÂMICO

O ciclo termodinâmico escolhido para a simulação do ciclo transcrito de CO_2 é similar ao proposto por (Lorentzen, 1992), em sistema de condicionador de ar automotivo, Nekså et al. (1998), em um sistema com bomba de calor para aquecimento de água e Rieberer et al. (1999), em um sistema com bomba de calor para aquecimento de ambiente e de água. A Figura 1.15 ilustra o ciclo transcrito escolhido com seus principais componentes.

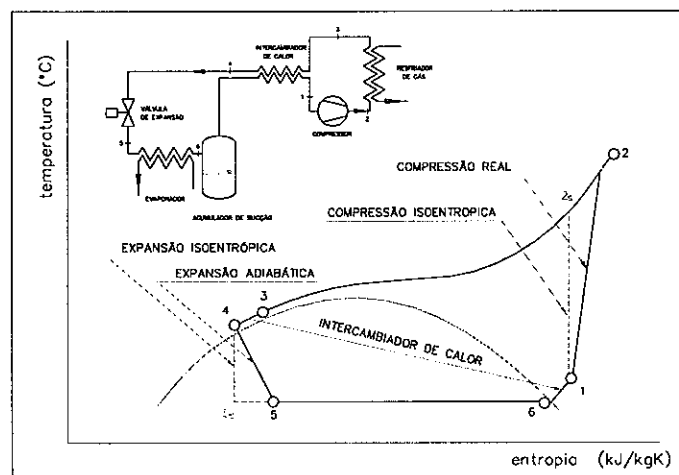


Figura 1.15: Ciclo transcrito de compressão de vapor e seus principais componentes.

destes problemas pode ser reduzido significativamente através do emprego de modelos numéricos de simulação. Em função disto e da pouca literatura encontrada, especificamente, sobre simulação do ciclo transcrito com CO_2 e em especial, voltada para os sistemas de condicionador de ar automotivo, apresenta-se a oportunidade para o desenvolvimento de um modelo para simulação do ciclo transcrito empregando os seus principais componentes básicos. A avaliação de seu desempenho será direcionada principalmente às condições de temperaturas ambientes elevadas, tomando-se por base a variação média das temperaturas tropicais.

1.5 CICLO TERMODINÂMICO

O ciclo termodinâmico escolhido para a simulação do ciclo transcrito de CO_2 é similar ao proposto por (Lorentzen, 1992), em sistema de condicionador de ar automotivo, Neksã et al. (1998), em um sistema com bomba de calor para aquecimento de água e Rieberer et al. (1999), em um sistema com bomba de calor para aquecimento de ambiente e de água. A Figura 1.15 ilustra o ciclo transcrito escolhido com seus principais componentes.

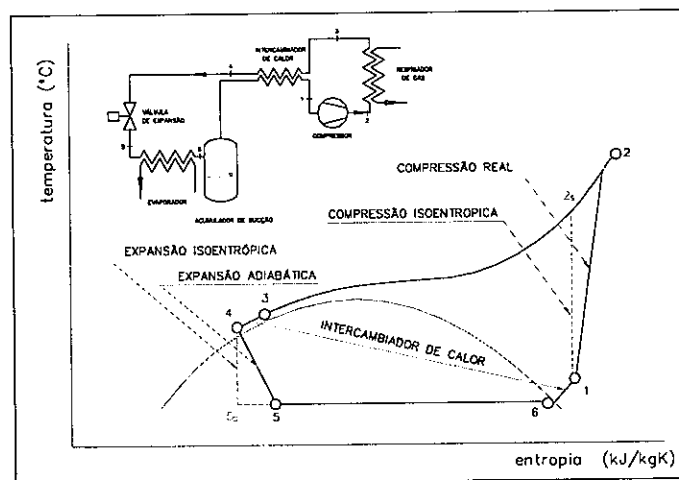


Figura 1.15: Ciclo transcrito de compressão de vapor e seus principais componentes.

Como ilustrado na Figura 1.15, o ciclo se caracteriza por processos termodinâmicos de compressão (1-2), rejeição de calor isobárica (2-3), expansão adiabática (4-5) e evaporação isobárica (5-6). O processo termodinâmico do ciclo também inclui um intercambiador de calor, que consiste da transferência de energia do refrigerante após passar pelo processo de rejeição de calor (3-4) para o refrigerante, antes de sofrer o processo de compressão (6-1). Também estão representados a compressão e a expansão isentrópica, (1-2s) e (4-5s), respectivamente (Robinson e Groll, 1997).

1.6 SISTEMA ESCOLHIDO

O sistema escolhido para modelagem e simulação é um sistema de condicionador de ar automotivo empregando o R744 como fluido de trabalho. Este, por não ser tóxico ou inflamável, é considerado como o principal refrigerante para as próximas gerações de condicionador de ar automotivo (Pettersen et al., 1998).

Um sistema convencional de condicionador de ar automotivo consiste de trocadores de calor, compressor, reservatório ou acumulador e dispositivo de expansão (Sun et al. 1999). Entretanto, a maior diferença entre um circuito de condicionador de ar para autos empregando como refrigerante o CO₂ e um sistema convencional é o posicionamento do reservatório na saída do evaporador e a introdução, no sistema, de um intercambiador de calor que substitui as linhas de sucção e de líquido no circuito convencional (Lorentzen e Pettersen, 1993).

Como ilustrado na Figura 1.15, o ciclo se caracteriza por processos termodinâmicos de compressão (1-2), rejeição de calor isobárica (2-3), expansão adiabática (4-5) e evaporação isobárica (5-6). O processo termodinâmico do ciclo também inclui um intercambiador de calor, que consiste da transferência de energia do refrigerante após passar pelo processo de rejeição de calor (3-4) para o refrigerante, antes de sofrer o processo de compressão (6-1). Também estão representados a compressão e a expansão isentrópica, (1-2s) e (4-5s), respectivamente (Robinson e Groll, 1997).

1.6 SISTEMA ESCOLHIDO

O sistema escolhido para modelagem e simulação é um sistema de condicionador de ar automotivo empregando o R744 como fluido de trabalho. Este, por não ser tóxico ou inflamável, é considerado como o principal refrigerante para as próximas gerações de condicionador de ar automotivo (Pettersen et al., 1998).

Um sistema convencional de condicionador de ar automotivo consiste de trocadores de calor, compressor, reservatório ou acumulador e dispositivo de expansão (Sun et al. 1999). Entretanto, a maior diferença entre um circuito de condicionador de ar para autos empregando como refrigerante o CO₂ e um sistema convencional é o posicionamento do reservatório na saída do evaporador e a introdução, no sistema, de um intercambiador de calor que substitui as linhas de sucção e de líquido no circuito convencional (Lorentzen e Pettersen, 1993).

1.7 ORGANIZAÇÃO DO PRESENTE TRABALHO

Esta dissertação compreende as partes descritas a seguir:

2. Descrição dos componentes básicos do sistema de condicionador de ar automotivo empregando o ciclo transcrito com CO_2 ;
3. Desenvolvimento do modelo matemático;
4. Simulação e resultados;
5. Conclusões.

CAPÍTULO II

COMPONENTES BÁSICOS DO SISTEMA DE CONDICIONADOR DE AR AUTOMOTIVO

2 COMPONENTES BÁSICOS DO SISTEMA DE CONDICIONADOR DE AR AUTOMOTIVO EMPREGANDO O CICLO TRANSCRÍTICO - CO₂

A Figura 2.1 apresenta um esquema com os principais componentes do ciclo transcrítico empregado para fins automotivos com base em um protótipo, projetado e construído na Universidade de Illinois (McEnaney et al., 1999).

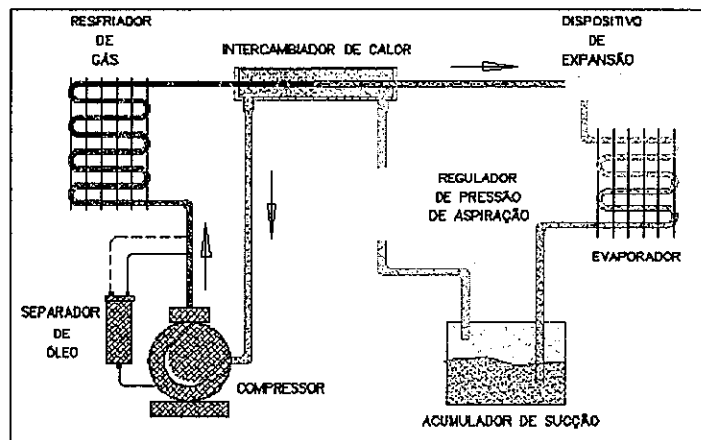


Figura 2.1: Diagrama de fluxo do protótipo utilizando R744.

2.1 COMPRESSOR

Os primeiros compressores utilizando o R744 operavam com rotações muito baixas entre 80-100 rpm. A introdução da lubrificação forçada possibilitou o aumento desta faixa de rotação. E o início da fabricação de selos de vedação metálicos, que substituíram os de couro, transformou a operação de compressão de vapor úmido em seco aumentando a capacidade de refrigeração dos compressores (Brændgaard, 1996).

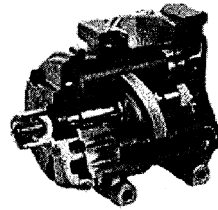
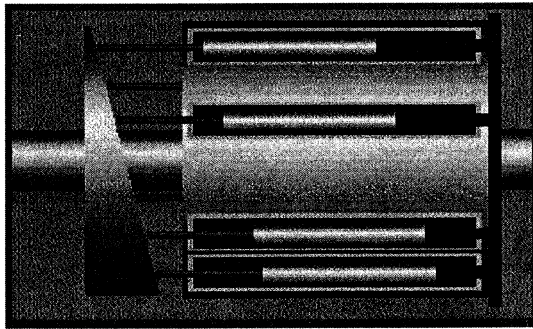


Figura 2.2: Desenho esquemático e foto em corte de um compressor do tipo prato oscilante

Em função das condições de operação dos compressores com R744 serem bem diferentes dos compressores convencionais, especialmente devido às elevadas pressões de trabalho, o projeto do compressor é o mais crítico em relação aos outros componentes do sistema (Süß e Kruse, 1998).

Atualmente, diversos trabalhos têm sido desenvolvidos para avaliar a performance de compressores alternativos usando R744, tanto em compressores abertos, por exemplo, operando em sistemas em cascata no estágio de baixa temperatura (Brændgaard, 1996), em sistema de condicionador de ar automotivo (Holst, 1996, Süß e Kruse, 1998), quanto em compressores herméticos (Fagerli, 1996). A Figura 2.2 ilustra um desenho esquemático de um compressor alternativo acionado por uma prato oscilante (*swash plate*), um dos tipos empregados em sistemas convencionais de condicionador de ar automotivo, juntamente com a foto de um mesmo tipo de compressor em corte.

2.2 TROCADORES DE CALOR

Nos projetos de trocadores de calor empregados em sistemas de condicionador de ar automotivo, o peso e o volume dos trocadores de calor são de particular importância, pois estes componentes correspondem à metade do peso e à maior parte do volume do sistema (excluindo-se os dutos e tubulações).

Os trocadores de calor convencionais são projetados com o lado do ar aletado, possibilitando uma densidade de área superficial maior do que $700 \text{ mm}^2/\text{m}^3$, sendo portanto arbitrariamente classificados de trocadores de calor compactos. Entretanto, em função das elevadas pressões de trabalho e das excelentes propriedades de transferência de calor do CO₂, é possível a construção de trocadores de calor com tubos de diâmetro reduzidos e áreas superficiais menores no lado do refrigerante possibilitando uma densidade de área superficial no lado do ar ainda maior, aumentando a compacticidade (Pettersen et al., 1998).

A Figura 2.3 apresenta fotos de evaporadores (topo) e resfriadores de gás para R744 e R134a, bem como seus correspondentes para sistema com R134a. Observa-se que os trocadores de calor para R744 foram projetados de forma a possuírem as dimensões externas mais próximas possível dos componentes empregados em sistemas convencionais com o R134a. O evaporador foi construído em alumínio brazado com sete passos de tubos com diâmetro muito reduzido (*microchannel tubing*). O resfriador de gás, que substitui o condensador em sistemas convencionais, é também de construção em alumínio brazado com três passos. Ambos os trocadores de calor foram especialmente projetados com coletores que possibilitam o trabalho em pressões elevadas (McEnaney et al., 1999).

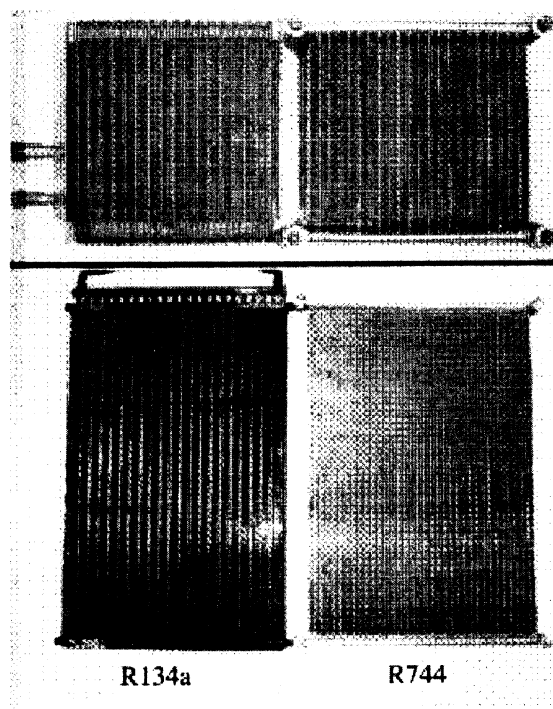


Figura 2.3: Foto de dois trocadores de calor para ganho e rejeição de calor, para R134a e R744.

O sistema também inclui um terceiro trocador de calor, chamado de intercambiador de calor (*internal heat exchanger*), que reflete o custo-benefício entre o aumento da capacidade do evaporador ou do efeito refrigerante em relação à elevação da temperatura de descarga do compressor (McEnaney et al., 1999). Em sistemas convencionais de refrigeração, geralmente o intercambiador é montado em conjunto com o acumulador de sucção. A Figura 2.4 apresenta uma proposta para intercambiadores de calor empregando o R744, construído em alumínio. O intercambiador de calor também pode ser construído de tubos co-axiais com aletamento anular. O fluido, ao sair do resfriador de gás, escoar através do tubo interno, enquanto que o vapor de sucção escoar através da área de seção anular entre o diâmetro interno e o diâmetro externo (McEnaney et al., 1999).

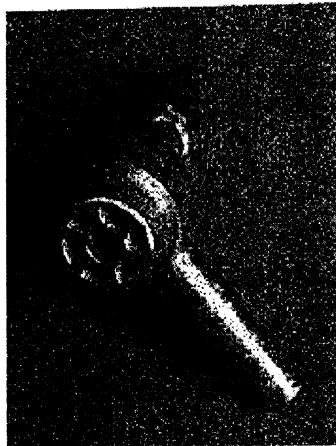


Figura 2.4: Exemplo de um intercambiador de calor usado em circuitos com R744.

2.3 ACUMULADOR DE SUCÇÃO

O acumulador de sucção compreende um reservatório cuja finalidade é abastecer ou receber líquido, possibilitando o ajuste do lado de alta pressão do circuito e garantir o

fornecimento adequado do refrigerante durante o funcionamento do sistema independente das condições operacionais. Além disto, ele protege o compressor contra golpes de líquido e possibilita a expansão do CO₂, evitando assim pressões excessivas, devido a altas temperaturas, quando o sistema está fora de operação (Lorentzen e Pettersen, 1993). A Figura 2.5 ilustra um acumulador de sucção para uso com R744.



Figura 2.5: Exemplo de um acumulador de sucção para circuitos com R744.

A Figura 2.6 apresenta uma variação geminada de acumulador de sucção e intercambiador de calor para uso em sistemas convencionais.

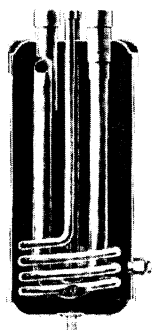


Figura 2.6: Acumulador de sucção geminado com intercambiador de calor.

2.4 DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

Na literatura utilizada, os dispositivos de expansão empregados são do tipo eletrônico e manual, este último do tipo agulha que geralmente é associada a uma válvula reguladora de pressão de aspiração (*backpressure regulator valve*), como ilustrado na Figura 2.7.

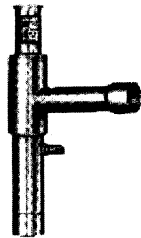


Figura 2.7: Exemplo de uma válvula reguladora de pressão de aspiração.

CAPÍTULO III

MODELO MATEMÁTICO

3.1 INTRODUÇÃO

O sistema será modelado com base nos componentes utilizados em um protótipo de condicionador de ar automotivo empregando o R-744, como refrigerante, construído no Centro de Refrigeração e Condicionador de ar da Universidade de Illinois, cujos dados experimentais encontram-se publicados em McEnaney et al. (1999). O sistema consiste de um compressor, resfriador de gás, válvula de expansão, evaporador, acumulador de sucção e um intercambiador de calor, como ilustrado nas Figuras (3.1) e (3.2) através do seu respectivo diagrama pressão *versus* entalpia.

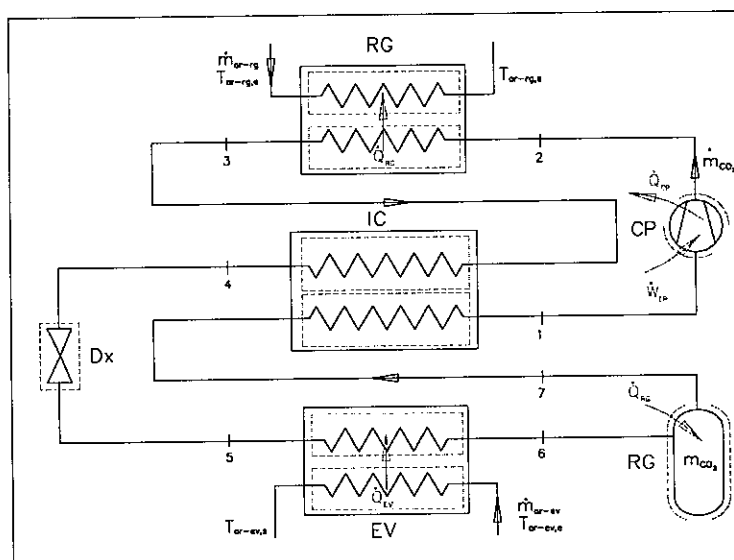


Figura 3.1: Diagrama esquemático de um sistema de A/C automotivo empregando CO₂.

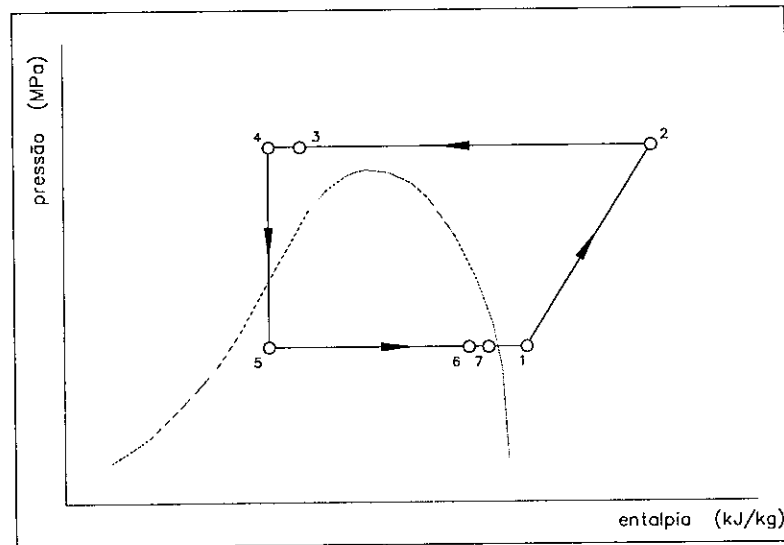


Figura 3.2: Diagrama $p-h$ do ciclo transcrito empregando CO_2 .

3.2 DESENVOLVIMENTO DO MODELO

O desenvolvimento do modelo tem por base a metodologia apresentada por Herbas et al (1993). Portanto, os componentes do sistema são modelados com um ou dois volumes de controle e com base nesses modelos a simulação do sistema será efetuada assumindo-se:

- i) processo em regime permanente;
- ii) as variações das energias cinéticas e potenciais são desprezíveis;
- iii) a perda de carga nos trocadores de calor, demais componentes e tubos é desprezível;

As equações para os volumes de controle serão, portanto, desenvolvidas a partir das equações fundamentais da termodinâmica para a operação em regime permanente dos componentes do sistema do ciclo transcrito do R-744. Este modelo não incluirá as fases transitórias de entrada em operação e paradas dos componentes do ciclo, abordando apenas o período de tempo de operação estável.

Neste tipo de processo, para um volume de controle genérico, pode-se escrever a primeira lei da termodinâmica na seguinte forma:

$$\dot{Q}_{vc} + \dot{m} h_e = \dot{m} h_s + \dot{W}_{vc} \quad (3.1)$$

3.2.1 COMPRESSOR

Os três parâmetros mais importantes na simulação do compressor são: a vazão mássica de refrigerante, a potência consumida e a temperatura de descarga do compressor. Na modelagem do compressor, parte-se da análise do processo de compressão isentrópica, 1-2s, conforme ilustrado na Figura (3.3):

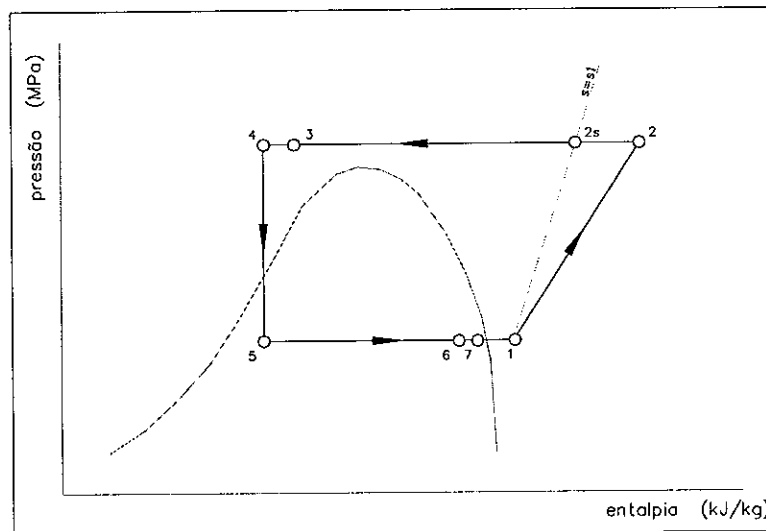


Figura 3.3: Diagrama pressão entalpia mostrando uma linha isentrópica.

$$s_{2s} = s_1 \quad (3.2)$$

Assim, no diagrama pressão entalpia da Figura (3.3), o processo de compressão isentrópica ocorre ao longo da isentrópica 1-2s. Se o estado do gás na entrada (ponto 1) é

conhecido, bem como a sua pressão de descarga, o ponto 2s pode ser determinado e a potência teórica calculada através da Equação (3.3). A compressão real ocorre ao longo de uma linha situada geralmente à direita da isentrópica, donde se pode concluir que a potência necessária é maior que aquela do processo ideal (isentrópico) (Stoecker e Jones, 1985).

$$\dot{W}_{teo} = \dot{m}_{co_2} (h_{2s} - h_{1t}) \quad (3.3)$$

Conhecida a eficiência isentrópica do compressor, a potência consumida pode ser determinada (Brændgaard, 1996 e Holst, 1996):

$$\dot{W}_{eixo} = \frac{\dot{W}_{teo}}{\eta_{is}} = \frac{\dot{m}_{co_2} (h_{2s} - h_{1t})}{\eta_{is}} \quad (3.4)$$

A vazão mássica do compressor é calculada com base no estado do R-744 na saída do intercambiador de calor no lado de baixa pressão e é dada por (Skaugen e Svensson, 1998):

$$\dot{m}_{co_2} = \frac{V_c}{v_1} \frac{N}{60} \eta_{vol} \quad (3.5)$$

onde η_{vol} é a eficiência volumétrica do compressor, definida como sendo a relação entre o volume realmente aspirado pelo cilindro e o volume que seria aspirado nas condições da sucção devido ao deslocamento do pistão. Na eficiência volumétrica são considerados (Dossat, 1961):

- a) a razão de espaço nocivo, r , que é a relação entre o volume devido ao espaço nocivo, V_n e o volume resultante do deslocamento do êmbolo, V_c .

O primeiro é decorrente da limitação construtiva do conjunto cilindro/pistão;

- b) o coeficiente volumétrico, C_{vol} , que é um fator empírico representativo dos atritos gerados pelo escoamento do fluido e de origens mecânicas, bem como de perdas decorrentes da inércia das válvulas de aspiração e descarga e das fugas do refrigerante através das válvulas e anéis de vedação do pistão. É função da pressão interna do cilindro e das pressões de sucção e descarga (Süß e Kruse, 1998).

Assim, conhecendo-se a pressão subcrítica e supercrítica, a razão do espaço nocivo e o coeficiente volumétrico, a eficiência volumétrica para um processo de compressão pode ser determinada através da equação (3.6):

$$\eta_{vol} = \left\{ 1 - r \left[\left(\frac{p^{sp}}{p^{sb}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\} C_{vol} \quad (3.6)$$

onde o n é o expoente politrópico.

Em função da pouca informação relativa aos dados geométricos do compressor utilizado no protótipo de condicionador de ar automotivo no Centro de Refrigeração e Condicionador de ar da Universidade de Illinois (McEnaney et al. 1999), e pelo fato de que é bem conhecido que a eficiência volumétrica é função da relação de pressão de um compressor (Brændgaard, 1996), optou-se em não detalhar o cálculo da eficiência volumétrica e sim em levantar uma curva experimental em função da relação de pressão, como demonstrado no Apêndice A.

Com base na equação (3.6), supondo-se que r seja constante para um determinado compressor, pode-se escrever a eficiência volumétrica em função da relação de compressão, isto é:

$$\eta_{vol} = f\left(\frac{p^{sp}}{p^{sb}}\right) \quad (3.7)$$

onde, p^{sp} e p^{sb} são respectivamente as pressões de alta (supercrítica) e baixa (subcrítica) do sistema de condicionador de ar.

Na determinação do estado do R-744 na descarga do compressor (ponto 2) é assumido (Herbas et al., 1996):

iv) processo de compressão politrópico com expoente constante;

Conhecendo-se as pressões de sucção e descarga e a temperatura na entrada do compressor, o estado do refrigerante na descarga pode ser obtido:

$$v_2 = \left(\frac{p^{sb}}{p^{sp}}\right)^{\frac{1}{n}} v_{1r} \quad (3.8)$$

O expoente politrópico, n , é determinado com base no procedimento desenvolvido por Pereira et al. (1995), conforme descrito no Apêndice B e com base nos dados experimentais do protótipo de condicionador de ar automotivo em questão (McEnaney et al., 1999). Neste caso, o expoente politrópico pode ser calculado a partir da equação descrita abaixo, para cada ponto experimental:

$$n = \frac{\ln\left(\frac{p^{sp}}{p^{sb}}\right)}{\ln\left(\frac{v_{1r}}{v_2}\right)} \quad (3.9)$$

3.2.2 TROCADORES DE CALOR

Sistemas de condicionador de ar empregando o dióxido de carbono como refrigerante operam, no lado de alta com a pressão supercrítica e no lado de baixa nas condições subcríticas. A rejeição de calor ocorre pelo resfriamento sem mudança de fase

do refrigerante nas condições supercríticas e não pela condensação, como nos sistemas convencionais. O calor é recebido pelo evaporador, cuja pressão de evaporação é muito elevada, quando comparada com a de sistemas com HFC/HCFC. Nestes sistemas convencionais a queda da pressão do lado de baixa é em torno de 0,1, quando comparada com os valores típicos para o CO_2 que se situam entre 0,5 e 0,7 em aplicações de condicionador de ar. O entendimento dos efeitos nas propriedades do refrigerante e nas características de transferência de calor em operações próximas ao ponto crítico ou supercríticas são muito importantes para um bom projeto dos trocadores de calor (Pettersen et al., 1998). Os trocadores de calor utilizados: o resfriador de gás e o evaporador são trocadores de calor do tipo corrente cruzada nos quais o R744 flui no interior dos tubos e o ar escoia na parte externa, aletada. Por outro lado, o intercambiador de calor é um trocador de calor do tipo tubo duplo contracorrente, com o fluxo de CO_2 no estado supercrítico fluindo no tubo de menor diâmetro dos tubos concêntricos.

Cada um dos trocadores de calor será modelado efetuando-se o balanço de energia nos volumes de controle que envolvem os seguintes fluxos: ar/ CO_2^{sp} , no resfriador de gás; $\text{CO}_2^{sp} / \text{CO}_2^{sb}$, no intercambiador de calor e $\text{CO}_2^{sb} / \text{ar}$, no evaporador. As equações de transferência de calor serão também aplicadas. Os sobrescritos *sp* e *sb* indicam o estado termodinâmico do R-744 supercrítico e subcrítico, respectivamente.

No balanço de energia nos trocadores de calor, as seguintes hipóteses são assumidas:

- v) trabalho nulo;
- vi) os trocadores de calor podem ser considerados adiabáticos, isto é, não há troca de calor com o meio ambiente;

Em relação aos volumes de controle que envolvem o lado do ar no resfriador de gás e no evaporador são assumidos:

- vii) calor específico de cada fluido constante ao longo do trocador de calor;

O calor específico a pressão constante do ar úmido, $c_{p,ar}$, é calculado com base no modelo desenvolvido por (Domanski e Didion, 1983), apresentado no Apêndice D. Portanto, é assumido:

- viii) o ar úmido é uma mistura de dois gases perfeitos independentes;

Os volumes de controle no lado do refrigerante na condição supercrítica, no resfriador de gás e no intercambiador de calor apresentam o coeficiente de transferência de calor na condição monofásica fortemente influenciado pelas variações do calor específico a pressão constante (c_p). O valor do calor específico a pressão constante é relativamente elevado próximo à região crítica e torna-se infinito no ponto crítico. Outras propriedades, como condutividade térmica, densidade e viscosidade também se apresentam irregulares próximas ao ponto crítico, afetando assim a transferência de calor e a queda de pressão (Pettersen et al., 1998). Além disso, o calor específico de um gás poliatômico (como o CO_2) aumenta muito com o acréscimo da temperatura, o que se deve aos modos de vibrações adicionais de uma molécula poliatômica. Portanto, o calor específico será o valor médio para um determinado intervalo de temperatura no volume de controle. Para qualquer processo o calor específico médio é definido pela relação (Wylen e Sonntag, 1976).

$$\bar{c}_p = \frac{\int_{T_e}^{T_s} c_p dT}{T_s - T_e} \quad (3.10)$$

A equação acima pode ser aproximada por uma discretização com um número de intervalos, n , grande.

$$\bar{c}_p = \frac{\sum_{i=0}^n c_p \Delta T}{T_s - T_e} \quad (3.11)$$

O método $\varepsilon - NTU$, desenvolvido originalmente por Kays e London (1964), é utilizado para simular a performance dos trocadores de calor do sistema transcrito.

A efetividade do trocador de calor é dada por:

$$\varepsilon = f(NTU, C) \quad (3.12)$$

onde $C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$ e o significado físico do parâmetro adimensional NTU é dado por:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{\text{capacidade calorífica do trocador, } W / ^\circ C}{\text{capacidade calorífica das correntes, } W / ^\circ C} \quad (3.13)$$

Os valores da condutância global de calor para cada um dos trocadores de calor, ou seja, $(UA)_{rg}$, $(UA)_{ic}$ e $(UA)_{ev}$ são obtidos a partir dos dados experimentais de McEnaney et al. (1999), pelo emprego das relações $\varepsilon - NTU$, onde U é o coeficiente global de troca de calor e A é área total de transferência de calor. Os subscritos rg , ic e ev correspondem, respectivamente, ao resfriador de gás, intercambiador de calor e evaporador.

3.2.2.1 RESFRIADOR DE GÁS

No resfriador de gás o processo de transferência de calor ocorre sem mudança de fase, com o CO_2 na condição supercrítica. A Figura (3.4) ilustra os perfis de temperatura ao longo do trocador de calor.

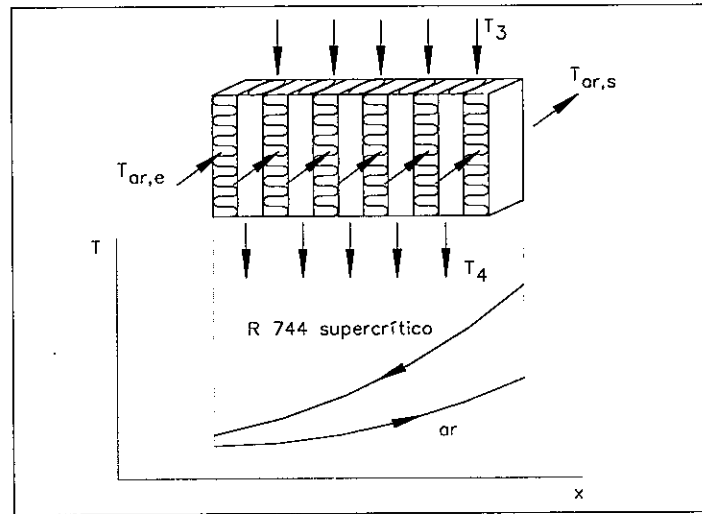


Figura 3.4: Perfil das temperaturas em um resfriador de gás correntes cruzadas.

A equação decorrente do balanço de energia no volume de controle envolvendo o lado do ar pode ser escrita na forma:

$$\dot{Q}_{rg} = \dot{m}_{ar} c_{p,ar}^{rg} (T_{ar,s}^{rg} - T_{ar,e}^{rg}) \quad (3.14)$$

A equação decorrente do balanço de energia no volume de controle envolvendo o CO₂, no estado supercrítico é escrita na forma:

$$\dot{Q}_{rg} = \dot{m}_{co_2} (h_{2f} - h_3) \quad (3.15)$$

A quantidade de calor trocado no resfriador de gás é obtida através da equação de troca:

$$\dot{Q}_{rg} = C_{\min} \varepsilon_{rg} \Delta T_{\max}^{rg} \quad (3.16)$$

onde, C_{\min} será o menor produto entre a vazão mássica pelo calor específico a pressão constante do R-744 ou do ar. Para o R-744, $C_{\min} = \dot{m}_{co_2} \bar{c}_{p,co_2}$, onde \bar{c}_{p,co_2} é o

calor específico médio correspondente a pressão constante do CO_2 . Para qualquer processo o calor específico médio a pressão constante é dado por:

$$\bar{c}_{p,\text{CO}_2} = \frac{\int_{T_3}^{T_{2t}} c_p dT}{T_{2t} - T_3} \quad (3.17)$$

O valor de $\Delta T_{\text{max}}^{rg}$ é calculado pela máxima diferença entre as temperaturas dos fluidos no trocador de calor. Assim, no resfriador de gás tem-se para a máxima diferença de temperatura:

$$\Delta T_{\text{max}}^{rg} = T_{2t} - T_{ar,e}^{rg} \quad (3.18)$$

A equação da efetividade do resfriador de gás, ε_{rg} , que é um trocador de calor do tipo corrente cruzadas para ambos os fluidos não misturados (Holman,1997), é:

$$\varepsilon_{rg} = 1 - \exp \left[\frac{\exp(-NCN^{-0.22}) - 1}{CN^{-0.22}} \right] \quad (3.19)$$

onde, $N = \text{NTU}$.

Igualando-se as equações (3.14) e (3.16), a temperatura do ar na saída do resfriador de gás é determinada:

$$T_{ar,s}^{rg} = T_{ar,e}^{rg} + \frac{\dot{m}_{\text{CO}_2} \bar{c}_{p,\text{CO}_2}}{\dot{m}_{ar} c_{p,ar}^{rg}} \varepsilon_{rg} (T_{2t} - T_{ar,e}^{rg}) \quad (3.20)$$

3.2.2.2 INTERCAMBIADOR DE CALOR

No intercambiador de calor o processo de transferência de calor ocorre sem mudança de fase. O refrigerante R-744, no estado supercrítico, proveniente do resfriador de gás, passa através do tubo interno, enquanto que o R-744, no estado subcrítico,

proveniente do acumulador de sucção, passa através do espaço anular existente entre os dois tubos concêntricos (McEnaney et al., 1999), como ilustrado no diagrama da Figura (3.5).

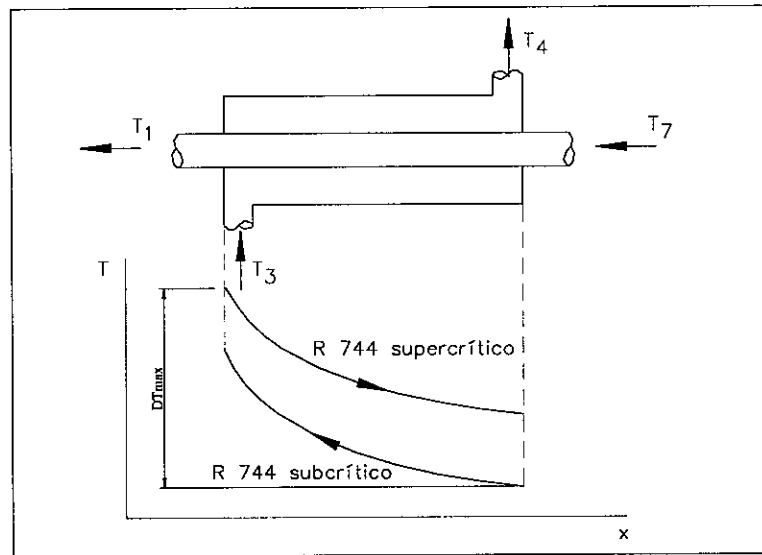


Figura 3.5: Perfil das temperaturas em um trocador de calor de correntes opostas.

As equações decorrentes do balanço de energia nos volumes de controle envolvendo os fluxos do CO_2 , no estado supercrítico e subcrítico, são, respectivamente:

$$\dot{Q}_{ic} = \dot{m}_{co_2} (h_3 - h_4) \quad (3.21)$$

$$\dot{Q}_{ic} = \dot{m}_{co_2} (h_1 - h_7) \quad (3.22)$$

A equação que representa a taxa de transferência de calor trocado entre o R-744 no estado supercrítico e o R-744 no estado subcrítico é escrita na seguinte forma:

$$\dot{Q}_{ic} = C_{\min} \varepsilon_{ic} \Delta T_{\max}^{ic} \quad (3.23)$$

O valor de ΔT_{\max}^{ic} é determinado pela máxima diferença entre as temperaturas. Neste caso, entre a temperatura de entrada do R 744 no estado supercrítico e a do R-744 no

estado subcrítico. Assim, a máxima diferença de temperatura no intercambiador de calor pode ser escrita:

$$\Delta T_{\max}^{ic} = (T_3 - T_7) \quad (3.24)$$

A equação (3.25) descreve a efetividade para o intercambiador de calor ε_{ic} , que é um trocador de calor do tipo contracorrente (Holman, 1997),

$$\varepsilon_{ic} = \frac{1 - \exp[-N(1-C)]}{1 - C \exp[-N(1-C)]} \quad (3.25)$$

onde, $N = NTU$ e C_{\min} será o menor produto entre a vazão mássica pelo calor específico médio a pressão constante do R-744 no estado supercrítico ou subcrítico, $C_{\min} = \dot{m}_{co_2} \bar{c}_{p,co_2}^{sp}$ ou $C_{\min} = \dot{m}_{co_2} \bar{c}_{p,co_2}^{sb}$, respectivamente. Assim, para qualquer processo o calor específico médio é definido pela relação:

$$\bar{c}_{p,co_2}^{sp} = \frac{\int_{T_4}^{T_3} c_p dT}{T_3 - T_4} \quad (3.26)$$

$$\bar{c}_{p,co_2}^{sb} = \frac{\int_{T_7}^{T_1} c_p dT}{T_1 - T_7} \quad (3.27)$$

Igualando-se as equações (3.21) com (3.23) e (3.22) com (3.23), determinam-se as entalpias do R-744 na saída do intercambiador de calor, no estado supercrítico e no estado subcrítico, respectivamente:

$$h_4 = h_3 - \frac{C_{\min} \varepsilon_{ic} (T_3 - T_7)}{\dot{m}_{co_2}} \quad (3.28)$$

$$h_7 = h_1 - \frac{C_{\min} \varepsilon_{ic} (T_3 - T_7)}{\dot{m}_{co_2}} \quad (3.29)$$

3.2.2.3 EVAPORADOR

A faixa de pressão típica em um evaporador empregando o CO_2 é de 35 a 70bar, a qual é 10 vezes superior à pressão de um sistema convencional. A elevada condutividade térmica, a viscosidade cinemática baixa e o elevado calor específico do CO_2 , no estado líquido, são favoráveis à troca de calor, assim como, a baixa relação de densidade líquido/vapor pode resultar em problemas menores de distribuição do CO_2 no evaporador. Em certos regimes de ebulição a tensão superficial reduzida pode melhorar o coeficiente de transferência de calor no processo de evaporação (Pettersen et al., 1998).

A equação decorrente do balanço de energia no volume de controle envolvendo o R744 é escrita na forma:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{co_2} (x_6 - x_5) h_{lv,co_2} \quad (3.30)$$

A equação que representa o calor trocado no evaporador é,

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{ar,sec} c_{p,ar}^{ev} \varepsilon_{ev} (T_{ar,e}^{ev} - T_{ev}) \quad (3.31)$$

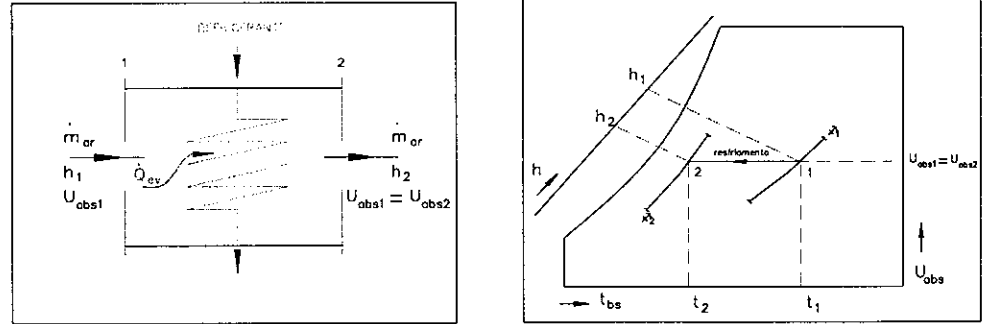
onde, a efetividade para o evaporador, quando $C = 0$ (Holman,1997), é

$$\varepsilon_{ev} = 1 - \exp \left[- \frac{(UA)_{ev}}{\dot{m}_{ar,sec} c_{p,ar}^{ev}} \right] \quad (3.32)$$

onde, $c_{p,ar}$ corresponde ao calor específico a pressão constante do ar úmido.

O balanço de energia do ar úmido na serpentina do evaporador será efetuado considerando-se que pode ocorrer um dos dois processos a seguir (McQuiston e Parker, 1977):

- a) o ar é resfriado sem ganho ou perda de umidade, ou seja, a umidade absoluta mantém-se inalterada produzindo uma linha reta na carta psicrométrica. As Figuras (3.5) e (3.6) ilustram, respectivamente, o desenho esquemático da serpentina e o referido processo em uma carta psicrométrica.



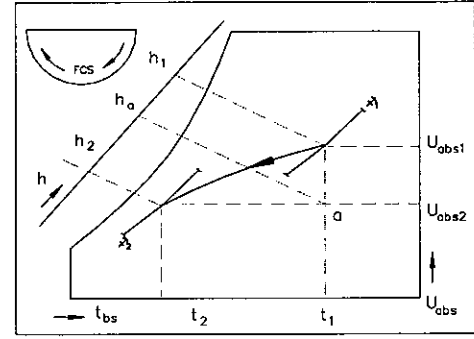
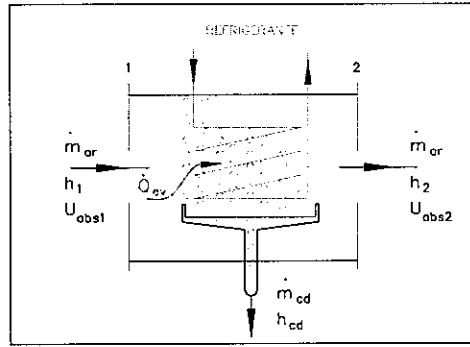
Figuras 3.6 e 3.7: Esquemático de uma serpentina de resfriamento e seu respectivo processo na carta psicrométrica (McQuiston e Parker, 1977).

Neste caso, a equação resultante do balanço de energia no ar é escrita na forma:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{ar,sec} c_{p,ar} (T_{ar,e}^{ev} - T_{ar,s}^{ev}) \quad (3.33)$$

onde, \dot{m}_{ar} (kg / s) corresponde a vazão mássica de ar úmido.

- b) o ar é resfriado até uma temperatura abaixo da sua temperatura do ponto de orvalho, T_o . Neste caso, uma certa quantidade de vapor de água irá condensar, deixando o fluxo do ar. A Figura 3.7 ilustra, através de um desenho esquemático, a serpentina com a bandeja de condensação. A Figura 3.8 representa este processo na carta psicrométrica.



Figuras 3.8 e 3.9: Esquemático de uma serpentina de resfriamento/desumidificação e seu respectivo processo representado na carta psicrométrica.

Neste caso, a equação decorrente do balanço de energia no volume de controle envolvendo o lado do ar resulta em:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{ar,sec} \left[(h_{ar,e} - h_{ar,s}) - (W_{abs,e} - W_{abs,s}) h_{cd} \right] \quad (3.34)$$

A entalpia, a umidade absoluta e o volume específico do ar úmido são referidos à unidade de massa de ar seco, pois a vazão de ar seco se mantém constante durante todo o processo, enquanto que a massa total da mistura varia em virtude da extração de vapor (Stoecker e Jones, 1985).

A vazão mássica do ar seco, $\dot{m}_{ar,sec}$ (kg/s), é igual a:

$$\dot{m}_{ar,sec} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\nu} \quad (3.35)$$

onde ν é o volume específico da mistura de ar úmido expressa em termos de ar seco.

A entalpia do ar na entrada da serpentina, $h_{ar,e}$, é igual à soma das entalpias parciais dos componentes da mistura. A entalpia do ar úmido pode ser escrita na forma:

$$h_{ar,e} = h_{ar,sec} + W_{abs,e} h_{vs} \quad (3.36)$$

onde, $h_{ar,sec}$ é a entalpia específica do ar seco e h_{vs} é a entalpia específica do vapor de água saturado na temperatura da mistura.

O termo $W_{abs,e}$ corresponde à umidade absoluta do ar úmido na entrada da serpentina e pode ser calculado pela equação (3.37):

$$W_{abs,e} = 0,62198 \left(\frac{p_{v,e}}{p - p_{v,e}} \right) \quad (3.37)$$

onde, p é a pressão total da mistura e $p_{v,e}$ é a pressão parcial do vapor de água.

Conhecendo-se o ganho de calor no evaporador, a entalpia do ar e a umidade absoluta no (ponto 2) da serpentina podem ser determinadas:

$$h_{ar,s} = h_{ar,e} - \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{m}_{ar,sec}} \quad (3.38)$$

$$W_{abs,s} = \frac{h_{ar,s} - 1,006T_{ar,s}^{ev}}{2501 + 1,805T_{ar,s}^{ev}} \quad (3.39)$$

Os processos de resfriamento e desumidificação envolvem tanto a transferência de calor sensível quanto de calor latente. Assim sendo, o ganho de calor no evaporador para este tipo de processo é expresso por:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_{sen} + \dot{Q}_{lat} \quad (3.40)$$

onde \dot{Q}_{sen} é a transferência de calor sensível e está relacionada com a diminuição da temperatura de bulbo seco. Neste caso, esta quantidade pode ser expressa pela Equação (3.33) e \dot{Q}_{lat} é a transferência de calor latente e está relacionada com a diminuição da umidade absoluta. Esta última pode ser expressa, conforme McQuiston e Parker (1977), por:

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_{ar,sec} (W_{abs,e} - W_{abs,s}) h_{vap} \quad (3.41)$$

onde h_{vap} é a entalpia de vaporização.

Combinando a equação (3.34) com a equação (3.40), a temperatura do ar na saída da serpentina é calculada através da equação (3.42):

$$T_{ar,s} = T_{ar,e} - \frac{\dot{Q}_{ev} - \dot{Q}_{lat}}{\dot{m}_{ar,sec} c_{p,ar}^{ev}} \quad (3.42)$$

Além da finalidade do resfriamento do ar, os evaporadores em sistemas de condicionador de ar são projetados para desumidificá-lo. A capacidade de desumidificação (calor latente) depende principalmente da temperatura da área superficial no lado do ar e da capacidade de drenagem do condensado. Estudos simplificados freqüentemente usam a temperatura de evaporação como um indicador da temperatura da superfície das paredes dos tubos da serpentina, mas esta temperatura também depende da carga térmica, da eficiência das aletas, do superaquecimento do vapor de refrigerante e da diminuição da temperatura do lado do refrigerante devido à queda de pressão (Pettersen et al, 1998).

A taxa de vapor d'água condensada durante o processo, \dot{m}_{cd} , é determinada efetuando-se o balanço de massa na água existente no volume de controle do ar no evaporador (McQuiston e Parker, 1977):

$$\dot{m}_{cd} = \dot{m}_{ar,sec} (W_{abs,e} - W_{abs,s}) \quad (3.43)$$

3.2.3 DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

Nos sistemas convencionais de condicionador de ar automotivo, dois tipos de dispositivos de expansão são largamente utilizados: a válvula de expansão termostática e o tubo capilar, os quais proporcionam resultados diferentes no desempenho do sistema (Sun et al., 1999). No caso do ciclo transcrito, a diferença do dispositivo de expansão em relação aos sistemas convencionais está no sistema de acionamento. Entretanto, para a

modelagem do dispositivo de expansão, será seguindo modelo adotado por Weihua et al. (1999).

Na modelagem da válvula de expansão serão assumidas as seguintes hipóteses:

- ix) trabalho nulo;
- x) processo adiabático;
- xi) grau de superaquecimento constante na saída do evaporador;

Portanto, da conservação de energia, conclui-se que o processo de estrangulamento é isoentálpico:

$$h_4 = h_5 \quad (3.44)$$

Conhecendo-se a pressão, p_{ev}^{sb} , e, conseqüentemente, a temperatura de evaporação,

T_{ev}^{sb} , a temperatura na aspiração do compressor pode ser obtida por:

$$T_1 = T_{ev}^{sb} + \Delta T_{spe} \quad (3.45)$$

onde, ΔT_{spe} é o grau de superaquecimento.

3.2.4 ACUMULADOR DE SUCÇÃO

No acumulador de sucção a parcela de calor recebida do meio, assim como a variação da pressão do refrigerante, se comparadas com os valores usuais encontrados nos trocadores de calor, compressor e dispositivo de expansão, é muito pequena. Entretanto, o acumulador de sucção desempenha uma importante função que influencia a performance e a estabilidade do sistema (Weihua et al., 1999). Assumem-se as hipóteses abaixo:

- xii) o trabalho é nulo;
- xiii) a troca de calor e massa na interface do líquido-vapor é desprezível;

O balanço de energia no acumulador de sucção fornece:

$$\dot{Q}_{as} = \dot{m}_{co_2} (h_7 - h_6) \quad (3.46)$$

onde h_7 e h_6 são as entalpias na entrada e saída do acumulador de sucção. No cálculo desta variação de entalpia, é valido aproximar esta diferença de entalpia da seguinte forma:

$$h_7 - h_6 = \bar{c}_{p,co_2}^{sb} (T_7 - T_6) \quad (3.47)$$

e \bar{c}_{p,co_2} corresponde ao calor específico médio do R744, nas condições subcríticas. Assim, para qualquer processo o calor específico médio é definido pela relação:

$$\bar{c}_{p,co_2}^{sb} = \frac{\int_{T_6}^{T_7} c_p dT}{T_7 - T_6} \quad (3.48)$$

Substituindo (3.47) em (3.46), obtém-se a temperatura do R744 na saída do acumulador de sucção:

$$T_6 = T_7 + \frac{\dot{Q}_{as}}{\dot{m}_{co_2} \bar{c}_{p,co_2}^{sb}} \quad (3.49)$$

A equação que representa a quantidade de calor trocada entre o R-744 e o ambiente é:

$$\dot{Q}_{as} = h_m A_{as} \left(T_{amb} - \frac{T_7 + T_6}{2} \right) \quad (3.50)$$

onde h_m é o coeficiente de troca de calor por convecção natural entre a parede externa do tanque e o ar ambiente, T_{amb} . Admite-se que:

- xiv) a resistência térmica da parede do tanque desprezível, ficando a parede externa à temperatura do fluido refrigerante;

Para convecção livre no ar de placas verticais e cilindros, à pressão atmosférica e em temperaturas moderadas, de acordo com Holman (1985), tem-se a seguinte relação simplificada:

$$h_m = 1,42 \left(\frac{T_p - T_{amb}}{H} \right)^{0,25} \quad (3.51)$$

onde $H(m)$ é a altura do reservatório, T é dada em $(^{\circ}C)$ e h em (W/m^2K) . A área da superfície externa do acumulador de sucção é aproximada por:

$$A_{as} = 6H^2 \quad (3.52)$$

3.2.5 TUBO DE ASPIRAÇÃO E DE DESCARGA

Em função das distâncias entre as câmeras para simulação das condições do evaporador e do resfriador de gás, bem como da configuração do sistema, as linhas de interligação dos componentes do protótipo são muito maiores que as empregadas em um circuito convencional de condicionador de ar automotivo (McEnaney et al., 1999). Desta forma, o R744, ao passar do intercambiador de calor para o compressor, tem um ganho adicional de calor e ao passar do compressor para o resfriador de calor, perde calor para o meio ambiente. A análise do elemento dentro do volume de controle baseia-se nas equações decorrentes do balanço de energia e de troca de calor.

O balanço de energia aplicado ao refrigerante nos tubos de aspiração e descarga fornece:

$$\dot{Q}_{tub} = \dot{m}_{co_2} \Delta h \quad (3.53)$$

onde, Δh corresponde à respectiva diferença de entalpia do R-744 nos tubos de aspiração, $(h_1 - h_{1t})$, e de descarga, $(h_2 - h_{2t})$. No cálculo desta variação de entalpia, é válido aproximar esta diferença de entalpia da seguinte forma:

$$\Delta h = \bar{c}_{p,co_2}^{sb} \Delta T \quad (3.54)$$

onde, ΔT corresponde à diferença de temperatura do R-744 nos tubos de aspiração, $(T_1 - T_{1t})$, e de descarga, $(T_2 - T_{2t})$, respectivamente.

O termo \bar{c}_{p,co_2} corresponde ao calor específico médio do R744, nas condições subcríticas e supercríticas sem mudança de fase e é dado por:

$$\bar{c}_{p,co_2} = \frac{\int_{T_e}^{T_s} c_p dT}{\Delta T} \quad (3.55)$$

A taxa de troca de calor em um tubo pode ser expressa por:

$$\dot{Q}_{tub} = (UA)_{int} \Delta T_m \quad (3.56)$$

onde ΔT_m é a diferença média de temperatura entre o elemento de entrada e saída, no R744 e, o ar. Esta pode ser expressa, para o tubo de aspiração e descarga, respectivamente, da seguinte forma:

$$\Delta T_m^{asp} = \left(T_{amb} - \frac{T_1 + T_{1t}}{2} \right) \quad (3.57)$$

$$\Delta T_m^{des} = \left(\frac{T_2 + T_{2t}}{2} - T_{amb} \right) \quad (3.58)$$

Os termos A e U são, respectivamente, a área de troca e o coeficiente global de troca de calor, sendo $(UA)_{int}^{asp}$ e $(UA)_{int}^{des}$ expressos em função da área de troca na parte do R744, nas aspiração e descarga, respectivamente.

$$(UA)_{int}^{asp} = \frac{1}{\frac{1}{h_{co_2} A_{int}} + R_p + \frac{1}{h_{ar} A_{ext}}} \quad (3.59)$$

$$(UA)_{int}^{des} = \frac{1}{\frac{1}{h_{co_2} A_{int}} + R_p + \frac{1}{h_{ar} A_{ext}}} \quad (3.60)$$

O coeficiente global de troca de calor, U , leva em conta as resistências térmicas devido à convecção em ambos os lados ($R_{744/ar}$) e devido à condução através das paredes dos tubos de aspiração e descarga.

Dados os diâmetros internos e externos das conexões de aspiração e descarga, pode-se determinar as áreas de troca interna, A_{int} , e externa, A_{ext} , respectivamente:

$$A_{int} = \pi D_{int} L \quad (3.61)$$

$$A_{ext} = \pi D_{ext} L \quad (3.62)$$

onde L é o comprimento do tubo relativo à área da troca de calor nos tubos de aspiração e descarga.

A resistência térmica da parede do tubo, R_p , por unidade de comprimento para cilindros vazados. Supondo-se:

xv) tubo desprovido de incrustações;

Tem-se,

$$R_p = \frac{\ln \frac{D_{ext}}{D_{int}}}{2\pi k_{mat} L} \quad (3.63)$$

Combinando-se as equações (3.53) com (3.56) resultam as temperaturas do R744 na entrada do compressor e do resfriador de gás, respectivamente:

$$T_{tr} = \left(\frac{1}{\dot{m}_{co_2} c_{p,co_2} + \frac{UA}{2}} \right) \left[\left(\dot{m}_{co_2} c_{p,co_2} + \frac{UA}{2} \right) T_1 - UA T_{amb} \right] \quad (3.64)$$

$$T_{2t} = \left(\frac{1}{\dot{m}_{co_2} c_{p,co_2} + \frac{UA}{2}} \right) \left[\left(\dot{m}_{co_2} c_{p,co_2} - \frac{UA}{2} \right) T_2 + UA T_{amb} \right] \quad (3.65)$$

3.2.5.1 COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR NO LADO DO AR

Os coeficientes de troca de calor nos tubos de aspiração e descarga são determinados assumindo-se que:

xvi) o ar, em contato com os tubos de aspiração e descarga, encontra-se praticamente estagnado;

xvii) o problema é de um cilindro horizontal em convecção natural;

Holman (1997) apresenta uma relação simplificada, específica para o ar à pressão atmosférica, conforme a seguir:

$$h_{ar} = 1,32 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0,25} \sigma_p \quad (3.66)$$

onde $L(m)$ é o comprimento total do tubo, ΔT a diferença de temperatura entre a parede externa do tubo e o ar ambiente e σ_p é um fator de correção para pressões do ar que não a atmosférica.

$$\Delta T = T_p - T_{amb} \quad (3.67)$$

$$\sigma_p = \left(\frac{p}{101320} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.68)$$

onde, p é a pressão em Pascal.

3.2.5.2 COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR NO LADO DO R744

Muitos autores (Rieberer e Halozan, 1997 e Hashimoto e Saikawa, 1997) usam correlações de transferência de calor sem mudança de fase como a correlação de Gnielinski (1976) ou correlações encontradas em livro texto como a correlação de Dittus-Boelter. Essas correlações podem resultar em valores pouco realistas em estados próximos ao crítico ou no estado pseudocrítico para números de Reynolds baixos e para o R744 aquecido acima das condições supercríticas (Pettersen *et al.*, 1998).

Os coeficientes de troca de calor por convecção do dióxido de carbono são calculados usando a correlação de Gnielinski, conforme Schönfeld e Krauss (1997).

$$h_{co_2} = \frac{Nu \lambda_{co_2}}{d_{int}} \quad (3.69)$$

$$Nu = \frac{\frac{\zeta}{8} (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\zeta}{8} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}} \quad (3.70)$$

$$Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda} \quad (3.71)$$

$$Re = \frac{w_r d_{int}}{\nu} = \frac{w_r d_{int} \rho}{\eta} \quad (3.72)$$

3.2.6 PROPRIEDADES DO CO₂

As equações das propriedades necessárias para solução das equações decorrentes do modelo matemático podem ser estabelecidas genericamente como abaixo. Assume-se:

xviii) sistema isento de óleo;

Esquemáticamente, tem-se:

$$p_{ev}^{sb} = p_{sat}(T_{ev}) \quad (3.73)$$

$$v_1 = v_v(T_1, p^{sb}) \quad (3.74)$$

$$h_1 = h_v(T_1, p^{sb}) \quad (3.75)$$

$$s_1 = s_v(T_1, p^{sb}) \quad (3.76)$$

$$h_{2s} = h_v(h_{2s}, p^{sp}) \quad (3.77)$$

$$T_2 = T(h_2, p^{sp}) \quad (3.78)$$

$$h_3 = h_v(T_3, p^{sp}) \quad (3.79)$$

$$T_4 = T(h_4, p^{sp}) \quad (3.80)$$

$$h_5 = h_{sl} + x_5 h_{lv, ev} \quad (3.81)$$

$$h_{sl} = h_v(T_{ev}) - h_{lv, ev} = h_l(T_{ev}) \quad (3.82)$$

$$h_{lv,ev} = h_{lv}(T_{ev}) \quad (3.83)$$

$$T_5 = T(h_5, p_{ev}^{sb}) \quad (3.84)$$

$$h_6 = h_{6l} + x_6 h_{lv,ev} \quad (3.85)$$

$$h_{6l} = h_v(T_{ev}) - h_{lv,ev} = h_l(T_{ev}) \quad (3.86)$$

$$h_{lv,ev} = h_{lv}(T_{ev}) \quad (3.87)$$

$$T_7 = T(h_7, p_{ev}^{sb}) \quad (3.88)$$

As funções explicitadas, $x = f(y, z)$ são decorrentes das subrotinas disponíveis para o cálculo de propriedades de refrigerantes, REFPROP (McLinden et al., 1998).

3.2.7 BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA

Efetuando o balanço global de energia em todo o sistema ilustrado na Figura (3.1) obtem-se:

$$(\dot{W}_{cp} - \dot{Q}_{cp}) + \dot{Q}_{ev} + \dot{Q}_{as} = \dot{Q}_{rg} + \dot{Q}_p \quad (3.89)$$

Assume-se:

xix) as perdas de calor nos demais componentes do sistema desprezíveis.

A equação do balanço global de energia pode ser simplificada

$$\dot{m}_{co_2} \Delta h_{cp} + \dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_{rg} \quad (3.90)$$

3.3 SISTEMA DE EQUAÇÕES

O sistema de equações resultante é constituído de 90 equações com 90 incógnitas, que se encontram relacionadas na Tabela 3.1, abaixo.

COMPONENTE SISTEMA	EQUAÇÕES	INCÓGNITAS	Nº Equaç	Nº Incóg
COMPRESSOR	(3.2) a (3.5) ; (3.7) a (3.9) (3.73) a (3.78)	$s_1 \quad h_1 \quad v_1 \quad s_{2s} \quad h_{2s} \quad T_2 \quad v_2 \quad \dot{W}_{teo}$ $\dot{W}_{eixo} \quad \eta_{vol} \quad \dot{m}_{co_2} \quad p_{ev}^{sb} \quad n$	13	13
RESFRIADOR DE GÁS	(3.14) a (3.20) e (3.79)	$\dot{Q}_{rg} \quad T_{ar,s}^{rg} \quad c_{p,ar}^{rg} \quad h_3 \quad T_3 \quad \bar{c}_{p,co_2}^{rg} \quad \epsilon_{rg}$ $h_{ar,e}^{rg} \quad h_{ar,s}^{rg} \quad \Delta T_{max}^{rg}$	10	10
INTERCAMBIADOR DE CALOR	(3.21) a (3.29) ; (3.80) e (3.88)	$\dot{Q}_{ic} \quad h_4 \quad T_4 \quad h_7 \quad T_7 \quad \epsilon_{ic} \quad \bar{c}_{p,co_2}^{sp}$ $\bar{c}_{p,co_2}^{sb} \quad \Delta T_{max}^{ic} \quad h_1 \quad T_1$	11	11
EVAPORADOR	(3.30) a (3.43)	$\dot{Q}_{ev} \quad \dot{Q}_{sen} \quad \dot{Q}_{lat} \quad x_6 \quad h_{ar,e} \quad h_{ar,s} \quad h_{cd}$ $h_{vs} \quad h_{ar,sec} \quad m_{ar,sec} \quad m_{cd} \quad c_{p,ar}^{ev} \quad \epsilon_{ev} \quad T_{ar,s}^{ev}$ $W_{abs,e} \quad W_{abs,s} \quad v \quad p \quad p_{v,e}$	20	20
DISPOSITIVO EXPANSÃO	(3.44) e (3.45)	$h_5 \quad h_1 \quad h_{lv} \quad T_5 \quad x_5$	5	5
ACUMULADOR	(3.46) a (3.52)	$\dot{Q}_{as} \quad h_m \quad h_6 \quad \bar{c}_{p,co_2} \quad T_6 \quad T_p \quad A_{as} \quad H$	8	8

TUBO DE ASPIRAÇÃO/ DESCARGA	(3.53) a (3.72)		23	23
-----------------------------------	-----------------	--	----	----

Tabela 3.1: Equações versus incógnitas.

3.4 DADOS DE ENTRADA

Os parâmetros necessários para o equacionamento do modelo do ciclo transcrito desenvolvido são relacionados na Tabela 3.2:

DADOS DE ENTRADA	COMPONENTES DO SISTEMA					
	CP	RG	IC	Dx	EV	AS
GEOMÉTRICOS	V_c					V_{as}
EMPÍRICOS	N	$(UA)_{rg}$	$(UA)_{ic}$		$(UA)_{ev}$	$(UA)_{as}$
CONDIÇÕES DE CONTORNO		$T_{ar,e}^{rg}$			$T_{ar,e}^{ev}$ $\phi_e^{ev} p$	T_{amb}
OPERACIONAIS	η_{is} n p^{sp}	\dot{m}_{ar}^{rg}		ΔT_{sp}	\dot{m}_{ar}^{ev}	

Tabela 3.2: Dados de entrada.

3.5 MÉTODO DE SOLUÇÃO

3.5.1 INTRODUÇÃO

Para a solução do modelo matemático proposto para a simulação do ciclo transcrito de um sistema de condicionador de ar automotivo, utilizando o CO₂ como refrigerante, foi desenvolvido um programa usando o código de programação da linguagem FORTRAN.

O modelo matemático é composto por um sistema de equações não lineares que são resolvidas numericamente pelo método Newton-Raphson (Stoecker, 1989). As propriedades termodinâmicas do refrigerante são obtidas através da chamada de determinadas sub-rotinas do pacote REFPROP (McLinden et al, 1998).

3.5.2 PROCEDIMENTO

A partir dos dados de entrada, requeridos logo no começo da execução do programa, procede-se à resolução dos componentes do ciclo transcrito de forma sequencial-iterativa.

3.5.2.1 DADOS DE ENTRADA E INCÓGNITAS

Os seguintes parâmetros são os dados de entrada necessários para a execução do programa.

Características físicas dos componentes do ciclo transcrito:

Volume do cilindro - V_c

Volume do acumulador de sucção - V_{as}

Condições de contorno:

Temperatura do ar na entrada do resfriador de gás - $T_{ar,e}^{rg}$

Temperatura do ar na entrada do evaporador - $T_{ar,e}^{ev}$

Temperatura ambiente - T_{amb}

Umidade relativa do ar na entrada do evaporador - ϕ_e^{ev}

Vazão mássica do ar no evaporador - \dot{m}_{ar}^{ev}

Vazão mássica do ar no Resfriador de gás - \dot{m}_{ar}^{rg}

Dados empíricos:

Expoente politrópico - N

Condutância global do evaporador - $(UA)_{ev}$

Condutância global do resfriador de gás - $(UA)_{rg}$

Condutância global do intercambiador de calor - $(UA)_{ic}$

Condutância global do acumulador de sucção - $(UA)_{as}$

Eficiência isentrópica - η_{is}

Parâmetro operacional imposta à operação do sistema:

Pressão supercrítica - p^{sp}

Grau de superaquecimento - ΔT_{sp}

Os parâmetros operacionais relacionados abaixo correspondem aos resultados calculados pelo modelo numérico:

Pressão subcrítica - p^{sb}

Eficiência volumétrica - η_{vol}

Vazão mássica de refrigerante - \dot{m}_{co_2}

COP - Q_{EV} / W_{CP}

Relação de compressão - p^{sp} / p^{sb}

Temperatura do refrigerante na entrada/saída dos componentes do ciclo transcrito - $T1, T1t, T2, T2t, T3, T4, T5, T6, T7$

Temperatura do ar na saída do evaporador - $T_{ar,s}^{ev}$

Temperatura do ar na saída do resfriador de gás - $T_{ar,s}^{rg}$

Ganho de calor no evaporador - \dot{Q}_{EV}

Perda de calor no resfriador de gás - \dot{Q}_{RG}

3.5.3 ALGORITMO

O algoritmo empregado para o programa de simulação do ciclo transcrito encontra-se abaixo delineado.

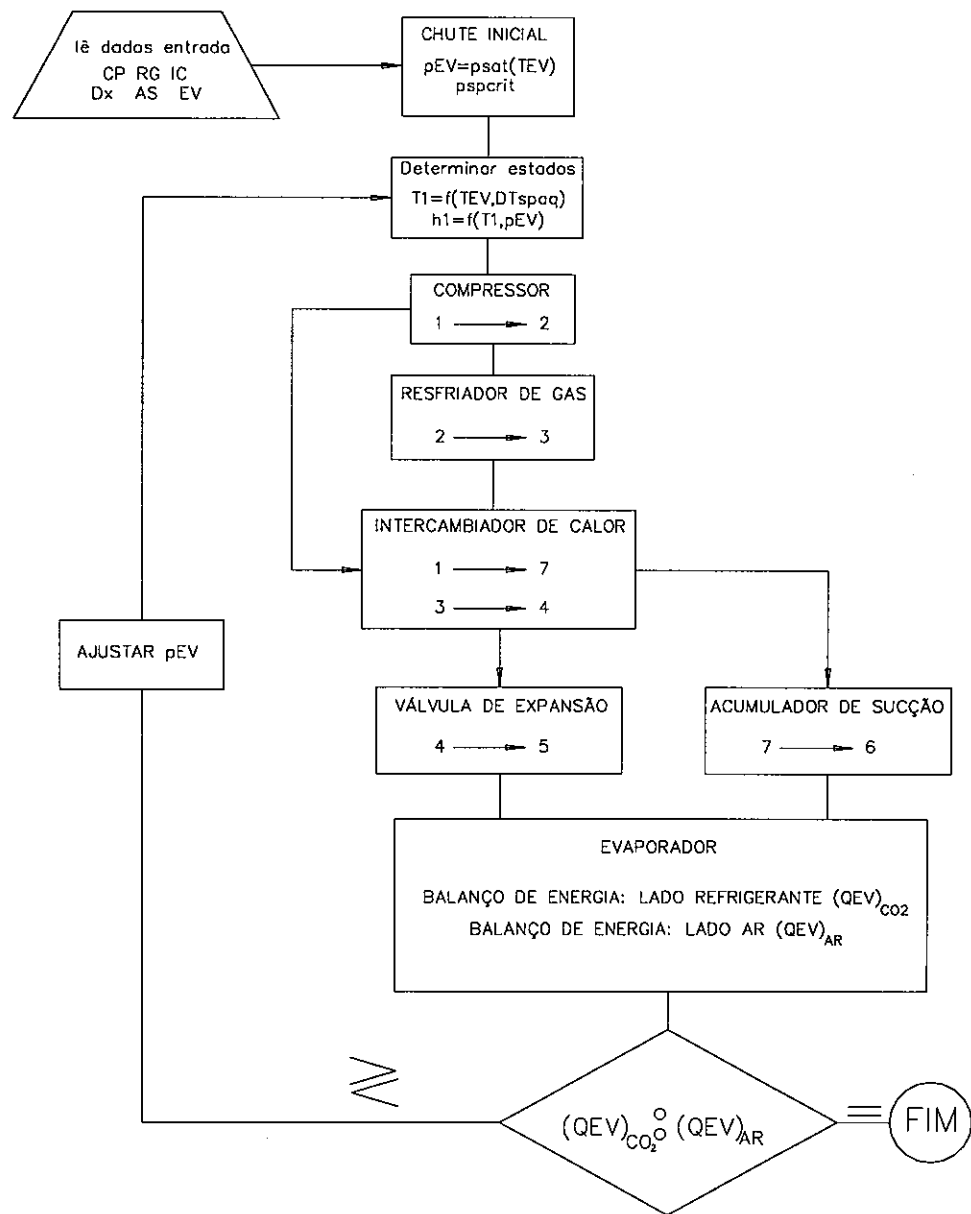


Figura 3.10: Algoritmo para programa do ciclo transcrito.

3.6 PROGRAMA

Foi desenvolvido um programa utilizando a linguagem computacional FOTRAN usando comandos do FOTRAN 77 e 90, o que permite sua execução em praticamente qualquer microcomputador.

O compilador utilizado foi o Microsoft PowerStation 4.0 instalado em um PC-Celeron que opera a 700 MHz com 64 Mb de memória RAM e 20 GB no disco rígido.

O programa principal trabalha com as subrotinas do pacote REFPROP (McLinden et al,1998), além de nove (9) subrotinas desenvolvidas especialmente para este trabalho, conforme a seguir:

1. R744: Programa principal
2. CP: Determinação da performance do compressor.
3. RG: Determinação da performance do resfriador de gás.
4. EV: Determinação do performance do evaporador.
5. IC: Determinação da performance do intercambiador de calor.
6. AS: Determinação da performance do acumulador de sucção.
7. PROP_AR: Cálculo das condições termodinâmicas do ar.
8. ESTIMA_PEV: Cálculo da nova pressão de evaporação.
9. ESTIMA_T2t: Cálculo da temperatura do refrigerante, após perda de calor no tubo de descarga do compressor.
10. ESTIMA_T1t: Cálculo da temperatura do refrigerante, após ganho de calor no tubo de aspiração do compressor.
11. DADOS_ENT: Gera um arquivo .DAT com a especificação dos dados de entrada.
12. RESULTADOS: Gera um arquivo .DAT com a especificação dos principais parâmetros calculados (saída de resultados).

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

4.1 INTRODUÇÃO

Assim como os testes experimentais de McEnaney et al. (1999), os testes simulados foram realizados para diferentes condições operacionais: igualmente identificadas por letras e números. As letras (I, M e H) representam, basicamente, as condições de operação do compressor, ou seja, a letra “I” representa as condições de operação em baixa rotação (950 rpm); “M”, as condições de operação em rotação intermediária (1.800 rpm) e “H”, as condições de operação em altas rotações (3.000 rpm). Os números identificam os diferentes grupos de valores para as variáveis de controle.

4.2 COMPARAÇÃO COM DADOS EXPERIMENTAIS

Os valores dos parâmetros usados como dados de entrada do programa, para cada um dos ciclos de operação, foram obtidos com base nos valores medidos experimentalmente, que se encontram disponíveis em McEnaney et al. (1999). Na Tabela (4.1) são apresentados os valores desses parâmetros em cada condição de operação.

As Tabelas (4.2 e 4.3) e as Tabelas (4.4 e 4.5) apresentam os resultados validados para as condições do grupo “I” (I6, I11, I13, I16, I17, I19) e para as do grupo “M” (M3, M5, M8, M10) e “H” (H3), obtidas por McEnaney et al. (1999). Os resultados dos dados simulados do ciclo transcrito, representando as condições dos grupos “I”, “M” e “H” estão representados a seguir nas Figuras (4.1) a (4.20). As figuras compreendem dois grupos distintos: o grupo das figuras representativas dos pontos obtidos nas condições “I”

e o grupo de figuras que representam as condições “M” e “H”. Em cada uma das figuras são comparados os dados experimentais com relação aos simulados, através de dois gráficos: um em linha e outro em dispersão.

DADOS DE ENTRADA

Param.	Unid.	I6	I11	I13	I16	I17	I19	M3	M5	M8	M10	H3
N	-	1,38	1,32	1,26	1,28	1,27	1,29	1,38	1,34	1,32	1,31	1,37
η_{is}	-	0,677	0,725	0,727	0,729	0,740	0,733	0,707	0,700	0,740	0,710	0,657
UA_{rg}	kW/°C	0,190	0,177	0,167	0,159	0,143	0,218	0,264	0,220	0,183	0,219	0,286
UA_{ic}		0,037	0,034	0,027	0,030	0,033	0,028	0,059	0,044	0,045	0,048	0,061
UA_{ev}		0,374	0,375	0,307	0,390	0,355	0,400	0,470	0,436	0,393	0,445	0,503
T_{aeEV}	°C	32,7	26,6	27,1	21,5	21,5	26,6	32,7	26,6	21,4	26,6	32,6
T_{aeRG}		55,0	42,9	43,0	43,0	42,8	32,6	42,9	43,0	43,0	32,3	43,5
dT_{sp}		20,9	19,8	19,8	21,5	24,2	13,6	20,2	23,5	28,5	21,1	22,1
p_{sp}	kPa	13150	10620	10750	10500	9910	9530	11410	11410	10470	9560	12240

Tabela 4.1: Dados de entrada.

		I6		I11		I13		I16		I17		I19	
		experim.	simul.	experim.	simul.	experim.	simul.	experim.	simul.	experim.	simul.	experim.	simul.
WCP	kW	1,78	1,91	1,39	1,42	1,43	1,44	1,38	1,40	1,30	1,30	1,24	1,23
η_{is}	-	0,703	0,729	0,728	0,732	0,728	0,730	0,728	0,729	0,745	0,729	0,744	0,736
m_{co2}	kg/s	0,026	0,029	0,023	0,024	0,020	0,023	0,020	0,022	0,020	0,020	0,022	0,025
QRG	kW	3,30	4,19	3,23	4,53	3,05	4,18	2,90	3,99	2,53	3,78	3,97	5,31
Q_{sen}		2,20	2,28	2,21	2,42	1,82	1,90	1,84	2,2	2,07	2,37	2,48	2,69
Q_{int}		0,60	0,63	0,57	0,86	0,80	1,16	0,70	0,85	0,22	0,53	0,93	0,98
cond	MPa	0,229	0,049	0,214	0,066	0,299	0,051	0,258	0,06	0,090	0,07	0,341	0,10
rCP	-	2,70	2,57	2,54	2,44	2,76	2,48	2,69	2,59	2,59	2,57	2,42	2,25
COP	-	1,670	1,525	2,005	2,312	1,842	2,126	1,846	2,14	1,763	2,15	2,758	2,98
T_{asRG}	°C	60,9	65,1	48,8	52,9	48,5	52,3	48,1	51,9	47,3	51,2	40,0	43,7
T_{asEV}		17,5	17,0	11,2	10,5	8,6	9,0	8,3	7,5	7,5	6,1	9,2	8,7

Tabela 4.2: Resultados experimentais e simulados da série “T”.

		I6		I11		I13		I16		I17		I19	
		experim.	simul.	experim.	simul.	experim.	simul.	experim.	simul.	experim.	simul.	experim.	simul.
T1	°C	36,2	36,6	29,1	28,8	26,3	27,8	28,1	27,8	30,2	26,6	20,5	21,6
T1t		36,3	36,8	31,0	30,5	33,0	32,9	32,9	30,2	34,5	32,2	24,9	25,2
T2		124,2	115,7	110,1	109,0	113,8	108,0	113,4	106,3	111,1	102,4	96,2	108,0
T2t		121,2	113,6	106,9	106,3	110,2	105,1	109,8	103,1	107,5	99,4	93,4	104,9
T3		58,1	58,5	46,7	43,7	46,3	44,3	46,2	43,5	45,8	41,1	37,5	36,8
T4		45,7	48,1	38,4	36,6	36,9	37,1	37,9	36,3	33,4	33,5	29,8	31,1
T5		15,3	15,7	9,3	9,0	6,5	8,0	6,6	6,3	6,0	2,4	6,9	8,0
T6		15,2	15,4	9,0	9,1	6,2	7,6	6,3	5,9	5,7	3,2	6,6	7,6
T7		14,0	16,2	7,6	10,2	5,1	8,8	5,1	7,3	4,3	2,4	5,4	8,4

Tabela 4.3: Resultados experimentais e simulados da série “T”.

		M3		M5		M8		M10		H3	
		experim.	simul.	experim.	simul.	experim.	simul.	experim.	simul.	experim.	simul.
WCP	kW	2,93	3,76	2,88	3,84	2,64	2,84	2,46	3,21	5,15	7,32
η_{is}	-	0,743	0,727	0,710	0,705	0,714	0,714	0,747	0,728	0,685	0,718
m_{co2}	kg/s	0,042	0,046	0,029	0,036	0,026	0,034	0,025	0,038	0,052	0,073
QRG	kW	6,38	7,40	5,73	5,57	4,61	5,35	5,88	7,28	8,96	9,38
Qsen		2,94	3,35	2,91	3,41	2,66	2,81	3,09	3,42	3,55	3,38
Qlat		1,73	2,23	1,32	1,31	0,81	1,61	1,50	2,87	2,77	3,57
cond	MPa	0,667	0,073	0,502	0,094	0,310	0,088	0,572	0,094	0,054	0,074
rCP	-	2,78	2,70	3,23	3,17	3,23	3,01	2,82	2,57	3,59	2,91
COP	-	1,593	1,483	1,469	1,229	1,314	1,555	1,863	1,964	1,226	0,950
TasRG	°C	53,1	56,7	51,7	53,4	49,6	53,0	41,5	45,2	53,5	56,9
TasEV		12,8	9,6	6,5	3,9	2,9	2,9	5,3	3,8	8,3	9,4

Tabela 4.4: Resultados experimentais e simulados da série “M” e “H”.

		M3		M5		M8		M10		H3	
		experim.	simul.	experim.	simul.	experim.	simul.	experim.	simul.	experim.	simul.
T1	°C	31,1	28,9	28,1	26,1	29,8	29,8	24,4	23,7	28,4	30,7
T1t		31,9	29,5	31,9	29,1	33,5	32,8	29,5	27,8	32,8	32,6
T2		124,1	108,7	136,7	102,6	137,6	101,3	118,2	102,6	153,5	108,6
T2t		120,6	106,3	132,9	100,7	133,3	99,4	114,6	100,2	148,9	107,1
T3		50,1	49,3	48,8	49,0	47,5	46,3	40,2	39,1	50,7	57,9
T4		41,0	41,5	38,1	40,3	39,1	39,9	32,9	32,7	39,0	51,1
T5		10,9	8,7	4,6	2,6	1,3	1,3	3,3	2,6	6,3	8,6
T6		9,7	8,1	3,6	1,7	0,3	2,9	2,2	2,6	4,2	11,0
T7		8,1	8,7	2,0	2,6	-1,2	4,2	0,6	3,3	2,3	11,4

Tabela 4.5: Resultados experimentais e simulados da série “M” e “H”.

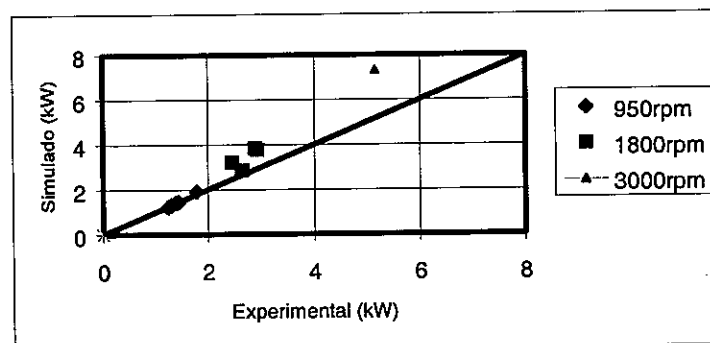
A simulação das condições de operação do grupo “I”, para a obtenção da potência consumida, eficiência volumétrica, fluxo mássico do R744, quantidade de calor sensível trocado no evaporador, relação de compressão, temperatura do ar na saída no resfriador de gás, produziram resultados que diferem dos dados experimentais em no máximo, 15%. Exceção é feita para os resultados do Coeficiente de Performance, COP e da temperatura do ar na saída do evaporador, que apresentaram um valor ligeiramente maior. Com relação à quantidade de calor latente trocada no evaporador, e, principalmente, a quantidade de condensado formado durante o processo de resfriamento do ar os valores foram significativamente diferentes dos valores experimentais.

Com relação às temperaturas do refrigerante nos pontos: T1, T1t, T2, T2t, T3 e T4, a discrepância entre os resultados simulados e os experimentais ficou abaixo de 15%. Da mesma forma, este espalhamento se manteve para as temperaturas nos pontos T5, T6 e T7 para os ciclos I6, I11, e I19.

Com relação aos resultados encontrados na simulação do grupo “M”, os valores simulados apresentaram uma maior diferença com relação aos valores experimentais. Entretanto, os valores simulados para estes ciclos referentes à potência consumida pelo compressor, a vazão mássica de R744, a quantidade trocada de calor sensível pelo evaporador, COP e a temperatura do ar na saída do resfriador de gás, mantiveram-se diferentes em valores não maiores do que 20%. A respeito das temperaturas do refrigerante ao longo dos pontos dos ciclos M5, M8 e H3 resultaram em alguns pontos em valores maiores. Mais uma vez, como já esperado, a quantidade de calor latente trocado no evaporador, bem como, a quantidade de condensado produziram valores que se distanciaram em até 40% dos valores experimentais.

Pode-se afirmar que, de um modo geral, a concordância entre dados experimentais e valores previstos pelo modelo foi satisfatória. Contribuiu para tal o fato de se utilizar valores empíricos para certos parâmetros do sistema.

4.2.1 POTÊNCIA CONSUMIDA



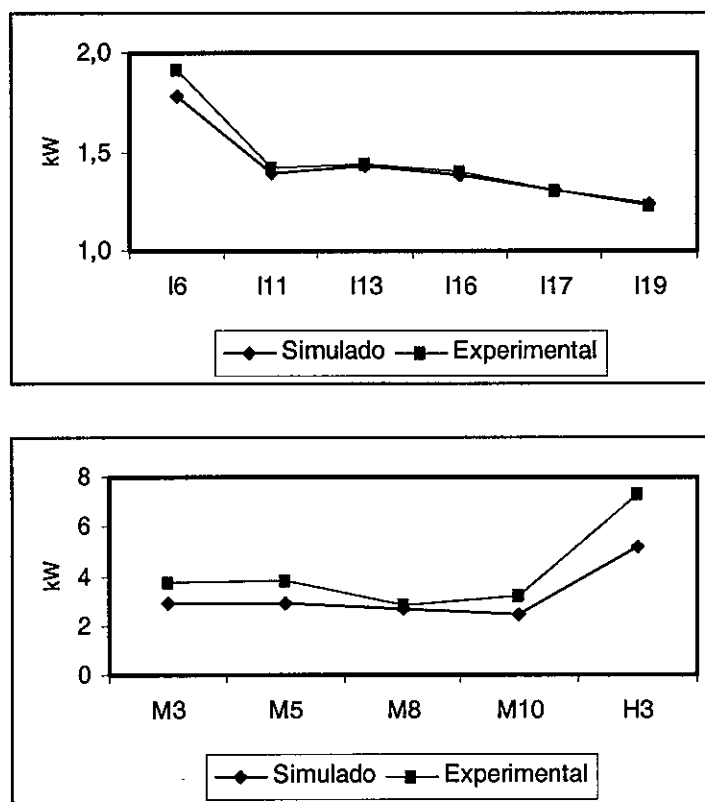
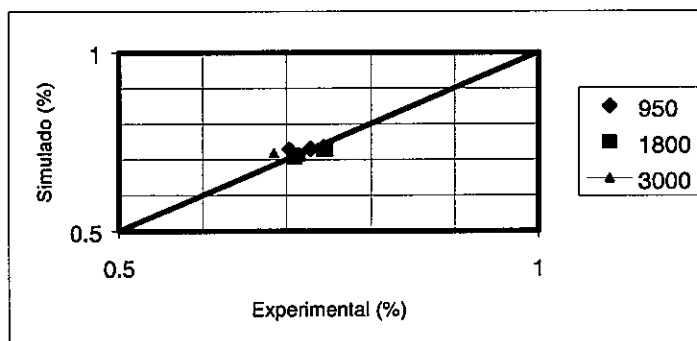


Figura 4.1: Potência Consumida - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.2.2 EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA

Conforme comentado, anteriormente, a boa concordância já era esperada visto ter sido a eficiência volumétrica determinada, e utilizada como dado de entrada, a partir dos dados experimentais.



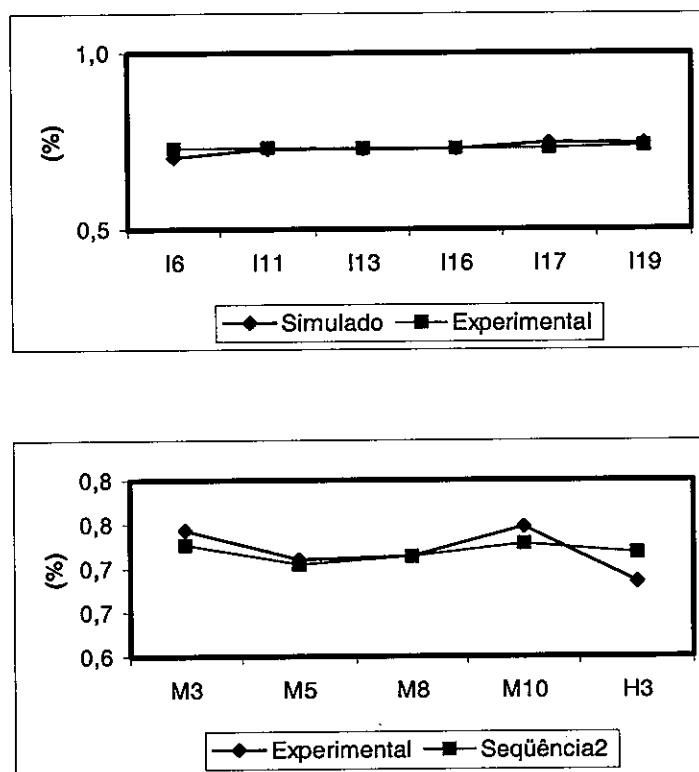
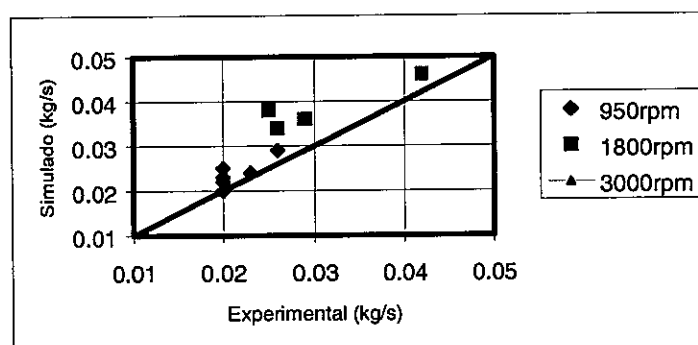


Figura 4.2: Eficiência Volumétrica - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.2.3 FLUXO MÁSSICO DE REFRIGERANTE

Como a eficiência volumétrica é prescrita a partir de um valor experimental, atribui-se o espalhamento à discrepância na determinação do estado do refrigerante à entrada do compressor.



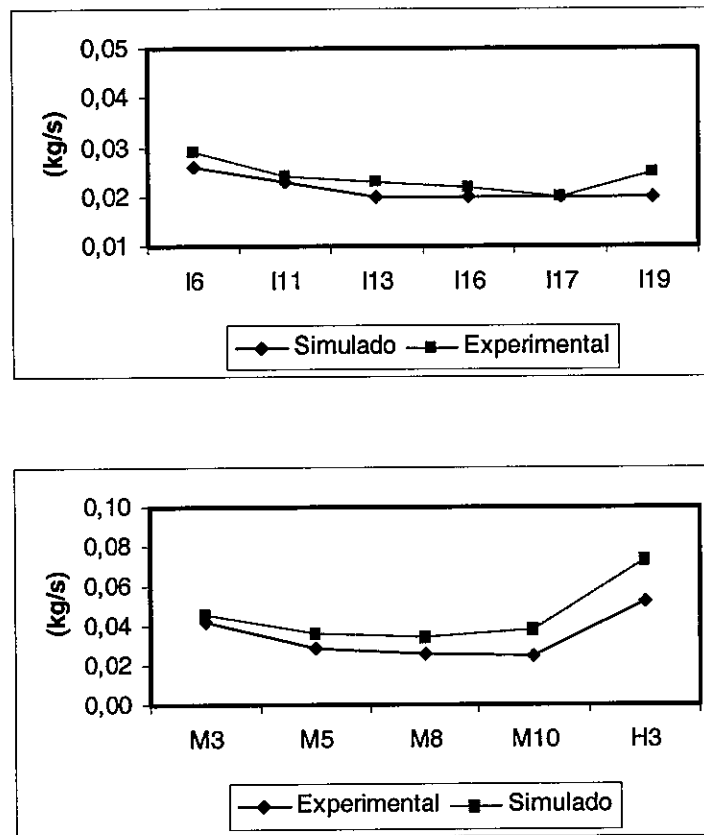
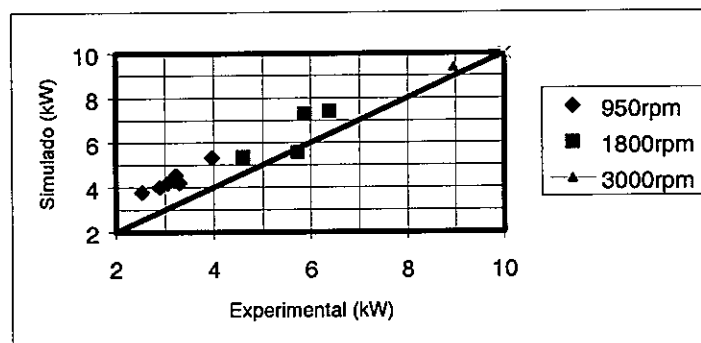


Figura 4.3: Fluxo Mássico - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.2.4 TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO RESFRIADOR DE GÁS – QRG



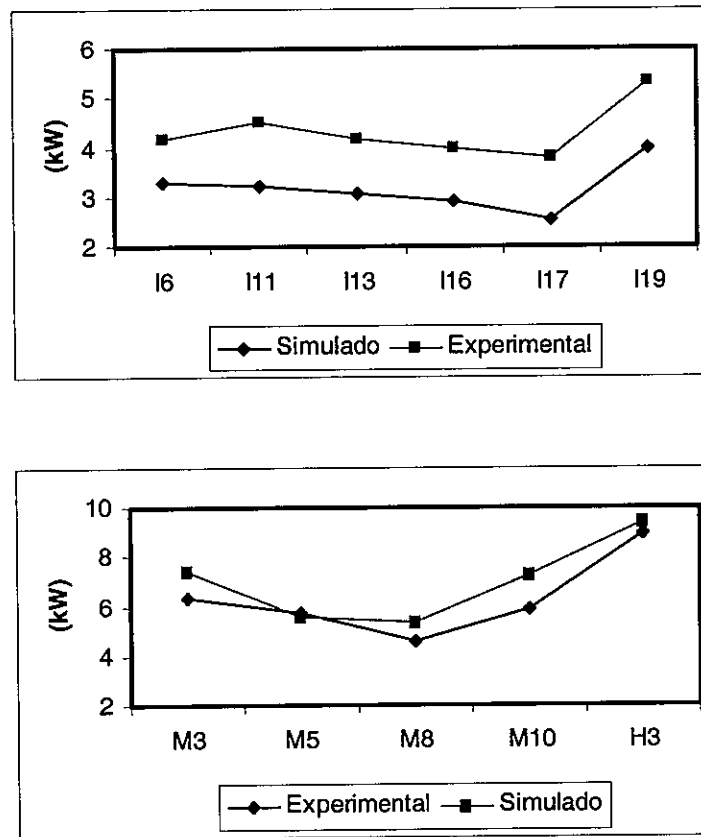
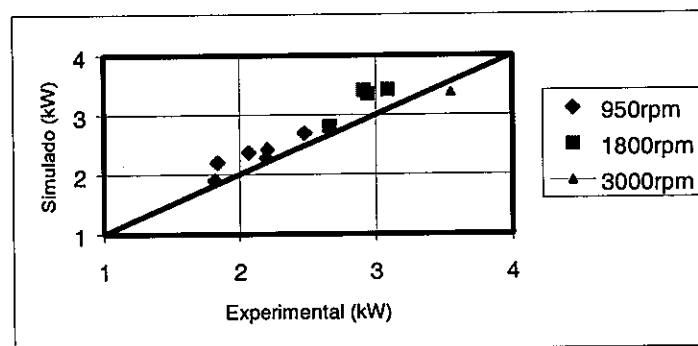


Figura 4.4: Taxa de Transferência de Calor no Resfriador de Gás - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.2.5 TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR SENSÍVEL NO EVAPORADOR – QEVsen



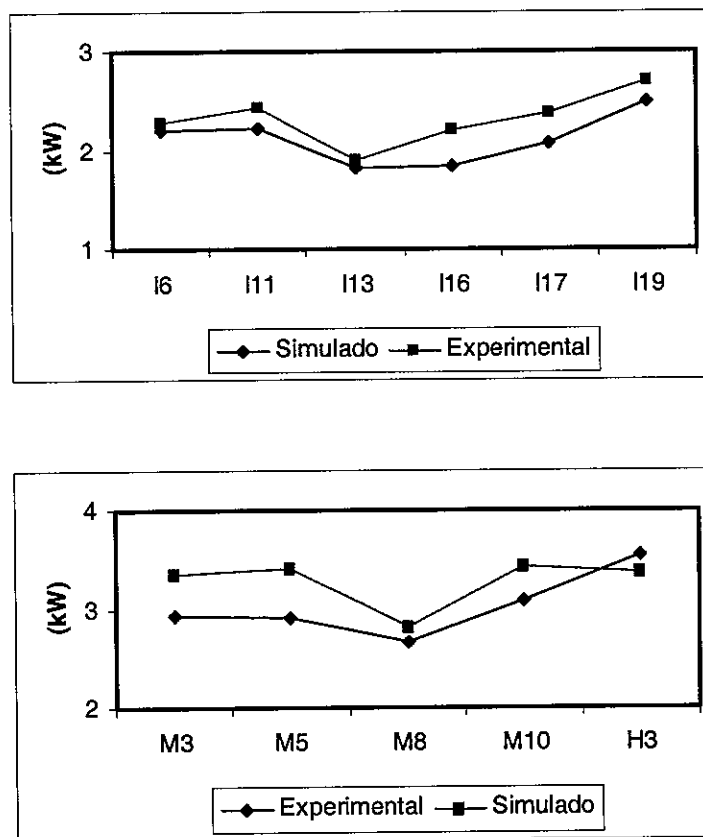
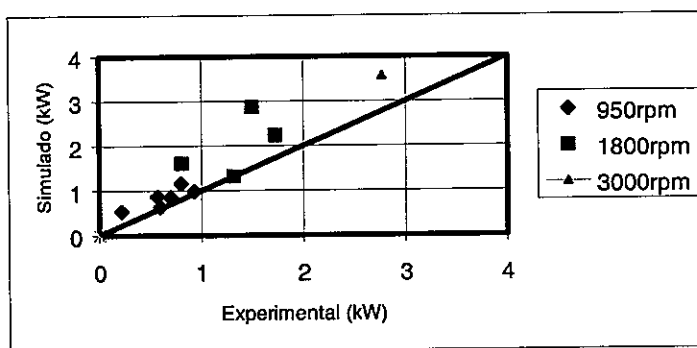


Figura 4.5: Taxa de Transferência de Calor Sensível no Evaporador - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.2.6 TAXA DE TRANSFERÊNCIA CALOR LATENTE NO EVAPORADOR - QEVlat



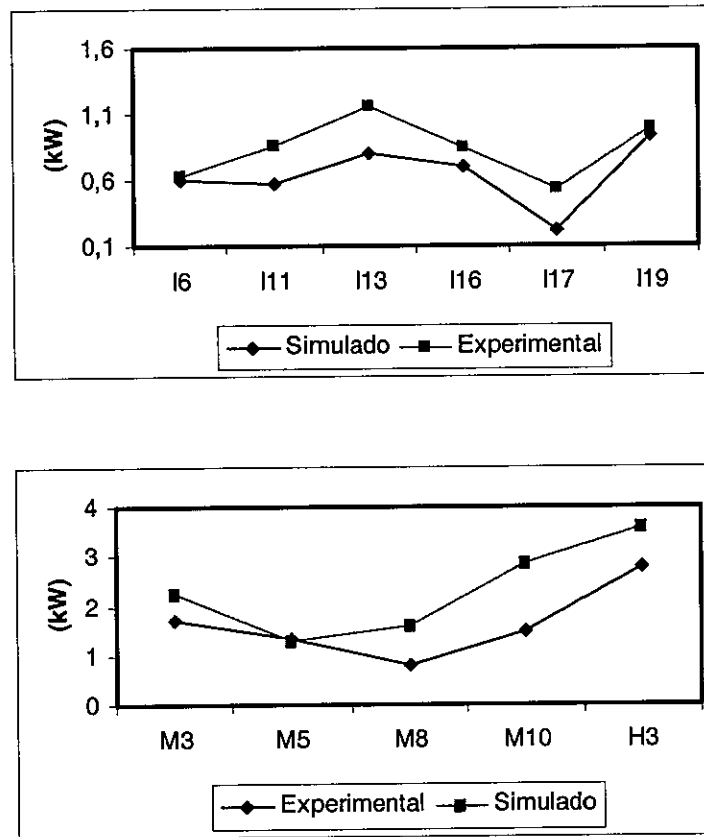
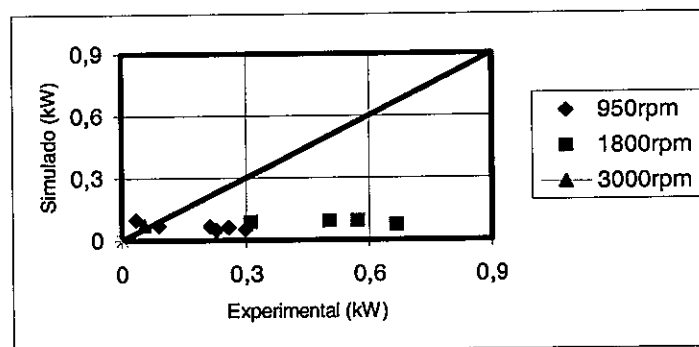


Figura 4.6: Taxa de Transferência de Calor Latente no Evaporador - dados simulados em relação aos dados.

4.2.7 QUANTIDADE DE CONDENSADO FORMADO NO EVAPORADOR

Pode-se atribuir a alta discrepância entre valores previstos e resultados experimentais a dois fatores: a imprecisão na determinação do calor latente trocado e a baixa acurácia na medida da massa de água que sai do evaporador.



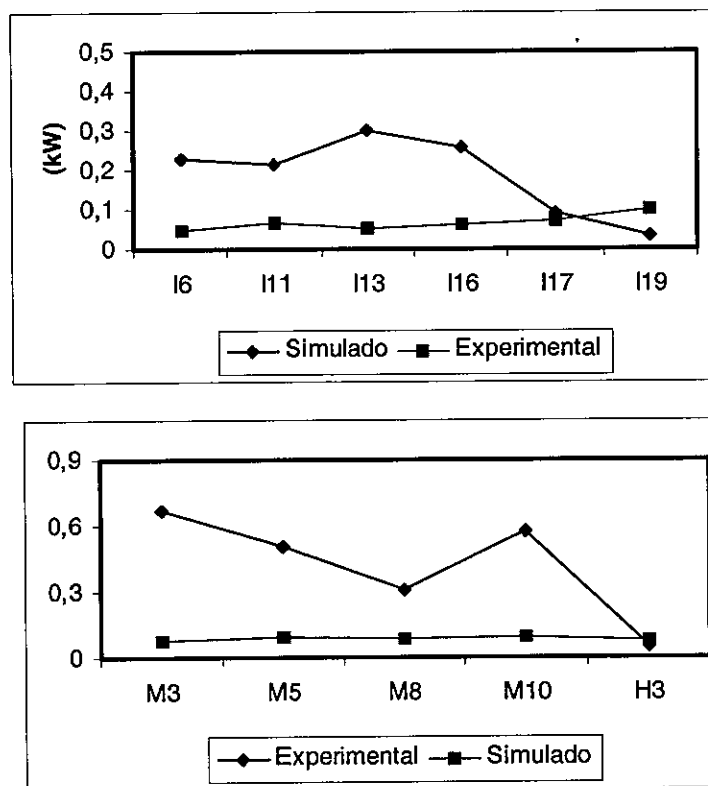
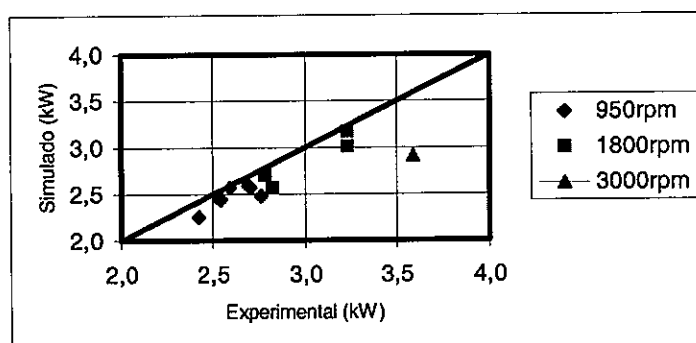


Figura 4.7: Quantidade de Condensado formado no Evaporador - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.2.8 RELAÇÃO DE COMPRESSÃO

O espalhamento dos pontos reflete a incerteza na determinação da pressão de evaporação.



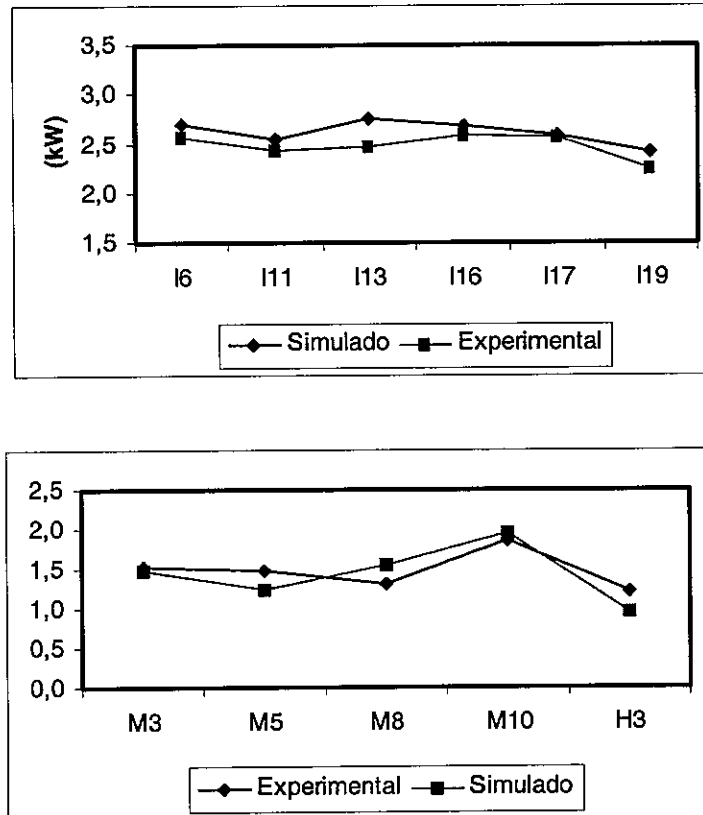
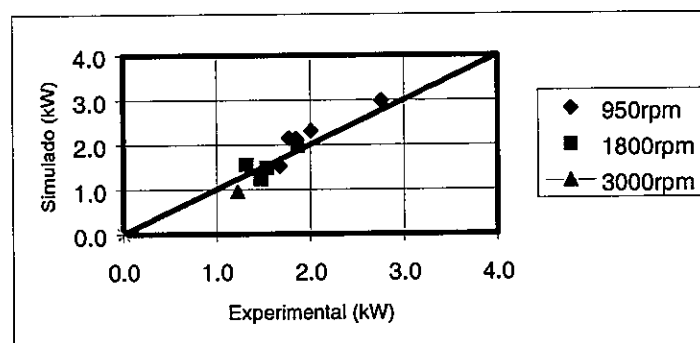


Figura 4.8: Relação de Compressão - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.2.9 COEFICIENTE DE PERFORMANCE

De um modo geral, a comparação entre dados experimentais e valores simulados, para valores globais como o coeficiente de performance, foi satisfatório.



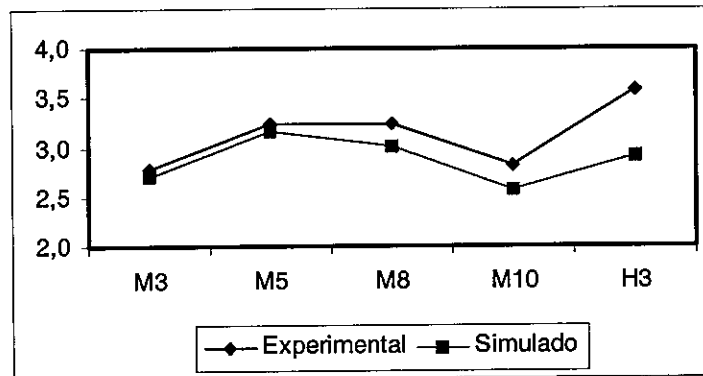
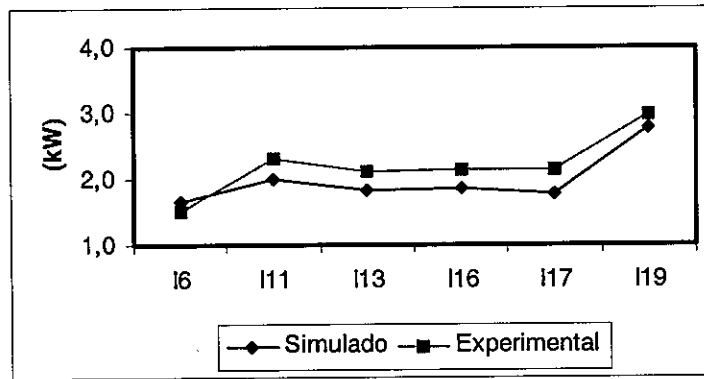
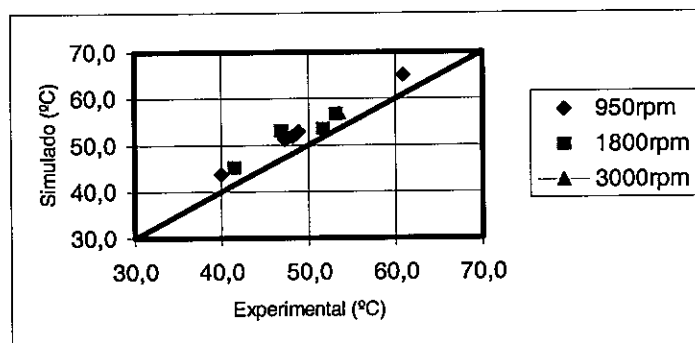


Figura 4.9: COP - dados simulados em relação aos dados experimentais

4.2.10 TEMPERATURA DO AR NA SAÍDA DO RESFRIADOR DE GÁS – TasRG



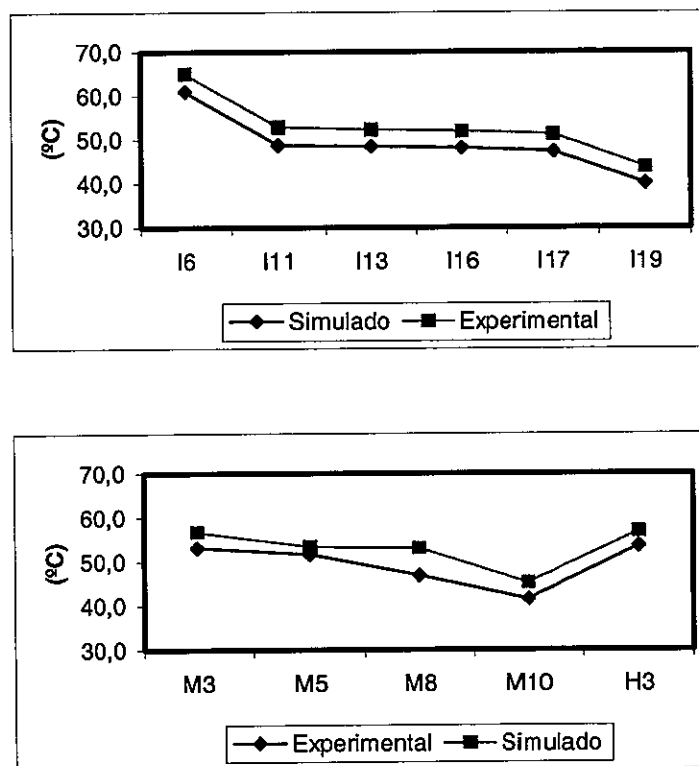
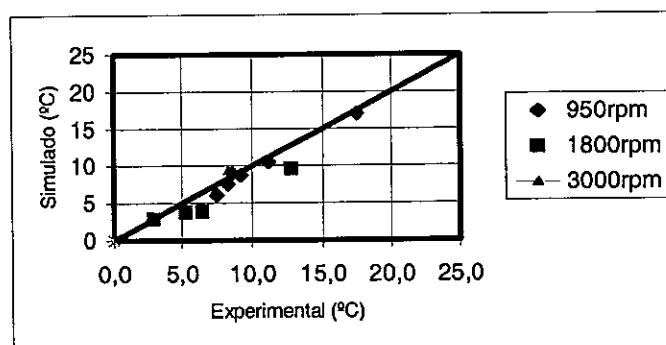


Figura 4.10: Temperatura do Ar na saída do Resfriador de Gás - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.2.11 TEMPERATURA DO AR NA SAÍDA DO EVAPORADOR – TasEV



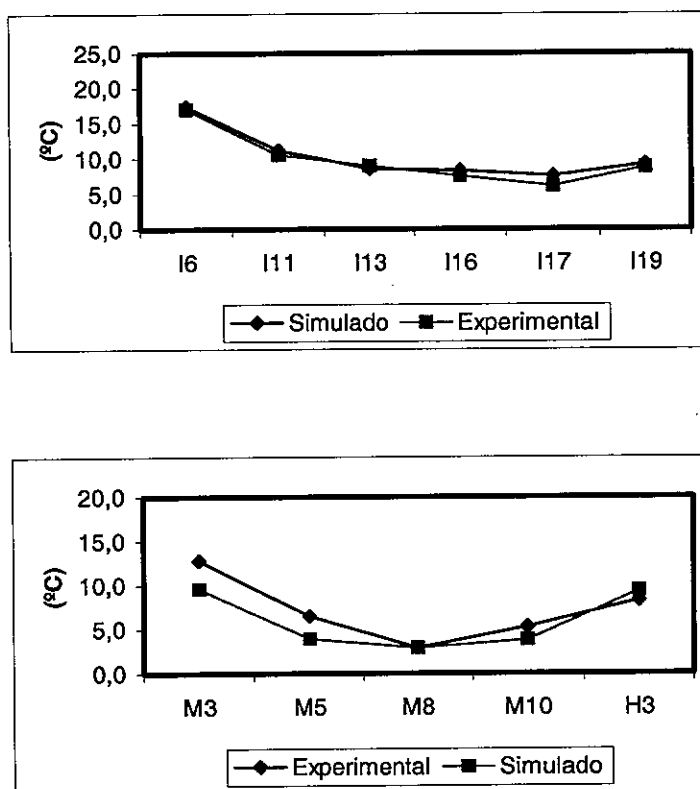
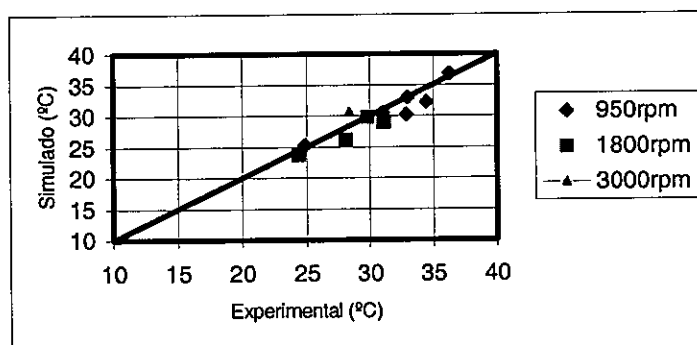


Figura 4.11: Temperatura do Ar na saída do Evaporador - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.2.12 TEMPERATURA T1 (Temperatura do CO₂ na saída do Intercambiador de Calor – lado de baixa)



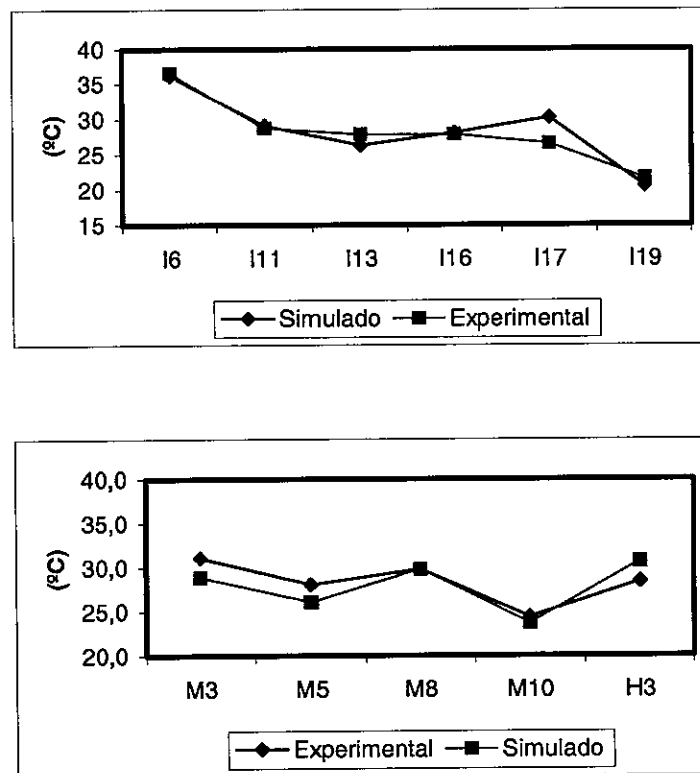
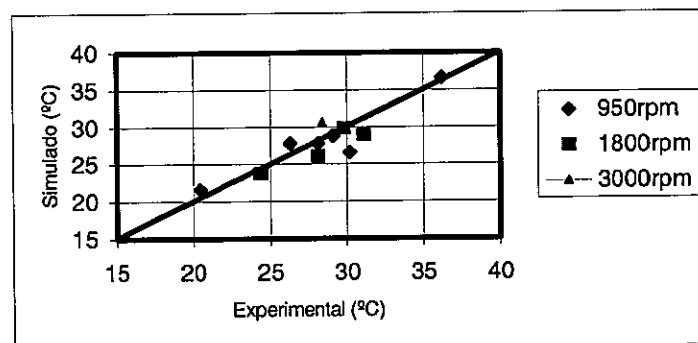


Figura 4.12: Temperatura do CO₂, no estado subcrítico, na saída do Intercambiador de Calor - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.2.14 TEMPERATURA T1t (Temperatura do CO_s na entrada do Compressor - lado de baixa)



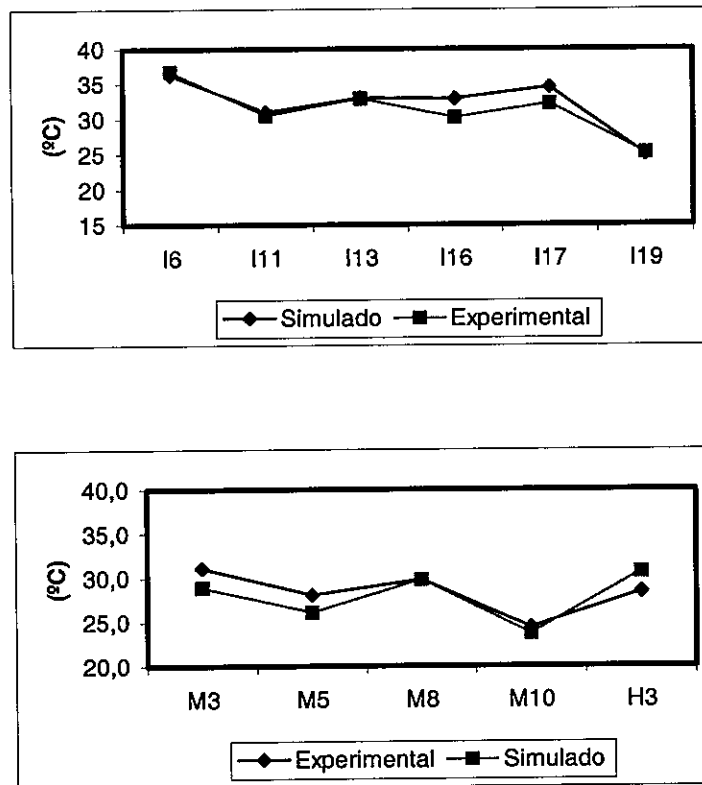
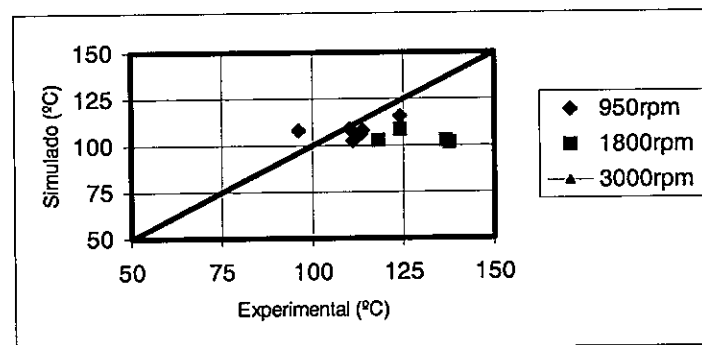


Figura 4.13: Temperatura do CO₂, no estado subcrítico, na entrada do Compressor - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.2.15 TEMPERATURA T2 (Temperatura do CO₂ saída do Compressor - lado de alta)



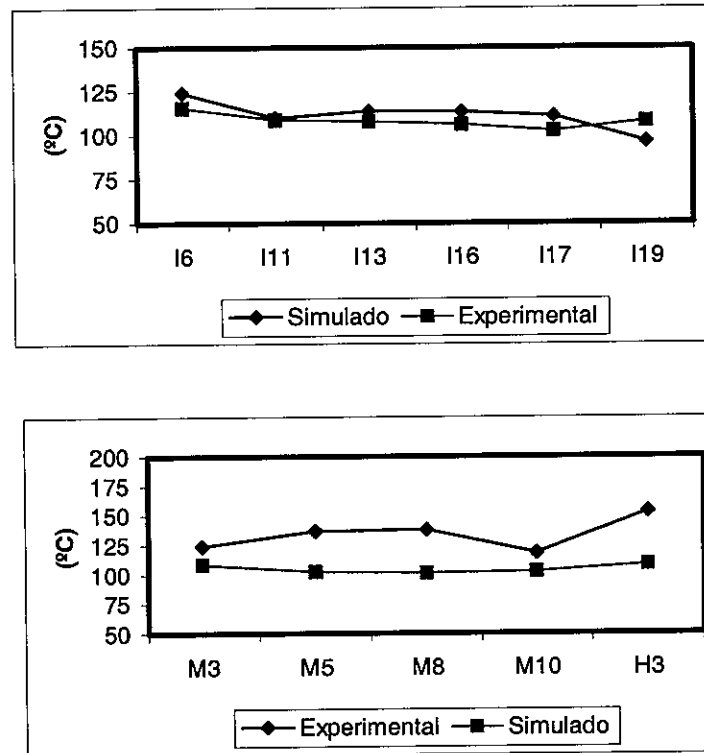
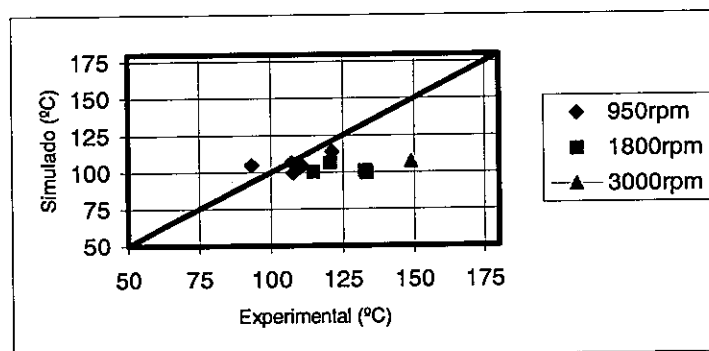


Figura 4.14: Temperatura do CO₂, no estado supercrítico, na saída do Compressor - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.2.16 TEMPERATURA T2t (Temperatura do CO₂, entrada do Resfriador de Gás - lado de alta)



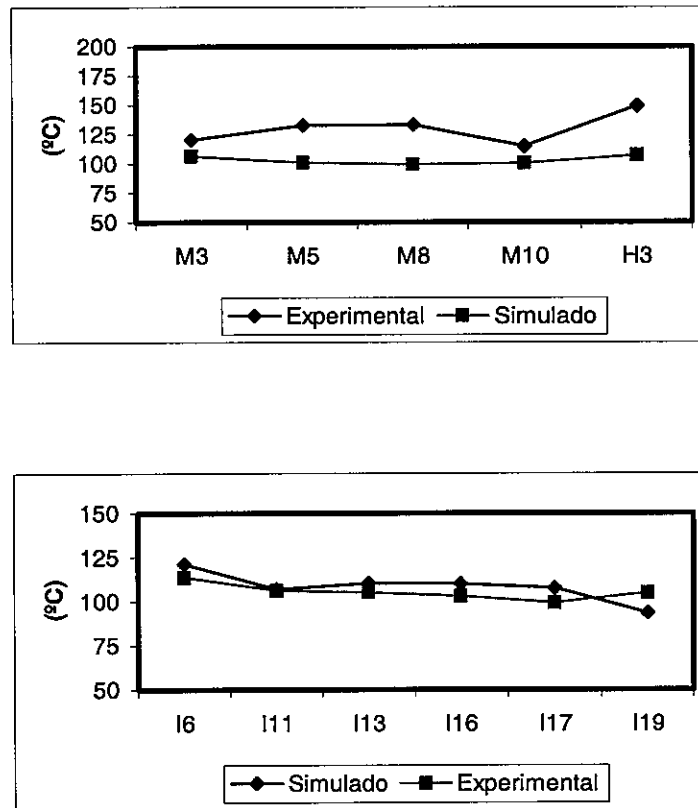
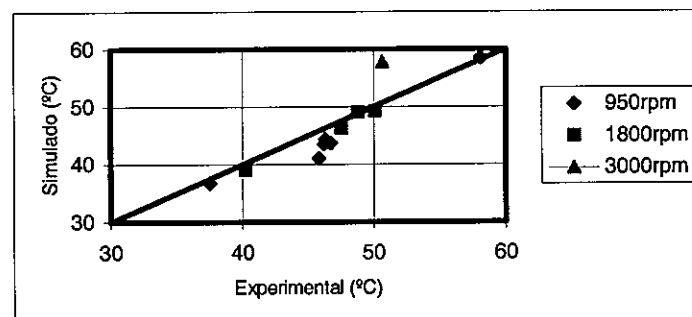


Figura 4.15: Temperatura do CO_2 , no estado supercrítico, na entrada do Resfriador de Gás - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.2.17 TEMPERATURA T3 (Temperatura do CO_2 saída do Resfriador de Gás - lado de alta)



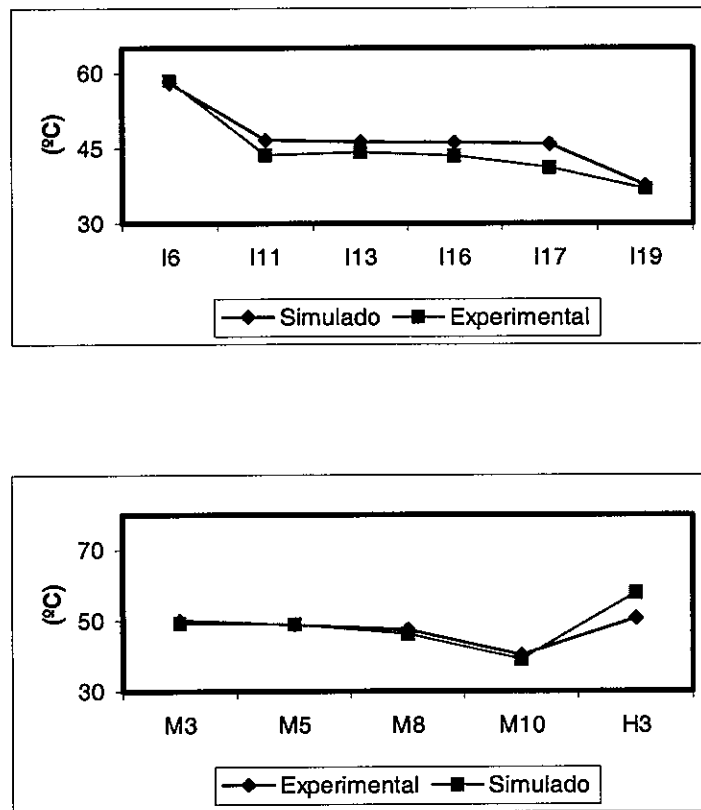
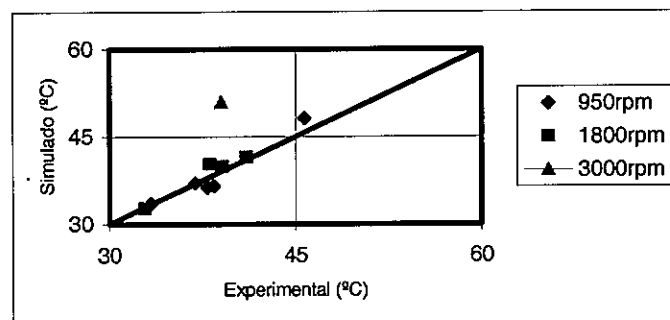


Figura 4.16: Temperatura do CO₂, no estado supercrítico, na saída do Resfriador de Gás - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.2.18 TEMPERATURA T4 (Temperatura do CO₂ saída do Intercambiado de Calor - lado de alta)



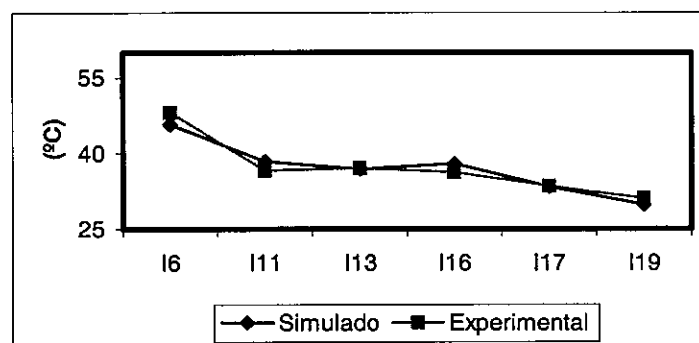
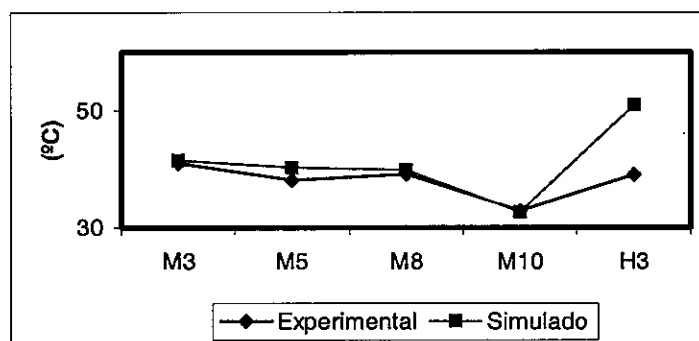
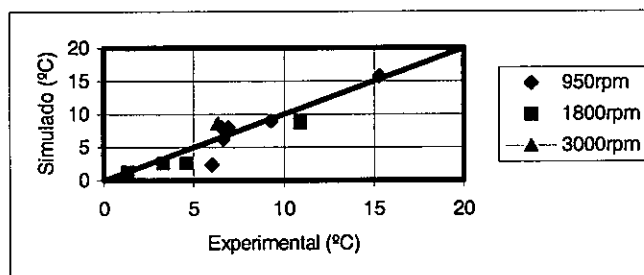


Figura 4.17: Temperatura do CO₂, no estado supercrítico, na saída do Intercambiado de Calor - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.2.19 TEMPERATURA T5 (Temperatura do CO₂ saída do Dispositivo de Expansão - lado de baixa)



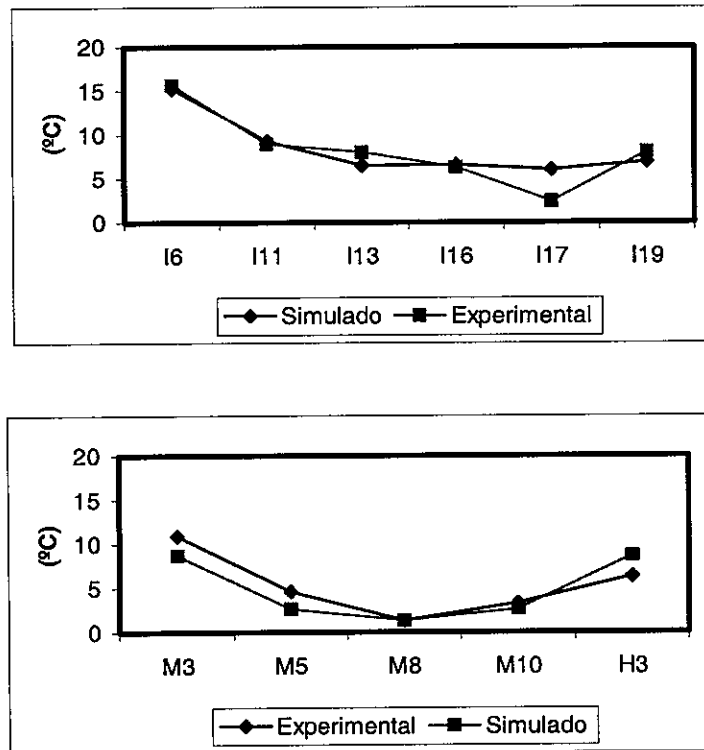
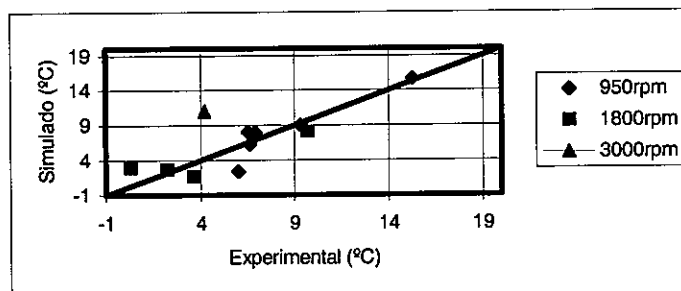


Figura 4.18: Temperatura do CO₂, no estado subcrítico, na saída do Dispositivo de Expansão - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.2.20 TEMPERATURA T6 (Temperatura do CO₂ saída do Evaporador - lado de baixa)



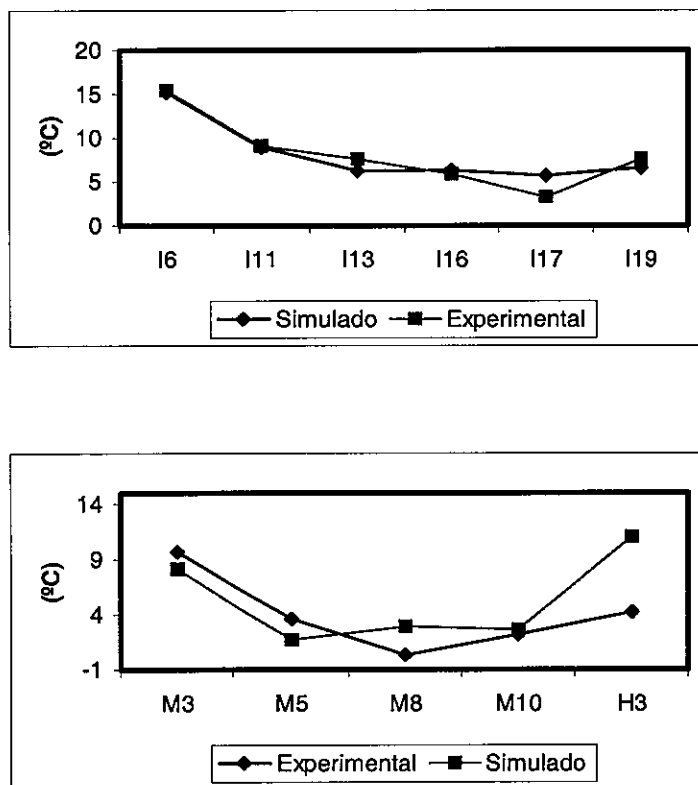
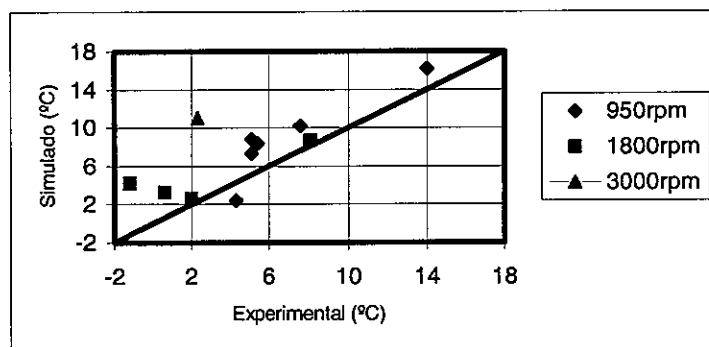


Figura 4.19: Temperatura do CO₂, no estado subcrítico, na saída do Evaporador - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.2.21 TEMPERATURA T7 (Temperatura do CO₂ saída do Acumulador de Sucção - lado de baixa)



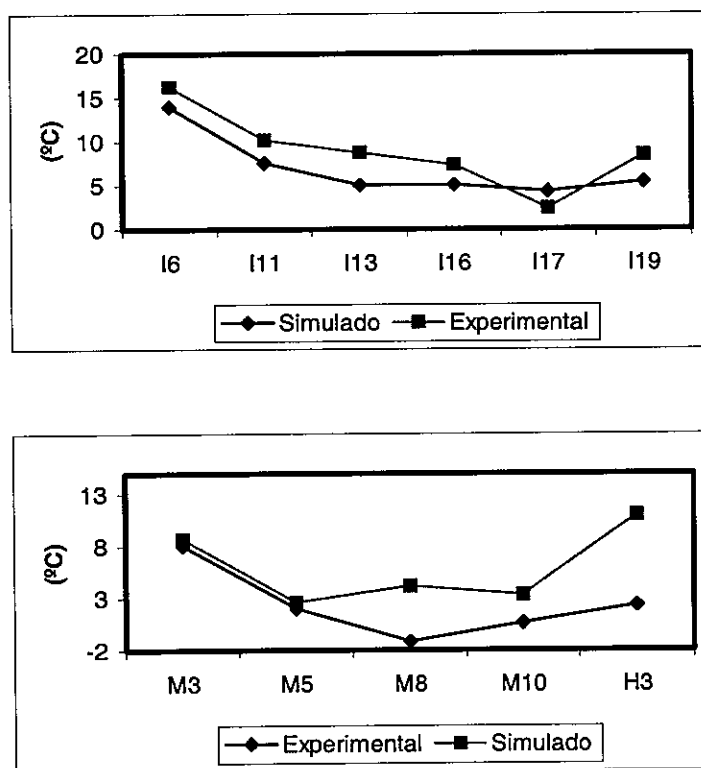


Figura 4.20: Temperatura do CO₂, no estado supercrítico, na saída do Acumulador de Sucção - dados simulados em relação aos dados experimentais.

4.3 APLICAÇÕES

Diversos trabalhos estão sendo realizados com o objetivo de avaliar as condições de operação e performance do R744 nos mais diferentes campos de aplicação na área de refrigeração e condicionador de ar. Entretanto nenhum trabalho, dentre aqueles desenvolvidos na área do condicionador de ar automotivo, foi realizado para as condições de operação em climas tropicais (isto é, temperaturas ambientes superiores 30 °C).

Para mostrar a utilidade do presente modelo de simulação, uma análise comparativa será realizada através da variação dos principais parâmetros que influenciam o desempenho do sistema de condicionador de ar automotivo nessas condições. Os dados

de entrada para esta simulação são os mesmos fornecidos em McEnaney et al. (1999) e os parâmetros que serão analisados são: a pressão supercrítica, a temperatura do refrigerante na entrada do resfriador de gás e seus efeitos nos principais parâmetros de desempenho do sistema.

Nas Figuras (4.21 e 4.22) os valores apresentados nos eixos das abscissas correspondem aos valores da pressão supercrítica. Na Figura (4.21), correspondente à potência consumida, observa-se a sua elevação, que é praticamente proporcional ao aumento da pressão supercrítica, devido o aumento do trabalho realizado pelo compressor.

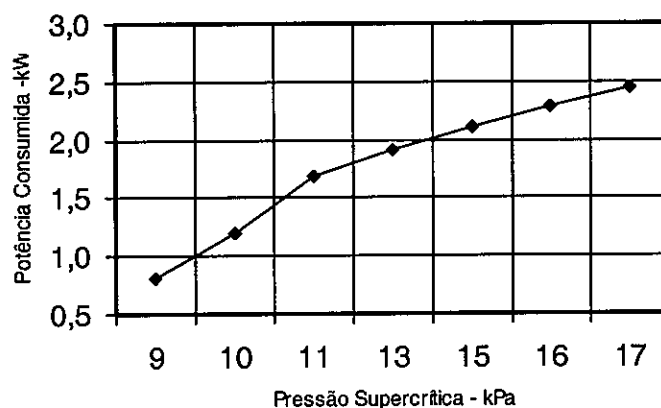


Figura 4.21: Influência da Pressão supercrítica na potência consumida.

Na Figura (4.22), representativa da capacidade de refrigeração do sistema, constata-se que o aumento da pressão supercrítica é interessante até um valor ótimo, após o qual o ganho na refrigeração se torna desprezível em relação à elevação do consumo de potência do sistema.

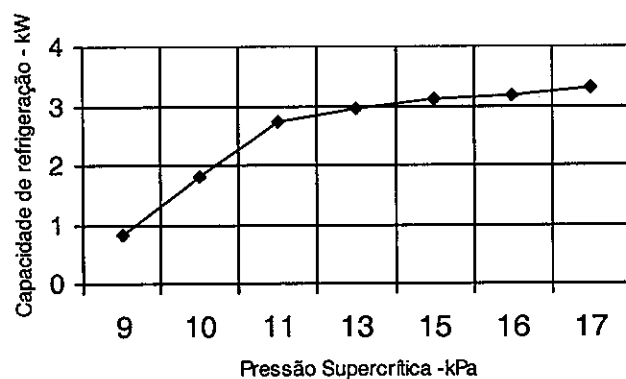


Figura 4.22: Influência da Pressão supercrítica na capacidade de refrigeração.

Na Figura (4.23), observa-se que, depois de alcançado um determinado valor para a pressão supercrítica, o coeficiente de performance, COP, sofre pouca alteração com a elevação da mesma. Tendo em vista que a elevação da pressão supercrítica gera um aumento significativo no consumo da potência, Figura (4.21), é importante encontrar um valor ótimo da pressão supercrítica para ajuste do sistema.

O coeficiente de performance é definido por:

$$COP = \frac{QEV}{WCP}$$

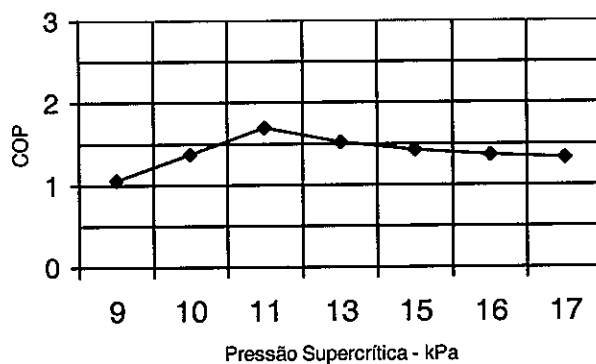


Figura 4.23: Influência da Pressão supercrítica no COP.

Nas Figuras (4.23 a 4.25) os valores apresentados nos eixos das abscissas correspondem aos valores da temperatura do ar na entrada do resfriador de gás do ciclo I6, obtido em McEnaney et al. (1999). Esta temperatura nada mais é do que a temperatura do meio ambiente, que suprirá o ar para resfriamento do CO₂ supercrítico. A partir do teste, variou-se esta temperatura em +/- 30%. Observa-se o comportamento dos parâmetros de consumo e desempenho do sistema.

Na Figura (4.24) observa-se que quanto mais alta a temperatura do ar na entrada do resfriador de gás menor a eficiência do sistema em termos de refrigeração, aqui representada pela acentuada diminuição do coeficiente de performance de refrigeração. Portanto, já nestas condições, existe um comprometimento com relação à eficiência do sistema, o que se acentua ainda mais, como observado nesta figura, pela elevação da temperatura.

Cumprе lembrar que, em condições de uso automotivo, por exemplo, com altas temperaturas ambiente e condições de tráfego muito lento, o ar pode chegar ao resfriador de gás sob temperatura elevadas.

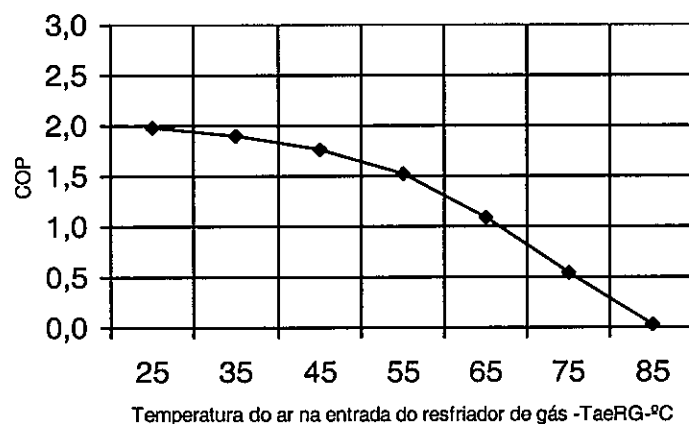


Figura 4.24: Influência da Temperatura do ar na entrada do resfriador de gás no COP.

Como esperado, a capacidade de refrigeração do sistema fica totalmente comprometida e este fato é ilustrado através dos resultados da simulação apresentados na Figura (4.26). Observa-se que a influência da temperatura do ar na entrada do resfriador de gás é muito importante para o efeito refrigerante, de forma análoga aos sistemas convencionais, com relação ao condensador.

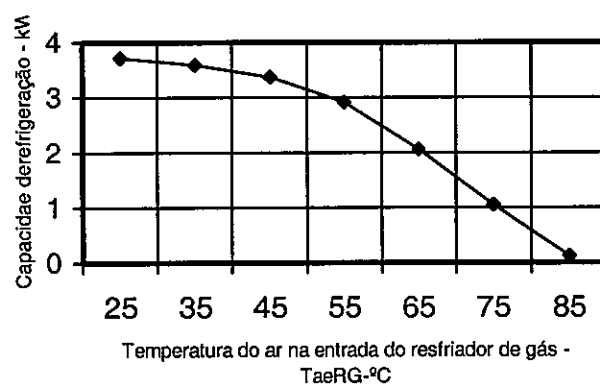


Figura 4.25: Influência da Temperatura do ar na entrada do resfriador de gás na quantidade de calor trocado no evaporador.

Na Figura (4.26) observa-se que o consumo do sistema em relação à variação da temperatura do ar na entrada do resfriador de gás se mantém praticamente inalterado, desde que a pressão supercrítica também permaneça constante.

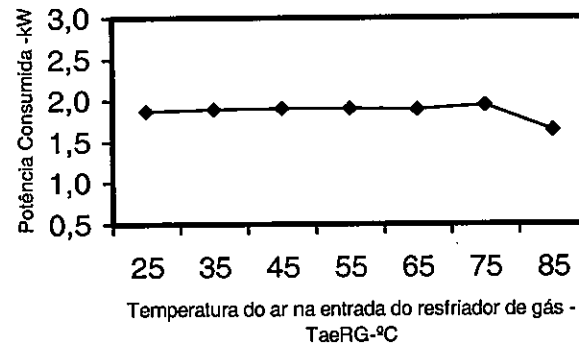


Figura 4.26: Influência da Temperatura do ar na entrada do resfriador de gás na potência consumida.

A Figura (4.27) ilustrada a influência da temperatura na entrada do resfriador de gás na potência consumida, para diferentes rotações do compressor. Pode-se observar que, nas condições dos dados de entrada que são apresentados na Tabela (4.1), a potência consumida pelo compressor operando a 950 rpm, em alguns casos, tem o seu valor reduzido pela metade quando comparada a 1800 e pode praticamente ter o valor de um quarto em relação de 3000 rpm. Isto porque a potência do compressor é proporcional à vazão mássica, equação (3.4), e esta, por sua vez, varia com a rotação do motor, equação (3.5).

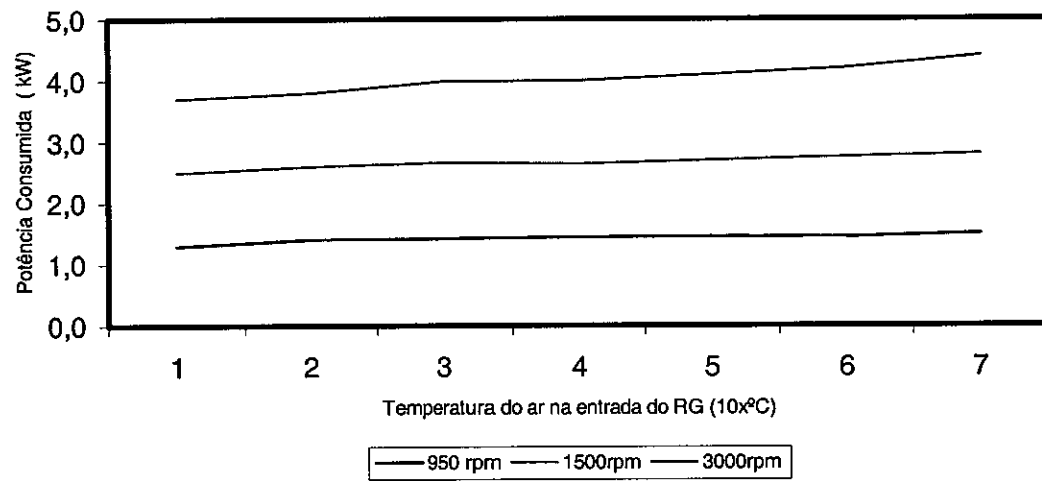


Figura 4.27: Influência da rotação na potência consumida pelo compressor.

CAPÍTULO V

CONCLUSÃO

Um modelo matemático foi desenvolvido para a avaliação do desempenho do ciclo transcrito usando o dióxido de carbono (R744) como refrigerante. O modelo foi utilizado para a simulação de um sistema de condicionador de ar automotivo. O modelo segue um algoritmo no qual, dadas as características dos componentes do ciclo e as condições operacionais, o desempenho de um sistema de condicionador de ar automotivo, operando em regime permanente, pode ser determinado. O modelo matemático, aqui apresentado, tem por base a metodologia apresentada por Herbas et al (1993).

O modelo foi desenvolvido para uma primeira avaliação das condições operacionais do ciclo transcrito nas condições das temperaturas ambiente existente em regiões tropicais, especialmente por se tratar de um sistema de condicionador de ar automotivo, onde a temperatura na entrada do resfriador de gás é um fator preponderante ao desempenho do ciclo transcrito. Tal como pode ser verificado nas Figuras (4.25 e 4.26), onde foi constatada a diminuição substancial da eficiência do sistema com a elevação da temperatura de entrada do ar no resfriador de gás.

A concordância entre os resultados previstos pelo modelo e os dados experimentais de McEnaney et al. (1999) foi, de um modo geral, satisfatória com relação aos valores referentes à quantidade de condensado gerado no evaporador, durante a troca de calor latente. No entanto, para a grande totalidade dos pontos das temperaturas do R744, do ar na saída do resfriador de gás e do evaporador, bem como os valores referentes

aos parâmetros de desempenho, especialmente para os ciclos compreendidos no grupo "T", os dados simulados, quando comparados aos dados experimentais publicados em McEnaney et al. (1999), não diferiram mais que 15%.

Finalmente, é importante que seja ressaltado que no modelo para simulação do ciclo de compressão de vapor transcrítico desenvolvido, não se levou em consideração as possíveis variações nas condutâncias globais dos trocadores de calor em função de não terem sido considerado o cálculo do coeficiente global de calor.

Em função do grande número dos trabalhos sobre o R 744 ocorrer nas regiões fora dos trópicos, este trabalho destaca-se pela avaliação direcionada do desempenho do sistema transcrítico em condições diferenciadas, já mencionadas anteriormente. Conclui-se que, para um bom funcionamento do sistema transcrítico nas regiões tropicais, é preciso um certo grau de adaptação, chegando-se até a propor um sistema de condicionador de ar automotivo onde o resfriador de gás seja resfriado a água!

Futuramente, pode-se avaliar o ganho no desempenho do sistema transcrítico, no nível de custo-benefício, com o sistema adicional para resfriamento a água do resfriador de gás no lugar do intercambiador de calor, tendo em vista que o fator peso e espaço ocupado é crítico para os veículos.

APÊNDICE A – DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA.

Sabe-se que a eficiência volumétrica é dependente da relação de compressão: ela diminui com o aumento da relação de compressão e é proporcional ao aumento da pressão de descarga (Brændgaard, 1996). Os valores empíricos das eficiências volumétricas, para cada ciclo, foram determinados a partir da relação abaixo:

$$\eta_{vol} = f\left(\frac{p^{sp}}{p^{sb}}\right) \quad (A.1)$$

onde p^{sp} e p^{sb} correspondem às pressões supercrítica e subcrítica, respectivamente.

Abaixo, encontra-se a curva de ajuste para os valores das eficiências volumétricas utilizadas com base nos dados experimentais publicados em McEnaney et al. (1999).

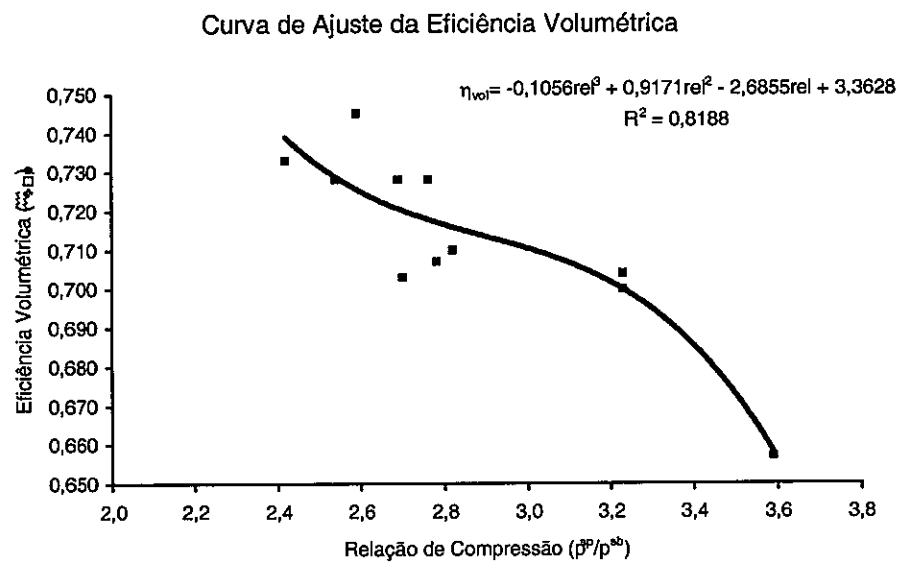


Figura A.1: Curva de ajuste da eficiência volumétrica

APÊNDICE B – DETERMINAÇÃO DO EXPOENTE POLITRÓPICO.

O expoente politrópico empírico do compressor foi determinado com base no modelo desenvolvido por Pereira et al. (1995).

O processo de compressão politrópico pode ser representado por:

$$pv^n = \text{constante} \quad (\text{B.1})$$

Fazendo p^{sp} , p^{sb} e v_2 e v_1 as pressões e volumes na descarga e aspiração do compressor o expoente politrópico pode ser calculado a partir da equação (B.2):

$$n = \frac{\ln\left(\frac{p^{sp}}{p^{sb}}\right)}{\ln\left(\frac{v_1}{v_2}\right)} \quad (\text{B.2})$$

Conhecidas as pressões de alta e baixa, assim como as temperaturas na sucção e descarga do compressor, os estados do CO₂ foram determinados através da função abaixo disponível no REFPROP:

$$v = f(p, T) \quad (\text{B.3})$$

Abaixo, a Figura (B.1) ilustra a dispersão do valor do expoente politrópico em função da relação de pressão, com base nos dados experimentais publicados em McEnaney et al. (1999). Adotou-se, no presente trabalho, um valor médio de 1,3.

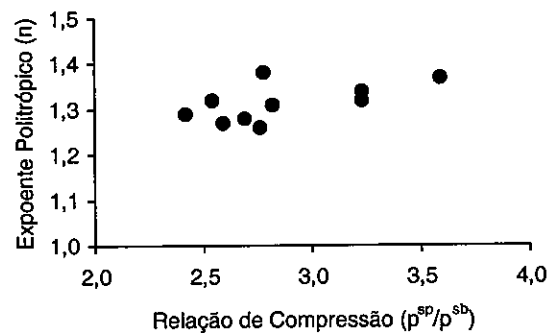


Figura B. 1: Expoente Politrópico para CP-R744

APÊNDICE C – DETERMINAÇÃO DA CONDUTÂNCIA GLOBAL.

Os valores empíricos das condutâncias globais de calor foram estimados conforme procedimento para resolução de problema de cálculo térmico para um trocador de calor (Parise, 1999). Os parâmetros assumidos como conhecidos foram obtidos dos dados experimentais de McEnaney et al. (1999).

1. RESFRIADOR DE GÁS

Na estimativa da condutância global no resfriador de gás são assumidas como conhecidas:

- as temperaturas de entrada e saída do CO_2 no resfriador de gás, T_{2i} e T_3 ;
- as temperaturas de entrada e saída do ar no resfriador de gás, $T_{ar,e}^{rg}$ e $T_{ar,s}^{rg}$;
- a taxa total de transferência de calor;

Os valores de C_{\min} e C_{\max} são calculados a partir das Equações (C.1) e (C.2):

$$C_{\min} = \frac{\dot{Q}_{rg}}{(\Delta T_{\text{CO}_2})} \quad (\text{C.1})$$

$$C_{\max} = \frac{\dot{Q}_{rg}}{(\Delta T_{ar})} \quad (\text{C.2})$$

Conhecido o valor de C_{\min} pode-se determinar o valor da efetividade do resfriador de gás pela equação da taxa total de transferência de calor:

$$\varepsilon_{rg} = \frac{\dot{Q}_{rg}}{C_{\min} (\Delta T_{\max})} \quad (\text{C.3})$$

A relação NTU para um trocador de calor com correntes cruzadas com C_{\min} misturado e C_{\max} não misturado é dada por (Holman, 1997):

$$NTU = -\frac{1}{C} \left[1 + C \ln(1 - \varepsilon_{rg}) \right] \quad (C.4)$$

onde,

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (C.5)$$

Por conveniência, nas aplicações práticas, define-se um parâmetro adimensional, o número de unidades de transferência (de calor) (NTU) como (Özişik, 1985):

$$NTU = \frac{U_m A}{C_{\min}} \quad (C.6)$$

Os valores da condutância global para os ciclos I6, I11, I13, I16, I17, I19, M3, M5, M8, eM10 e H3 podem ser aproximados pelo polinômio (C.7):

$$UA_{rg} = 9556,6C_{\min}^3 - 1874,6C_{\min}^2 + 120,6C_{\min} - 2,3376 \quad (C.7)$$

A Figura (C.1) apresenta a curva de ajuste para o polinômio (C.7):

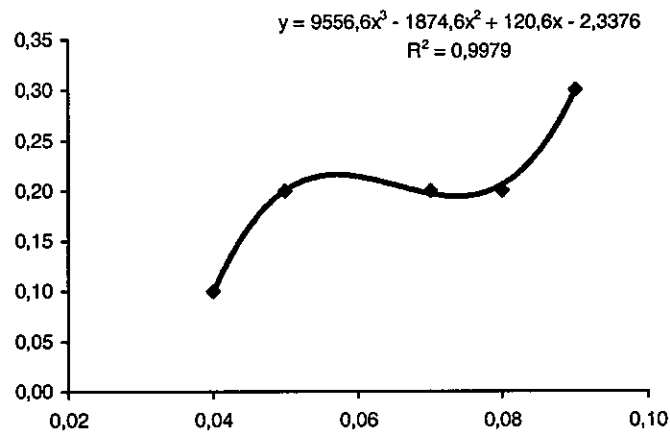


Figura C. 1: Curva de Ajuste da Condutância Global do RG.

2. INTERCAMBIADOR DE CALOR

Na estimativa da condutância global no intercambiador de calor são assumidas como conhecidas:

- as temperaturas de entrada e saída do CO₂ no intercambiador de calor no estado supercrítico, T_3 e T_4 ;
- as temperaturas de entrada e saída do CO₂ no intercambiador de calor no estado subcrítico, T_7 e T_1 ;
- a vazão mássica do CO₂;
- as propriedades físicas do CO₂ na entrada e saída do intercambiador de calor nas condições supercrítica e subcrítica;

A taxa total de transferência de calor entre os fluxos de CO₂ nas condições supercríticas e subcríticas é dada pela Equação (C.8):

$$\dot{Q}_{ic} = \frac{\dot{m}_{co_2}}{(\Delta h)_{co_2}^{sp}} \equiv \frac{\dot{m}_{co_2}}{(\Delta h)_{co_2}^{sb}} \quad (C.8)$$

Os valores de C_{\min} e C_{\max} são calculados a partir das Equações (C.9) e (C.10):

$$C_{\min} = \frac{\dot{Q}_{ic}}{(\Delta T_{CO_2}^{sb})} \quad (C.9)$$

$$C_{\max} = \frac{\dot{Q}_{ic}}{(\Delta T_{co_2}^{sp})} \quad (C.10)$$

Conhecido o valor de C_{\min} pode-se determinar o valor da efetividade do resfriador de gás pela equação da taxa total de transferência de calor:

$$\varepsilon_{rg} = \frac{\dot{Q}_{ic}}{C_{\min} (\Delta T_{\max})} \quad (C.11)$$

A relação NTU para um trocador de calor contracorrente é dada por (Holman,1997):

$$NTU = \frac{1}{C-1} \ln \left(\frac{\varepsilon_{rg} - 1}{\varepsilon_{rg} C - 1} \right) \quad (C.12)$$

onde,

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (C.13)$$

Os valores da condutância global para os ciclos I6, I11, I13, I16, I17, I19, M3, M5, M8, eM10 e H3 é H3 pode ser aproximado pelo polinômio (C.14):

$$UA_{ic} = -0,0001C_{\min}^2 + 0,884C_{\min} + 2,4203 \quad (C.14)$$

A Figura (C.2) apresenta a curva de ajuste para o polinômio (C.14):

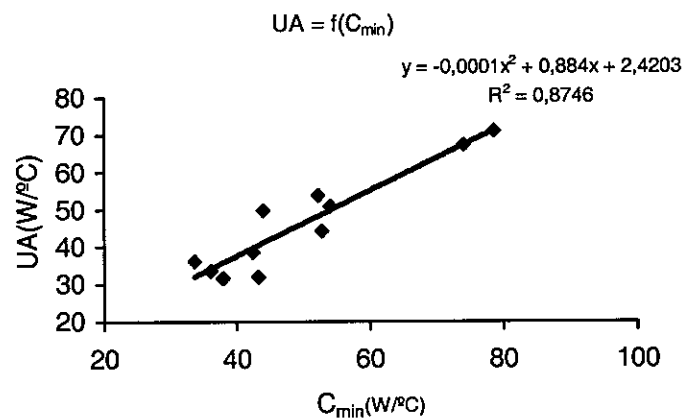


Figura C. 2: Curva de Ajuste da Condutância Global do IC.

3. EVAPORADOR

Na estimativa da condutância global no evaporador são assumidas como conhecidas:

- as temperaturas de entrada e saída do ar no evaporador, $T_{ar,e}^{ev}$ e $T_{ar,s}^{ev}$;
- a temperatura de evaporação;
- a taxa de transferência de calor sensível e latente;

A taxa total de transferência calor é determinada pela soma dos calores sensível e latente:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_{sen} + \dot{Q}_{lat} \quad (C.15)$$

A capacidade calorífica das correntes C_{min} é:

$$C_{min} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{(\Delta T_{ar})} \quad (C.16)$$

Conhecido o valor de C_{min} pode-se determinar o valor da efetividade do resfriador de gás pela equação da taxa total de transferência de calor:

$$\varepsilon_{ev} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{C_{min} (\Delta T_{max})} \quad (C.17)$$

A relação NTU para um trocador de calor para $C = 0$ é dada por (Holman,1997):

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon_{ev}) \quad (C.18)$$

Os valores da condutância global para os ciclos I6, I11, I13, I16, I17, I19, M3, M5, M8, eM10 e H3 é H3 pode ser aproximado pelo polinômio (C.19):

$$UA_{ev} = -0,7199C_{min}^2 + 1,945C_{min} + 0,0509 \quad (C.19)$$

A Figura (C.3) apresenta a curva de ajuste para o polinômio (C.19):

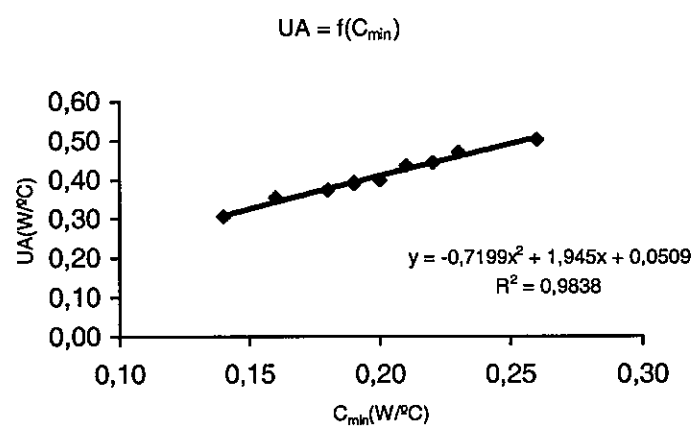


Figura C. 3: Curva de Ajuste da Condutância Global do EV.

$$C_{11} = -9,484\,024\,0E-13$$

$$C_{12} = 4,163\,501\,9E+00$$

e para uma faixa compreendida entre uma faixa entre 0 a 200°C é dada por:

$$\ln(p_{sat,e}) = C_{13}/T_e + C_{14} + C_{15}T_e + C_{16}T_e^2 + C_{17}T_e^3 + C_{18} \ln T_e \quad (D.4)$$

onde,

$$C_{13} = -5,800\,220\,6E+03$$

$$C_{14} = 1,391\,499\,3E+00$$

$$C_{15} = -4,864\,023\,9E-02$$

$$C_{16} = 4,176\,476\,8E-05$$

$$C_{17} = -1,445\,209\,3E-08$$

$$C_{18} = 6,545\,967\,3E+00$$

onde, T_e é a temperatura absoluta, $K = ^\circ C + 273,15$ na entrada e na saída da serpentina e

ln logaritmo natural.

O volume específico do ar úmido da mistura pode ser expresso em unidades específicas, através da Equação:

$$v = 0,2871(T + 273,15)(1 + 1,6078W_{abs,e})/p \quad (D.5)$$

onde, $T = T_{ar,e}^{ev} (^\circ C)$, $W_{abs} (kg_{agua} / kg_{ar\ seco})$ e $p (kPa)$ são, respectivamente: a temperatura de bulbo seco da mistura; a umidade absoluta e a pressão total da mistura na entrada da serpentina e é dada por:

$$p = p_{a,e} + p_{v,e} \quad (D.6)$$

onde $p_{a,e}$ é a pressão parcial do ar seco e $p_{v,e}$ é a pressão parcial do vapor de água.

A entalpia da mistura de um gás perfeito é igual à soma das entalpias parciais dos componentes a entalpia do ar úmido podendo ser escrita na forma:

$$h_{ar,e} = h_{ar,seco} + W_{abs,e}h_{vs,e} \quad (D.7)$$

onde $h_{ar,seco}$ é a entalpia específica do ar seco e $h_{vs,e}$, a entalpia específica do vapor d'água saturado na temperatura de bulbo seco da mistura, $T (^\circ C)$.

Aproximadamente:

$$h_{ar,seco} = 1,006T \quad (D.8)$$

$$h_{vs,e} = 2501 + 1,805T \quad (D.9)$$

O termo, $W_{abs,e} (kg_{agua} / kg_{ar\ seco})$, corresponde à umidade absoluta do ar e pode ser calculado pela Equação:

$$W_{abs,e} = 0,62198 \left(\frac{p_{v,e}}{p - p_{v,e}} \right) \quad (D.10)$$

onde, $p_{v,e}$ é a pressão parcial do vapor.

CALOR ESPECÍFICO DO AR ÚMIDO.

O calor específico do ar úmido é determinado assumindo-se conhecidos:

- ii) temperatura de bulbo seco;
- iii) umidade relativa do ar;
- iv) pressão atmosférica;

As equações psicrométricas apresentadas seguem o modelo desenvolvido por (Domanski e Didion, 1983). São portanto derivadas, portanto, assumindo-se:

- v) O ar úmido é uma mistura de dois gases perfeitos independentes;

O calor específico à pressão constante do ar úmido é

$$c_{p,ar} = \frac{(c_{p,ar\ seco} + 0,444)}{1 + W_{abs}} \frac{1}{4,18669} \quad (D.11)$$

onde $c_{p,ar}$ é dado em $(J/(kgK))$. O calor específico a pressão constante do ar seco,

$c_{p,ar\ seco}$ é função da temperatura e tem o valor aproximado pelo seguinte polinômio:

$$c_{p,ar\ seco} = 0,0000000004TR^3 - 0,0000002TR^2 + 0,0006TR + 4,0025 \quad (D.12)$$

e, $TR = T_{ar,e} + 460F$ é a temperatura de bulbo seco do ar em Rankine.

Conhecendo-se a umidade relativa do ar na entrada do volume de controle, $\phi_{ar,e}$, a umidade absoluta, W_{abs} , pode ser determinada por:

$$W_{abs} = 0,622 \left(\frac{P_{sat}}{P_{atm} - \phi_{ar,e} P_{sat}} \right) \quad (D.13)$$

onde p_{atm} corresponde à pressão atmosférica e p_{sat} é a pressão de saturação do vapor d'água na temperatura de entrada do ar no volume de controle, $T_{ar,e}$. Para $32 \leq T_{ar,e} \leq 180F$ é calculada pela seguinte aproximação polinomial:

$$p_{sat} = \exp(13,4353 - 5,0988z - 1,6896z^2 + 0,17829z^3) \quad (D.14)$$

onde, $z = \frac{1000}{460 + T_{ar,e}}$.

APÊNDICE E – PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO AR ÚMIDO.

PARÂMETROS DE ENTRADA DAS CONDIÇÕES PADRÃO

TESTE	I6	I11	I13	I16	I17	I19
PspRG	.13150E+02	.10620E+02	.10750E+02	.10500E+02	.09910E+05	.09530E+05
Vc(m3)	.2070e-04	.2070e-04	.2070e-04	.2070e-04	.2070e-04	.2070e-04
efic-ise	6770e+00	.7250e+00	.7270e+00	.7290e+00	.7400e+00	.7330e+00
rpm	0950e+04	.0950e+04	.0950e+04	.0950e+04	.0950e+04	.0950e+04
aN	.1381e+01	.1323e+01	.1258e+01	.1277e+01	.1265e+01	.1288e+01
TaenRG	85.00	42.90	43.00	43.00	42.80	32.60
maRG	.2270e+02	.2270e+02	.2270e+02	.2270e+02	.2270e+02	.2270e+02
UARG	.1903e+00	.1774e+00	.1665e+00	.1588e+00	.1426e+00	.2176e+00
UAIC	.0442e+00	.0387e+00	.0336e+00	.0336e+00	.0362e+00	.0319e+00
TaenEV	30.00	26.60	27.10	21.50	21.50	26.60
ama	.7080e+01	.7080e+01	.4956e+01	.7080e+01	.7080e+01	.7080e+01
UAEV	3738e+00	.3754e+00	.3065e+00	.3903e+00	.3553e+00	.5034e+00
Urel	4000e-00	.4000e-00	.4000e-00	.5000e-00	.4000e-00	.4000e-00
Vol	.1025e+01	.1025e+01	.1025e+01	.1025e+01	.1025e+01	.1025e+01
superaq	20.9	19.8	19.8	21.5	24.2	13.6

Tabela E.1: Dados de entrada

TESTE	M3	M5	M8	M10	H3
PspRG	.11410E+05	.11410E+05	.10470E+05	.09560E+05	.12240E+05
Vc(m3)	.2070e-04	.2070e-04	.2070e-04	.2070e-04	.2070e-04
efic-ise	.7070e+00	.7000e+00	.7040e+00	.7100e+00	.6570e+00
rpm	.1800e+04	.1800e+04	.1800e+04	.1800e+04	.3000e+04
aN	.1376e+01	.1340e+01	.1324e+01	.1311e+01	.1374e+01
TaenRG	42.90	43.00	43.00	20.00	20.00
maRG	.2690e+02	.2690e+02	.2690e+02	.2690e+02	.3540e+02
UARG	.2639e+00	.2196e+00	.1832e+00	.2187e+00	.2860e+00
UAIC	.0672e+00	.0509e+00	.0497e+00	.0538e+00	.0709e+00
TaenEV	32.70	26.60	21.10	26.60	10.00
ama	.7080e+01	.7080e+01	.7080e+01	.7080e+01	.7080e+01
UAEV	.4703e+00	.4358e+00	.3927e+00	.4446e+00	.5034e+00
Urel	.4000e+00	.4000e+00	.4000e-00	.4000e+00	.4000e-00
Vol	.1025e+01	.1025e+01	.1025e+01	.1025e+01	.1025e+01
superaq	20.2	23.5	28.5	21.1	22.1

Tabela E.2: Dados de entrada

Apêndice F - Resultados experimentais e simulados da série “I”, “M” e “H”.

		I6			I11			I13		
		experim.	simul.	%	experim.	simul.	%	experim.	simul.	%
WCP	kW	1,78	1,91	-7,30	1,39	1,42	-2,16	1,43	1,44	-0,70
η_{is}	-	0,703	0,729	-3,70	0,728	0,732	-0,55	0,728	0,730	-0,27
\dot{m}_{co2}	kg/s	0,026	0,029	-12,74	0,023	0,024	-7,96	0,020	0,023	-13,81
Q _{RG}	kW	3,30	4,19	-26,97	3,23	4,53	-40,25	3,05	4,18	-37,05
Q _{sen}		2,20	2,28	-3,64	2,21	2,42	-9,50	1,82	1,90	-4,40
Q _{at}		0,60	0,63	-5,00	0,57	0,86	-50,88	0,80	1,16	-45,00
rCP	-	2,70	2,57	4,92	2,54	2,44	3,84	2,76	2,48	10,12
COP	-	1,670	1,525	8,68	2,005	2,312	-15,31	1,842	2,126	-15,42
T _{asRG}	°C	60,9	65,1	-6,90	48,8	52,9	-8,40	48,5	52,3	-7,84
T _{asEV}		17,5	17,0	2,86	11,2	10,5	6,25	8,6	9,0	-4,65

Tabela F.1: Resultados experimentais e simulados da série “I”.

		I16			I17			I19		
		experim.	simul.	%	experim.	simul.	%	experim.	simul.	%
WCP	kW	1,38	1,40	-1,45	1,30	1,30	0,00	1,24	1,23	0,81
η_{is}	-	0,728	0,729	-0,14	0,745	0,729	2,15	0,744	0,736	1,08
\dot{m}_{co2}	kg/s	0,020	0,022	-8,87	0,020	0,020	-1,50	0,022	0,025	-11,21
Q _{RG}	kW	2,90	3,99	-37,59	2,53	3,78	-49,41	3,97	5,31	-33,75
Q _{sen}		1,84	2,2	-17,39	2,07	2,37	-14,49	2,48	2,69	-8,47
Q _{at}		0,70	0,85	-21,43	0,22	0,53	-140,91	0,93	0,98	-5,38
rCP	-	2,69	2,59	3,85	2,59	2,57	0,85	2,42	2,25	7,08
COP	-	1,846	2,14	-16,03	1,763	2,15	-21,84	2,758	2,98	-8,16
T _{asRG}	°C	48,1	51,9	-7,90	47,3	51,2	-8,25	40,0	43,7	-9,25
T _{asEV}		8,3	7,5	9,64	7,5	6,1	18,67	9,2	8,7	5,43

Tabela F.2: Resultados experimentais e simulados da série “I”.

		I6			I11			I13		
		experim.	simul.	%	experim.	simul.	%	experim.	simul.	%
T1	°C	36,2	36,6	-1,10	29,1	28,8	1,03	26,3	27,8	-5,70
T1t		36,3	36,8	-1,38	31,0	30,5	1,61	33,0	32,9	0,30
T2		124,2	115,7	6,84	110,1	109,0	1,00	113,8	108,0	5,10
T2t		121,2	113,6	6,27	106,9	106,3	0,56	110,2	105,1	4,63
T3		58,1	58,5	-0,69	46,7	43,7	6,53	46,3	44,3	4,32
T4		45,7	48,1	-4,99	38,4	36,6	4,69	36,9	37,1	-0,54
T5		15,3	15,7	-2,61	9,3	9,0	3,23	6,5	8,0	-23,08
T6		15,2	15,4	-1,32	9,0	9,1	-1,11	6,2	7,6	-22,58

Tabela F.3: Resultados experimentais e simulados da série "T".

		I16			I17			I19		
		experim.	simul.	%	experim.	simul.	%	experim.	simul.	%
T1	°C	28,1	27,8	1,07	30,2	26,6	11,79	20,5	21,6	-5,37
T1t		32,9	30,2	8,21	34,5	32,2	6,70	24,9	25,2	-1,20
T2		113,4	106,3	6,26	111,1	102,4	7,79	96,2	108,0	-12,27
T2t		109,8	103,1	6,10	107,5	99,4	7,50	93,4	104,9	-12,31
T3		46,2	43,5	5,84	45,8	41,1	10,20	37,5	36,8	1,87
T4		37,9	36,3	4,22	33,4	33,5	-0,36	29,8	31,1	-4,36
T5		6,6	6,3	4,55	6,0	5,4	9,33	6,9	8,0	-15,94
T6		6,3	5,9	6,35	5,7	3,2	44,39	6,6	7,6	-15,15

Tabela F.4: Resultados experimentais e simulados da série "T".

		M3			M5			M8		
		experim.	simul.	%	experim.	simul.	%	experim.	simul.	%
WCP	kW	2,93	3,76	-22,07	2,88	3,84	-33,33	2,64	2,84	-7,58
η_{is}	-	0,743	0,727	2,15	0,710	0,705	0,70	0,714	0,714	0,00
m_{co2}	kg/s	0,042	0,046	-8,04	0,029	0,036	-25,00	0,026	0,034	-29,17
QRG	kW	6,38	7,40	-15,99	5,73	5,57	2,79	4,61	5,35	-16,05
Qsen		2,94	3,35	-13,95	2,91	3,41	-17,18	2,66	2,81	-5,64
Qlat		1,73	2,23	-28,90	1,32	1,31	0,76	0,81	1,01	-24,69
rCP	-	2,78	2,70	2,81	3,23	3,17	1,77	3,23	3,01	6,72
COP	-	1,593	1,483	6,91	1,469	1,229	16,34	1,314	1,555	-18,34
TasRG	°C	53,1	56,7	-6,78	51,7	53,4	-3,29	49,6	53,0	-6,85
TasEV		12,8	9,6	25,00	6,5	4,9	24,62	2,9	2,9	0,00

Tabela F.5: Resultados experimentais e simulados da série “M” e “H”.

		M10			H3		
		experim.	simul.	%	experim.	simul.	%
WCP	kW	2,56	3,01	-17,58	5,45	7,02	-28,81
η_{is}	-	0,747	0,728	2,54	0,685	0,718	-4,82
m_{co2}	kg/s	0,025	0,038	-52,44	0,052	0,073	-42,14
QRG	kW	5,88	7,28	-23,81	8,96	9,38	-4,69
Qsen		3,09	3,42	-10,68	3,55	3,38	4,79
Qlat		1,50	2,87	-91,33	2,77	3,57	-28,88
cond	MPa	0,572	0,094	83,57	0,054	0,074	-37,04
rCP	-	2,82	2,57	9,04	3,59	2,91	19,05
COP	-	1,863	1,964	-5,42	1,226	0,950	22,51
TasRG	°C	41,5	45,2	-8,92	53,5	56,9	-6,36
TasEV		5,3	3,8	28,30	8,3	9,4	-13,25

Tabela F.6: Resultados experimentais e simulados da série “T”.

		M3			M5			M8		
		experim.	simul.	%	experim.	simul.	%	experim.	simul.	%
T1	°C	31,1	28,9	7,07	28,1	26,1	7,12	29,8	29,8	0,00
T1t		31,9	29,5	7,52	31,9	29,1	8,78	33,5	32,8	2,09
T2		124,1	108,7	12,41	136,7	102,6	24,95	137,6	101,3	26,38
T2t		120,6	106,3	11,86	132,9	100,7	24,23	133,3	99,4	25,43
T3		50,1	49,3	1,60	48,8	49,0	-0,41	47,5	46,3	2,53
T4		41,0	41,5	-1,22	38,1	40,3	-5,77	39,1	39,9	-2,05
T5		10,9	8,7	20,18	3,6	2,6	27,78	1,3	1,3	0,00

Tabela F.7: Resultados experimentais e simulados da série “M”.

		M10			H3		
		experim.	simul.	%	experim.	simul.	%
T1	°C	24,4	23,7	2,87	28,4	30,7	-8,10
T1t		29,5	27,8	5,76	32,8	32,6	0,61
T2		118,2	102,6	13,20	153,5	108,6	29,25
T2t		114,6	100,2	12,57	148,9	107,1	28,07
T3		40,2	39,1	2,74	50,7	57,9	-14,20
T4		32,9	32,7	0,61	39,0	51,1	-31,03
T5		3,3	2,6	21,21	6,3	8,6	-36,51
T6		2,2	2,6	-18,18	4,2	11,0	-61,82

Tabela F.8: Resultados experimentais e simulados da série “M” e “H”.

BIBLIOGRAFIA

- ASHRAE, "ASHRAE Handbok – Fundamentals". *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*, Inc. Atlanta, GA 30329, 1997.
- ASHRAE, "ASHRAE Handbok – HVAC Systems and Equipment". *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*, Inc. Atlanta, GA 30329, 1992.
- ARI Standard, "Standard for unitary air conditioning and air source heat pump equipment, Air Conditioning and Refrigeration Institute, ARI Standard 210/240, 1989.
- Beaver, A., Yin, J., Bullard, C. W., Hrnjak, P. S., "Experimental and model study of the heat pump/air conditioning systems based on transcritical cycle with R 744". *Proceedings of XX International Congress of Refrigeration*, paper 434, Sydney, Austrália, 1999.
- Brændgaard T., "Test of an open reciprocating compressor operating as low-stage compressor in a R 744/R 717 cascade system". *Proceedings of Refrigeration Science and Technology*, pp. 623-632, Dinamarca, 1996.
- Bredesen, A. M., Hafner, A., Pettersen, J., Neks, P., Aflekt, K., "Heat transfer and pressure drop for in-tube evaporation of CO₂". *Proceedings of Refrigeration Science and Technology*, pp. 35-49, USA, 1997.
- Broesby-Olsen, F., Chemical reactions in Ammonia, Carbon Dioxide and Hydrocarbon systems. *Proceedings of Refrigeration Science and Technology*, pp. 593-603, Dinamarca, 1996.
- Brown, J. e Pearson, S. F., "Performance of Propane, Ammonia and Carbon Dioxide in long tube evaporators and plate heat exchangers". *Proceedings of Refrigeration Science and Technology*, pp. 777-783, Dinamarca, 1996.

- Brown, J. S. e Domanski, P. A., "Semi-theoretical simulation model for a transcritical carbon dioxide mobile A/C system", *SAE World Congress, SAE paper 2000-01-0985, Society of Automotive Engineers, Inc, USA, 2000.*
- Christensen, K. G., "Use of CO₂ as primary and secondary refrigerant in supermarket applications". *Proceedings of XX International Congress of Refrigeration*, paper 375, Sydney, Austrália 1999.
- Chumak, I. G., Onistchenko, V. P., Zagoruchenko, N. V., Kustovsky, V. G., Kurbatov, A. V., "Thermodynamical appraisal of heat pumps with CO₂". *Proceedings of Refrigeration Science and Technology*, pp. 633-637, Dinamarca, 1996.
- Cutler, B., Hwang, Y., Bogdanie, L., Radermacher, R., "Development of a transcritical carbon dioxide enviromental control unit", *Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, pp. 91-98, USA, 2000.
- Devotta, S., Paldakar, A. S., Joshi, S. N., Sawant, N. N., Sane, N. K., "Comparative assessment of CO₂ for window air-conditioners", *Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, pp. 25-32, USA, 2000.
- Domanski, P. and Didion, D. (1983). Computer modeling of the vapor compression cycle with constant flow area expansion device, NBS Building Science Series 155, *National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, USA.*
- Dossat, R. J., "Principles of Refrigeration", *John Wiley & Sons, Inc., 1961.*
- Fagerli, B. E., "An investigation of possibilities for CO₂ compression in a hermetic". *Proceedings of Refrigeration Science and Technology*, pp. 639-649, Dinamarca, 1996.
- H. F. Halozan, R. Rieberer, "CO₂ As Refrigerant Possible Applications". *4th IIR – Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, pp. 53-50, USA, 2000.

- Hashimoto, K., Saikawa, M., "Preliminary experimental results of CO₂ gas-cooling overall heat transfer coefficient under super critical". *Proceedings of Refrigeration Science and Technology*, pp. 50-58, USA, 1997.
- Hashimoto, K., Saikawa, M., Kobayakawa, T., Kusakari, K., Ito, M., Sakakibara, H., "Development of prototype of CO₂ heat pump water heater for residential use" *Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, pp. 51-57, USA, 2000.
- Hesse, U. E., Spauschus, H. O., "Lubricants for carbon dioxide". *Proceedings of Refrigeration Science and Technology*, pp. 605-608, Dinamarca, 1996.
- Hehl, M. E., "Linguagem de Programação Estruturada – FORTRAN 77", *McGraw-Hill Ltda.*, São Paulo, 1986.
- Herbas, T.B., Berlinck, E.C., Uriu, C.A.T., Marques, R. P. and Parise, J.A.R., "Steady-state simulation of vapour compression heat pumps", *International Journal of Energy Research*, vol.17, pp. 801-816, 1993.
- Heyl, P.e Quack, H., "Free piston expander-compressor for CO₂ - design, applications and results", *Proceedings of XX International Congress of Refrigeration*, paper. 516, Sydney, Australia, 1999.
- Holman, J. P., "Transferência de Calor", *McGraw-Hill, Inc*, New York, NY, 1997.
- Holst J., "Test rig for CO₂ automotive air conditioning compressor", *Proceedings of Refrigeration Science and Technology*, pp. 651-658, Dinamarca, 1996.
- Hwang, Y.e Kim, B. H., Radermacher, R., "Boiling heat transfer correlation for Carbon Dioxide", *Proceedings of Refrigeration Science and Technology*, pp. 81-95, USA, 1997.
- Hwang, Y., Radermacher, R., "Evaluation of Carbon Dioxide heat exchanger" *Proceedings of Refrigeration Science and Technology*, pp. 105-115, USA, 1997.
- Incropera, F. P. e Witt, D. P., "Fundamento de Transferência de Calor e Massa", 3^a edição, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.^a, Rio de Janeiro, Brasil, 1990.

- Infante Ferreira, C. A. e Boukens, R. A., "Carbon Dioxide - secondary coolant or refrigerant for cascade systems", *Proceedings of Refrigeration Science and Technology*, pp. 185-194, Dinamarca, 1996.
- Infante Ferreira, C. A. e Soesanto, S., "CO₂ in comparison with R 404A", *Proceedings of Refrigeration Science and Technology*, pp. 141-149, USA, 1996.
- International Organization for Standardization - ISO 1662, Mechanical refrigerating systems used for cooling and heating – Safety requirements, 1971.
- Jakobsen, A., "Improving efficiency of trans-critical CO₂ cycles using an ejector driven by heat rejected in the gas cooler", *Proceedings of XX International Congress of Refrigeration*, paper 246, Sydney, Australia, 1999.
- Kauf, F., "Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles", *International Journal Thermal Science*, vol. 38, pp. 325-330, 1999.
- Kays, W.M. and London, A.L. (1964), Compact Heat Exchangers, 2nd ed., McGraw-Hill.
- Klöcker, K, Schmidt, E. L., Steimle, F., "Carbon dioxide as a working fluid in drying heat pumps", *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, pp. 100-107, 2001.
- Kurganov, V. A., "Heat transfer and pressure drop in tubes under supercritical pressure of the coolant. Parte 1: Specifics of the thermophysical properties, hydrodynamics, and heat transfer of the liquid. Regimes of normal heat transfer", *Thermal Engineering*, vol. 45, n° 3, pp. 177-185, 1998.
- Kurganov, V. A., "Heat transfer and pressure drop in tubes under supercritical pressure. Parte 2: Heat transfer and friction at high heat fluxes. The influence of additional factors. Enhancement of deteriorated heat transfer", *Thermal Engineering*, vol. 45, n° 4, pp. 301-310, 1998.
- Lemke N., Tegethoff W., Schuetz S., Koehler J., "Stratified tap-water-storage system for carbon dioxide heat pumps", *Proceedings of XX International Congress of Refrigeration*, paper 049, Sydney, Australia, 1999.

- Liao, S. M., Zhao, T. S., Jakobsen, A., "A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical Carbon Dioxide cycles", *Applied Thermal Engineering*, pp. 831-841, 2000.
- Lorentzen, G. E Pettersen, J., "A new, efficient and environmentally begin system for car air-conditioning", *International Journal of Refrigeration*, vol. 16, n° 1, pp. 4-12 , 1993.
- McEnaney, R. P., Park, Y. C., Yin, J. M. E Hrnjak, P. S., "Performance of the prototype of a transcritical R 744 mobile A/C system" *SAE International Congress and Exposition, SAE paper 1999-01-0872, Society of Automotive Engineers, Inc*, 1999.
- McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W., Peskin, A. P., "NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerant and Refrigerant Mixtures – REFPROP. User's Guide ". Physical and Chemical Properties Division, NIST, Boulder, Colorado, USA, 1998.
- McQuiston, F. C. e Parker, J. C., "Heating, ventilating and air conditioning". John Wiley & Sons, Inc., 3th edition, 1996.
- M. Saikawa, K. Hashimoto, " Development of Prototype of CO₂ Heat Pump Water Heater for Residential Use", 4th IIR – *Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, pp. 53-50, USA, 2000.
- Mukaiyama, H., Kuwabara, O., Izaki, K., "Experimental results and evaluation of residential CO₂ heat pump water heater" *Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, pp. 67-73, USA, 2000.
- Nekså, P., Rekstad H., Zakeri G. R. E Schiefloe P. A., "CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results", *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, n° 3, pp. 172-179, 1998.
- Nekså, P., Dorin, F., Rekstad, H., Bredesen, A., Serbisse, A., "Development of semi-hermetic CO₂-compressors", *Proceedings of XX International Congress of Refrigeration*, paper 424, Sydney, Austrália, 1999.

- Nederlands Normalisatie Instituut - NEN 3380, Veiligheid van koelinstallaties, 1971.
- Olson, D., "Heat transfer in supercritical carbon dioxide with convective boundary conditions", *Proceedings of XX International Congress of Refrigeration*, paper 641, Sydney, Australia, 1999.
- Parise, J.A.R., "Simulação de Sistemas de Refrigeração", *Notas de Aula*, PUC-Rio, Departamento de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, Brasil, 1999.
- Parise, J.A.R., "Simulation of Vapor-Compression Heat Pumps", *Simulation*, vol. 46, nº 2, pp. 71-76, 1986.
- Patil, A. S.e Manzione, J. A., "US army CO₂ development program", *Proceedings of XX International Congress of Refrigeration*, paper 655, Sydney, Austrália, 1999.
- Pereira, R. H., Motta, S. Y., e Parise, J. A.R., "A Study on the Polytropic Exponent of Open Reciprocating Compressors", *III Congresso Ibero Americano de Ar Condicionado e Refrigeração*, CIAR-CONBRAVA, pp 47-58, São Paulo, Brasil, 1995.
- Pettersen J., Aarlién R., Skaugen G., Nekså P., "Residencial air conditioning with CO₂ – preliminary results" *Proceedings of Refrigeration Science and Technology*, pp. 659-666, Dinamarca, 1996.
- Pettersen, J., "Comparison of explosion energies in residencial air-conditioning systems based on HCFC-22 and CO₂", *Proceedings of XX International Congress of Refrigeration*, paper 240, Sydney, Austrália, 1999.
- Pettersen, J., Hafner, A., Skaugen, G. E Rekstad H., "Development of compact heat exchangers for CO₂ air-conditioning systems", *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, nº 3, pp. 180-193, 1998.
- Pettersen, J., Rieberer, R., Leister, A., " Heat transfer and pressure drop characteristics of super-critical carbon dioxide in microchanel tubes under cooling", *Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, pp. 99-106, USA, 2000.


- Rolfsman, L., "Plant design considerations for cascade systems using CO₂", *Proceedings of XX International Congress of Refrigeration*, 649, Sydney, Australia, 1999.
- Schmidt, E. L., Klöcker, K., Flake, N. E., Steimle, F., "Applying the transcritical CO₂ process to a drying heat pump", *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, n° 3, pp. 202-211, 1998.
- Schmidt, E. L., Klöcker, K., Flacke, N. E., Steimle, F., "A heat pump dryer using carbon dioxide as working fluid", *Proceedings of XX International Congress of Refrigeration*, paper 047, Sydney, Austrália, 1999.
- Schönfeld, H. e Krauss, W. E., "Calculation and simulation of a heat exchanger supercritical carbon dioxide", *Proceedings of Refrigeration Science and Technology*, pp. 72-80, USA, 1997.
- Skaugen, G. e Chr. Svensson, M., "Dynamic Modeling and simulation of a transcritical CO₂ heat pump unit", *IIR-IIF-Sections B and C*, Oslo Norway, 1998.
- Spauschus, H. O. E Hesse, U., "Lubricants for Carbon Dioxide", *Proceedings of Refrigeration Science and Technology*, pp. 605-614, Dinamarca, 1996.
- Steimle F., Flacke N., Klöcker K., "Design and construction of a cascade refrigeration plant for the energetic investigation of natural working fluid combinations" *Proceedings of XX International Congress of Refrigeration*, paper 048, Sydney, Austrália, 1999.
- Stoeker, W.F., "Refrigeração indusrial", Edgard Blücher Ltda.", São Paulo, 1994.
- Stoeker, W.F., Jones, J. W., "Refrigeração e ar condicionado", McGraw-Hill, São Paulo, 1985.
- Süß, J. E Kruse, H. e "Efficiency of the indicated process of CO₂-compressors", *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, n° 3, pp. 194-201, 1998.
- Sun X., Weihua, L., Que, X., Chen, Z., "Researches on dynamic simulation and optimization of automobile air conditioning system – Part 1 – Mathematical model

- and dynamic simulation of automobile air conditioning system", *Proceedings of XX International Congress of Refrigeration*, paper 577, Sydney, Austrália, 1999.
- Wylen, G. J. V. e Sonntag, R. E., "Fundamentos da Termodinâmica Clássica", Edgard Blücher Ltda.", São Paulo, Brasil, 1976.
- Weihua, L., Hemin, S., Shuli, Y., Xingjian, M., "Performance simulation of automotive air conditioning system", *Proceedings of XX International Congress of Refrigeration*, paper 167, Sydney, Austrália, 1999.
- Yanagisawa, T., Fukuta, M., Ogi, Y., Ishii, D., "Performance characteristics of compressors working with carbon dioxide", *Proceedings of XX International Congress of Refrigeration*, paper 328, Sydney, Australia, 1999.
- Yarrall, M. G., White, S. D., Cleland, D. J., Kallu, R. D. S., Hedley, R. A., "Performance of a transcritical CO₂ heat pump for simultaneous refrigeration and water heating", *Proceedings of XX International Congress of Refrigeration*, paper 651, Sydney, Austrália, 1999.
- Zakeri, R. G., Neks, P., Rekstad H., Lang-Ree, K., Olsen, T., "Results and experiences with the first commercial pilot plant CO₂ heat pump water heater" *Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, pp. 59-65, USA, 2000.
- Zhao, Y., Ohadi, M. M., Dessiatoun, A., Ohadi, M. M. E Dessiatoun, S. V., "Flow boiling of CO₂ in microchannels", *ASHRAE Transactions*, vol. 106, part. 1, pp. 01-09, 2000.

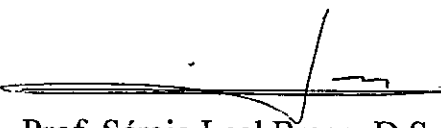
SIMULAÇÃO DE UM CONDICIONADOR DE AR AUTOMOTIVO EMPREGANDO CO₂ COMO REFRIGERANTE

PEDRO PRUDÊNCIO DE MORAIS FILHO


Dissertação apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio, no dia 22 de março de 2002, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, tendo sido aprovada pela Banca Examinadora, da qual participaram os seguintes professores:



Prof. José Alberto dos Reis Parise, Ph.D.
Orientador DEM/PUC-Rio



Prof. Sérgio Leal Braga, D.S.c.
DEM/PUC-Rio

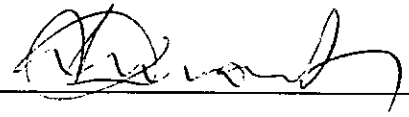


Profª. Mônica Feijó Naccache, D.S.c.
DEM/PUC-Rio



Profª. Gisele Maria Ribeiro Vieira, D.S.c.
UCP

Visto e permitida a impressão
Rio de Janeiro, 25/03/2002



Prof. Ney Augusto Dumont
Coordenador dos Programas de Pós-Graduação
do Centro Técnico Científico