

DESENVOLVIMENTO E AVALIAÇÃO DE UMA
BOMBA DE CALOR USADA NO CONDICIONAMENTO
DE AR PARA SECAGEM DE ALIMENTOS

34/93

DESENVOLVIMENTO E AVALIAÇÃO DE UMA BOMBA DE CALOR USADA
NO CONDICIONAMENTO DE AR PARA SECAGEM DE ALIMENTOS

SÍLVIO JOSÉ/ROSSI ^{n.º 236}
Engenheiro de Alimentos

tese apresentada para obtenção do título
de doutor em Engenharia de Alimentos

Pauco

*Este exemplar corresponde
a redação final da Tese
defendida por Sílvio José
Rossi e aprovada pela
Comissão Julgadora em*

Orientador:

Prof. Dr. THEO GUENTER KIECKBUSCH

31.05.93

Imk

FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
1993



BANCA EXAMINADORA

Smil

Prof. Dr. Theo Guenter Kieckbusch
(orientador)

Finzer

Prof. Dr. José Roberto Delalibera Finzer
(membro)

de Andrade

Prof. Dr. Alberto Luiz de Andrade
(membro)

Cortez

Prof. Dr. Luís Augusto Barbosa Cortez
(membro)

Gasparetto

Prof. Dr. Carlos Alberto Gasparetto
(membro)

Menegalli

Profa. Dra. Florencia Cecilia Menegalli
(membro)

Marsaioli

Prof. Dr. Antonio Marsaioli Júnior
(membro)

Campinas, *31* de *maio* de 1993.

De nihilo nihit fit.

Aos meu país, Pedro e Tereza.
Aos meus filhos, Daniel e Pedro.
À minha esposa, Sô.

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Dr. THEO GUENTER KIECKBUSCH, pela segura orientação e dedicada atenção em todas as etapas deste trabalho.

Ao Professor LINCOLN DE CAMARGO NEVES FILHO, pela inestimável colaboração, particularmente nas fases da montagem dos equipamentos envolvidos no presente trabalho.

Aos Professores integrantes da pré-banca, Dr. JOSÉ ROBERTO DELALIBERA FINZER, Dr. ALBERTO LUIZ DE ANDRADE, Dr. LUÍZ AUGUSTO BARBOSA CORTEZ, Dr. CARLOS ALBERTO GASPARETTO, Dr. ANTONIO MARSAIOLI JUNIOR e Dra. FLORENCIA CECILIA MENEGALLI, pelas correções e sugestões apresentadas à versão inicial do texto deste trabalho.

À Faculdade de Engenharia de Alimentos (FEA), da Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), em particular ao Departamento de Engenharia, pela cessão de instalações físicas, laboratórios e funcionários.

À Universidade Federal da Paraíba, através do Departamento de Tecnologia Química e de Alimentos (DTQA/CT) e da Pró-Reitoria de Pós-Graduação e Pesquisa (PRPG), pela oportunidade e facilidades concedidas.

À Coordenadoria de Aperfeiçoamento do Pessoal de Ensino Superior (CAPES), pela bolsa de estudos e auxílios concedidos, através do Programa Institucional de Capacitação Docente (PICD).

À Faculdade de Engenharia Agrícola (FEAGRI), da Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), pela cessão de parte dos equipamentos envolvidos no presente trabalho.

Às seguintes empresas, em particular às pessoas que gentilmente nos atenderam, pela doação de materiais utilizados na montagem da bomba de calor:

Danfoss do Brasil Indústria e Comércio Ltda; Eng. SVEND A. BENNEDSEN;
Hoechst do Brasil Química e Farmacêutica S.A.; Eng. PAULO NEULAENDER;
McQuay do Brasil Indústria e Comércio S.A.; Eng. MAURÍCIO BARBOSA Jr.;
Coldex Frigor Equipamentos S.A.; Eng.s PAULO FRANCINI e RUBENS LOBASSO;
Atenas Indústria e Exportação Ltda; Eng. PEDRO CONSTANTINO EVANGELINOS;
Sabroe Tupiniquim Termointustrial Ltda.; Eng. WANDERLEY MARTINS FILHO.

À empresa Sobreira Motta Ltda (MIX) e à Universidade de Ribeirão Preto (UNAERP), pelas facilidades computacionais concedidas durante as fases da elaboração do programa de simulação e redação da tese.

Ao Instituto de Tecnologia de Alimentos (ITAL), na pessoa da Pesquisadora Científica VERA LÚCIA PUPO FERREIRA, chefe da Seção de Avaliação e Controle de Qualidade, pelas análises de cor em amostras de cebola desidratada e pelas sugestões apresentadas.

À Profa. Dra. MARIA APARECIDA A. P. SILVA, do Departamento de Nutrição da Faculdade de Engenharia de Alimentos (FEA/UNICAMP), pelo auxílio na análise estatística de dados de curvas de secagem.

À Associação Brasileira das Indústrias da Alimentação (ABIA), pela cessão das fotocópias das versões inicial e final deste trabalho.

À Jane, Márcio, Asdrúbal, Aparecido, Paraíba, Sr. Natalino, Douglas, Otair, Jaime, Miro e Fátima, pela dedicada colaboração neste trabalho.

À Lúcia, Dora, Nilo, João, Lincoln e Theo; pela amizade.

ÍNDICE

	índice	página
Índice das Tabelas	i	
Índice das Figuras	iv	
Nomenclatura	viii	
Resumo	xiv	
Summary	xv	
1. Introdução	1	
2. Revisão bibliográfica	9	
2.1. Bomba de calor	9	
2.1.1. Caracterização dos principais sistemas	9	
2.1.2. Critérios para avaliação do desempenho	12	
2.1.2.1. Análise pela 1ª Lei da Termodinâmica	12	
2.1.2.2. Análise pela 2ª Lei da Termodinâmica	14	
2.1.2.3. Avaliações exergéticas em sistemas por compressão mecânica	18	
2.2. Aplicações da bomba de calor na secagem de alimentos	24	
2.3. Secagem de cebola	39	
3. Metodologia	42	
3.1. Montagem da bomba de calor	42	
3.2. Escolha de métodos e calibração dos elementos de medição	47	
3.2.1. Termopares	47	
3.2.2. Termômetros	48	
3.2.3. Manômetros	48	
3.2.4. Rotâmetro de R22	49	
3.2.5. Vazão de ar	49	
3.2.6. Wattímetro	52	
3.3. Ensaaios termodinâmicos	52	
3.4. Etapas preparatórias à secagem	57	
3.4.1. Montagem dos secadores	57	
3.4.2. Matéria-prima	59	
3.4.3. Processamento da matéria-prima	60	
3.5. Ensaios de secagem	60	

3.6. Simulação	65
3.6.1. Planejamento	65
3.6.2. Fluxograma	66
3.6.2.1. Dados de entrada e estimativas iniciais	66
3.6.2.2. Sequência de cálculos	66
3.6.3. Sub-rotinas e correlações utilizadas	73
3.6.3.1. PSICRO	73
3.6.3.2. INIT e EQN	73
3.6.3.3. HREF	73
3.6.3.4. HAR	75
3.6.3.5. ALETA	78
3.6.3.6. DIMTC	79
4. Resultados e discussão	80
4.1. Ensaaios termodinâmicos	80
4.2. Secagem	86
4.2.1. Ensaaios preliminares	86
4.2.2. Ensaaios comparativos entre os secadores BC e RE	90
4.3. Simulação	100
4.3.1. Escolha dos dados de entrada	100
4.3.1.1. Critérios adotados preliminarmente ..	100
4.3.1.2. Variações em torno de valores previa- mente escolhidos	102
4.3.2. Perda de carga na linha de sucção	105
4.3.3. Comparação entre resultados experimentais e simulados	107
4.3.4. Simulação para diferentes condições operacio- nais	116
5. Conclusões	123
6. Sugestões	125
7 Bibliografia	126
Apêndices	135

ÍNDICE DAS TABELAS

n°	título	página
2.1.	Condições de operação e resultados de análise exergética em ciclo de simples estágio por compressão de vapor (R12)	19
2.2.	Dados de entrada para avaliação exergética de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor (R22)	23
2.3.	Avaliação exergética com base nos dados da Tabela 2.2.	23
2.4.	Condições de operação e resultados do uso de bomba de calor na secagem de arroz	38
3.1.	Temperaturas medidas pelos termopares nos testes de calibração com termômetros de referência (°C)	47
3.2.	Coeficientes da equação de correção das temperaturas medidas pelos termopares	48
3.3.	Desvios padrão de valores indicados pela balança semi-analítica utilizada na pesagem de água condensada no evaporador e na pesagem das bandejas em ensaios de secagem de cebolas esfatiadas	51
3.4.	Caracterização de ensaios preliminares de secagem de cebolas esfatiadas realizados nos secadores BC e RE, sob diferentes temperaturas do ar de secagem ($t_{ar, sec}$)	63
3.5.	Caracterização de ensaios comparativos de secagem de cebolas esfatiadas. Secadores BC e RE com ar a 55°C ..	63
3.6	Dados de entrada para o programa SIMBC	70

3.7.	Estimativas iniciais para o programa SIMBC	71
3.8.	Equações usadas no cálculo das propriedades físicas do R22	76
3.9.	Parâmetros calculados pela sub-rotina DIMTC	79
4.1.	Condições de operação e resultados no circuito de ar de ensaios realizados com a bomba de calor (série #1)	81
4.2.	Avaliação termodinâmica da bomba de calor (série #1)	81
4.3.	Condições de operação e resultados no circuito de ar de ensaios realizados com a bomba de calor (série #2)	83
4.4.	Avaliação termodinâmica da bomba de calor (série #2)	83
4.5.	Condições operacionais médias e resultados dos ensaios preliminares de secagem de cebolas esfatiadas	87
4.6.	Condições operacionais médias e resultados dos ensaios comparativos de secagem de cebola, com ar a 55°C	91
4.7.	Condições operacionais médias e resultados dos ensaios comparativos da segunda etapa da secagem de cebola (55°C)	96
4.8.	Resultados médios de 4 leituras de cor em amostras de cebolas esfatiadas, retiradas no início e no final da segunda etapa de secagem	97
4.9.	Resultados médios de 4 leituras de cor em amostras de cebolas esfatiadas, retiradas de lotes armazenados durante 22-23 meses após a secagem	98
4.10.	Influência de EFISO no desempenho da bomba de calor, sob condições do ensaio 1, série 1 (RVESUC=0,85 e RVEM=0,075)	104

4.11. Influência de RVESUC no desempenho da bomba de calor, sob condições do ensaio 1, série 1 (EFISO=0,75 e RVEM=0,075)	104
4.12. Influência de RVEM no desempenho da bomba de calor, sob condições do ensaio 1, série 1 (EFISO=0,75 e RVESUC=0,85)	104
4.13. Influência da perda de carga na válvula controladora da pressão de evaporação no desempenho da bomba de calor, sob condições do ensaio 9, série 1	106
4.14. Comparação entre resultados simulados e experimentais, sob condições do ensaio 1, série 1	109
4.15. Comparação entre resultados simulados e experimentais, sob condições do ensaio 2, série 1	110
4.16. Comparação entre resultados simulados e experimentais, sob condições do ensaio 3, série 1	111
4.17. Comparação entre resultados simulados e experimentais, sob condições do ensaio 1, série 2	113
4.18. Comparação entre resultados simulados e experimentais, sob condições do ensaio 2, série 2	114
4.19. Comparação entre resultados simulados e experimentais, sob condições do ensaio 3, série 2	115
4.20. Influência da vazão de ar no desempenho da bomba de calor, sob condições do ensaio 1, série 1	118
4.21. Influência do volume de deslocamento dos pistões do compressor, VPIST, no desempenho da bomba de calor, sob condições do ensaio 1, série 1	120

ÍNDICE DAS FIGURAS

n°	título	página
2.1.	Princípios de operação de sistemas de bomba de calor	9
2.2.	Balanço de exergia em processos irreversíveis	15
2.3.	Refrigeração por compressão de amônia	20
2.4.	Diagrama dos fluxos de energia e de exergia para o ciclo de refrigeração por compressão de amônia	20
2.5.	Diagrama dos fluxos de exergia (kW) em bomba de calor	22
2.6.	Esquema de instalação da bomba de calor em secador com circuito fechado de ar	25
2.7.	Efeito do teor de umidade de soja e do consumo do motor do ventilador (VC) no consumo específico de energia durante a secagem com ar ambiente noturno aquecido por bomba de calor (BC) ou resistências elétricas (RE)	28
2.8.	Influência do consumo do motor do ventilador no COP de aquecimento de bomba de calor aplicada na secagem de grãos	29
2.9.	Influência da vazão de ar no COP de aquecimento de bomba de calor aplicada na secagem de grãos, para duas alturas do produto no silo	30
2.10	Esquema de instalação da bomba de calor em secador com recirculação de ar	31
2.11.	Curvas de secagem de milho	32
2.12.	Esquema da instalação de bomba de calor na secagem de pescado salgado, com circuito fechado de ar	36

3.1.	Esquema da instalação da bomba de calor acoplada à câmara de secagem (secador BC) (vista lateral)	42
3.2.	Esquema da instalação do circuito do refrigerante	45
3.3.	Visão geral da instalação da bomba de calor	46
3.4.	Instrumentos e acessórios de medição e controle e vista parcial da tubulação do refrigerante com isolamento	46
3.5.	Curva de calibração da placa de orifício usada no circuito de ar do secador RE	50
3.6.	Sistema usado no controle das condições do ar na entrada da bomba de calor	54
3.7.	Elevação do potencial de secagem da bomba de calor em relação ao ar ambiente	58
3.8.	Metodologia para avaliação da economia de energia elétrica entre a secagem com bomba de calor e com resistências elétricas	58
3.9.	Fases da preparação da cebola para os ensaios de secagem	61
3.10	Detalhe da cebola acondicionada nas bandejas antes do início dos ensaios simultâneos de secagem	61
3.11.	Fluxograma dos processos da bomba de calor, com indicação de dados de entrada e estimativas iniciais para o programa SIMBC	65
3.12.	Fluxograma do programa SIMBC	69
3.13.	Configurações adotadas para o evaporador e condensador	72

3.14. Esquema do elemento adotado no cálculo da transferência de calor na superfície aletada do evaporador e do condensador	72
4.1. Diagrama dos fluxos de exergia resultante da operação da bomba de calor sob condições do ensaio 1 (série #2)	84
4.2. Elevação do potencial de secagem do ar ambiente nas duas séries de ensaios para avaliação do desempenho da bomba de calor	85
4.3. Estimativa da economia de energia elétrica decorrente do uso da bomba de calor em relação a um sistema similar à base de resistências elétricas	86
4.4. Curvas de secagem de cebola, obtidas em ensaios preliminares com ar a diferentes temperaturas	89
4.5. Curvas de secagem de cebola, com ar à 60°C e a diferentes velocidades	90
4.6. Curvas de secagem de cebola obtidas em ensaios simultâneos com secadores BC e RE, à temperatura de 55°C	92
4.7. Curvas de secagem de cebola obtidas em ensaios simultâneos com secadores BC e RE, a partir de 8 h do início (ensaio 3)	92
4.8. Curvas da segunda etapa de secagem de cebola, de ensaios simultâneos com secadores BC e RE, com ar à 55°C	96
4.9. Curvas espectrais de cebolas esfatiadas, obtidas de dados médios de 4 leituras de cor em amostras retiradas no início e no final da segunda etapa de secagem	97
4.10. Curvas espectrais de cebolas esfatiadas, obtidas de dados médios de 4 leituras de cor em amostras retiradas de lotes armazenados durante 22-23 meses após secagem	98

4.11. Efeito da temperatura do ar de secagem e do tempo de exposição na cor de fatias de cebola desidratadas	99
4.12. Alteração na cor de fatias de cebola durante a secagem com ar à temperatura de 60°C	99
4.13. Influência da vazão de ar na temperatura de evaporação sob condições do ensaio 1, série 1.(Valores simulados)	119
4.14. Influência do volume de deslocamento dos pistões do compressor na temperatura de evaporação, sob condições do ensaio 1, série 1. (Valores simulados)	121

NOMENCLATURA

A	área,	m ²
COP	coeficiente de desempenho, $COP = \Delta h_{r, CD} / \Delta h_{r, CP}$,	-
COP _{ef}	coeficiente de desempenho efetivo, $COP_{ef} = (\dot{m} \Delta h)_{ar} / \dot{W}_{CP}$,	-
Cp	calor específico, à pressão constante,	kJ/kg°C
Cv	calor específico, a volume constante,	kJ/kg°C
d	comprimento longitudinal do trocador de calor,	m
D	diâmetro,	m
e	economia relativa,	%
e	espessura,	m
g	aceleração da gravidade,	m/s ²
$\dot{G}$	fluxo mássico,	kg/h m ²
h	coeficiente de transferência de calor,	kJ/s m ² °C
h	entalpia específica,	kJ/kg
H	altura de menisco de água,	mm H ₂ O
i	calor latente de vaporização,	kJ/kg
Irr	irreversibilidade,	kW
Irr	irreversibilidade específica,	kWh/kg
k	condutividade térmica,	kJ/s m°C
m	massa,	kg
$\dot{m}$	vazão mássica,	kg/h
n	número de colunas de tubos do trocador de calor,	-
P	pressão,	Pa
q	efeito frigorífico,	kJ/kg
$\dot{Q}$	calor transferido por unidade de tempo,	kW (kJ/s)
r	aumento do potencial de secagem do ar ambiente, (equações 3.7 e 3.8),	-
s	entropia,	kJ/kg K
t	temperatura,	°C
T	temperatura absoluta,	K
U	conteúdo de umidade do produto,	%
v	velocidade,	m/s
V	vazão volumétrica,	m ³ /min
$\dot{x}$	exergia,	kW (kJ/s)
x	exergia específica,	kWh/kg
x	qualidade do vapor do refrigerante,	kg _v /kg _{1+v}

X	distância entre tubos,	m
W	umidade absoluta do ar,	$\text{kg}_v/\text{kg}_{\text{ar seco}}$
$\dot{W}$	potência	kW
W	potência específica,	kWh/kg
β	coeficiente de emissividade (equação 3.39),	$^{\circ}\text{C}^{-1}$
γ	coeficiente politrópico (equações 3.13 e 3.14),	decimal
δ	diâmetro externo (tubo + isolamento) (equação 3.38),	m
Δ	diferença absoluta,	-
ϕ	umidade relativa do ar,	%
ψ	fator multiplicador relativo à perda de carga em escoamento bifásico (equação 3.35),	-
η	eficiência,	decimal
λ	eficiência volumétrica do compressor,	decimal
μ	viscosidade dinâmica,	kg/m h
ρ	densidade,	kg/m^3
θ	tempo de secagem,	h
ξ	erro admissível.	-

subscritos

ar	ar
ag	água
al	aleta
amb	ambiente
aq	aquecimento
b. ú.	base úmida
c	convectivo
cam	câmara
cd	condensação
corr	corrigido
cp	compressão
D	diâmetro
desc	descarga
e	entrada
ef	efetivo
en	energia elétrica
eq	equivalente; equilíbrio
ev	evaporação

ex	exergética (o)
fc	frontal
fl	fluido
gl	global
h	hidráulico
H	vertical
i	interno
in	inicial
is	isoentrópica (o)
isol	isolante; isolamento
l	líquido
L	horizontal, longitudinal
lat	latente
min	mínima (o)
nat	natural
o	externo; ambiente externo; estado de referência
r	refrigerante
rad	radiativo
resf	resfriamento
s	saída
sat	saturação; estado saturado
sec	secagem
suc	sucção
sup	superaquecido; superfície
t	total
tp	termopar
TP	referente a escoamento bifásico
v	vapor
θ	tempo

Grupos adimensionais

Bo	número de ebulição (equação 3.27)
Co	número de convecção (equação 3.26)
Fr	número de Froude (equação 3.28)
Ga	número de Galileo (equação 3.34)
Gr	número de Grashoff (equação 3.39)

Le	número de Lewis (equação 3.53)
Nu	número de Nusselt (equação 3.30)
Pr	número de Prandtl (equação 3.22)
Re	número de Reynolds (equações 3.21 e 3.24)
X_{tt}	parâmetro de Lockhart-Martinelli (equação 3.36)

Siglas citadas no texto

BC	bomba de calor
CD	condensador
CP	compressor
CPC	válvula reguladora da pressão de sucção do refrigerante
CPP	válvula reguladora da pressão de evaporação do refrigerante
CS	câmara de secagem
EV	evaporador
GL	garrafa de líquido
GLP	gas liquefeito de petróleo
RE	resistência(s) elétrica(s)
TC	trocador de calor
VC	ventilador centrífugo
VE	válvula de expansão
VENT	ventilador

Variáveis do programa de simulação SIMBC, citadas no texto

ABEQ	vazão de água coletada no bequer abaixo do evaporador,	kg/h
CONS	consumo de energia elétrica do motor do compressor,	kW
DEN3EV	} resistências à troca de calor devido ao contato entre aleta e tubo, no evaporador e no condensador,	$(\text{kJ/s m}^2\text{°C})^{-1}$
DEN3CD		
DEN4EV	} resistências à troca de calor devido a depósitos no evaporador e no condensador (lado do ar),	$(\text{kJ/s m}^2\text{°C})^{-1}$
DEN4CD		
DEN5EV	} resistências à troca de calor devido a depósitos no evaporador e no condensador (lado do R22),	$(\text{kJ/s m}^2\text{°C})^{-1}$
DEN5CD		

DTAR	aquecimento complementar por resistência elétrica,	°C
DTCONC	subresfriamento do R22 líquido no condensador (calculado),	°C
DTCOND	subresfriamento do R22 líquido no condensador (especificado),	°C
DTDESC	resfriamento do R22 na linha de descarga,	°C
DTEV	superaquecimento do R22 vapor no evaporador (especificado),	°C
DTEVC	superaquecimento do R22 vapor no evaporador (calculado),	°C
DTLIQ	resfriamento total do R22 na linha de líquido,	°C
DTLIQ1	resfriamento do R22 entre CD e GL,	°C
DTLIQ2	resfriamento do R22 na garrafa de líquido (GL),	°C
DTLIQ3	resfriamento do R22 entre GL e TC,	°C
DTLIQ4	resfriamento do R22 no trocador de calor (TC),	°C
DTLIQ5	resfriamento do R22 entre TC e VE,	°C
DTSUC	aquecimento do R22 no trocador de calor (TC),	°C
DTVP1	aquecimento do R22 entre EV e TC,	°C
DTVP3	aquecimento do R22 entre TC e CP,	°C
EFCD	eficiência de troca de calor no condensador,	decimal
EFCP	eficiência global do compressor,	decimal
EFEV	eficiência de troca de calor no evaporador,	decimal
EFISO	eficiência isoentrópica do compressor,	decimal
EFVI	eficiência volumétrica ideal do compressor,	decimal
EFVR	eficiência volumétrica real do compressor,	decimal
HARCOND	entalpia do ar na saída do condensador,	kJ/kg
HARSEC	entalpia do ar na entrada do secador,	kJ/kg
HDESC	entalpia do R22 na descarga do compressor ($\eta_{1s} < 1$),	kJ/kg
HISO	entalpia do R22 na descarga do compressor ($\eta_{1s} = 1$),	kJ/kg
HSUC	entalpia do R22 na sucção do compressor,	kJ/kg
NCONFIG	configuração do EV e do CD, conforme Figura 3.13	-
PCOND	pressão de condensação,	MPa
PEV	pressão de evaporação,	MPa
QCD	carga de condensação (condensador)	kJ/s
QCDAR	carga de condensação fornecida ao ar	kJ/s
QCDR	carga de condensação retirada do R22	kJ/s
QCOMP	energia elétrica para sobreaquecer o ar	kW
QCP	carga de compressão fornecida ao R22	kJ/s
QCPR	potência fornecida ao motor do compressor	kW
QO	carga de resfriamento (evaporador)	kJ/s
QOAR	carga de resfriamento (circuito do ar, no evaporador)	kJ/s

QOR	carga de resfriamento (circuito do R22, no evaporador)	kJ/s
RVEM	fração do volume do espaço morto no compressor,	decimal
RVESUC	razão entre os volumes específicos do R22 na sucção do compressor,	decimal
TAR	temperatura do ar	°C
TAR1	temperatura de bulbo seco do ar ambiente,	°C
TARCOND	temperatura do ar na saída do condensador,	°C
TARSEC	temperatura do ar na entrada do secador (calculada),	°C
TCOND	temperatura de condensação do R22,	°C
TDESC	temperatura de descarga do R22,	°C
TEV	temperatura de evaporação do R22,	°C
TR22	temperatura do R22	°C
TSEC	temperatura do ar na entrada do secador (especificada),	°C
TSUC	temperatura do R22 na sucção do compressor,	°C
UR1	umidade relativa do ar ambiente,	decimal
URSEC	umidade relativa do ar na entrada do secador (especificada),	decimal
VESP1	volume específico do R22 na sucção do compressor,	m ³ /kg
VPIST	volume de deslocamento dos pistões do compressor,	m ³ /h
VREF	volume deslocado de R22 pelo compressor,	m ³ /h
XMAR	vazão mássica do ar,	kg/h
XMR	vazão mássica do R22,	kg/h
XRF	qualidade do vapor do R22,	kg _v /kg _{l+v}
WARCOND	umidade absoluta do ar na saída do condensador,	kg _v /kg _{ar seco}
WARSEC	umidade absoluta do ar na entrada do secador (calculada),	kg _v /kg _{ar seco}
WSEC	umidade absoluta do ar na entrada do secador (especificada),	kg _v /kg _{ar seco}

RESUMO

Uma bomba de calor composta por compressor alternativo acoplado a motor elétrico de 1,1 kW, condensador a ar, evaporador de expansão seca, refrigerante R22 e instrumentos de medição e controle foi conectada a um secador de bandejas. Ar ambiente era succionado através do evaporador, em seguida passava pelo condensador e era descarregado no secador.

O desempenho termodinâmico da bomba de calor foi avaliado por ensaios nos quais se controlava previamente as condições do ar na entrada do evaporador (temperatura: 21, 25 e 30°C; umidade relativa, ϕ : 40, 64 e 92%). Os resultados indicaram a temperatura de evaporação (t_{ev}) do refrigerante como o parâmetro operacional de maior influência na viabilidade da bomba de calor como sistema alternativo de condicionamento de ar para secagem de alimentos. A economia do consumo de energia elétrica, em relação a um sistema que usa apenas resistências elétricas para sobreaquecer o ar até produzir o mesmo potencial de secagem, foi da ordem de 40% quando se usou ar úmido ($\phi > 90\%$) e $t_{ev} \leq 0^\circ\text{C}$. O coeficiente de desempenho, COP, efetivo de aquecimento variou entre 1,7 e 2,1. Uma análise exergética apontou o conjunto motor-compressor como o elemento de maior consumo de exergia.

Foram realizados ensaios de secagem até 4-6% de umidade, com fatias de cebolas *in natura* ou já parcialmente desidratadas, e os resultados foram comparados com os obtidos simultaneamente em outro secador, idêntico, mas com aquecimento do ar ambiente por meio de resistências elétricas, ambos a 55°C. As curvas de secagem confirmaram o desempenho superior do sistema que usa bomba de calor, permitindo considerável redução no tempo de exposição e, em consequência, melhor manutenção da cor (avaliada por análise espectro-fotométrica) e uma economia no consumo de energia elétrica da ordem de 15 a 35%.

Um programa computacional de simulação dos processos da bomba de calor, em regime permanente, elaborado em linguagem Fortran77, apresentou desvios médios entre 4,2 e 9,0% em relação a resultados experimentais. O modelo também foi utilizado para analisar a influência de parâmetros operacionais no estabelecimento da temperatura de evaporação do R22 e no desempenho do sistema.

SUMMARY

A heat pump made up of a reciprocating compressor driven by a 1.1 kW electric motor, an air condenser, a dry expansion evaporator, filled with R22 refrigerant fluid and fully instrumented was circuited to a tray dryer. Ambient air was sucked through the evaporator, flowed outside the condenser and was blown into the dryer.

The thermodynamic performance of the heat pump was evaluated through several tests, keeping the entrance air under constant conditions (temperature: 21, 25 and 30°C; relative humidity, ϕ : 40, 64 and 92%). The results indicated that the evaporation temperature, t_{ev} , is the most influencing parameter on process efficiency. Energy savings, when compared to a system that uses only electric resistances to over heat the air in order to produce the same drying potencial, was of the order of 40%, when humid air ($\phi > 90\%$) and $t_{ev} \leq 0^\circ\text{C}$ were used. Values of the effective heating performance coefficient, COP, ranged from 1.7 to 2.1. An exergetic analysis pointed the motor-compressor as the element of the greatest exergy consumption.

Onion rings were used during drying tests in order to compare the results to data obtained from another dryer, identical to the first one, but using heated air coming from an electrical heater, both at 55°C. Drying curves confirmed the superior performance of the heat pump system, allowing considerable process time reduction, implying on color maintenance (evaluated from spectrophotometrical analysis) and energy saving by amount of 15 to 35%, as compared to the second dryer.

A computational program, for simulating the heat pump processes at steady state, using Fortran77 language, showed average deviations between 4.2 and 9.0% when compared to experimental results. The model was employed to analyze the influence of operational parameters on evaporation temperature values and on the system performance.

1. INTRODUÇÃO

Considerável quantidade de energia é utilizada na secagem de alimentos, estejam eles na forma *in natura* ou processados. No Brasil os secadores utilizam, na grande maioria dos casos, fontes de energia convencionais, tais como óleos combustíveis, GLP, lenha, eletricidade, etc. Com a crescente preocupação no sentido de minimizar os efeitos causados ao meio ambiente, tanto pela devastação de matas como pela emissão de gases poluentes, e com o drástico aumento no preço do barril de petróleo, que passou de 1US\$ antes de sua primeira crise, em 1973, para 30-40US\$ em 1982, como decorrência da segunda crise verificada em 1979, desde então alterou-se completamente a visão do uso da energia e dos projetos de secadores em plantas agrícolas e de alimentos (MOSER & SCHNITZER, 1985).

À medida que transcorria a segunda metade da década de 80, tal preocupação foi aos poucos sendo deixada de lado, em virtude, principalmente, de nova queda verificada nos preços internacionais do petróleo (GLUCKMAN, 1986/1987 ; MUJUMBAR, 1991). Em decorrência, verifica-se uma sensível diminuição do número de publicações relativas à economia do uso energia em plantas industriais de secagem (LARRETURE & LANIAU, 1991).

Na virada para a década de 90, com o surgimento da terceira crise do petróleo, decorrente de conflitos políticos no Golfo Pérsico, os preços internacionais retornaram ao patamar entre 25-30US\$/barril. Após 2 anos de relativa estabilização, o final de 1992 foi marcado, novamente, pela apreensão em relação ao fato de que os preços pudessem voltar a subir, em virtude de nova intervenção militar no Iraque.

A preocupação com a possibilidade, ainda que remota, da escassez do petróleo e, principalmente, com as violentas oscilações em torno de seus preços, somado ao fato da crescente aspiração mundial no sentido de se priorizar a busca e a utilização de tecnologias satisfatórias do ponto de vista ambiental, impõem que, de forma permanente, fontes alternativas de energia devam continuar sendo estudadas, e sua tecnologia amadurecida, assim como devam continuar sendo otimizados sistemas no sentido de economizar ao máximo as fontes energéticas que

hoje são utilizadas.

Em muitos casos, sistemas de secagem a temperaturas relativamente baixas representam uma solução viável ao dilema da produção agrícola e da indústria de alimentos. São bastante eficientes, uma vez que utilizam o potencial de secagem do ar ambiente. Geralmente, o ar entrando no secador está entre 10 e 20°C acima das temperaturas ambientais, permitindo que se utilize diferentes fontes de calor. Uma das formas que tem sido cada vez mais indicada para sistemas de secagem a baixas temperaturas é a que utiliza resistências elétricas como meio de aquecimento de ar. Já se demonstrou que este meio de aquecimento proporciona resultados mais favoráveis, do ponto de vista da qualidade do produto, principalmente no caso de termosensíveis (PERSON *et alii*, 1977). Além disso, são relativamente baratas, confiáveis e de fácil controle. No entanto, sua disseminação pode acarretar problemas de distribuição em médias e grandes unidades industriais, além do que esta forma de conversão de energia é termodinamicamente ineficiente (HOGAN *et alii*, 1983).

Energia solar em sistemas de secagem a baixas temperaturas é uma das alternativas já bastante estudadas e que apresenta grande potencial, porém em condições limitadas (ROSSI & ROA, 1980).

Bomba de calor usada no condicionamento de ar para secadores apresenta todas as vantagens dos sistemas de secagem a baixas temperaturas e manifesta as mesmas características desejáveis das fontes de calor resistivas, somado ao fato que é consideravelmente mais eficiente do ponto de vista termodinâmico. Embora possa vir a ser suprida por fontes não renováveis da natureza, o que não ocorre com a energia solar, a bomba de calor também não apresenta problemas de intermitência e de confiabilidade apresentados pela radiação solar, o que garante continuidade do processo e um produto de qualidade mais homogênea (HOGAN *et alii*, 1983).

O termo bomba de calor é comumente aplicado a sistemas de ar-condicionado que utilizam equipamento de refrigeração de uma maneira a fornecer calor a um espaço durante períodos frios e a retirar calor desse mesmo espaço durante períodos quentes do ano.

Baseado no princípio de operação, vários são os tipos de bomba de calor, destacando-se o sistema por compressão mecânica, mais amplamente utilizado, seguido do sistema por absorção (HODGETT & OELERT, 1982a).

Quando operando como sistema de aquecimento, o calor absorvido de um meio externo, pelo evaporador, é transferido, juntamente com o calor equivalente do trabalho de compressão, ao condensador que, por sua vez, transfere o calor total ao espaço a ser aquecido. Por outro lado, quando operando como um sistema de resfriamento, o evaporador absorve calor do meio interno, a ser resfriado, rejeitando-o ao meio externo, via condensador, juntamente com o calor equivalente do trabalho de compressão (SPORN *et alii*, 1947).

Em se tratando da aplicação da bomba de calor em operações de secagem, o coeficiente de desempenho (COP) de aquecimento tem sido o parâmetro indicativo de sua capacidade em converter energia elétrica (para movimentar o compressor) em energia térmica (utilizada para aquecer o ar de secagem). Dependendo das condições do processo, o COP pode atingir valores da ordem de 8 a 10, sendo que, em média, se situa entre 3 e 6 (PERRY, 1981/1982; MOSER & SCHNITZER, 1985).

Quando se leva em consideração, no entanto, o consumo de energia elétrica dos motores dos ventiladores do evaporador e do condensador, os valores do COP diminuem, geralmente, em 40 a 60% dos valores médios anteriormente citados (AYERS *et alii*, 1976; PERSON *et alii*, 1977; HOGAN *et alii*, 1983).

Preferivelmente ao critério do COP, a bomba de calor aplicada na secagem tem sido avaliada mediante o consumo de energia elétrica do motor do compressor por unidade de massa de água evaporada (consumo específico de energia elétrica). Tem sido constatado que este parâmetro aumenta com a diminuição do conteúdo final de umidade desejada para o produto e, em sistemas com recirculação de ar, diminui com a elevação da temperatura e da umidade do ar à saída do secador, com valores que variam entre 0,25 e 1,0 kWh/kg, situando-se os valores médios entre 0,40 e 0,60 kWh/kg (HODGETT, 1976; PERSON *et alii*, 1977).

Nos dias atuais, torna-se cada vez mais difundida a técnica da avaliação exergetica em sistemas e em processos termodinamicos (MORAN, 1982; KOTAS, 1985). No Brasil, já se verifica um gradativo interesse em se aplicar esta técnica (CORTEZ, 1990; GALLO & MILANEZ, 1990), apesar da dificuldade de sua aceitação, a exemplo do que já ocorrera em outros países (WORSÆ-SCHMIDT, 1987).

A avaliação com base no COP, eminentemente uma avaliação energética e, portanto, conservativa, não indica os pontos onde ocorrem as maiores irreversibilidades em uma dada bomba de calor, na medida em que não quantifica, em cada qual de seus elementos, o consumo do trabalho inicialmente fornecido ao compressor, este considerado a exergia ou disponibilidade do sistema (KOTAS, 1985; SZARGUT, et alii, 1988).

Assim, complementarmente à análise do COP e do consumo específico de energia elétrica, é importante que se faça a avaliação exergetica da bomba de calor aplicada à secagem de alimentos, identificando seus pontos críticos e, a partir daí, serem propostas soluções otimizadas.

Quanto à configuração dos vários elementos do equipamento, há diferentes sugestões apontadas na literatura (PERRY, 1981/1982 ; KATO, 1985). Uma das mais interessantes do ponto de vista energético é a que utiliza o ar de saída do secador como fonte de calor para o evaporador. Neste caso, o calor latente cedido pelo produto que está sendo seco é reaproveitado no sistema, à medida que parte do vapor de água carregado pelo ar é condensado no evaporador. Em muitos casos, dependendo da fase da secagem, o ar na saída do secador possui significativa parcela de calor sensível, que pode também ser aproveitada pelo sistema, via evaporador (KEEY, 1986; MUJUMDAR, 1991).

Para produtos susceptíveis a temperaturas da ordem de 60 a 70°C, o potencial de secagem do ar à entrada do secador pode ser substancialmente elevado, mesmo estando com temperaturas abaixo de tais limites críticos, fazendo-o passar, antes, pelo evaporador da bomba de calor, onde terá a sua pressão parcial de vapor diminuída devido à condensação de parte do vapor de água. Neste caso, obtém-se produtos com baixos valores de atividade de água, em cuja secagem a

temperatura crítica não é atingida, garantindo-se a qualidade destes por longos períodos de armazenamento (SILVA, 1985). Além disso, o ar ao entrar no condensador da bomba de calor com temperatura mais baixa, por ter sido, antes, resfriado no evaporador, contribui para que o fluido refrigerante do sistema se condense a temperaturas também mais baixas, favorecendo à diminuição do trabalho do compressor, com isso aumentando o COP e diminuindo o consumo de energia elétrica.

Apesar de que o início dos estudos visando à aplicação da bomba de calor na secagem de alimentos tenha ocorrido no final da década de 40 (HOGAN *et alii*, 1983), e a despeito dos vários outros que se seguiram, sua incorporação como processo industrial alternativo praticamente não tem se verificado, de forma significativa, mesmo nos períodos de altos preços internacionais de petróleo, a partir da década de 70. Dentre as várias justificativas apontadas, para aqueles sistemas que vieram a ser classificados como a primeira geração de bombas de calor (GLUCKMAN, 1986/1987), destaca-se o uso de instalações com desempenho abaixo do prescrito pelos fabricantes, decorrente da busca desenfreada, à época, de tecnologias energeticamente alternativas, resultando, principalmente na Alemanha, em reações extremamente negativas por parte de usuários (CALM, 1987), o que veio a alertar para a necessidade de um amadurecimento desta tecnologia.

Por outro lado, as pesquisas na área foram realizadas com instalações rígidas, com resultados baseados em parâmetros médios obtidos ao longo de dias de secagem, de modo que nem todo o potencial da bomba de calor foi investigado. Assim, um aspecto que merece ser abordado é o de se avaliar o desempenho termodinâmico do sistema sob diferentes condições operacionais, e que possam ser controladas durante sua operação.

Quanto às perspectivas da adoção de tecnologias ambientalmente mais favoráveis, no que diz respeito à bomba de calor por compressão mecânica de vapor, a mais relevante foi, sem dúvida, a demonstração, pela primeira vez em 1974 (MOLINA & ROWLAND, citados por SHANKLAND *et alii*, 1990) de que os refrigerantes clorofluorcarbonados (CFCs), dos quais faz parte o diclorodifluormetano (R12), quando difundem para a estratosfera são desmembrados em radicais livres devido à intensa

radiação ultravioleta do sol. Os radicais cloro assim liberados são considerados os responsáveis pela diminuição da camada de ozônio, que protege a atmosfera da ação dos raios solares ultravioletas, em virtude de reagirem cataliticamente com moléculas de ozônio.

A constatação do efeito global de redução da camada de ozônio estratosférico gerou o que vem sendo considerado como um dos mais importantes acordos internacionais da história, celebrado para conter um fenômeno de natureza ambiental. Após seguidos estudos e debates foi assinado, no Canadá, em setembro de 1987, o "Protocolo de Montreal sobre Substâncias que Destroem a Camada de Ozônio", do qual o Brasil é signatário, que passou a vigorar a partir de novembro de 1988, determinando prazos para congelamento e gradativas reduções na produção e comercialização dos CFCs (ZULAUF, 1990).

No início de 1990, em Londres, com base em novos estudos, a primeira revisão do Protocolo de Montreal determinou medidas mais restritivas, apontando o ano 2000 como o prazo máximo para os países desenvolvidos deixarem de utilizar estes gases, concedendo 10 anos de carência para os considerados em desenvolvimento (HEINZELMANN, 1990).

Em novembro de 1992, em Copenhague, houve enrijecimento ainda maior das diretrizes do citado Protocolo, antecipando o prazo máximo para 1996, nos países desenvolvidos, e para 2006, nos em desenvolvimento (ABRAVA, 1992). Até então considerado um provável substituto dos CFCs, na escala da refrigeração comercial, dado que seu potencial de ataque à camada de ozônio é da ordem de 20 vezes inferior, por exemplo, ao do R12 (HARRIS, 1989/1990; MOUTON, 1991), o R22 (monoclorodifluormetano) passou a ter sua extinção prevista até o ano 2030 nos países desenvolvidos, estendendo-se, para o caso do Brasil, até o ano 2040, prazo este aceito como necessário para a devida substituição por compostos alternativos considerados totalmente seguros do ponto de vista ambiental (ABRAVA, 1992).

Simulação de ciclos de refrigeração, técnica iniciada nos anos 60, está sendo amplamente usada no estudo do desempenho de componentes e sistemas, tanto no estado estacionário como no estado transiente (SPAUSCHUS, 1987). Os programas desenvolvidos, praticamente ausentes

da literatura disponível, têm sido sistematicamente aperfeiçoados no sentido de facilitar o uso, generalizar aplicabilidade e reduzir necessidades computacionais.

A importância de se dispor de um programa de simulação de bomba de calor, aplicado à secagem de alimentos, a partir do qual melhoramentos e inovações possam ser gradativamente incorporadas, mormente num período em que começam a surgir refrigerantes ambientalmente satisfatórios, está justamente no fato de se analisar, via simulações, os possíveis impactos causados pela adoção destas inovações no desempenho dos elementos da bomba de calor e do sistema de secagem como um todo, sob os pontos de vista termodinâmico, ambiental e da melhoria da qualidade do produto desidratado.

Quanto ao produto a ser considerado, do ponto de vista investigativo, a cebola apresenta-se como um dos mais indicados. Um dos motivos é a sua alta sensibilidade a variações das condições de secagem, dado que a prévia inativação enzimática, normalmente utilizada na desidratação da maioria dos alimentos *in natura*, caso empregada, resultaria em considerável redução dos princípios ativos responsáveis pela pungência que lhe é característica. Outro motivo é devido a sua alta higroscopicidade, em decorrência dos relativamente altos conteúdos de açúcares, dificultando a desidratação, principalmente na etapa final do processo. Por fim, o nível de experiência já atingido com este produto, com base em trabalhos anteriores realizados pelo Laboratório de Engenharia de Processos, da Faculdade de Engenharia de Alimentos/UNICAMP (FINZER, 1984; HUBINGER, 1984; SILVA, 1985).

Do ponto de vista econômico, a desidratação de cebola tem sido apontada como uma das alternativas de processamento do produto *in natura* que pode contribuir com os já conhecidos desajustes temporais entre oferta e demanda que se verifica a cada ano, dada à característica fortemente sazonal dessa cultura, no Brasil (ITAL, 1984). No entanto, tem sido insignificante a contribuição da desidratação, neste sentido, o que também se verifica em outros países, em virtude, principalmente, das elevadas perdas de aromas durante o processo (MAZZA & LEMAGUER, 1980). Outros fatores que têm

sido apontados, no caso do Brasil, são a coloração amarelada da cebola desidratada, o que dificulta sua aceitação no mercado externo, acostumado à coloração mais clara, e à quase que exclusiva utilização industrial, sendo pouco conhecida ou empregada, tanto pelas instituições governamentais quanto a nível doméstico (ITAL, 1984).

Caso haja expectativas de aumento da utilização industrial de cebola desidratada e de sua introdução nos demais ramos do mercado, é importante que se realize aperfeiçoamentos nos atuais sistemas de secagem, principalmente no que se refere à adoção de condições operacionais que estejam associadas à obtenção do produto com a máxima retenção de voláteis e com alteração mínima da coloração inicial.

Dado que, para um armazenamento seguro, sugere-se secar a cebola até 4-5% de umidade (MAZZA & LEMAGUER, 1980; SILVA, 1985), um especial aspecto a ser considerado é avaliar o desempenho da bomba de calor particularmente durante o chamado período decrescente de secagem (*finisher*), em que a desidratação é governada pelos processos internos de difusão de massa e de condução de calor, e quando são elevados os consumos específicos de energia elétrica.

Assim sendo, instalou-se uma bomba de calor, com base no sistema mecânico por compressão de vapor, operando com R22, e avaliou-se seu desempenho como sistema alternativo ao uso de resistências elétricas no condicionamento de ar empregado na secagem de cebola até 4-5% de umidade, base úmida, visando à diminuição do consumo de energia elétrica e à melhoria da qualidade do produto final. Os principais resultados foram apresentados em dois Congressos científicos internacionais (ROSSI *et alii*, 1991; ROSSI *et alii*, 1992).

Como parte dos objetivos, elaborou-se um programa de simulação dos processos da bomba de calor, aplicado à secagem de alimentos, a baixas temperaturas, no sentido de que o desempenho do sistema possa ser avaliado sob diferentes condições construtivas e operacionais. O programa de simulação será apresentado em Congresso científico nacional (ROSSI *et alii*, 1993).

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Bomba de calor

2.1.1. Caracterização dos principais sistemas

A Figura 2.1 apresenta, de forma esquemática, os princípios de operação dos principais sistemas de bomba de calor. Cada sistema é constituído de dois subsistemas, a saber, o do ciclo da bomba de calor e o do ciclo da força-motriz. No caso do sistema por compressão mecânica de vapor, os subsistemas geralmente são unidades separadas, conectadas por um eixo ao motor do compressor, enquanto que em sistemas por absorção, o ciclo da força-motriz é a parte do ciclo termodinâmico, a qual, por absorção e desorção do componente volátil do fluido de trabalho, é a responsável pela compressão e expansão (HODGETT & OELERT, 1982a).

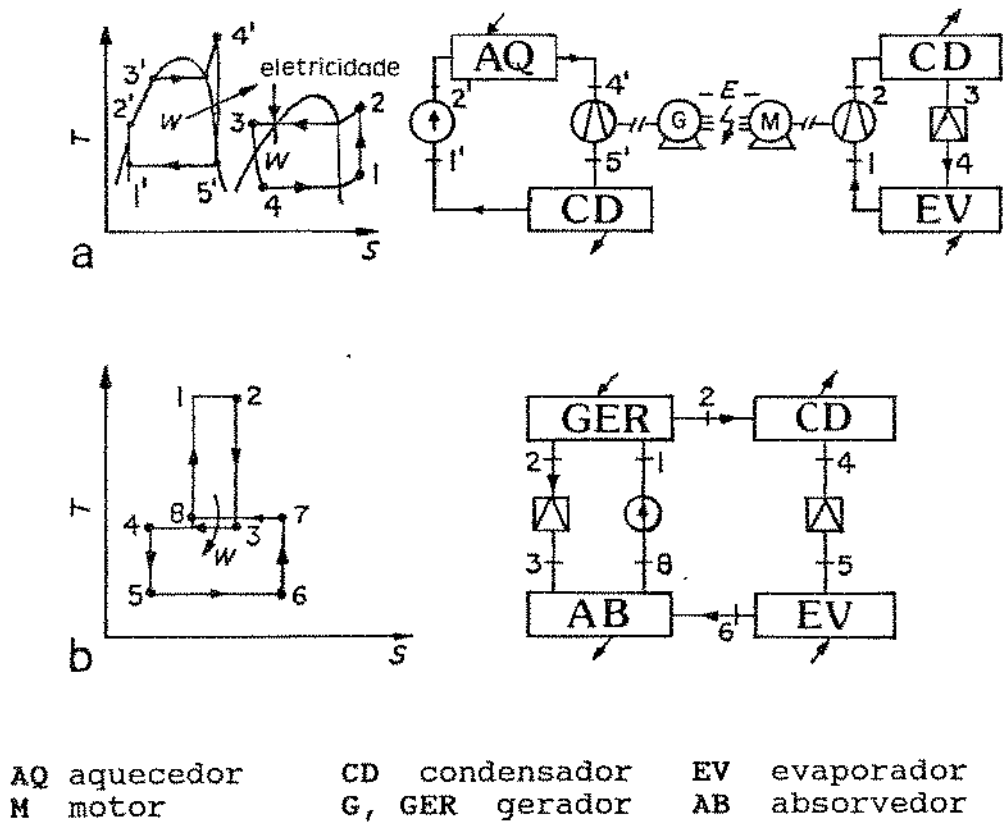


Figura 2.1. Princípios de operação de sistemas de bomba de calor
a) sistema por compressão mecânica de vapor
b) sistema por absorção
Fonte: HODGETT & OELERT (1982a).

Em relação à aplicação e ao tamanho, os sistemas de bomba de calor são classificados em residencial, cobrindo o setor doméstico do mercado, com capacidades de aquecimento até 400 kW; comercial, representando o setor de edifícios de escritórios, lojas, escolas, etc., com capacidades de 20 a 1.000 kW; e o industrial, com sistemas entre 100 e 10.000 kW ou mais (HODGETT & OELERT, 1982a; GLUCKMAN, 1986/1987).

O setor industrial inclui todas as bombas de calor que utilizam fluxos residuais de processos como fonte de calor e/ou aqueles sistemas empregados no aquecimento de fluidos de processo, constituindo-se num importante modo de conservação de energia. O ponto principal é que, com a utilização de uma pequena quantidade de energia disponível (ex: potência mecânica, gas ou diesel), uma quantidade maior de energia, a uma temperatura mais baixa, que de outra forma não seria aproveitada, pode ser transferida a um nível mais elevado de temperatura, sendo, então, utilizada.

Segundo GLUCKMAN (1986/1987), sem dúvida a classe industrial das bombas de calor é a que apresenta a mais ampla variedade de sistemas instalados, com predominância daqueles com o ciclo fechado, por compressão mecânica, particularmente o que utiliza motor elétrico como força-motriz, seguidos do sistema por absorção. Quanto às áreas de aplicação, destacam-se a recuperação de calor de plantas de resfriamento e aquecimento, para aquecimento de ambientes ou de água, o acoplamento dos processos de aquecimento e resfriamento e a secagem.

Dependendo da escolha que se faça, pode-se conseguir desde pequenas elevações na temperatura do fluido de processo até elevações da ordem de 100°C; as fontes de calor, a baixas temperaturas, podem apresentar temperaturas entre 0°C (ou mesmo inferiores) e 120°C; e as fontes receptoras, a altas temperaturas, podem estar entre 30 e 150°C. No caso dos sistemas por compressão mecânica, os refrigerantes mais utilizados são o R22, para temperaturas até 50°C; o R12, para temperaturas até 75°C; e o R114, até 120°C (GLUCKMAN, 1986/1987).

A maior contribuição ao desenvolvimento da bomba de calor com acionamento por motor elétrico ocorreu nos Estados Unidos, onde houve

uma forte demanda por aparelhos de ar condicionado em grande parte do país, no início da década de 50. Os esforços nos anos 70 concentraram-se, primeiramente, em reconquistar a confiança dos usuários, cuja perda foi um dos principais motivos da pouca penetração no mercado, do que também se ressentiu o setor industrial, devido, principalmente, à deficiência em projetos de compressores, controles e equipamentos elétricos auxiliares (HODGETT & OELERT, 1982a).

GLUCKMAN (1986/1987) apresenta um detalhado diagnóstico dos problemas apresentados pela primeira geração de bombas de calor, particularmente para os sistemas do setor industrial, apontando o superdimensionamento como o mais comumente encontrado, o que resultava em desempenho abaixo do esperado em períodos em que o sistema não funcionava a plena carga, e no prolongamento do tempo para o retorno do capital investido. Como solução, o autor indica o uso de sistemas bivalentes, em que nos picos de carga esporádicos sejam utilizadas fontes complementares de calor, uma vez que, na maioria dos casos, uma bomba de calor dimensionada a 60% do pico pode suprir até 90% da energia requerida pelo processo.

No que diz respeito aos sistemas mecânicos, houve aperfeiçoamento nos projetos dos compressores, foram adicionados acumuladores de sucção, separadores e aquecedores de óleo do carter, aprimorou-se controles elétricos e sistemas de descongelamento passaram a ser adotados. Subsequentemente, foram introduzidos trocadores de calor com maiores áreas, compressores com controle modulado de velocidade, ventiladores mais eficientes, válvulas de expansão comandadas eletronicamente e refrigerantes constituídos por misturas não-azeotrópicas (HODGETT & OELERT, 1982a; ZILLA & STRUMILLO, 1987; GALLOWAY & GOLDSCHMIDT, 1991). Atualmente são grandes os esforços no sentido da busca de refrigerantes substitutos dos CFCs e dos H-CFCs.

Nos sistemas por absorção, a escolha do gerador é determinada pela fonte de calor disponível, seja ela solar, de rejeitos industriais ou combustíveis fósseis, esta última constituindo-se no grupo que maior interesse de aplicação industrial despertou nos Estados Unidos e na Europa.

Os dois clássicos pares de fluidos de trabalho, H_2O/NH_3 e $LiBr/H_2O$, ainda se encontram bastante favorecidos em muitos países, e a maior parte dos sistemas desenvolvidos é baseada em um dos dois. No entanto, a procura por novas soluções, como são os casos de $LiBr/CH_3OH$, $LiCl/H_2O$, R22/E181 (monoclorodifluormetano/tetra etileno glicol dimetil eter), e outros, é o resultado do já constatado baixo desempenho dos sistemas que utilizam as duas clássicas soluções, o que os limita a aplicações particulares. Outros problemas têm sido apontados, tais como a toxicidade da amônia e, para temperaturas de evaporação abaixo de $0^\circ C$, o congelamento e cristalização da solução $LiBr/H_2O$ (WORSFLE-SCHMIDT, 1981; HODGETT & OELERT, 1982a).

Comparando-se o sistema de compressão mecânica, acionado por energia elétrica, e o sistema por absorção, pode-se dizer que, do ponto de vista dos custos de investimento, o equipamento por absorção é mais caro, mesmo considerando-se o custo de investimento de toda a instalação elétrica para acionar o motor do compressor (HODGETT & OELERT, 1982a; ZILLA & STRUMILLO, 1987). Deve-se ressaltar, no entanto, que apesar de demandar muito menos energia, em virtude do desempenho mais favorável, o sistema por compressão utiliza energia elétrica, mais cara; já o sistema por absorção utiliza energia térmica, mais barata (HALÁSZ, 1980).

Ao lado dos fatores econômicos, de desempenho e ambientais mencionados, outros aspectos devem ser observados, tendo em vista os objetivos propostos, ao se escolher o sistema a ser adotado. Dentre os principais, pode-se apontar o nível de amadurecimento da tecnologia, de um modo geral, e, no caso do Brasil, os potenciais energéticos e a experiência dos fabricantes e usuários dos equipamentos envolvidos.

2.1.2. Critérios para avaliação do desempenho

2.1.2.1. Análise pela 1ª Lei da Termodinâmica

Uma característica que tem sido tradicionalmente considerada quando se avalia o comportamento de uma bomba de calor é o seu coeficiente de desempenho (COP) de aquecimento, definido como a

relação entre o calor transferido no condensador, usado para aquecer o fluido de processo, e o trabalho mecânico fornecido ao compressor. Desprezando-se as perdas de carga e trocas de calor na tubulação e acessórios, e pela aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica, o calor liberado no condensador é igual à soma do calor absorvido no evaporador com o calor equivalente ao trabalho de compressão. Decorre, daí, que o COP de aquecimento de uma bomba de calor sempre é maior que 1, e aumenta, principalmente, com a diminuição da diferença entre as temperaturas de condensação e de evaporação (THRELKELD, 1970).

Dadas as condições de operação de uma bomba de calor de simples estágio, operando com halogenados, utilizada na secagem de alimentos, a baixas temperaturas, os valores médios do COP de aquecimento têm se situado entre 3 e 6, diminuindo, no entanto, em praticamente 50% quando se leva em consideração o trabalho fornecido para movimentar os ventiladores do sistema (HOGAN et alii, 1983; MOSER & SCHNITZER, 1985)

Do ponto de vista do desempenho da bomba de calor, via análise energética, é interessante que o COP seja o mais alto possível, uma vez que, por este método, representa a taxa de conversão da energia mecânica fornecida em energia térmica utilizada no aquecimento do ar.

Em termos da utilização de fontes disponíveis de energia, poder-se-ia dizer, assim, que uma bomba de calor por compressão mecânica, de acionamento elétrico, com COP igual a 3 apresenta 300% de rendimento, o que poderia representar uma utilização bastante favorável da energia elétrica fornecida ao sistema. Entretanto, a aplicação da 2ª Lei da Termodinâmica revela, pelo contrário, uma baixa qualidade na utilização da energia disponível (AKAU & SCHOENHALS, 1980).

Desta forma, o uso do critério do COP, sem que se mencione uma base de referência, é de pouco significado e somente pode ser empregado quando se deseja comparar sistemas similares entre si (WEPFER et alii, 1979).

2.1.2.2. Análise pela 2ª Lei da Termodinâmica

Uma das formas de se avaliar a eficiência da bomba de calor, via 2ª Lei da Termodinâmica, é a que relaciona o COP de aquecimento com o rendimento do ciclo de Carnot, (η_{Carnot}), reversível, dado por (KRAKOW, 1991):

$$\eta_{\text{Carnot}} = T_2 / (T_2 - T_1) \quad , \quad (2.1)$$

onde: T_2 = temperatura absoluta da fonte à alta temperatura [K]

T_1 = temperatura absoluta da fonte à baixa temperatura [K]

Teoricamente, um sistema reversível operando entre uma fonte a 0°C e outra a 20°C apresenta η_{Carnot} da ordem de 15. Considerando-se os valores efetivos de COP, geralmente entre 2 e 3, a eficiência da bomba de calor, com base na 2ª Lei, raramente é superior a 20%, contrariamente ao que poderia resultar da análise via 1ª Lei. As possibilidades de melhorias são, portanto, muito grandes (LORENTZEN, 1986). Para uma análise racional da otimização do sistema, é necessário saber exatamente onde e como as perdas individuais ocorrem e qual a sua relativa importância (GAGGIOLI & WEPFER, 1980; MORAN, 1982).

A eficiência com base na 2ª Lei, apesar de indicar o grau de distanciamento da bomba de calor em relação ao ciclo reversível e, em consequência, permitir calcular a irreversibilidade total do sistema, por meio do conceito da produção de entropia, não fornece elementos no sentido de se identificar e quantificar as irreversibilidades inerentes a cada um dos processos do ciclo (WEPFER et alii, 1979).

A impossibilidade de se considerar as mudanças na qualidade da energia durante um processo e a inconveniência de se usar a eficiência da bomba de calor, com base no conceito da produção de entropia, na comparação entre diferentes processos, tornaram insatisfatórias as tradicionais técnicas de avaliação termodinâmica, levando ao surgimento do método alternativo da avaliação exergética, baseada no conceito de exergia (KOTAS, 1985; GALLO & MILANEZ, 1990)

Segundo KOTAS (1985), exergia, $\dot{x}$, é o máximo de trabalho que pode ser obtido de uma dada forma de energia, usando os parâmetros do meio ambiente como estado de referência.

Segundo SZARGUT *et alii* (1988), exergia é a quantidade de trabalho que pode ser obtida quando um sistema atinge um estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes naturais do meio ambiente, por meio de processos reversíveis.

Da mesma forma que o balanço de energia é uma confirmação da lei da conservação de energia, o balanço de exergia, indicado na Figura 2.2, pode ser considerado como a confirmação da lei da degradação da energia, equivalente à irrecuperável perda de exergia devido ao fato de que todos os processos reais são irreversíveis.

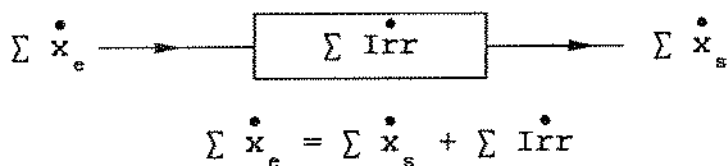


Figura 2.2. Balanço de exergia em processos irreversíveis

$$\Sigma \dot{x} = \text{fluxos de exergia}$$

$$\Sigma \dot{Irr} = \text{irreversibilidades}$$

Sendo, exergia, uma propriedade do sistema e do ambiente, e desde que a temperatura e a pressão ambientais podem variar e os componentes de que dele fazem parte não se encontram em equilíbrio químico, a caracterização de um estado de referência teoricamente correto tem sido uma das maiores dificuldades para a aceitação e utilização da técnica de avaliação exergética. Neste sentido, estudos continuam sendo realizados e a escolha do estado de referência, conforme o sistema a ser analisado, deve ser feita de forma bastante criteriosa (AHREHNDTS, 1980; ALEFELD, 1987; GALLO & MILANEZ, 1990; KRAKOW, 1991).

No caso da bomba de calor, operando por compressão mecânica de vapor, com circuito fechado de refrigerante, em que o ar funciona como fonte fornecedora e receptora de calor, no estado estacionário, e desprezando-se os efeitos cinéticos e gravitacionais, as seguintes

relações são adotadas no cálculo da exergia específica (x) dos respectivos fluidos, num determinado ponto de estado considerado (WEPFER *et alii*, 1979; WEPFER & GAGGIOLI, 1980; TSAROS *et alii*, 1987):

a) para o refrigerante:

$$x_r = [h(T, P) - h(T_0, P_0)] - T_0 [s(T, P) - s(T_0, P_0)] \quad (2.2)$$

cujo estado de referência é dado por:

T_0 = temperatura absoluta do meio ambiente [K]

P_0 = Pressão de saturação, à temperatura T_0 [Pa]

b) para o ar úmido:

$$x_{ar} = C_{p_{ar}} T_0 \{ [1,0 + 1,852 w] [T/T_0 - 1,0 - \ln(T/T_0)] + 0,2857 [A \ln(P/P_0)] + 0,2857 \ln[(A_0/A)^A (w/w_0)^{1,6078 w}] \} \quad (2.3)$$

onde: $A = 1,0 + 1,6078 w$

$A_0 = 1,0 + 1,6078 w_0$

e o estado de referência é dado por:

T_0 = temperatura absoluta do meio ambiente [K]

P_0 = pressão barométrica [Pa]

w_0 = umidade absoluta do ar ambiente [$\text{kg}_v/\text{kg}_{ar \text{ seco}}$]

c) para a água condensada no evaporador:

$$x_{ag} = [h(T, P) - h(T_0, P_{w0})] - T_0 [s(T, P) - s(T_0, P_{w0})] \quad (2.4)$$

onde: $P_{w0} = (w_0)(P_0)$

Aplicando-se balanços exergéticos num sistema de simples estágio, obtém-se as seguintes relações para os consumos de exergia, ou irreversibilidades ($\dot{I}_{rr}$), individuais do sistema:

a) compressor:

$$\dot{Irr}_{CP} = \dot{W}_{CP} + \dot{m}_r (x_{r,e} - x_{r,s}) \quad (2.5)$$

b) trocadores de calor (evaporador e condensador):

$$\dot{Irr}_{TC} = \dot{W}_{VENT} + \dot{m}_r (x_{r,e} - x_{r,s}) + \dot{m}_{ar} (x_{ar,e} - x_{ar,s}) \quad (2.6)$$

c) válvula de expansão, tubos e demais acessórios:

$$\dot{Irr}_{VE} = \dot{m}_r (x_{r,e} - x_{r,s}) \quad (2.7)$$

A eficiência de um processo ou ciclo com base na análise de exergia é denominada eficiência exergética (η_{ex}). Na literatura há diferentes formas de expressar este parâmetro, dentre as quais as mais frequentemente adotadas são (AURACHER, 1979; LORENTZEN, 1985; GALLO & MILLANEZ, 1990; KRAKOW, 1991):

$$\eta_{ex} = \text{exergia produzida} / \text{exergia consumida} , \quad (2.8)$$

aplicável tanto a processos no estado de equilíbrio quanto a processos no estado transiente; ou

$$\eta_{ex} = \sum \dot{x}_s / \sum \dot{x}_e , \quad (2.9)$$

aplicável somente a processos no estado de equilíbrio.

Considerando-se estado de equilíbrio, processo irreversível e o balanço de exergia mostrado na Figura 2.2, da equação 2.9 tem-se que:

$$\eta_{ex} = (\sum \dot{x}_e - \sum \dot{Irr}) / \sum \dot{x}_e = 1 - (\sum \dot{Irr} / \sum \dot{x}_e) \quad (2.10)$$

Assim, para um processo real, $\eta_{ex} < 1$.

No caso da bomba de calor utilizada no aquecimento de ar e conforme a equação 2.8, a eficiência exergética global do sistema ($\eta_{ex,gl}$) é expressa pela seguinte relação (TSAROS *et alii*):

$$\eta_{ex,gl} = \dot{\Delta x}_{ar,CD} / \dot{W}_t \quad , \quad (2.11)$$

onde:

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{CP} + \dot{W}_{VENT,EV} + \dot{W}_{VENT,CD} \quad (2.12)$$

Para situações em que se utiliza os efeitos tanto do evaporador quanto do condensador, adota-se (DİNÇER, 1985):

$$\eta_{ex,gl} = (\dot{\Delta x}_{ar,CD} + \dot{\Delta x}_{ar,EV}) / \dot{W}_t \quad (2.13)$$

Em relação aos elementos da bomba de calor, suas eficiências exergeticas individuais são calculadas pelas seguintes equações:

a) compressor: $\eta_{ex,CP} = \dot{\Delta x}_{r,CP} / \dot{W}_{CP} \quad ; \quad (2.14)$

b) condensador: $\eta_{ex,CD} = \dot{\Delta x}_{ar,CD} / -\dot{\Delta x}_{r,CD} \quad ; \quad (2.15)$

c) evaporador: $\eta_{ex,EV} = \dot{\Delta x}_{r,EV} / -\dot{\Delta x}_{ar,EV} \quad , \quad (2.16)$

ou: $\eta_{ex,EV} = (\dot{\Delta x}_{r,EV} + \dot{x}_{ag}) / -\dot{\Delta x}_{ar,EV} \quad (2.17)$

quando se considera a água condensada um efluente desejável.

2.1.2.3. Avaliações exergeticas em sistemas por compressão mecânica

AURACHER (1979) realizou balanços de exergia em um sistema frigorífico por compressão de vapor, de simples estágio, operando com R12, sob condições de operação mostradas na Tabela 2.1. O maior consumo de exergia foi constatado no compressor, com 41% do total consumido, demonstrando ser o elemento que maiores cuidados deve receber no sentido de aumentar a eficiência exergetica global do sistema.

Tabela 2.1. Condições de operação e resultados de análise exergética em ciclo de simples estágio por compressão de vapor (R12)

temperatura ambiente	$T_{amb} = 290,15 \text{ K} = 17^\circ \text{ C}$
temperatura de condensação	$T_{cd} = 298,15 \text{ K} = 25^\circ \text{ C}$
temperatura de evaporação	$T_{ev} = 248,15 \text{ K} = -25^\circ \text{ C}$
temperatura da câmara frigorífica	$T_{cam} = 253,15 \text{ K} = -20^\circ \text{ C}$
eficiência isoentrópica do compressor	$\eta_{is} = 0,75$
efeito frigorífico	$q_o = 118,71 \text{ kJ/kg}$
trabalho de compressão	$W_{CP} = 39,64 \text{ kJ/kg}$
COP de resfriamento	$COP = 3$
exergia fornecida à câmara frigorífica	$\Delta x_{EV} = 17,25 \text{ kJ/kg}$
eficiência exergética global	$\eta_{ex} = \Delta x_{EV} / W_{CP} = 0,44$
consumo total de exergia	$\sum Irr = W_{CP} - \Delta x_{EV} = 22,39 \text{ kJ/kg}$
consumo de exergia no compressor	$Irr_{CP} = 9,08 \text{ kJ/kg} \quad (41\%)$
consumo de exergia na válvula de expansão	$Irr_{VE} = 5,65 \text{ kJ/kg} \quad (25\%)$
consumo de exergia no condensador	$Irr_{CD} = 4,52 \text{ kJ/kg} \quad (20\%)$
consumo de exergia no evaporador	$Irr_{EV} = 3,14 \text{ kJ/kg} \quad (14\%)$

Fonte: AURACHER (1979)

SZARGUT et alii (1988) avaliaram o desempenho de uma planta de refrigeração, com amônia, de simples estágio, conforme esquema indicado na Figura 2.3, sob as seguintes condições operacionais: temperatura da câmara, $t_{cam} = -1^\circ \text{C}$; temperatura ambiente, $t_{amb} = 20^\circ \text{C}$; pressão de evaporação, $P_{ev} = 270 \text{ kPa}$; temperatura de condensação, $t_{cd} = 28^\circ \text{C}$; carga térmica, $Q_o = 93 \text{ kW}$; eficiência mecânica do compressor, $\eta_m = 0,83$; eficiência do motor elétrico, $\eta_M = 0,90$. Seus resultados são mostrados no diagrama da Figura 2.4.

Pelos fluxos de energia, o COP de resfriamento e o COP de aquecimento foram 3,1 e 3,8, respectivamente. O sistema motor-compressor apresentou 25,3% de perdas eletro-mecânicas em relação à energia cedida ao compressor. Pelos fluxos de exergia, os

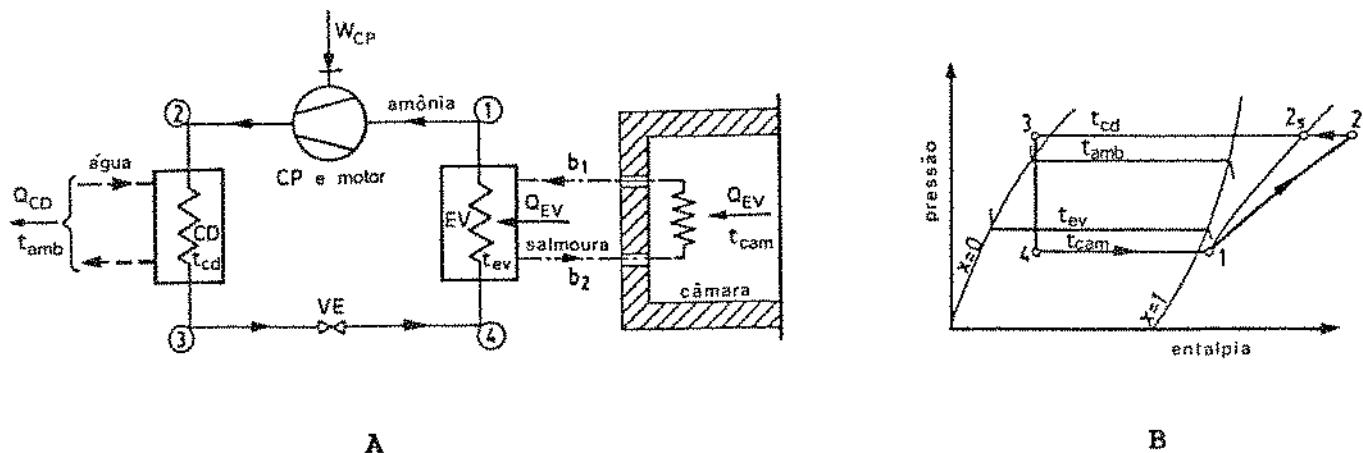


Figura 2.3. Refrigeração por compressão de amônia: A) esquema; B) ciclo
Fonte: SZARGUT et alii (1988)

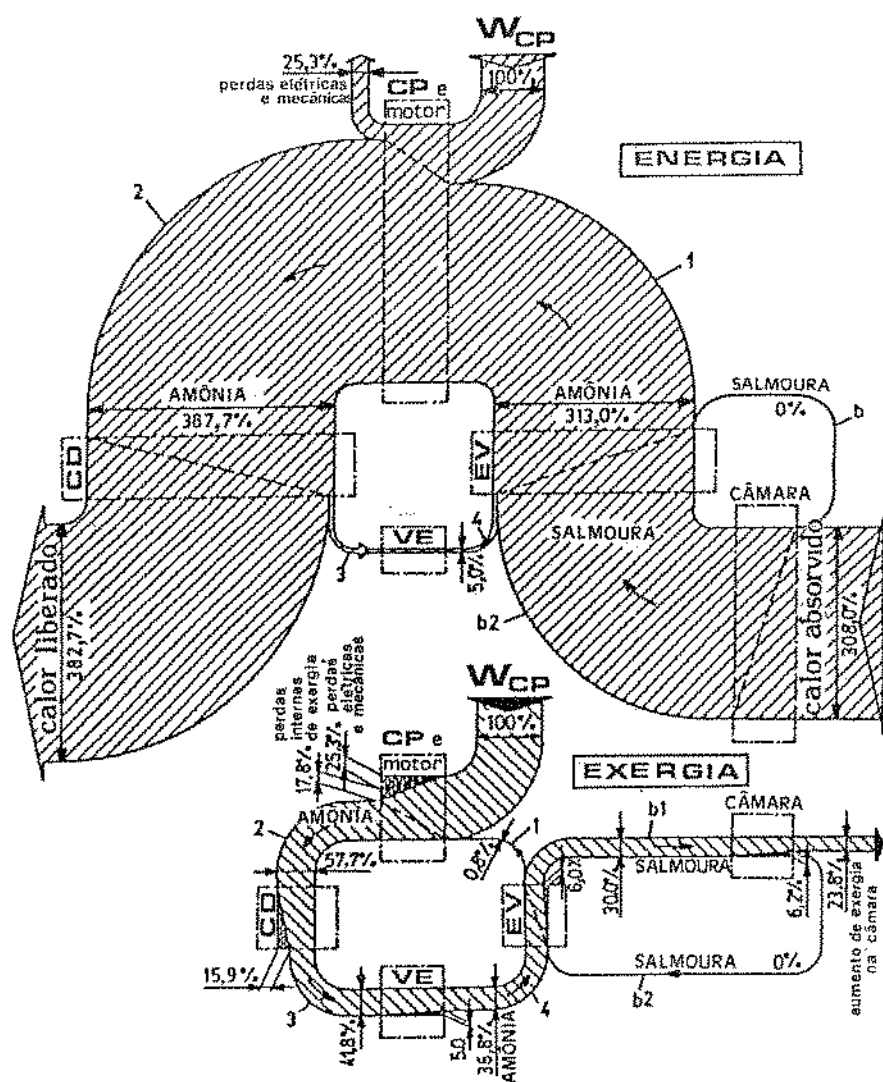


Figura 2.4. Diagrama dos fluxos de energia e de exergia para o ciclo de refrigeração por compressão de amônia
Fonte: SZARGUT et alii (1988)

autores calcularam em 23,8% a eficiência exergética global. O sistema motor-compressor apresentou a maior taxa de consumo de exergia (43,1%), seguido do condensador (15,9%), do trocador de calor interno à câmara (6,2%), do evaporador (6,0%) e da válvula de expansão (6,0%).

TSAROS et alii (1987) realizaram avaliação do desempenho exergético dos componentes de uma bomba de calor residencial, sob diferentes condições operacionais. A Figura 2.5. é o diagrama dos fluxos de exergia resultantes da operação do sistema, no modo de aquecimento, para 8,3°C e 70% de umidade relativa do ar do ambiente externo, e 21,1°C e 56% de umidade relativa do ar do ambiente interno.

Conforme os autores, a eficiência exergética global do sistema, no modo em que foi operado, foi 17,9%, ou seja, do total da exergia introduzida na bomba de calor (4,85 kW), na forma de energia elétrica aos motores do compressor e dos ventiladores, apenas 0,87 kW foram acrescentados à exergia do ar durante seu aquecimento no condensador. Quanto às eficiências exergéticas individuais, o compressor e o condensador foram os elementos que apresentaram os menores percentuais, respectivamente 55 e 57%. O alto grau de irreversibilidade constatado no condensador foi o resultado das perdas de exergia ocorridas em virtude da relativamente alta resistência à transferência de calor (52%), do motor do ventilador (47%) e das perdas de carga no ar (1%). O evaporador, por outro lado, apresentou eficiência exergética de 87%, aproximadamente igual à da válvula de expansão (85,5%).

A grande diferença entre as eficiências exergéticas do evaporador e do condensador levou TSAROS et alii (1979) a analisarem o desempenho do sistema em função do aumento na área de troca de calor do condensador e uma correspondente diminuição na área do evaporador. A vazão de ar no evaporador foi mantida constante e, no condensador, diminuída proporcionalmente ao aumento da área. Em decorrência, o trabalho dos motores em ambos os trocadores foi diminuído. Conforme os resultados apresentados, ao se aumentar em 50% a área de troca de calor no condensador, avaliou-se em aproximadamente 6% a economia de exergia global do sistema.

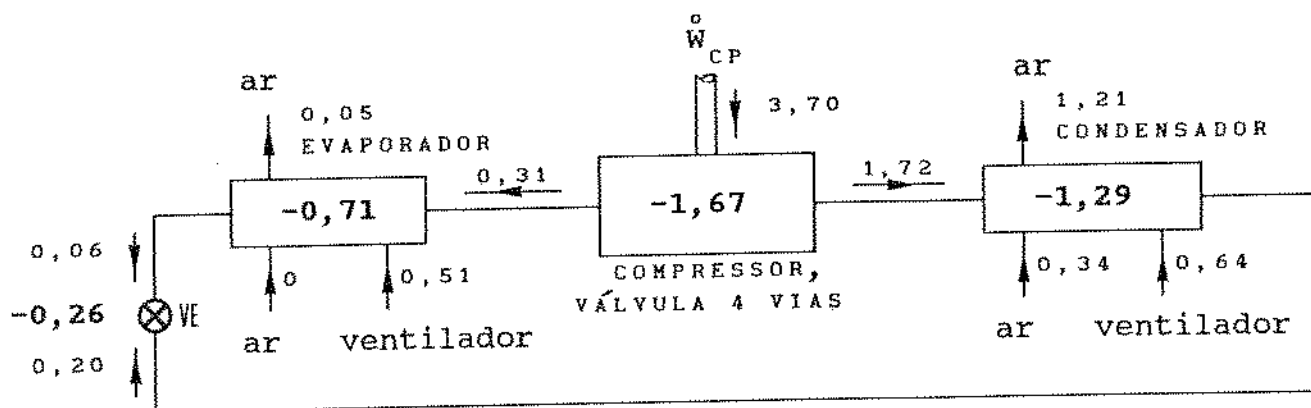


Figura 2.5. Diagrama dos fluxos de exergia (kW) em bomba de calor
Fonte: TSAROS et alii (1979)

NIKOLAIDIS & PROBERT (1992) realizaram a avaliação exergética de um sistema de refrigeração de simples estágio, com R22, sob condições de operação e resultados indicados nas Tabelas 2.2 e 2.3, respectivamente.

Segundo os autores, o trabalho consumido pelo compressor, $\dot{W}_{CP}$, foi estimado em 66,8 kW, resultando em 30,8% a eficiência exergética global do sistema.

COX-SMITH & CARRINGTON (1991), mediante simulação, avaliaram o desempenho exergético de uma bomba de calor utilizada na secagem de madeira, com recirculação de ar, em circuito fechado. Pelos resultados, o compressor apresentou o maior consumo relativo de exergia (25,4%). Os três ventiladores, em conjunto, contribuíram com 27% das perdas totais (15,2% no condensador; 10,7% no secador e 1,1% no evaporador). Os dois trocadores de calor participaram com 19,5% (12,5% do evaporador e 7,0% do condensador) e a válvula de expansão com 8,3%. Os restantes 20% corresponderam aos processos de mistura do ar, aquecimento da madeira, transmissões por paredes e água condensada.

Segundo os autores, de acordo com simulações efetuadas, em que foram variadas a vazão de ar, a configuração do evaporador e o tipo de compressor, foi possível avaliar em até 35% a economia no consumo total de exergia do sistema.

Tabela 2.2. Dados de entrada para avaliação exergética de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor (R22)

temperatura de condensação	30° C
temperatura do ar ambiente	20° C
temperatura da câmara frigorífica	-30° C
temperatura de evaporação	-35° C
grau de superaquecimento	6° C
grau de subresfriamento	3° C
eficiência isoentrópica do compressor	0,73
eficiência mecânica	0,80
eficiência elétrica	0,90
carga térmica	100 kW

Fonte: NIKOLAIDIS & PROBERT (1992)

Tabela 2.3. Avaliação exergética com base nos dados da Tabela 2.2

componente	consumo de exergia $\dot{I}rr_i$ (kW)	$\dot{I}rr_i / \sum \dot{I}rr_i$ (%)	$\dot{I}rr_i / W_{CP}$ (%)
evaporador	2,42	5,3	3,6
compressor	28,00	61,5	41,9
condensador	8,44	18,5	12,6
válvula de expansão	6,68	14,7	10,0
global ($\sum \dot{I}rr_i$)	45,54	100,0	68,1

Fonte: NIKOLAIDIS & PROBERT (1992)

Várias sugestões têm sido apresentadas, na literatura em geral, no sentido da diminuição dos consumos de exergia em sistemas de refrigeração/bomba de calor, dentre as quais estão a escolha de compressores com eficiências isoentrópicas mais elevadas, adoção de sistemas com múltiplos estágios, variações da área de troca de calor do condensador e do evaporador, utilização de refrigerantes constituídos por misturas não-azeotrópicas, etc. (BEJAN, 1977 e 1978; AURACHER, 1979 e 1984; LORENTZEN, 1985; SZARGUT et alii, 1988; SCHENONE et alii, 1991).

Métodos de otimização com as consequentes implicações econômicas são discutidos por GAGGIOLI & WEPFER (1980); MORAN (1982); KOTAS (1985); WORSØE-SCHMIDT (1987) e SZARGUT *et alii* (1988).

2.2. Aplicações da bomba de calor na secagem de alimentos

Embora as vantagens da bomba de calor, sob o ponto de vista termodinâmico, sejam reconhecidas desde há muito tempo, seu desenvolvimento como um produto industrial, visando à recuperação de calor de rejeitos de processos, somente foi realmente iniciado nos princípios da década de 70 (WORSØE-SCHMIDT, 1981; MOSER & SCHNITZER, 1985). O sistema tem sido empregado, sobretudo, em operações de secagem, particularmente de papel, madeira e alimentos. Nestes últimos, a atenção foi quase que exclusivamente voltada para a secagem de grãos, em razão dos elevados consumos de energia elétrica envolvidos (PERRY, 1981/1982; HOGAN *et alii*, 1983; ZILLA & STRUMILLO, 1987).

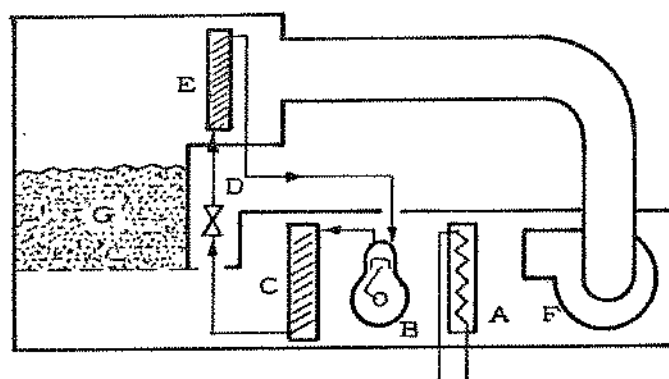
Os trabalhos de DAVIS (1949) e de SHOVE (1953), citados por HOGAN *et alii* (1983), estão entre os primeiros que relatam o uso da bomba de calor na secagem de grãos.

Adotando procedimentos semelhantes, FLIKKE *et alii* (1957) acoplaram a um secador (Figura 2.6) uma unidade doméstica com compressor de 0,57 kW, operando com R12, com circuito fechado de ar, em que o calor equivalente do trabalho do compressor era transferido ao ambiente através de um trocador de calor auxiliar.

O sistema foi utilizado em testes de secagem de milho (350 kg) e aveia (227 kg), desde 25-28 até 12-13% de umidade, base úmida, em que a temperatura do ar na entrada do secador se situou entre 43 e 54°C, com vazões entre 0,15 e 0,56 m³/s.

Segundo os autores, em virtude do aumento da vazão de ar, a temperatura deste à saída dos grãos aumentava. Como resultado da troca de calor no evaporador entre o refrigerante e o ar mais quente, o primeiro, ao ser succionado pelo compressor, mantinha-se sob pressão

mais próxima à pressão de descarga, facilitando a operação. Este fato foi usado para explicar a influência positiva do aumento da vazão de ar de secagem na energia elétrica consumida pelo compressor, embora para valores acima de $0,42 \text{ m}^3/\text{s}$ o consumo se manteve praticamente constante. Comentam, ainda, que o aumento da temperatura de secagem teve o mesmo efeito que o aumento da vazão de ar. Entretanto, como no motor do ventilador o aumento da vazão de ar acarretava aumento no consumo de energia elétrica, observou-se um ponto de mínimo consumo total na operação do sistema. Sob as condições de seus experimentos, FLIKKE *et alii* (1957) constataram que o consumo total mínimo foi encontrado quando se operou o sistema com vazão de ar entre $0,18$ e $0,25 \text{ m}^3/\text{s}$. Nesta situação mais otimista, o consumo específico de energia elétrica foi $0,28 \text{ kWh/kg}$ de água evaporada.



- | | |
|-------------------------|----------------|
| A - resfriador auxiliar | E - evaporador |
| B - compressor | F - ventilador |
| C - condensador | G - grãos |
| D - válvula de expansão | |

Figura 2.6. Esquema de instalação da bomba de calor em secador com circuito fechado de ar
Fonte: FLIKKE *et alii* (1957).

Em linhas gerais, os resultados destes pioneiros trabalhos levaram os autores a concluir pela viabilidade técnica da aplicação da bomba de calor na secagem de grãos e pela viabilidade econômica em relação a secadores à base de resistências elétricas. Entretanto, quando confrontada com outros tipos de secadores, a bomba de calor mostrou-se economicamente inviável, em virtude de que o custo total dos sistemas então utilizados era significativamente influenciado pelos custos relativamente baixos dos combustíveis vigentes à época.

Somente a partir da segunda metade da década de 70, em virtude da abrupta elevação dos preços internacionais do petróleo, é que se verifica o ressurgimento de trabalhos relatando novas experiências com o uso da bomba de calor na secagem de alimentos, cujos resultados levaram aos primeiros indícios de sua competitividade em relação ao uso de secadores à base de GLP e óleos combustíveis.

AYERS *et alii* (1976) adotaram um sistema semelhante ao da Figura 2.6, porém num circuito aberto, sem qualquer recirculação do ar, onde foi dispensado o uso do resfriador auxiliar. Na secagem de 105 toneladas de milho, desde 22 até 16%, base úmida, com ar de secagem a 10°C, em média, e vazão de 5,6 m³/s, o consumo específico de energia elétrica foi 0,46 kWh/kg de água evaporada, incluindo-se o consumo do motor do ventilador. Baseado somente no consumo do motor do compressor, o COP foi 4,47, diminuindo para 2,31 quando se levou em consideração o consumo do ventilador. De acordo com os preços da energia elétrica e dos combustíveis, vigentes à época, nos Estados Unidos, avaliaram em 57% a economia no consumo de energia elétrica, quando compararam com o consumo estimado na secagem à base de resistências elétricas. Ao considerarem a possibilidade de utilizar GLP, a diminuição nos custos de energia foi estimada em 17%, favoravelmente ao secador com bomba de calor. Segundo os autores, tais resultados levaram em conta que o ventilador centrífugo era responsável por 27% da energia térmica cedida ao ar, conforme constatado experimentalmente. Ao se desconsiderar este fato, os respectivos valores estimados de economia passaram para 70 e 27%.

Nesta mesma época (final dos anos 70), a bomba de calor começou a ser utilizada em testes com sistemas bivalentes, particularmente no aquecimento noturno do ar em operações de secagem a baixas temperaturas, especialmente no caso de produtos termosensíveis.

MORRISON & SHOVE (1977) utilizaram o condensador de uma bomba de calor com capacidade de 17,6 kW, como sistema de aquecimento auxiliar durante 10 horas do período noturno na secagem de 158 toneladas de milho com energia solar. Foram necessários 33 dias para diminuir a umidade do produto de 22,3 para 15%, base úmida, em que a temperatura

do ar ambiente esteve entre 0 e 10°C, com vazões do ar de secagem de 1,06 m³/s. Dadas as condições operacionais, a bomba de calor foi acionada somente durante 10 noites, obtendo-se COP médio de 2,3, incluindo-se o ventilador. O consumo específico de energia elétrica foi 0,494 kWh/kg de água evaporada, durante o período de seu funcionamento, considerado pelos autores como aproximadamente a metade do que seria dispendido com o uso de resistências elétricas. Conforme os parâmetros econômicos considerados, os autores sugeriram que novos estudos deveriam ser realizados no sentido de se avaliar a conveniência de se adotar este sistema híbrido ou somente a bomba de calor, durante o período completo da operação.

Sistema semelhante foi adotado por ROSSI (1980), na secagem, com ar natural, de 1.500 kg de sementes de soja. O condensador de uma unidade de refrigeração, utilizada no resfriamento noturno de sementes de soja armazenadas, dotada de compressor com motor de 1,12 kW e R12 como refrigerante, foi utilizado no aquecimento do ar ambiente durante o período das 22:00 às 06:00 h. Foram necessárias 92 h (24 h com aquecimento pelo condensador) para diminuir o teor de umidade da soja de 21,2 para 10,8%, base úmida, a uma vazão de ar de 0,25 m³/s. O consumo total de energia elétrica foi de 166 kWh (135 kWh para o ventilador e 31 kWh para os motores do evaporador e do compressor). Baseado nestes valores e nas curvas de secagem das sementes de soja, obtidas de amostras retiradas em 6 posições fixas ao longo da altura do silo utilizado, o consumo específico de energia elétrica da unidade frigorífica aumentou com a diminuição do teor de umidade do produto (Figura 2.7).

Constata-se aumento da ordem de 70% no consumo específico de energia elétrica durante o período em que as sementes estiveram com 11,3% de umidade, em média, em relação ao período em que se apresentavam com 18,7%. Ao se considerar a utilização de resistências elétricas no aquecimento noturno, estima-se que teria havido uma elevação da ordem de 40% no consumo específico de energia elétrica. Pela Figura 2.7 pode-se observar, também, uma elevação no consumo, quando se levou em consideração o ventilador, da ordem de 110% no ensaio com o uso da bomba de calor e da ordem de 80% na hipótese de ter sido utilizado aquecimento por resistências elétricas.

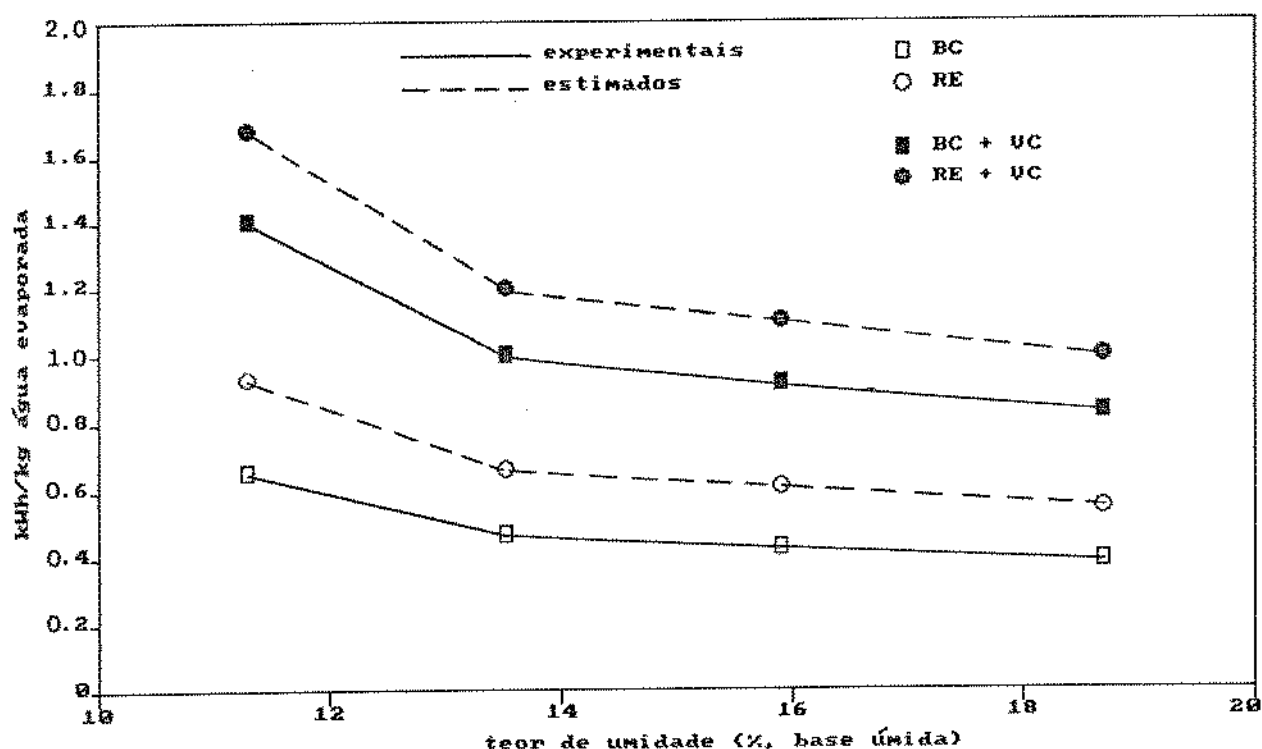


Figura 2.7. Efeito do teor de umidade de soja e do consumo do motor do ventilador (VC) no consumo específico de energia durante a secagem com ar ambiente noturno aquecido por: bomba de calor (BC) ou resistências elétricas (RE)
 Fonte: ROSSI (1980)

Um fato importante constatado pelos proponentes da bomba de calor na secagem, com base nos resultados alcançados desde os trabalhos de FLIKKE *et alii* (1957), foi o elevado consumo de energia elétrica do motor do ventilador, em relação ao consumo do motor do compressor.

Estimativas efetuadas por HOGAN *et alii* (1976), baseadas em um sistema com 17,5 kW de capacidade de refrigeração e aumento de 10°C na temperatura do ar no condensador, indicaram uma diminuição no COP de 3,2 para 2 quando a relação entre a energia consumida pelo ventilador e a energia consumida pelo compressor passou de 0,25 para 1 (Figura 2.8).

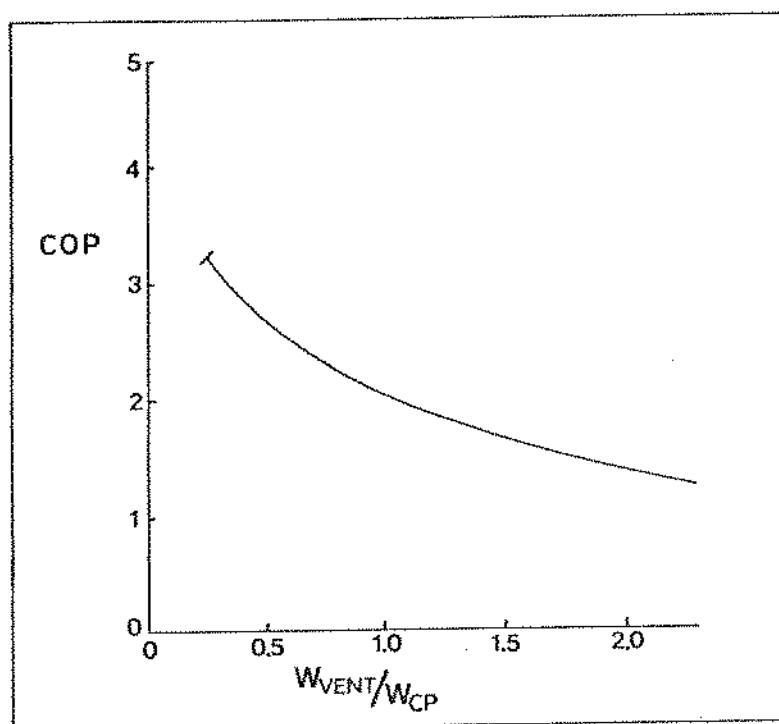


Figura 2.8. Influência do consumo do motor do ventilador no COP de aquecimento de bomba de calor aplicada na secagem de grãos
Fonte: HOGAN *et alii* (1976).

De acordo com resultados obtidos pelos autores, a Figura 2.9 mostra a influência do aumento da vazão de ar e do aumento da espessura da camada de grãos no secador na diminuição do COP. Com uma camada de grãos com 3 m de altura e a uma vazão de $1,88 \text{ m}^3/\text{s}$ o COP estimado situou-se entre 2,6 e 3,1; a uma vazão 3 vezes superior, o COP diminuiu para uma faixa entre 1,7 e 2,3. Reduções ainda maiores foram estimadas ao se considerar uma camada de grãos com 4,6 m de altura.

Apesar de que o ventilador normalmente contribue para aquecer o ar de secagem, o que leva a diminuir os efeitos na queda do COP, tem sido constatado que, na comparação com secadores à base de resistências elétricas, o ventilador do sistema com bomba de calor apresenta maior participação relativa no consumo de energia, para uma mesma vazão do ar de secagem, em virtude da maior perda de carga decorrente da passagem pelo evaporador e pelo condensador (HOGAN *et alii*, 1983).

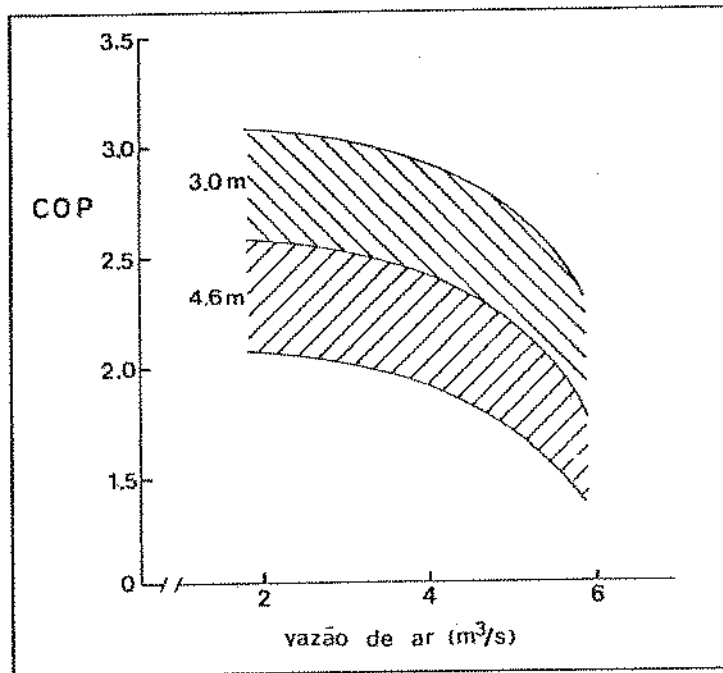


Figura 2.9. Influência da vazão de ar no COP de aquecimento de bomba de calor aplicada na secagem de grãos, para duas alturas do produto no silo
 Fonte: HOGAN et alii (1976).

A preocupação com a possibilidade de formação de gelo no evaporador, em períodos com baixas temperaturas ambientais, e/ou com o fato de que a temperatura do ar de secagem pudesse vir a exceder o limite crítico estabelecido para o produto em questão, em operações com circuito aberto do ar, levou HOGAN et alii (1976) a adotarem um sistema automático de controle operacional da bomba de calor, usada na secagem de 106 toneladas de milho, inicialmente com 25% de umidade, base úmida. Como solução de compromisso, a bomba de calor somente era acionada, termostaticamente, quando a temperatura ambiente estivesse abaixo de 21,1°C ou quando a temperatura do ar de saída do secador (entrada do evaporador) superasse 8,3°C. Em virtude das desfavoráveis condições ambientais durante o período da secagem, o que manteve a bomba de calor desligada durante vários dias, o sistema de controle adotado foi considerado insatisfatório pelos autores.

Devido aos problemas apresentados, HOGAN et alii (1983) passaram a adotar o sistema com recirculação de ar, quando necessário, conforme

Figura 2.10, que apresentou resultados bem mais favoráveis do ponto de vista de se evitar formação de gelo no evaporador. Quando não necessário, o sistema funcionava no modo aberto para o circuito do ar, como nos trabalhos anteriores.

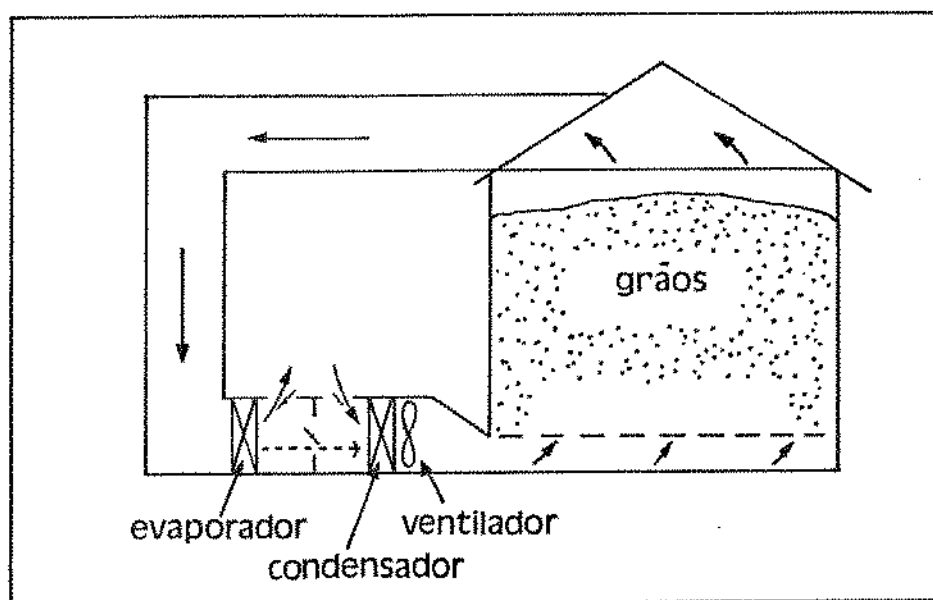


Figura 2.10. Esquema de instalação da bomba de calor em secador com recirculação de ar
Fonte: HOGAN et alii (1983).

Neste caso, foi realizada operação simultânea com secador à base de resistências elétricas, na secagem de aproximadamente 100 toneladas de milho, desde 23 até 14%, base úmida, cujos sistemas apresentaram a mesma capacidade de aquecimento, ou seja, 24 kW. Devido à perda de carga causada pelo evaporador e pelo condensador, a vazão de ar no secador com a bomba de calor foi menor ($4,0 \text{ m}^3/\text{s}$) que a do secador com resistências elétricas ($4,7 \text{ m}^3/\text{s}$). Sob temperaturas ambientais entre 3 e 18°C , 17 dias foram necessários no secador com bomba de calor e 14 dias no secador com resistências elétricas (Figura 2.11). Como resultado, 63% a mais de energia foi utilizada pelo sistema com resistências elétricas do que o secador com bomba de calor, para a mesma quantidade de água evaporada. Segundo os autores, o COP de aquecimento da bomba de calor foi 4,8, diminuindo para 2,4 quando se considerou o consumo de energia elétrica do motor do ventilador.

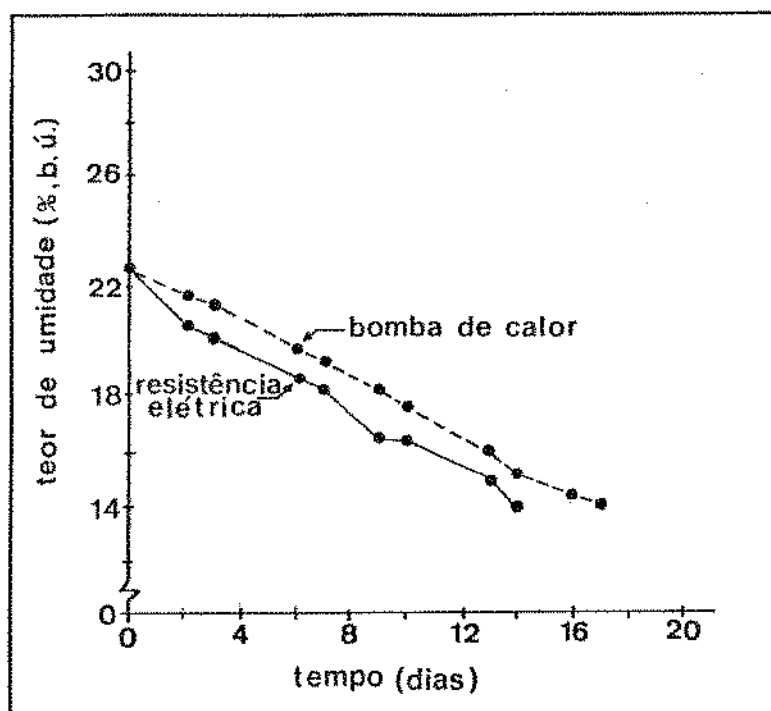


Figura 2.11. Curvas de secagem de milho
 BC - bomba de calor
 RE - resistências elétricas
 Fonte (HOGAN et alii, 1983)

Provavelmente, um dos trabalhos que, na prática, analisou com maior detalhamento o efeito das condições ambientais no desempenho da bomba de calor utilizada na secagem de grãos termosensíveis, é o de PERSON et alii (1977). Para tanto, realizaram diversos ensaios de secagem de amendoim, com umidade inicial entre 23 e 26%, base úmida, em secador estacionário com 1 tonelada de capacidade, e ar à vazão de $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$. Dadas as características de qualidade desejadas, buscava-se manter a temperatura e a umidade relativa do ar de secagem ao redor de 35°C e 45%, respectivamente.

O primeiro sistema utilizado, com 3,6 kW de capacidade de aquecimento e R12 como refrigerante, operou com circuito aberto do ar, em duas distintas situações. Na primeira, a bomba de calor somente era acionada quando a umidade relativa do ar ambiente superasse 65%; caso contrário ar ambiente era utilizado. Na segunda, a bomba de calor funcionou ininterruptamente. Foi instalada uma válvula de controle da pressão de evaporação para evitar formação de gelo no evaporador em

períodos com baixas temperaturas do ar ambiente. Para evitar sobrecargas no compressor, em períodos com altas temperaturas ambientais, foi instalada uma válvula controladora de capacidade.

O segundo sistema adotado por PERSON *et alii* (1977), com 5 kW de capacidade de aquecimento e R22 como refrigerante, operou em circuito fechado do ar, em dois ensaios, ininterruptamente. Para evitar aumento excessivo da temperatura do ar na entrada do secador, em virtude do correspondente calor de compressão, foi instalado um condensador externo auxiliar, cujo ventilador era acionado em função da temperatura do ar de secagem, eliminando o excesso ao ar ambiente.

Durante os ensaios em que ambos os sistemas operaram ininterrupta e concomitantemente, a temperatura do ar ambiente variou de -1,1 a 21,1°C. Segundo os autores, tal oscilação não influenciou, de forma significativa, o desempenho da bomba de calor com circuito fechado de ar, constatando-se cargas de resfriamento e de aquecimento praticamente constantes, mesmo considerando-se que a umidade relativa do ar à saída do secador tenha variado desde a saturação até 50% e sua temperatura se elevado em aproximadamente 10°C. No caso da bomba de calor com circuito aberto do ar, a oscilação das condições ambientais resultou numa variação entre 6 e 10°C no nível de aquecimento do ar no condensador, levando a uma correspondente oscilação da temperatura do ar de secagem. Entretanto, não foi observada influência significativa na variação da qualidade do produto seco, segundo os critérios adotados.

Conforme constatado pelos autores, a ação da válvula controladora de capacidade do compressor, no sistema com circuito aberto, nos períodos de excessiva carga térmica, causou diminuição da ordem de 25%, em média, do nível de aquecimento do ar no condensador.

Considerando-se os tempos de secagem nas duas situações em que a bomba de calor operou em circuito aberto do ar (respectivamente 118 e 62 h), o consumo de energia elétrica do compressor (52,5 e 76,5 kWh) e os níveis finais de umidade atingidos pelo amendoim (10%, base úmida), os valores calculados para o consumo específico de energia elétrica foram 0,37 e 0,46 kWh/kg de água evaporada, respectivamente.

Entretanto, ao se considerar o consumo do ventilador, tais valores subiram para 0,79 e 0,77 kWh/kg, correspondentes a uma redução de aproximadamente 38% no COP (de 3,7 para 2,3).

Nas duas situações em que a bomba de calor operou em circuito fechado do ar, segundo os autores foram necessárias, respectivamente, 40 e 38 h para diminuir o teor de umidade do amendoim para 9,1 e 8,7%, base úmida, com os correspondentes consumos específicos de energia elétrica de 0,41 e 0,56 kWh/kg. Considerando-se o ventilador, tais valores subiram para 0,78 e 0,82 kWh/kg, respectivamente, refletindo numa redução de aproximadamente 32% no COP (de 3,1 para 2,1).

Qualquer que seja a base escolhida, no entanto, os consumos específicos de energia elétrica foram ligeiramente superiores nos ensaios com recirculação de ar, não obstante a sensível diminuição conseguida no tempo de secagem, em virtude de que, afirmam os autores, a capacidade deste sistema era 39% superior à da bomba de calor com circuito aberto do ar, o que levava a um consumo horário mais elevado. Há que se considerar, também, o fato do amendoim ter permanecido no secador até um teor de umidade mais baixo, em relação ao secador com circuito aberto.

Conforme os preços dos combustíveis e da energia elétrica vigentes à época, nos Estados Unidos, e baseando-se no custo da energia necessária para realizar secagem de amendoim, com operação ininterrupta da bomba de calor, concluem os autores que, sem dúvida o gás natural seria o mais favorável (1,81US\$/ton), seguido pela bomba de calor, com circuito aberto do ar (2,86US\$/ton); GLP (4,36US\$/ton) e resistências elétricas (10,81US\$/ton). Apontam um custo de 3,24US\$/ton para o sistema com recirculação do ar, quando se leva em consideração somente o consumo do motor do compressor.

TING (1987) avaliou o desempenho de um sistema de desumidificação de ar ambiente, por refrigeração mecânica, com motor de 24 kW, em cuja instalação foi incorporado o condensador auxiliar, na perspectiva de que viesse a ser utilizado com recirculação de ar. O compressor possuía sistema de controle de capacidade (50%/100%) para evitar formação de gelo no evaporador e, quando possível, diminuir o consumo

de energia elétrica.

Sete ensaios foram realizados, durante os quais a temperatura, a umidade absoluta e a vazão do ar ambiente entrando no evaporador, foram, em média, 28,7°C, 0,0176 kg/kg e 0,827 kg/s, respectivamente. Após ser desumidificado e resfriado no evaporador e aquecido no condensador, o ar apresentava temperatura (28,9°C) praticamente igual à de entrada e umidade absoluta 0,0085 kg/kg, correspondentes a uma taxa de remoção de umidade igual a 7,5 g/s (27 kg/h) e a um consumo específico de energia elétrica 0,654 kWh/kg de água evaporada. Os testes preliminares indicaram, segundo os autores, uma elevação na capacidade de desumidificação e uma diminuição no consumo específico de energia elétrica com a elevação da umidade absoluta do ar ambiente.

Subsequentemente, o desumidificador foi instalado no topo de um silo para que seu desempenho fosse avaliado durante as primeiras 24 h em um teste de secagem de 85 toneladas de soja, com 16,95%, base úmida, de umidade inicial, a uma vazão de ar 1,35 m³/s, em circuito aberto. Após o devido condicionamento, o ar de secagem atravessava a camada de soja, no sentido descendente, e era descarregado no ambiente.

Decorridas 24 h de secagem, a soja apresentava teor médio de umidade de 16,21%, base úmida, resultando em 743 kg de água evaporada, ou, em média, 31 kg de água evaporada/h. Como base de comparação, e adotando-se modelo de simulação de secagem de soja em silo estacionário, estimaram os autores que, com o uso de um sistema de aquecimento convencional do ar ambiente, o teor médio de umidade do produto seria, em média, 16,86%, base úmida, após as mesmas 24 h, resultando em 85 kg de água evaporada, ou, em média, 3,54 kg de água evaporada/h. Com base nestas considerações, estimou-se que a bomba de calor elevou em 8,7 vezes o potencial de secagem de um sistema convencional de aquecimento do ar ambiente durante as primeiras 24 h de secagem de soja em silo estacionário.

Em trabalhos com secagem de pescado salgado utilizando bomba de calor, PASSEY (1980) apresenta uma configuração alternativa para condicionar o ar oriundo do secador, antes de ser recirculado (Figura

2.12). Neste caso, o ponto de equilíbrio da operação é garantido pela regulagem da abertura das válvulas de *by-pass* para o ar de recirculação e pela ação de um trocador de calor auxiliar localizado antes do evaporador.

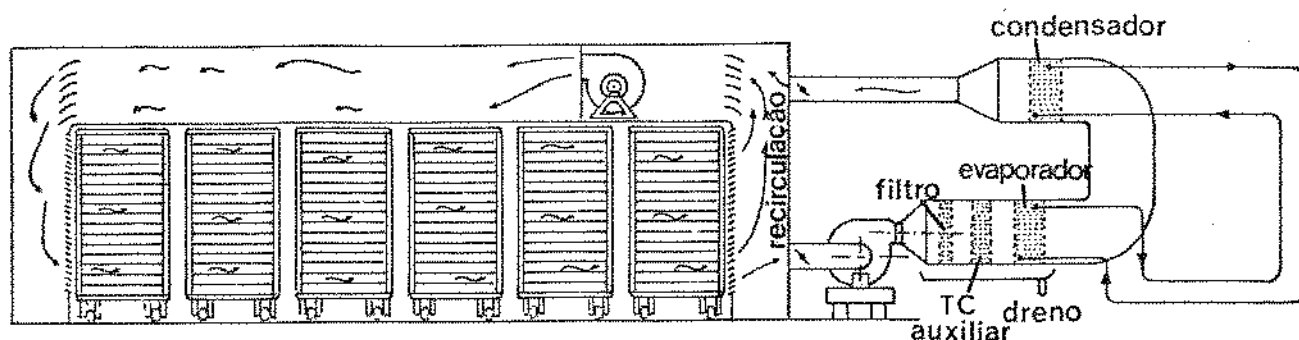


Figura 2.12. Esquema da instalação de bomba de calor na secagem de pescado salgado, com circuito fechado do ar
Fonte: PASSEY (1980)

As características deste sistema, segundo o autor, são de que, na secagem de pescado salgado, onde se exige temperaturas do ar inferiores a 26°C , o consumo específico de energia elétrica se mantém constante em $0,56 \text{ kWh/kg}$ de água evaporada, independente da temperatura do ponto de orvalho do ar ambiente (dentro de uma faixa entre $7,2$ e $12,2^{\circ}\text{C}$) e para 60% de umidade relativa do ar de secagem, apontada como a mínima admissível. Com 70% de umidade relativa do ar de secagem, o consumo específico diminui para $0,47 \text{ kWh/kg}$ e também se mantém constante. Avalia PASSEY (1980) ser possível economizar até 50% no consumo de energia elétrica, em relação ao sistema que adota mistura com ar ambiente no condicionamento do ar de recirculação, em períodos de altas temperaturas do ponto de orvalho, características de regiões quentes e úmidas. Afirma, ainda, que sob as mesmas bases de cálculo, a economia no custo de energia decorrente do uso do sistema proposto é da ordem de 15% inferior em relação ao uso de sistemas convencionais de aquecimento do ar de mistura, com base nos preços vigentes à época, no Canadá.

Com relação à análise exergética, KATO (1985) apresenta resultados da avaliação do desempenho de bomba de calor (motor de 2,2 kW, com R22) na secagem de 600 kg de arroz, entre 24,9 e 16,8%, base seca, com ar de exaustão servindo como fonte de calor para o evaporador, em circuito aberto. A Tabela 2.4 apresenta as condições de operação e os resultados obtidos. O consumo específico de energia elétrica (0,346 kWh/kg de água evaporada) foi avaliado em aproximadamente 25% do que normalmente ocorre com secadores convencionais, no Japão.

O autor considera o termo exergia do grão, em decorrência da diferença entre a concentração da água de sua constituição e a do vapor de água presente no ar ambiente. À medida que o grão vai se aproximando das condições de equilíbrio com o ar de secagem e, conseqüentemente, distanciando-se das condições de equilíbrio com o ar ambiente, sua exergia vai aumentando.

Afirma, ainda, que análise energética efetuada em secador convencional de arroz revela que 60 a 80% da energia fornecida no sistema de aquecimento é liberada no ar de exaustão (de 20 a 30% correspondente ao calor sensível e de 30 a 55% correspondente ao calor latente); 4 a 10% é liberada no ambiente devido ao subsequente equilíbrio térmico entre o grão e o ar ambiente; 10 a 20% deve-se a transmissões pelas paredes do secador; 5 a 15% devido a transmissões pela fornalha e dutos; e somente 2 a 4% são acrescentados ao grão.

Nestes mesmos secadores, a análise exergética realizada indicou 95 a 97% de perdas de exergia na fornalha (30 a 40% devido à combustão do óleo e 55 a 65% pela mistura com ar secundário); restando, portanto, apenas 3 a 5% da exergia inicial para o ar de secagem. Considerando-se consumo de 2 a 4% na câmara de secagem, conclui o autor que somente 0,5 a 1,0% da exergia inicial é acrescentada ao grão, correspondente à diferença entre as concentrações de água.

No secador com a bomba de calor, conforme seus resultados, 13% da energia inicial foi acrescentada ao grão e, em termos de exergia, 2,3%, resultando num desempenho superior da ordem de 4 vezes em relação a secadores convencionais com óleo combustível. Ressalta,

ainda, que dos 8,22 kW térmicos liberados ao ar no condensador, aproximadamente 75% corresponderam ao que foi recuperado no evaporador. As maiores irreversibilidades relativas se concentraram no compressor (37%) e no condensador (23%), seguidos do evaporador (16,2%), secagem (15%) e água condensada (1,5%).

Tabela 2.4. Condições de operação e resultados do uso de bomba de calor na secagem de arroz

parâmetro		valor experimental
ar ambiente	temperatura	21,2°C
	umidade absoluta	0,007 kg _v /kg ar seco
	umidade relativa	44%
secagem	vazão de ar	0,243 m ³ /s
	vazão de produto	2700-3130 kg/h
	temperatura de secagem	48,8°C
resultados	tempo de secagem	6,1 h
	taxa de evaporação	6,36 kg _{ag} /h
	ar na saída do secador	19,6-32,0°C
	ar na saída do evaporador	12,5-18,0°C
	potência de condensação (condensador)	8,22 kW
	potência de resfriamento (evaporador)	6,16 kW
	consumo do motor do compressor	2,2 kW
	vazão de refrigerante	132,5 kg/h
	COP de aquecimento	3,73
	temperatura de condensação	47,6°C
	temperatura de evaporação	4,8°C
	grau de superaquecimento	20,7°C
	grau de subresfriamento	5,9°C
	consumo específico de energia elétrica	0,346 kWh/kg _{ag}
	eficiência energética	13 %
	eficiência exergética	2,3%

Fonte: KATO (1985)

Outros trabalhos relatando o uso de bomba de calor na secagem de alimentos são citados na literatura: WILSON (1976) e KUTZBACK (1978), ambos em secagem de grãos, citados por HOGAN *et alii* (1983); EVIN (1982), para produtos curados e STRØMMEN (1980, 1982 e 1984), na secagem de pescado, citados por ZILLA & STRUMILLO (1987); e STRØMMEN (1983), para pescado, citado por MOSER & SCHNITZER (1985)

2.3. Secagem de cebola

Por conveniência, a secagem de materiais geralmente é dividida em dois regimes. O regime inicial é caracterizado pelo fato da temperatura da superfície externa do produto ser igual ou estar próxima à temperatura de bulbo úmido do ar de secagem, cujas taxas de remoção de umidade são praticamente constantes à medida que prossegue a operação. O segundo, subsequente, é caracterizado pela sensível e gradativa diminuição nas taxas de secagem. Admite-se um teor crítico de umidade para um produto em questão como sendo seu conteúdo de umidade no momento em que ocorre a transição de um regime de secagem para outro, sob determinadas condições operacionais (KEEY, 1986).

O mecanismo da secagem durante o período em que é constante a taxa de remoção de umidade já é bem conhecido, e se dá pela livre evaporação da água da superfície úmida do sólido, em que as equações básicas de transferência de calor e massa podem ser aplicadas (SARAVACOS & CHARM, 1962). A extensão deste período inicial depende, assim, da capacidade do material em manter a superfície externa suficientemente úmida para que a operação seja realizada na camada limite e, assim, fortemente controlada pelas condições do ar de secagem (KEEY, 1986).

O período de taxa decrescente de secagem, particularmente no caso de alimentos, é menos conhecido, e várias teorias têm sido propostas, prevalecendo a da difusão líquida, no estado transiente, do interior do produto para a superfície externa em evaporação, causada por um gradiente de concentração (SARAVACOS & CHARM, 1962; MAZZA & LEMAGUER, 1980).

Os conteúdos críticos de umidade, para o caso de frutas e vegetais, são consideravelmente maiores do que os dos materiais inorgânicos, e isso tem sido atribuído à natureza coloidal e hidrofílica dos constituintes dos alimentos, ligando mais fortemente as moléculas de água à estrutura do produto. No caso de cebola esfatiada, para temperaturas de secagem entre 40 e 65°C e vazões de ar entre 5,5 e 10,3 m³/min, o conteúdo crítico de umidade é praticamente constante, em torno de 10%, base seca (MAZZA & LEMAGUER, 1980).

O aumento do potencial de secagem do ar, durante o período de taxa constante, acelera o processo de remoção de umidade em cebolas esfatiadas, sendo a temperatura o parâmetro de maior influência. No período seguinte, de taxa decrescente de secagem, o aumento da vazão e a diminuição da umidade absoluta do ar praticamente não interferem no processo, cuja aceleração se dá quase que exclusivamente pelo aumento da temperatura (SARAVACOS & CHARM, 1962; MAZZA & LEMAGUER, 1980; KIRANOUDIS *et alii*, 1992).

As características desejáveis em cebola desidratada são a alta pungência, coloração clara e capacidade para uma rápida e completa reidratação (STRINGHETA & BUSO, 1982).

O tempo de reidratação e a capacidade para absorção de água praticamente não são influenciados pelas condições de operação em que normalmente a cebola é submetida à secagem. Estes parâmetros, no entanto são fortemente dependentes da variedade da matéria prima. O tempo para a máxima reidratação pode ser de 20-25 min, à temperatura de reidratação 25°C e variedade Baía Periforme, até aproximadamente 1 h, à temperatura de reidratação entre 25 e 40°C e variedade White Creole. As capacidades de absorção de água, para as duas variedades citadas, são da ordem de 5,2 e 3,4 g de água/g de amostra desidratada, respectivamente (MAZZA & LEMAGUER, 1980; STRINGHETA & BUSO, 1982).

De acordo com MAZZA (1980), a característica aromatizante da cebola é atribuída principalmente aos seus constituintes voláteis sulfurosos, que apresentam alto potencial de perdas durante a secagem, em virtude dos elevados valores de suas volatilidades relativas.

Neste sentido, durante a etapa inicial da secagem, à taxa constante, quando a evaporação na superfície não está limitada pelo transporte de massa na fase líquida, as perdas são grandes. A baixas concentrações de água, os coeficientes de difusão dos voláteis nas fase líquida e sólida são muito baixos e, assim, a resistência à transferência de massa se torna bem mais elevada do que na fase gasosa. O autor comenta que, em termos de voláteis totais, uma vez atingido 70-75% de umidade a taxa de perdas diminui, e que abaixo de 35-40% praticamente já não mais ocorre, permanecendo com aproximadamente 10% do inicial, o que ainda confere à cebola desidratada suficiente capacidade aromatizante.

Conclui o autor que acelerando a taxa de secagem, pelo aumento da temperatura, ocorre uma maior retenção percentual dos voláteis, o que é desejável.

Por outro lado, a elevação da temperatura pode provocar escurecimento indesejável à cebola desidratada, particularmente em variedades com conteúdos relativamente elevados de açúcares redutores e baixos conteúdos de sólidos totais, característicos das principais espécies cultivadas no Brasil. Além do que contribui para o aparecimento de princípios amargos causados pela caramelização de açúcares (STRINGHETA & BUSO, 1982; ITAL, 1984).

Os sistemas de secagem por liofilização e por atomização são de alto custo; no entanto, os produtos obtidos são considerados os de melhor qualidade (ITAL, 1984).

De menor custo são os sistemas por túnel, esteira transportadora de múltiplos estágios e leito fluidizado. Recomenda-se diminuir gradativamente a temperatura do ar, à medida que transcorre a secagem, de aproximadamente 80-85 até 50-55°C. Geralmente na secagem em túnel atinge-se 5 a 7% de umidade após 10 a 15 h de operação, enquanto que, nos dois últimos, após 6 h a cebola já atinge 6% de umidade. Qualquer que seja o sistema empregado, realiza-se homogeneização de umidade e secagem final complementar em silo estacionário, até 4% de umidade, com ar à temperatura mais baixa (entre 45 e 50°C), e desumidificado (0,003 kg/kg) (GUTTERSON, 1971; TORREY, 1974).

3. METODOLOGIA

Este capítulo apresenta o desenvolvimento experimental e de simulação de uma bomba de calor aplicada à secagem de alimentos, numa sequência cronológica das várias fases do trabalho, cujos materiais encontram-se relacionados no Apêndice A.

Como a idéia era utilizar o sistema proposto na secagem de cebola em ensaios comparativos simultâneos com um secador à base de resistências elétricas (secador RE), este já disponível e empregado nos trabalhos de SILVA (1985), construiu-se uma câmara de secagem (CS) idêntica à existente, a qual foi acoplada à bomba de calor, constituindo-se no que doravante se denomina secador BC.

3.1. Montagem da bomba de calor

Instalou-se uma bomba de calor com base num sistema de refrigeração por compressão de vapor, em que foi utilizado o refrigerante R22, com compressor tipo aberto, alternativo, condensador (CD) a ar e evaporador (EV), conforme esquema mostrado na Figura 3.1.

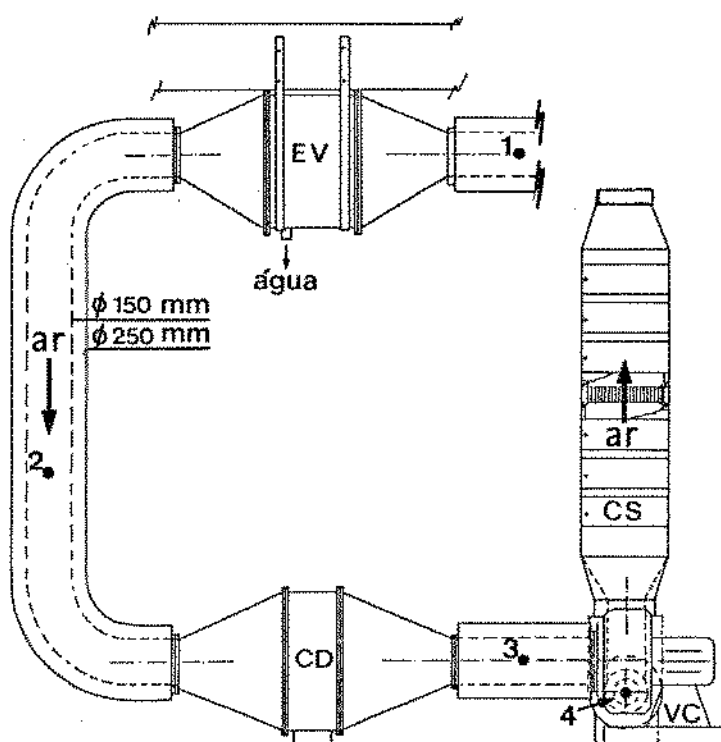


Figura 3.1. Esquema da instalação da bomba de calor acoplada à câmara de secagem (secador BC) (vista lateral).

• 1,...,4 - locais para leitura das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do ar

Dutos cônicos de madeira compensada, envernizada e pintada interna e externamente, com 25 mm de espessura, foram acoplados às faces de entrada e de saída do ar no evaporador e no condensador. Cada uma das 4 laterais do evaporador e do condensador foi isolada termicamente do ambiente externo pelo emprego de uma camada de placas de poliestireno com 20 mm de espessura, sobre a qual foi colocada uma placa da mesma madeira utilizada nos dutos cônicos e a estes acoplada.

Entre a parte inferior do evaporador e o isolamento foi montada uma bandeja de alumínio para recolhimento e drenagem da água condensada.

O duto cônico montado na saída do evaporador e o duto instalado na entrada do condensador foram acoplados a duas curvas longas de 90° e estas foram interligadas por um tubo de PVC com 1,5 m de comprimento e 150 mm de diâmetro, por onde circula o ar de processo. As curvas e o tubo de PVC foram isolados termicamente do ambiente por calhas de poliestireno com 50 mm de espessura e foram recobertos externamente com papel alumínio fixado com fitas metálicas.

Ao duto de saída do condensador foi instalado um tubo de PVC com 0,5 m de comprimento, isolado com calhas de poliuretano com 50 mm de espessura, tendo sua extremidade acoplada à aspiração de um ventilador centrífugo (VC), responsável pela movimentação do ar, cuja carcaça foi isolada com lã de vidro.

Outro tubo de PVC, com 3,5 m de comprimento, igualmente isolado, foi acoplado à saída do ventilador centrífugo, no qual foi instalada uma válvula tipo borboleta, para controle manual da vazão de ar.

Foram feitos orifícios na tubulação de circulação do ar antes do evaporador, entre o evaporador e o condensador, após o condensador e após o ventilador centrífugo, indicados na Figura 3.1, nos quais foram instalados termômetros para medição das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar.

Todos os trechos da tubulação do refrigerante, cuja instalação é mostrada na Figura 3.2., foram isolados termicamente do ambiente

externo pelo uso de tubos de borracha esponjosa, de diâmetro interno correspondente ao respectivo trecho e com 10 mm de espessura, com exceção da linha de descarga do compressor onde foi utilizada camada adicional de isolamento, constituída por calhas de poliestireno com 25 mm de espessura.

Diversos elementos de controle foram instalados no circuito do refrigerante, tais como: válvulas reguladoras da pressão de evaporação e de sucção, válvula solenóide, pressostato diferencial de alta e de baixa pressões no compressor, válvula de expansão termostática com equalizador externo de pressão, chaves magnéticas, etc. Instalou-se um medidor de consumo de energia elétrica do motor do compressor.

Termopares foram soldados à superfície externa da tubulação do R22 em pontos (numerados de 1 a 9 na Figura 3.2.) correspondentes à entrada e à saída dos vários elementos da bomba de calor, em cujos locais foi usada camada dupla de tubo esponjoso isolante, para medição da temperatura do refrigerante. Um manômetro de baixa pressão foi instalado entre o evaporador e a válvula reguladora da pressão de evaporação. Outro foi instalado na sucção do compressor. À saída deste foi instalado um manômetro de alta pressão.

Na linha do R22 líquido, antes da válvula de expansão, foi montado um rotâmetro para indicação da vazão do refrigerante.

A Figura 3.3 mostra a instalação da bomba de calor na fase em que se iniciavam os testes de avaliação termodinâmica.

A Figura 3.4 mostra alguns dos instrumentos de medição e controle utilizados durante a operação do sistema, bem como o isolamento térmico utilizado na tubulação do refrigerante.

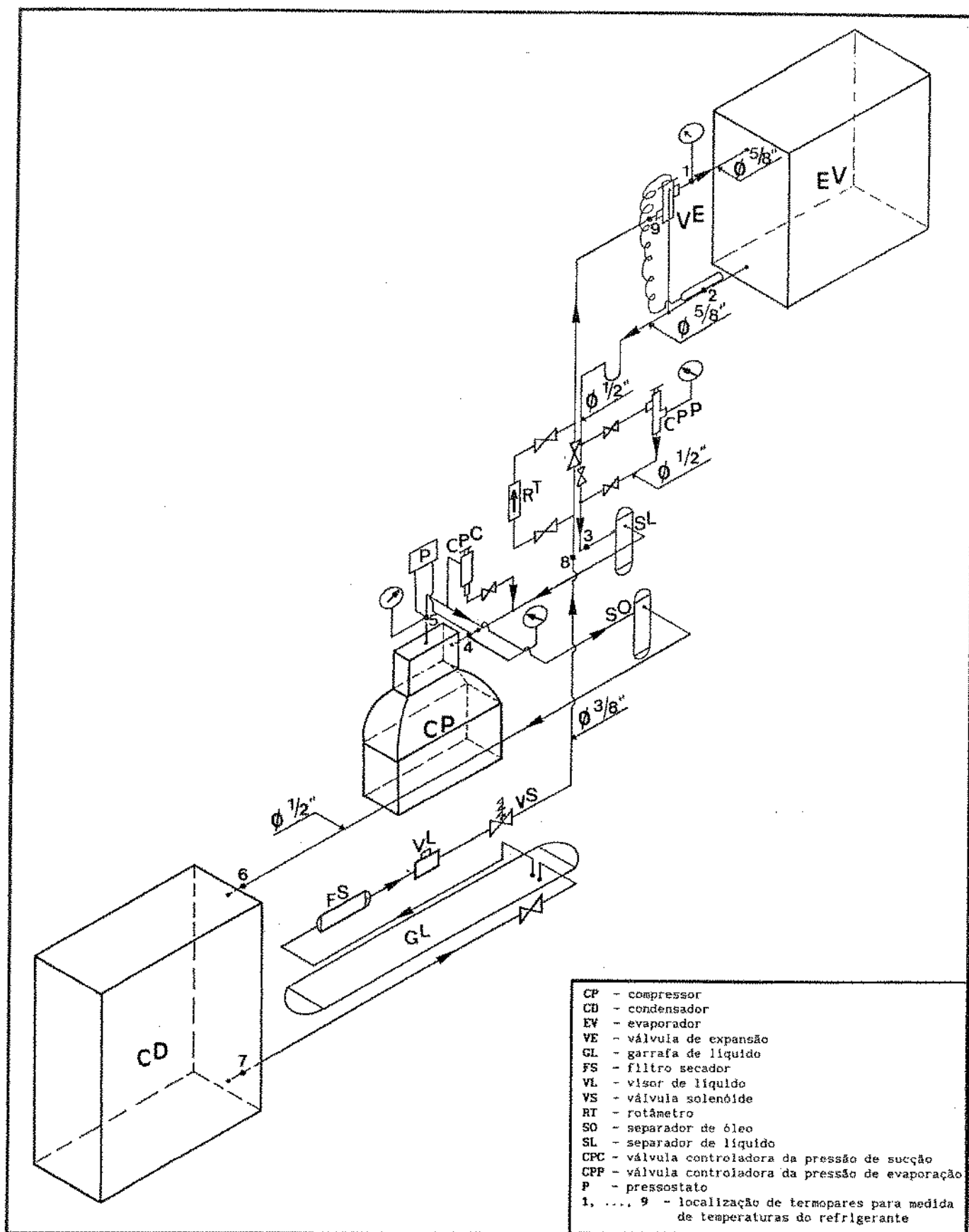


Figura 3.2. Esquema da instalação do circuito do refrigerante

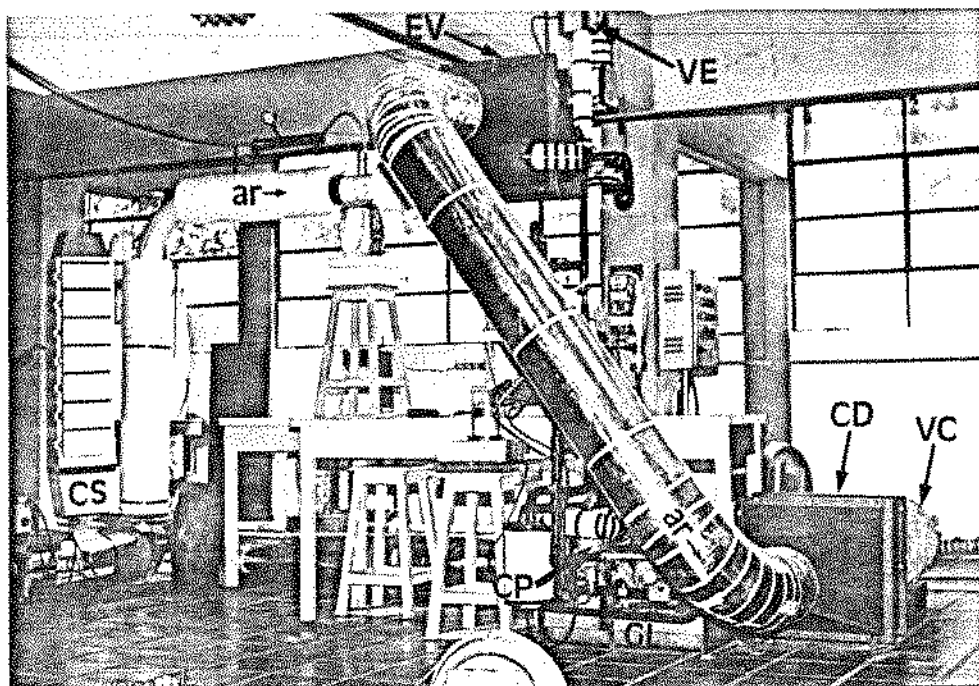


Figura 3.3. Visão geral da instalação da bomba de calor

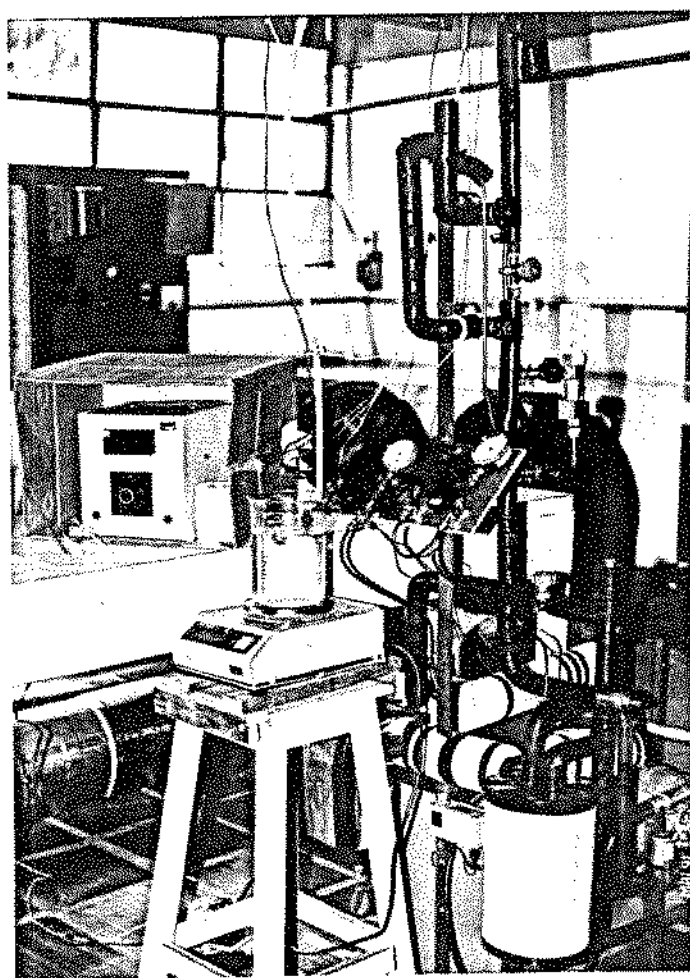


Figura 3.4. Instrumentos e acessórios de medição e controle e vista parcial da tubulação do refrigerante com isolamento

3.2. Escolha de métodos e calibração dos elementos de medição

3.2.1. Termopares

Os termopares utilizados na medição das temperaturas do refrigerante foram calibrados com base em termômetros de referência, em 3 diferentes situações:

- a) no interior de garrafa térmica hermeticamente fechada, contendo mistura de gelo/água destilada, à temperatura constante de $0,0^{\circ}\text{C}$;
- b) em garrafa térmica, como acima, contendo no seu interior ar ambiente, à temperatura constante de $27,0^{\circ}\text{C}$ e
- c) em bequer contendo cerca de 1,8 l de água destilada em ebulição, sob pressão atmosférica, à temperatura constante de $97,8^{\circ}\text{C}$.

Adotou-se hipótese de correlação linear entre os valores indicados pelos termopares e os indicados pelos termômetros de referência, no intervalo de $0,0$ a $97,8^{\circ}\text{C}$, obtendo-se, com isso, a curva de calibração para cada termopar considerado.

A Tabela 3.1 apresenta os valores das temperaturas indicadas pelos termômetros de referência e das temperaturas medidas pelos termopares.

Tabela 3.1. Temperaturas medidas pelos termopares nos testes de calibração com termômetros de referência ($^{\circ}\text{C}$)

termômetro referência	termopar								
	#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7	#8	#9
zero	0,2	0,2	0,1	0,2	0,2	zero	zero	zero	-0,1
27,0	27,0	27,1	27,1	27,0	26,9	26,8	26,8	26,7	26,6
97,8	98,3	98,2	98,5	98,1	98,1	98,0	98,4	97,8	98,1

A Tabela 3.2 mostra os coeficientes obtidos pela análise de regressão linear dos dados da Tabela 3.1, para a seguinte equação de correlação entre os valores de temperaturas medidas pelos termopares (t_{tp}) e os indicados pelos termômetros de referência (t_{corr}):

$$t_{corr} = (m)(t_{tp}) + b \quad (3.1)$$

Tabela 3.2. Coeficientes da equação de correção das temperaturas medidas pelos termopares

termopar	b	m
#1	-0,07138	0,99613
#2	-0,12934	0,99751
#3	-0,02476	0,99343
#4	-0,09661	0,99832
#5	-0,01770	0,99763
#6	0,11546	0,99722
#7	0,16490	0,99285
#8	0,15879	0,99898
#9	0,28501	0,99474

Os coeficientes de correlação (r) foram superiores a 0,9999, o que indica nível de significância (p) < 0,5% para as curvas obtidas, conforme metodologia indicada por MENDENHALL & SINICICH (1989).

3.2.2. Termômetros

Foram escolhidos termômetros para leitura das temperaturas do ar que não diferenciasssem dos termômetros de referência em, no máximo, $\pm 0,5^\circ\text{C}$, nas situações a) e b) descritas no item anterior.

3.2.3. Manômetros

As pressões de evaporação do refrigerante, calculadas com base nos valores indicados pelo manômetro instalado na entrada da válvula reguladora de pressão (CPP), eram sistematicamente comparados com os valores resultantes do cálculo da pressão de saturação em função da respectiva temperatura do refrigerante indicada pelo termopar

localizado imediatamente após a válvula de expansão.

Procedimento análogo não foi possível ser efetuado com relação às pressões de condensação indicadas pelo manômetro instalado na linha de descarga do compressor, pelo fato de que não se dispunha, no sistema montado, de termopar que medisse a temperatura de condensação do refrigerante, já que este sempre saía subresfriado do condensador. Além disso, as vibrações do compressor eram transmitidas ao manômetro, resultando em oscilações em seu ponteiro que, por melhor que fossem controladas, poderiam comprometer o resultado de sua calibração.

3.2.4. Rotâmetro de R22

Considerando-se que o rotâmetro instalado no circuito do refrigerante havia sido recentemente adquirido de empresa especializada, sob encomenda e devidamente calibrado para R22 líquido, e dado à falta de instrumentação necessária à sua calibração, os valores da vazão mássica do R22 foram calculados a partir dos valores da vazão volumétrica indicados pelo rotâmetro. Para tanto, a densidade do refrigerante foi calculada com base na temperatura medida pelo termopar no ponto 8 da Figura 3.2, próximo ao rotâmetro, e na pressão calculada de acordo com o valor indicado pelo manômetro localizado na saída do compressor.

3.2.5. Vazão de ar

Para a medida da vazão de ar no circuito do secador comparativo (RE), à base de resistências elétricas, utilizou-se uma placa de orifício, com diâmetro externo de 100 mm e diâmetro interno de 50 mm. A placa foi instalada no tubo acoplado à descarga do ventilador centrífugo utilizado na movimentação de ar no secador RE e foi previamente calibrada com laminarizador de fluxo. Os valores da perda de carga na placa correspondentes aos da vazão de ar eram lidos em um manômetro em "U". A Figura 3.5 mostra a curva de calibração obtida, que correlaciona valores do desnível (ΔH) entre os meniscos de água indicado pelo manômetro em "U" e valores da vazão volumétrica de ar (V_{ar}) obtidos pela metodologia prescrita no catálogo do laminarizador de fluxo utilizado.

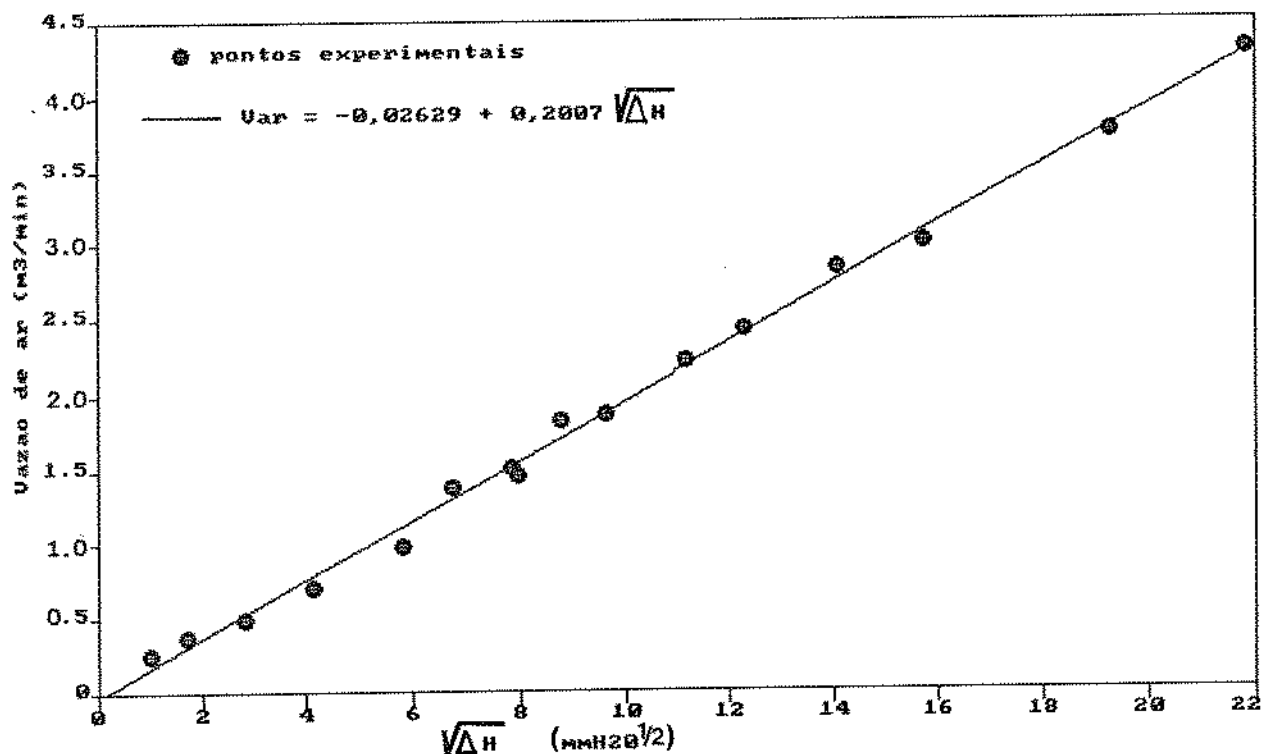


Figura 3.5. Curva de calibração da placa de orifício usada no circuito de ar do secador RE

No caso do circuito do ar no sistema que usa bomba de calor (secador BC), procedimento análogo não pôde ser efetuado, dado que a inclusão de uma placa de orifício, instalada na tubulação de descarga do ventilador centrífugo, causava diminuição na vazão suficiente para que a velocidade do ar não atingisse o mínimo de 2,5 m/s nos pontos onde se fazia medidas das temperaturas de bulbo úmido.

Foram feitas tentativas com Anemômetro de Fio Quente e com Tubo de Pitot acoplado a manômetro inclinado contendo querosene. Ambas as alternativas foram descartadas em virtude da desuniformidade do perfil de velocidade do ar no interior da tubulação, detectada principalmente pelo anemômetro. Tal fato levaria à necessidade de se calcular a velocidade média com base em valores medidos ao longo de secções transversais ao fluxo de ar, o que demandaria muito tempo experimental. No caso particular do Tubo de Pitot, sua adoção foi

ainda mais comprometida em virtude da pequena variação na escala da leitura da velocidade do ar, à medida que se variava a vazão pela manipulação da válvula borboleta.

Buscou-se um método que fosse, ao mesmo tempo, rápido e seguro. Após seguidos testes preliminares de operação da bomba de calor, optou-se pelo cálculo (equação 3.2) da vazão mássica do ar ($\dot{m}_{ar}$) como função da vazão mássica de água condensada ($\dot{m}_{ag}$) no evaporador, e coletada num bequer apoiado numa balança semi-analítica conforme mostrado na Figura 3.4, e das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar lidas na entrada e na saída do evaporador, em regime estacionário. As citadas temperaturas foram usadas no cálculo das respectivas umidades absolutas do ar na entrada ($w_{e, EV}$) e na saída ($w_{s, EV}$) do evaporador, sob pressão barométrica lida em um Barômetro localizado nas proximidades da instalação.

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{ag} / (w_{e, EV} - w_{s, EV}) \quad (3.2)$$

A balança semi-analítica utilizada apresenta sensibilidade 0,01 g para valores até 500 g e 0,1 g para valores até 1000 g, com desvios padrão mostrados na Tabela 3.3, de acordo com análise dos valores obtidos da pesagem (3 repetições) de bequer contendo 4 diferentes volumes de água (tratamentos).

Tabela 3.3. Desvios padrão de valores indicados pela balança semi-analítica utilizada na pesagem de água condensada no evaporador e na pesagem das bandejas em ensaios de secagem de cebolas esfatiadas

tratamento	A	B	C	D
valores	200,01	301,64	400,99	476,78
indicados	199,98	301,61	400,98	476,77
(g)	199,99	301,62	400,95	477,76
valor médio (g)	199,993	301,623	400,973	476,77
desvio padrão (g)	0,0153	0,0153	0,0210	0,010
erro de precisão (%)	0,008	0,005	0,005	0,002

Pela Tabela 3.3, pode-se dizer que, na faixa entre 200 e 500 g, a balança semi-analítica apresentou erro de precisão $< 0,01\%$ e erro de acuracidade, ξ_{ac} , ($\xi_{ac} = 0,005/200$) inferior a $0,002\%$. Para valores entre 500 e 1500 g constatou-se repetitibilidade na última casa decimal, em 3 repetições efetuadas para cada tratamento, resultando em desvio padrão=0 e erro de acuracidade ($\xi_{ac}=0,05/500$) inferior a $0,01\%$.

Durante a fase dos ensaios comparativos entre os secadores BC e RE, os valores da vazão do ar obtidos pelos respectivos métodos de medição eram confrontados com os valores resultantes da velocidade do ar medida por Anemômetro de Hélice situado em 5 diferentes locais dentro de uma bandeja perfurada localizada no interior da câmara de secagem, acima da bandeja que continha o produto. Caso necessário, ajustes finos na vazão eram realizados por meio da manipulação das válvulas borboleta instaladas no circuito do ar. Buscava-se, com isso, garantir a máxima proximidade possível entre as vazões de ar em ambos os secadores.

3.2.6. Wattímetro

Os valores de consumo de energia elétrica do motor do compressor, calculados com base nas variações dos valores indicados pela escala numerada do wattímetro, por unidade de tempo, eram frequentemente corrigidos de acordo com o fator de calibração (21,6 Wh/r) do aparelho, correspondente à energia elétrica consumida para cada rotação (r) do disco interno giratório do wattímetro.

3.3. Ensaios termodinâmicos

Após a montagem da bomba de calor e a escolha e calibração dos métodos e instrumentos de medição das variáveis de processo, o sistema foi submetido a diversos ensaios de avaliação termodinâmica.

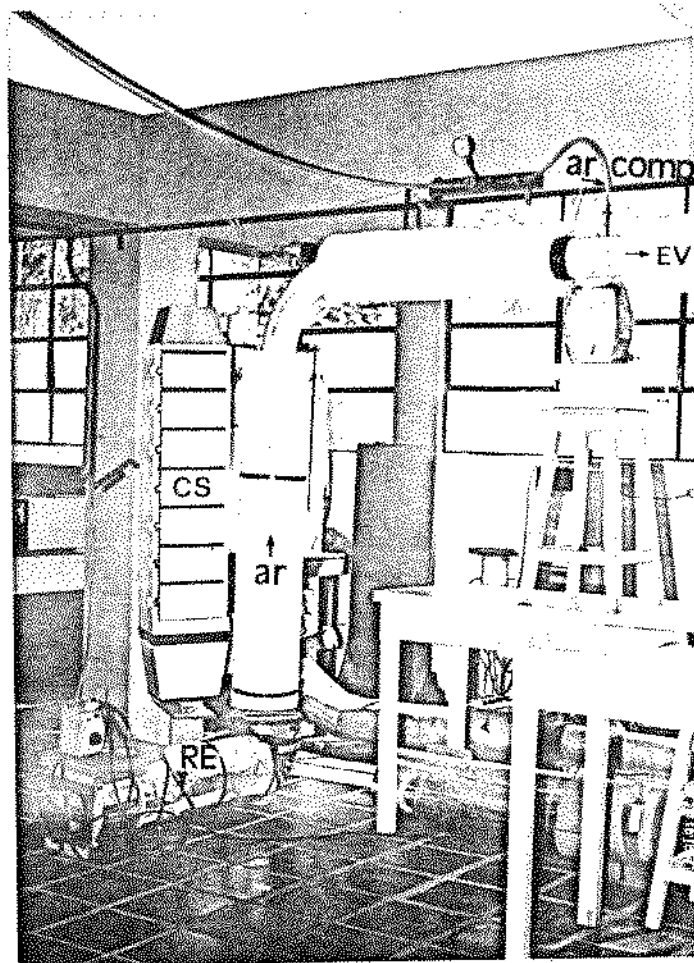
Com o objetivo de se evitar estados transientes no transcurso dos experimentos, decorrentes da variação das condições do ar ambiente entrando no evaporador, as mesmas foram controladas e mantidas constantes pelo uso de um sistema de aquecimento e umidificação de ar,

montado numa tubulação de PVC de 150 mm de diâmetro, isolada com calhas de poliestireno com 50 mm de espessura, e acoplada ao duto cônico de madeira instalado na entrada do evaporador, conforme mostrado na Figura 3.6. Ar ambiente era aquecido por um conjunto de resistências elétricas (RE), uma das quais ligada a um reostato com ajuste manual de voltagem, pelo que se aumentava a temperatura de bulbo úmido do ar até o valor desejado. A temperatura de bulbo seco do ar ao entrar no evaporador era ajustada pelo uso de um bico aspersor ligado a um reservatório de água destilada, acionado por ar comprimido, cuja pressão era mantida constante por uma válvula reguladora automática e, quando necessário, por ajustes finos manuais em um registro de fole instalado antes do aspersor. Um manômetro conectado entre o registro e o aspersor indicava a pressão do ar comprimido.

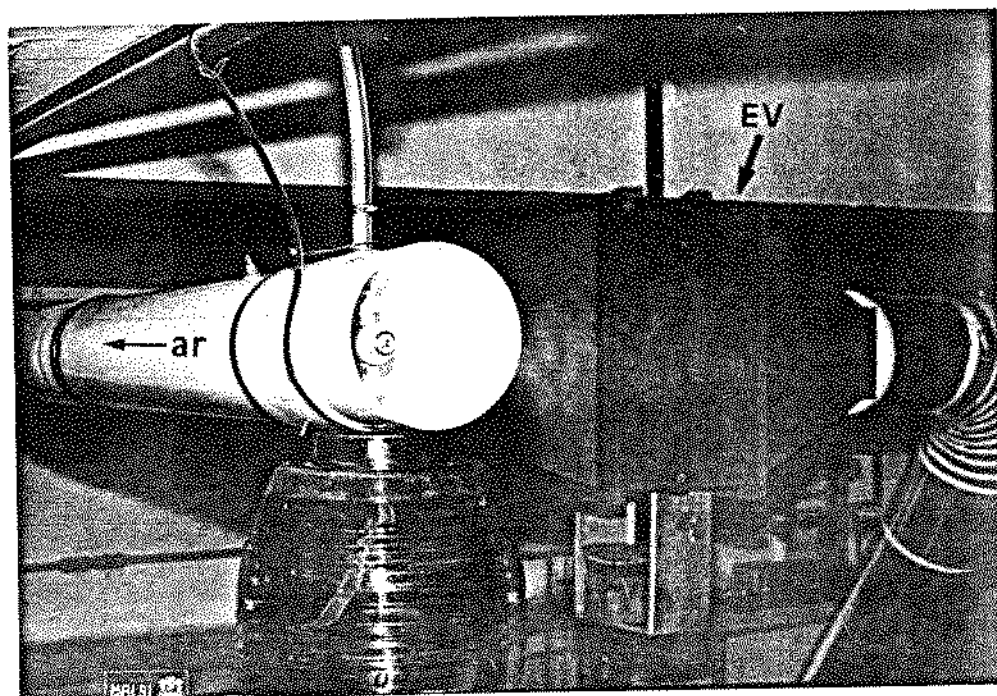
Durante os ensaios, a vazão de ar era ajustada pelo manuseio da válvula tipo borboleta e, em regime permanente, durante pelo menos 90 minutos fazia-se leituras, de 15 em 15 minutos, das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar nos pontos onde estavam montados os termômetros, conforme citado no item 3.1. A vazão de ar era calculada de acordo com o método descrito no item 3.2.5.

Com igual periodicidade, no lado do refrigerante fazia-se leituras das temperaturas nos pontos indicados na Figura 3.2, bem como das pressões de evaporação e de descarga. Igualmente fazia-se leituras da vazão do R22 líquido e do consumo de energia elétrica do motor do compressor

Após vários testes preliminares, que serviram para ajustar métodos e instrumentos e que vieram a definir a faixa de operação do sistema, a bomba de calor foi submetida a 9 ensaios sob condições pré-definidas.



A



B

Figura 3.6. Sistema usado no controle das condições do ar na entrada da bomba de calor. A: visão global e B: detalhe da aspersão de água

Adotou-se 3 temperaturas de evaporação, que eram mantidas pelo uso da válvula reguladora da pressão no evaporador, quais sejam: 0, +2,5 e +4,5°C. Para cada temperatura de evaporação, ar com 20°C de temperatura de bulbo úmido entrava no evaporador, com 3 distintas temperaturas de bulbo seco: 21 , 25 e 30°C, representando, respectivamente, alto, médio e baixo conteúdos de umidade.

Os valores da vazão de ar se situaram entre 170 e 216 kg/h, faixa esta condicionada pelos seguintes limites operacionais:

- a) temperaturas do refrigerante na descarga do compressor inferiores a 125° C, o que impedia de se usar baixas vazões de ar;
- b) vazões correspondentes a velocidades médias superiores a 2,5 m/s nos locais onde se encontravam instalados os termômetros para medidas das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do ar e
- c) a capacidade do ventilador centrífugo e as características do sistema montado, no tocante às perdas de carga no circuito do ar, principalmente devido à ação do aspersor de água, cujo fluxo se dava em contra-corrente ao fluxo de ar.

Elaborou-se um programa de cálculos em linguagem Fortran77, denominado BCR22 e colocado no Apêndice B, para análise dos dados experimentais, com o objetivo de se avaliar o desempenho da bomba de calor nos 9 ensaios a que foi submetida. Para tanto, as propriedades termodinâmicas do ar foram calculadas conforme correlações extraídas de ROSSI (1987) e de WEPFER *et alii* (1979), incorporadas numa sub-rotina denominada PSIC. As propriedades termodinâmicas do R22 foram calculadas pelas sub-rotinas INIT e EQN, citadas no item 3.6.3.2. O desempenho do sistema foi avaliado mediante os seguintes parâmetros:

- a) níveis de temperatura e umidade relativa do ar na saída do sistema;
- b) capacidade de desumidificação do ar ao atravessar o evaporador;
- c) carga térmica, conforme Figura 3.7: $\dot{Q}_{resf} = \dot{m}_{ar} (h_1 - h_2)$; (3.3)

d) capacidade de aquecimento do ar: $\dot{Q}_{aq} = \dot{m}_{ar} C_{p_{ar}} (t_3 - t_2); (3.4)$

e) coeficientes de desempenho (COP) e coeficientes de desempenho efetivo (COP_{ef}), de aquecimento, dados por:

$$COP_{aq} = (\Delta h_{r,CD}) / (\Delta h_{r,CP}) \quad (3.5)$$

$$COP_{aq,ef} = (\dot{Q}_{aq}) / (\dot{W}_{CP}) \quad (3.6)$$

f) aumento do potencial de secagem do ar ambiente, r, calculado pela seguinte equação, correspondente à Figura 3.7:

$$r = (\Delta w_{BC}) / (\Delta w_{amb}) \quad (3.7)$$

ou
$$r = (w_{BC,sat} - w_{BC}) / (w_{amb,sat} - w_{amb}) \quad (3.8)$$

onde: w_{BC} = umidade absoluta do ar na saída da bomba de calor,
 $w_{BC,sat}$ = umidade absoluta do ar saturado, com a mesma entalpia do ar na saída da bomba de calor,
 w_{amb} = umidade absoluta do ar ambiente e
 $w_{amb,sat}$ = umidade absoluta do ar saturado, com a mesma entalpia do ar ambiente;

g) economia de energia elétrica no tratamento do ar para secagem, em relação a um hipotético sistema de tratamento unicamente por aquecimento via resistências elétricas (RE). Neste caso, adotou-se como base o estado do ar tratado por ambos os sistemas possuindo o mesmo potencial de secagem, representado na Figura 3.8 pela igualdade entre os parâmetros Δw_{RE} e Δw_{BC} . A energia elétrica consumida pela bomba de calor ($\dot{W}_{BC}$) foi a indicada pelo wattímetro instalado na linha do motor do compressor. A energia estimada para o sistema com resistências elétricas ($\dot{W}_{RE}$) foi assim calculada:

$$\dot{W}_{RE} = \dot{m}_{ar} C_{p_{ar}} (t_3 - t_1) / (3600 \eta_{RE}) \quad (3.9)$$

onde: η_{RE} = eficiência eletro-térmica do trocador de calor = 0,80;

- h) variação entre as temperaturas do ar tratado pelas resistências elétricas (t_3) e pela bomba de calor (t_3), indicada na Figura 3.8;
- i) consumos de exergia ($\dot{I}_{rr}$), calculados conforme equações 2.2 a 2.7, e eficiências exergeticas globais ($\eta_{ex,gl}$), calculadas pela equação 2.13 (para $\dot{W}_t = \dot{W}_{CP}$).

Como os resultados indicaram vantagens relevantes quando se utilizou 0°C como temperatura de evaporação, nova série de 9 ensaios foi realizada, adotando-se -3,5 , 0 e +3,5°C. Com base em testes preliminares, evitou-se operar a bomba de calor com temperaturas de evaporação inferiores a -3,5°C em virtude da possibilidade de formação de gelo no evaporador, o que viria a descaracterizar o estado estacionário com que se buscava avaliar o desempenho do sistema.

3.4. Etapas preparatórias à secagem

3.4.1. Montagem dos secadores

Após os testes de avaliação termodinâmica, a bomba de calor foi utilizada no tratamento de ar para diversos ensaios de secagem de cebola (secador BC). Em alguns destes ensaios, simultaneamente realizava-se secagem comparativa em secador que aquecia ar ambiente por meio de resistências elétricas (secador RE).

a) secador BC

Construiu-se uma câmara de secagem, tipo coluna fixa vertical, medindo 1,65 m de altura e com 0,22x0,22 m de secção transversal ao fluxo ascendente do ar. A câmara foi impermeabilizada nas paredes internas e isolada termicamente do ar ambiente com placas de poliestireno com 25 mm de espessura. Seu interior foi montado de forma que fosse possível a inclusão de até 7 bandejas de alumínio, com fundo perfurado, medindo 0,20x0,20 m e com 100 mm de altura, removíveis através de portas de acesso devidamente isoladas com poliestireno e contendo borrachas de vedação e fechos de pressão para evitar vazamentos de ar.

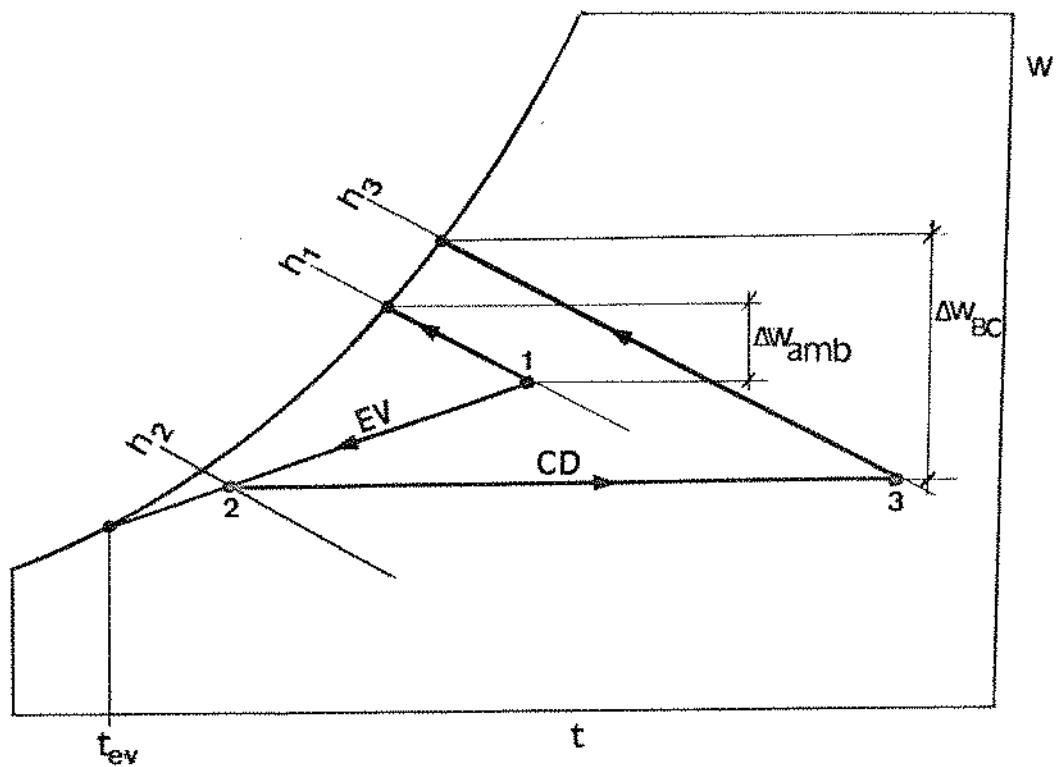


Figura 3.7. Elevação do potencial de secagem da bomba de calor em relação ao ar ambiente

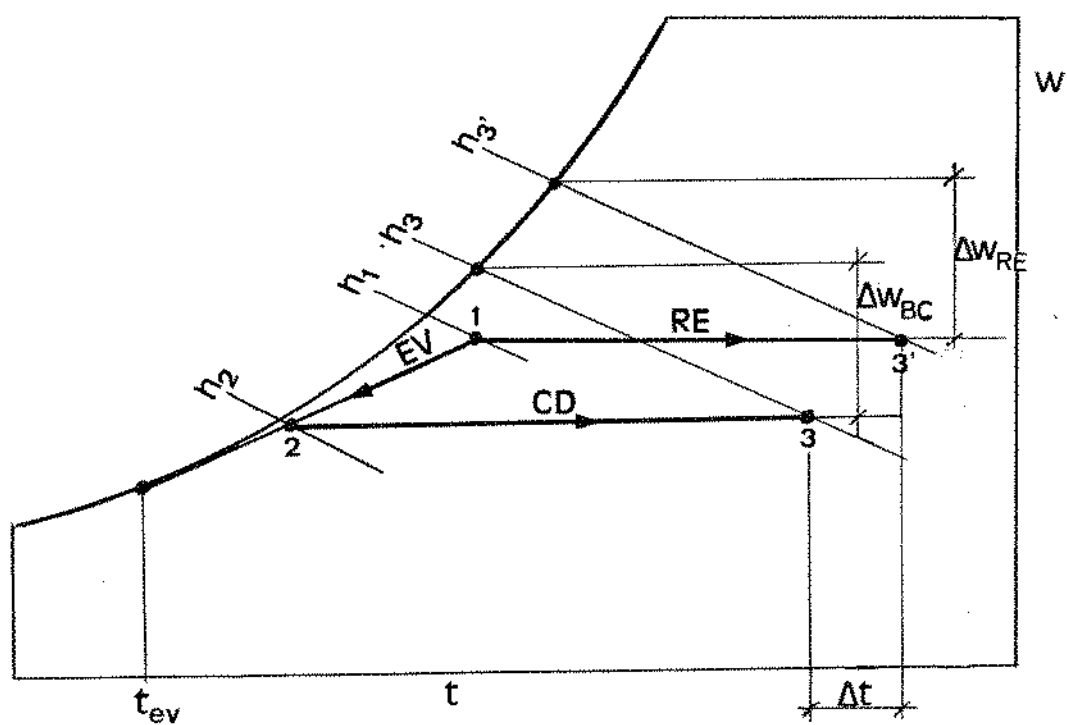


Figura 3.8. Metodologia para avaliação da economia de energia entre a secagem com bomba de calor e com resistências elétricas

O conjunto de resistências elétricas usado no controle das condições de entrada do ar no evaporador, nos ensaios descritos no item 3.3, foi instalado na saída da tubulação de descarga do ventilador da bomba de calor, com o objetivo de, quando necessário, complementar o aquecimento do ar ocorrido no condensador. A outra extremidade do conjunto de resistências elétricas foi acoplada à câmara de secagem.

b) secador RE

Utilizou-se o secador usado nos trabalhos de SILVA (1985), consistindo em uma câmara de secagem com características semelhantes à utilizada no secador BC. Um conjunto de resistências elétricas, de capacidade superior à do conjunto instalado na bomba de calor, foi montado na tubulação de descarga de um ventilador centrífugo responsável pela movimentação de ar ambiente.

Em ambos os secadores foram instalados termopares de cobre-constantan, dispostos em 6 diferentes pontos num plano transversal ao fluxo de ar abaixo aproximadamente 50 mm da base da primeira bandeja de teste do respectivo secador.

3.4.2. Matéria-prima

A matéria-prima predominantemente utilizada foi cebola, variedade *baia periforme*, procedente de Itaporanga/SC, colhida entre final de novembro e início de dezembro de 1990 e estocada na região produtora durante 45 a 50 dias em sacos mantidos em galpões ventilados. Foi adquirida no CEASA de Campinas/SP no dia 28/01/91 e, durante o transcurso dos ensaios de secagem, os bulbos remanescentes permaneciam estocados a aproximadamente +1°C no compartimento inferior de uma geladeira triplex.

Antes da chegada da cebola ao CEASA, no entanto, e com o objetivo de se iniciar com os testes preliminares de secagem, utilizou-se como matéria-prima cebola, variedade *baia periforme*, adquirida no Supermercado Carrefour, de Campinas/SP, no dia 22/01/91. Nova aquisição foi efetuada no mesmo Supermercado, em maio de 1991, quando

não mais havia matéria-prima procedente do CEASA, e quando se buscava realizar ensaios complementares de secagem em períodos do ano mais frios e mais secos, em relação aos anteriormente realizados em plena época de verão.

3.4.3. Processamento da matéria-prima

A preparação das cebolas para a secagem consistia numa seleção prévia por tamanho e aspecto externo que indicasse ausência visual de qualquer tipo de anormalidade. Os bulbos escolhidos eram descascados, cortados em duas partes através de seu eixo longitudinal, as quais eram esfatiadas em cortador manual de frios, cuja lâmina era ajustada para se obter fatias com aproximadamente 5 mm de espessura. Procurava-se soltar manualmente as subcamadas que ainda persistissem anexadas umas às outras e, após homogeneização, amostras eram retiradas e colocadas em vidros hermeticamente fechados para posterior determinação de umidade.

Em seguida à retirada das amostras, a cebola esfatiada era colocada nas bandejas previamente taradas, era pesada em balança semi-analítica e posta para secar, após ter sido estabelecido regime estacionário no respectivo secador. As Figuras 3.9 e 3.10 mostram fases da preparação da matéria-prima.

3.5. Ensaios de secagem

Em todos os ensaios de secagem utilizava-se apenas uma bandeja completamente cheia em cada secador. A partir de sua introdução na câmara, a bandeja contendo a cebola era pesada periodicamente em balança semi-analítica. Os intervalos entre uma pesagem e a seguinte iam aumentando à medida que prosseguia a secagem, conforme as variações observadas, no início a cada 15 minutos e ao final a cada 3 a 4 horas. Considerava-se finalizado o ensaio quando não mais houvesse variação significativa no peso entre uma pesagem e a anterior.

No caso do secador BC, fazia-se leituras periódicas da temperatura de evaporação do R22, do consumo de energia elétrica do motor do compressor, da voltagem e amperagem em cada uma das

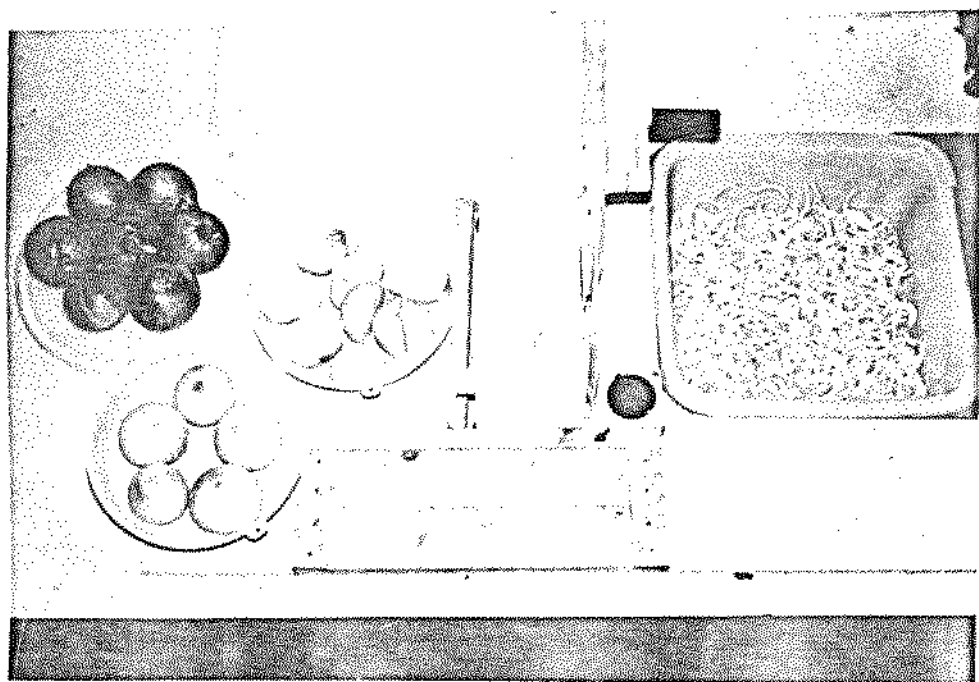


Figura 3.9. Fases da preparação da cebola para os ensaios de secagem

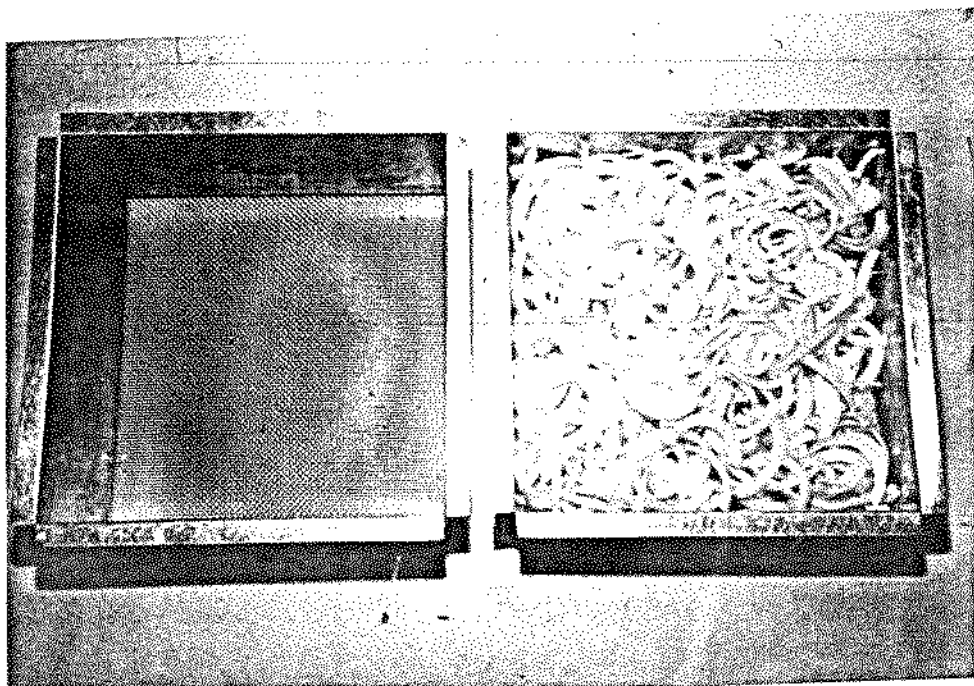


Figura 3.10. Detalhe da cebola acondicionada nas bandejas antes do início dos ensaios simultâneos de secagem

resistências, quando usadas no aquecimento complementar do ar, e das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar antes e após cada elemento da bomba de calor e na entrada do secador. Para o cálculo da vazão de ar, conforme o método citado no item 3.2.5, fazia-se pesagens periódicas da água condensada no evaporador.

No caso do secador RE, fazia-se leituras periódicas da voltagem e amperagem em cada uma das resistências usadas no aquecimento do ar ambiente, bem como das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar antes e após o ventilador centrífugo e na entrada do secador. Também eram feitas leituras periódicas no manômetro em "U" indicativas da perda de carga na placa de orifício instalada entre o ventilador e as resistências elétricas, para posterior obtenção da vazão de ar.

Nos ensaios simultâneos de secagem, tomava-se o cuidado especial de procurar manter constantes e iguais na entrada de ambos os secadores a vazão e a temperatura de bulbo seco do ar, esta monitorada pelos termopares localizados logo abaixo da respectiva bandeja.

Finalizada a secagem, o produto resultante era revolvido pelo manuseio de duas espátulas metálicas, do qual amostras eram retiradas para determinação do peso seco em estufa a vácuo a 70°C até peso constante. O produto remanescente era colocado em vidros hermeticamente fechados e mantidos no interior de caixas de papelão à temperatura ambiente.

Diversos ensaios prévios de secagem, caracterizados na Tabela 3.4, foram realizados no sentido de se avaliar preliminarmente o comportamento de ambos os secadores, principalmente no tocante à cor e ao conteúdo de umidade da cebola, finalizada a operação.

Como solução de compromisso entre a obtenção de um produto com menor alteração de cor (observação visual) sofrida durante a secagem e com conteúdo final de umidade ao redor de 4 a 5%, base úmida, obtido em um ciclo de no máximo 30 h, escolheu-se 55°C como temperatura do ar de secagem, nos 6 ensaios comparativos subsequentes, caracterizados na Tabela 3.5 e realizados simultaneamente em ambos os secadores.

Tabela 3.4. Caracterização de ensaios preliminares de secagem de cebolas esfatiadas realizados nos secadores BC e RE, sob diferentes temperaturas do ar de secagem ($t_{ar,sec}$).

ensaio #	matéria-prima (origem)	data do início	secador	$t_{ar,sec}$ (°C)	pesos iniciais (g)	
					bandeja vazia	bandeja + cebola
P1	Carrefour	23/01/91	BC	55	366,59	900,0
P2	Carrefour	25/01/91	BC	50	366,61	929,6
P3	CEASA	29/01/91	BC	53	366,51	1538,6
P4	CEASA	31/01/91	RE	70	366,49	1588,9
P5	CEASA	02/02/91	RE	60	366,50	1670,1
P6	CEASA	05/02/91	BC	60	366,50	1692,7
			RE	60	366,49	1690,4
P7	CEASA	07/02/91	BC	60	366,40	1539,5
			RE	60	366,40	1539,9

Tabela 3.5. Caracterização de ensaios comparativos de secagem de cebolas esfatiadas. Secadores BC e RE com ar a $(55\pm0,5)^{\circ}\text{C}$

ensaio #	matéria-prima (origem)	data do início	pesos no início da secagem (g)			
			bandeja vazia		bandeja + cebola	
			BC	RE	BC	RE
C1	CEASA	14/02/91	366,50	366,50	1324,1	1324,3
C2	CEASA	26/02/91	366,50	366,50	1276,6	1276,5
C3	CEASA	06/03/91	366,48	366,31	1405,0	1405,0
C4	Carrefour	25/05/91	366,80	367,18	1600,0	1600,0
C5	Carrefour	28/05/91	366,76	367,15	1300,0	1300,0
C6	Carrefour	29/05/91	367,17	366,63	1500,0	1500,0

Como os resultados indicaram que o desempenho do secador BC se destacava em relação ao do secador RE, à medida que prosseguia a secagem, realizou-se ensaio comparativo entre os dois sistemas apenas durante o denominado estágio final de secagem da cebola (*finisher*), aqui referido como segunda etapa de secagem.

Para tanto, o produto previamente preparado como nos ensaios

anteriores foi acondicionado em 7 bandejas, cada qual contendo a mesma quantidade, e foi colocado no secador BC, com ar de secagem à temperatura de $(55 \pm 0,5)^{\circ}\text{C}$. Pesagens periódicas eram efetuadas em balança semi-analítica e, à medida que se atingisse um peso correspondente a um teor de umidade próximo a 17-19%, base úmida, calculado com base nos resultados dos ensaios anteriores, a respectiva bandeja era retirada do secador. Amostras eram recolhidas para determinação do peso seco em estufa a vácuo à 70°C . O produto remanescente era acondicionado em reservatório de plástico hermeticamente fechado, e a ele ia sendo misturado o das demais bandejas. A cebola parcialmente seca permaneceu no reservatório durante aproximadamente 72 horas, à 25°C , período no qual fazia-se constantes revolvimentos para acelerar o processo de homogeneização da umidade.

Decorrido esse período, a cebola foi acondicionada em duas bandejas. Uma delas (com 482,9 g de produto) foi colocada no secador BC e a outra (com 483,8 g de produto) foi colocada no secador RE. Em ambos os secadores utilizou-se ar à temperatura de $(55 \pm 0,5)^{\circ}\text{C}$, dando início à segunda etapa da secagem. A metodologia de tomada de dados experimentais seguiu conforme a que se adotou nos ensaios anteriores.

Amostras da cebola retirada do secador BC ao final da primeira etapa de secagem e amostras retiradas de ambos os secadores ao final da segunda etapa foram analisadas no Laboratório de Avaliação e Controle de Qualidade, do Instituto de Tecnologia de Alimentos (ITAL), Campinas/ SP, no dia 21/11/91, no tocante à cor. As amostras foram cortadas em pedaços de aproximadamente 5 mm, peneiradas, colocadas em cápsulas de fundo de vidro óptico e acomodadas por meio de 20 batidas. As leituras de cor foram feitas por meio do espectro-fotômetro COMCOR 1500 Plus, configuração DREOL, ângulo de 10° , iluminante C e no sistema Lab Hunter. Foram feitas 4 leituras de cor em cada amostra. Foram determinadas as curvas espectrais, dos dados médios, das amostras.

Análises de cor, conforme a metodologia descrita, também foram realizadas em amostras de cebola desidratada nos ensaios P4 (70°C), P7 (60°C) e C3 (55°C), após 22-23 meses de armazenamento.

3.6. Simulação

3.6.1. Planejamento

Descreve-se aqui o desenvolvimento de um programa de cálculos que simule os processos do ciclo termodinâmico de uma bomba de calor, em regime permanente, operando com R22 para condicionamento de ar, conforme esquema mostrado na Figura 3.11, a partir do conhecimento das características construtivas e operacionais de seus elementos, bem como das condições de entrada e de saída do ar.

Os cálculos são efetuados levando-se em consideração um ciclo real, se bem que, opcionalmente, via entrada de dados, pode-se simular o desempenho de um ciclo ideal.

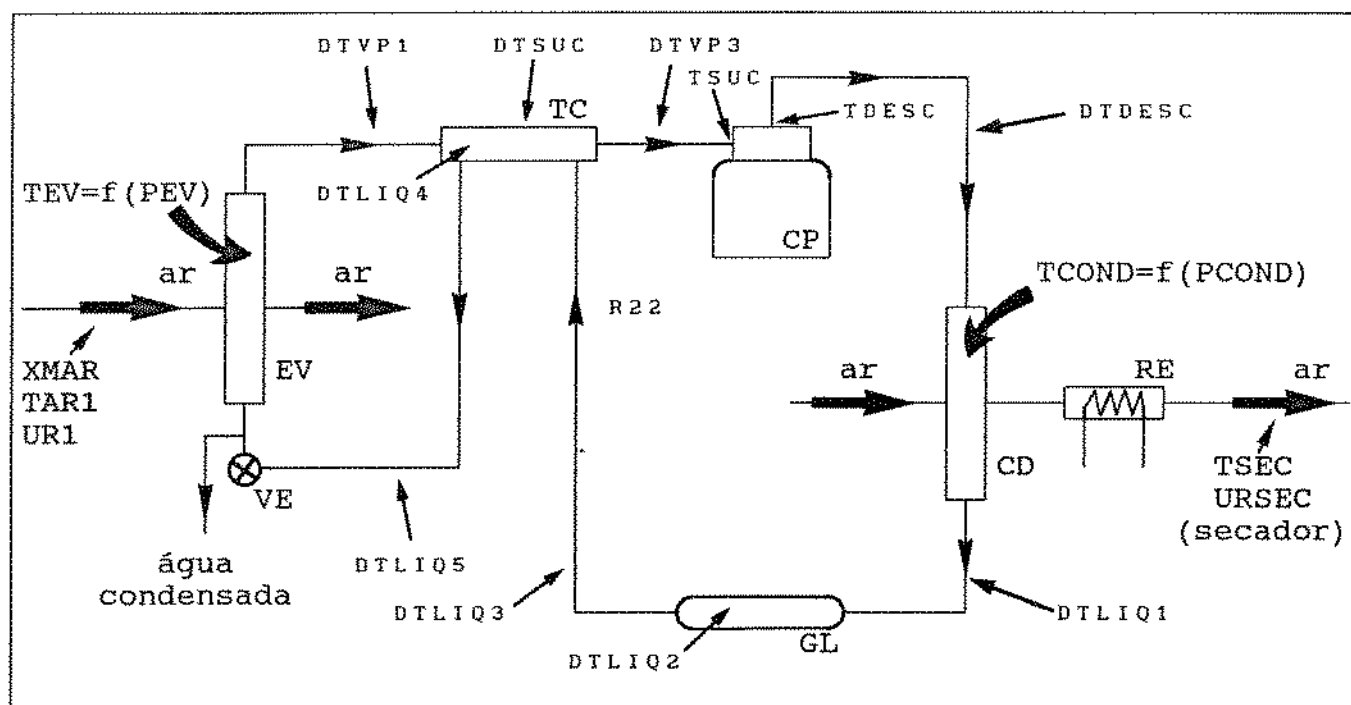


Figura 3.11. Fluxograma dos processos da bomba de calor, com indicação de dados de entrada e estimativas iniciais para o programa SIMBC

O programa de cálculos, cujo detalhamento segue abaixo, foi desenvolvido em linguagem Fortran77, dele fazendo parte o programa principal, denominado SIMBC, e sete sub-rotinas.

3.6.2. Fluxograma

3.6.2.1. Dados de entrada e estimativas iniciais

A execução do programa segue o fluxograma mostrado na Figura 3.12, em que os dados de entrada, fornecidos via teclado, estão indicados na Tabela 3.6.

A Tabela 3.7 relaciona parâmetros, correspondentes ao esquema da Figura 3.11, para os quais são feitas estimativas iniciais, cujos valores são iterativamente alterados durante a execução do programa.

3.6.2.2. Sequência de cálculos

O procedimento a seguir considera constantes as pressões nas linhas de vapor (PEV) e de líquido (PCOND) do refrigerante, calculadas em função das temperaturas de evaporação e de condensação, respectivamente.

A temperatura do refrigerante na sucção do compressor é calculada considerando-se os sucessivos superaquecimentos ocorridos no vapor a partir de sua completa evaporação no evaporador.

Com base nas características do compressor e nas condições do refrigerante na sucção, a vazão mássica do R22 no ciclo (XMR) é calculada por:

$$XMR = VREF/VESP1 \quad (3.10)$$

onde: $VESP1$ = volume específico do R22 na sucção do compressor

$$VREF = (VPIST) (EFVR) \quad (3.11)$$

$$EFVR = (RVESUC) (EFVI) \quad (3.12)$$

$$EFVI = 1 + RVEM - RVEM (PCOND/PEV)^\gamma \quad (3.13)$$

$$\gamma = C_v / R \quad (3.14)$$

Conforme REYNOLDS (1979), para o R22:

$$Cv = G1 + G2 (TSUC) + G3 (TSUC)^2 + G5/(TSUC)^2 \quad (3.15)$$

$$G1 = 117,767818$$

$$G2 = 1,6997296$$

$$G3 = -8,83043292 \times 10^{-4}$$

$$G5 = 332541,759$$

$$R = 96,147 \text{ J/(kg K)}$$

$$TSUC = t_{r, \text{ suc}} + 273,15$$

Após os cálculos das trocas térmicas nos 3 trechos da tubulação de sucção, em que são consideradas as características do isolamento térmico utilizado, obtém-se DTSUC, DTVP1 e DTVP3, os quais são iterativamente substituídos até que neles haja convergência.

Em seguida calcula-se as trocas térmicas nos 4 primeiros trechos da tubulação de líquido, a partir do ponto correspondente à saída do condensador, de tal forma que o subsresfriamento total (DTLIQ) ocorrido no refrigerante até sua entrada no trocador de calor substitui, de forma iterativa, o valor anteriormente adotado até a convergência. Há que se observar que o retorno de um novo valor de DTLIQ implica em novos cálculos nos trechos da sucção e em novo cálculo de XMR, uma vez que há influências recíprocas nos trechos de vapor e de líquido no trocador de calor.

Após a confirmação de DTLIQ, calcula-se a troca térmica no último trecho da linha de líquido (DTLIQ5), entre o trocador de calor e a válvula de expansão.

Subsequentemente, faz-se o cálculo da temperatura de descarga (TDESC), do calor de compressão (QCP) e do consumo de energia elétrica (CONS) do motor do compressor, mediante o seguinte procedimento:

Calcula-se:

$$a) \quad HDESC = HSUC + (HISO - HSUC) / EFISO \quad (3.16)$$

onde: HSUC = entalpia do R22 na sucção do compressor,
 HISO = entalpia do R22 na descarga, sob compressão adiabática,
 HDESC= entalpia do R22 na descarga, compressão não adiabática;

b) a temperatura de descarga (TDESC), iterativamente. O valor inicial é a temperatura na descarga, sob compressão adiabática (TISO), e segue aumentando até que a correspondente entalpia se aproxime, no intervalo de um dado erro, ξ , ao valor calculado de HDESC;

$$c) \quad QCP = XMR (HDESC - HSUC) \quad e \quad (3.17)$$

$$d) \quad CONS = QCP / EFCP. \quad (3.18)$$

A partir de TDESC, calcula-se a transferência de calor na tubulação de descarga, e a consequente diminuição da temperatura do refrigerante entre a saída do compressor e a entrada no condensador (DTDESC).

Com base nas condições do refrigerante na entrada da válvula de expansão e na pressão de evaporação, calcula-se a qualidade do vapor à entrada do evaporador (XRF), assumindo-se processo isoentálpico.

O procedimento seguinte é o cálculo das trocas de calor e da massa de água condensada no evaporador, tubo a tubo, conforme a configuração 1 (NCONFIG=1) da Figura 3.13, e seguindo-se o modelo de cálculos por elementos finitos adotado por OSKARSSON *et alii* (1990b). São também calculadas as condições do R22 na saída do evaporador, a carga térmica global (Q0) e as condições médias de saída do ar, consideradas como as de entrada no condensador (TARCOND, WARCOND e HARCOND).

O valor calculado do superaquecimento no R22 à saída do evaporador (DTEVC) é comparado com o valor estabelecido (DTEV), cujo resultado pode levar a alterar a temperatura de evaporação (TEV), reiniciando-se os cálculos a partir do indicador 2 no fluxograma da Figura 3.12.

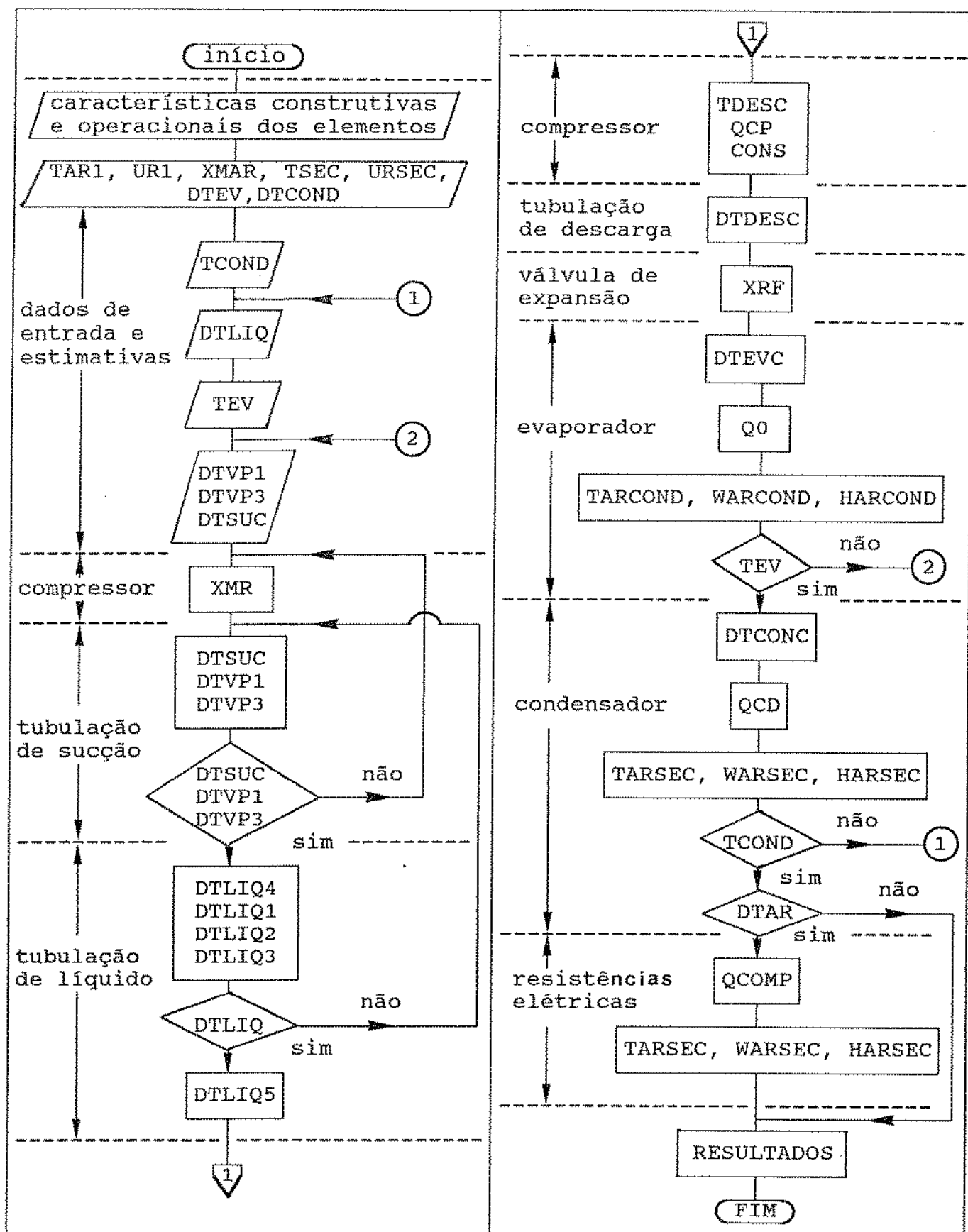


Figura 3.12. Fluxograma do programa SIMBC

Tabela 3.6. Dados de entrada para o programa SIMBC

parâmetro	significado
evaporador e condensador (dimensões conforme Figuras 3.13 e 3.14)	
DEN3EV e DEN3CD	resistência à troca de calor:contato aleta e tubo
DEN4EV e DEN4CD	resistência à troca de calor:depósito no lado do ar
DEN5EV e DEN5CD	resistência à troca de calor:depósito no lado do R22
EFEV e EFCD	eficiência global devido troca térmica com ambiente
NREV e NRCD	número de colunas de tubos
NTLEV e NTLCD	número de tubos por coluna
COMPEV e COMPCD	comprimento de cada tubo
XHEV e XHCD	distância vertical entre tubos
XLEV e XLCD	distância longitudinal entre tubos
DOEV e DOCD	diâmetro externo do tubo
DIEV e DICD	diâmetro interno do tubo
XS0EV e XS0CD	distância livre entre aletas
YEV e YCD	espessura das aletas
YKFEV e YKFCD	condutividade térmica do material das aletas
DTEV	superaquecimento do refrigerante no evaporador
DTCOND	subresfriamento do refrigerante no condensador
NCONFIG	tipo de configuração do trocador (Figura 3.13)
compressor	
EFCP	eficiência global (elétrica x térmica x mecânica)
EFISO	eficiência isoentrópica
RVESUC	razão entre volumes específicos do R22 na sucção
RVEM	fração do volume do espaço morto
VPIST	volume teórico de deslocamento dos pistões
tubulações (sucção, descarga e líquido) e garrafa de líquido	
DO	diâmetro externo do tubo
DI	diâmetro interno do tubo
COMP	comprimento do trecho da respectiva linha
EIS	espessura do isolamento, quando for o caso
CTIS	condutividade térmica do isolamento
DOGL	diâmetro externo da garrafa de líquido
EGL	espessura da parede da garrafa de líquido
CTGL	condutividade térmica do material da garrafa
condições do ar	
TAR1	temperatura do ar entrando no sistema
UR1	umidade relativa do ar entrando no sistema
TSEC	temperatura do ar à entrada do secador
URSEC	umidade relativa do ar à entrada do secador
XMAR	vazão mássica

Tabela 3.7. Estimativas iniciais para o programa SIMBC

parâmetro	significado
TEV	temperatura de evaporação
TCOND	temperatura de condensação
DTVP1	superaquecimento do vapor do R22 no trecho entre EV e TC
DTSUC	superaquecimento do vapor do R22 no trocador de calor (TC)
DTVP3	superaquecimento do vapor do R22 no trecho entre TC e CP
DTLIQ	subresfriamento total do R22 líquido no trecho entre CD e TC

Após verificar-se a convergência na temperatura de evaporação, o procedimento seguinte é o de realizar os cálculos no condensador, de forma análoga aos do evaporador, em que são obtidos os resultados tubo a tubo, bem como o calor de condensação global (QCD), as condições médias de saída do R22 e as condições médias de saída do ar (TARSEC, WARSEC e HARSEC), conforme uma das três configurações (NCONFIG) previamente escolhida.

Particularmente no caso de NCONFIG=3, é possível que o refrigerante não saia totalmente condensado nas últimas colunas de tubos. Isto ocorrendo, o vapor residual é condensado pelo refrigerante subresfriado oriundo das colunas anteriores, de modo que, no coletor de saída são feitos os seguintes cálculos:

- a) calor de condensação cedido pelo R22 não totalmente condensado, até que este chegue à saturação, com o conseqüente acréscimo de calor sensível ao R22 subresfriado, no instante em que os fluxos em cada coluna se misturam no coletor à saída do condensador e
- b) temperatura média de saída do R22, considerando-se, aqui, o acréscimo de calor sensível citado acima, com o que se obtém o grau de subresfriamento ocorrido no condensador.

O valor calculado do subresfriamento no refrigerante à saída do condensador (DTCONC) é comparado com o valor estabelecido (DTCOND), cujo resultado pode levar a alterar, de forma iterativa, a temperatura de condensação (TCOND), reiniciando-se os cálculos a partir do indicador 1 da Figura 3.12.

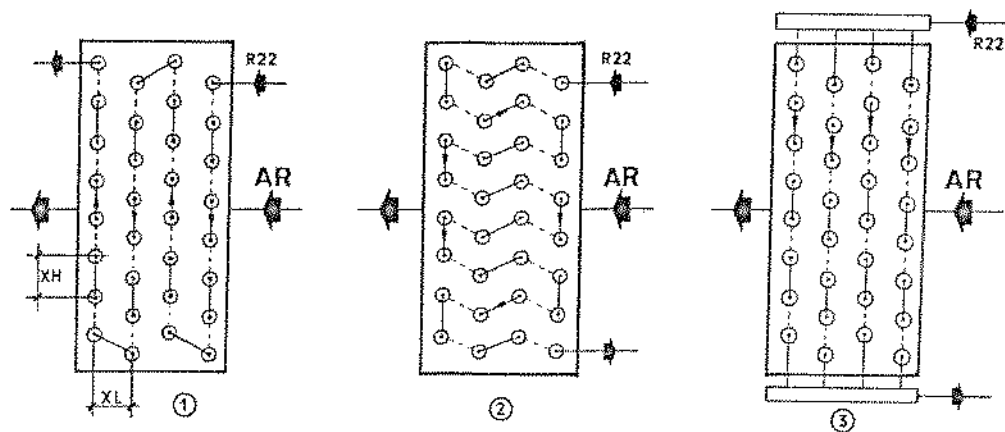


Figura 3.13. Configurações adotadas para o evaporador e o condensador
NCONFIG = 1, 2 ou 3 (condensador) e 1 (evaporador)

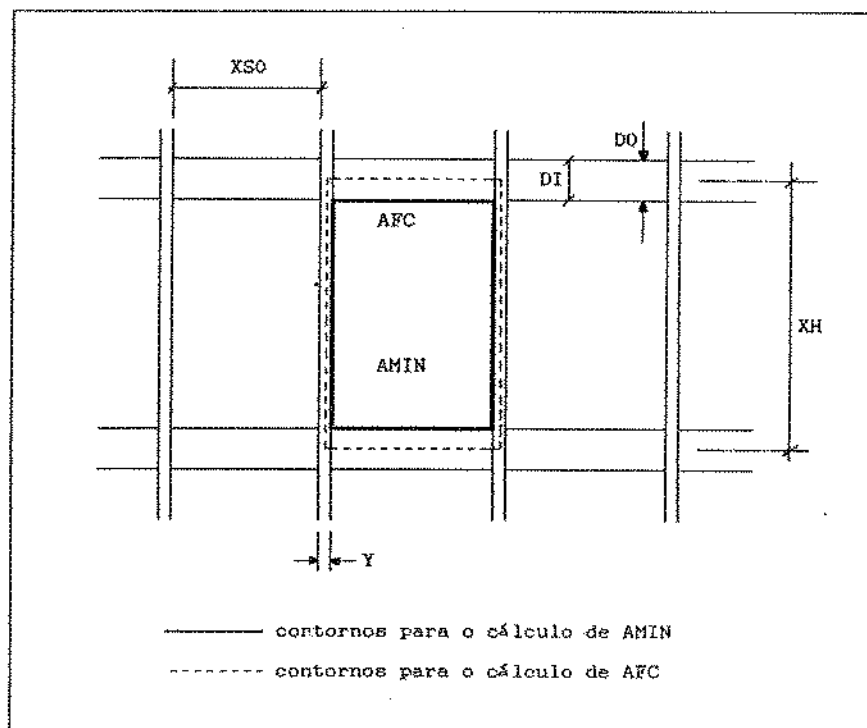


Figura 3.14. Esquema do elemento adotado no cálculo da transferência de calor na superfície aletada do evaporador e do condensador

Após convergir a temperatura de condensação, é necessário verificar se a temperatura média de saída do ar no condensador (TARSEC) é menor do que a temperatura estabelecida para o ar à entrada do secador (TSEC). Neste caso, é feito o cálculo do aquecimento complementar (QCOMP), admitindo-se resistências elétricas como fonte de calor.

3.6.3. Sub-rotinas e correlações utilizadas

Conforme a sequência detalhada no item anterior, quando necessário as seguintes sub-rotinas são chamadas pelo programa principal:

3.6.3.1. PSICRO

Dadas a temperatura de bulbo seco e a umidade relativa do ar, numa dada pressão barométrica, a sub-rotina PSICRO calcula a pressão de vapor de saturação, a pressão parcial de vapor, a umidade absoluta, a densidade e a entalpia do ar, conforme correlações extraídas de ROSSI (1987). O cálculo da exergia do ponto de estado considerado é feito de acordo com WEPFER *et alii* (1979).

3.6.3.2. INIT e EQN

Dadas a temperatura e a pressão absoluta do R22, a sub-rotina INIT calcula todas as demais propriedades termodinâmicas. O cálculo do volume específico, da entalpia e da entropia do vapor é feito chamando-se a sub-rotina EQN. As equações utilizadas são as adotadas por CHAN & HASELDEN (1981), com constantes obtidas de REYNOLDS (1979). Os cálculos referentes à exergia são efetuados conforme WEPFER *et alii* (1979).

3.6.3.3. HREF

Calcula o coeficiente convectivo de transferência de calor no lado do R22, conforme o tipo de escoamento e o processo de troca térmica a que esteja submetido o refrigerante, de acordo com as seguintes correlações:

a) escoamento monofásico:

No caso do líquido saturado ou subresfriado, utiliza-se a equação proposta por PETUKHOV-POPOV (citado por ECKELS & PATE, 1990), para a convecção forçada no interior de tubos cilíndricos, escoamento longitudinal, dada por:

$$h_{c,l} = (k_l/D_l) (f/8) (Re_l) (Pr_l) / [1,07 + 12,7(f/8)^{0,5} (Pr_l - 1)^{0,67}] \quad (3.19)$$

$$\text{onde:} \quad f = [1,82(\log_{10} Re_l) - 1,64]^{-2} \quad (3.20)$$

$$Re_l = (\dot{G}_r) (D_l) / (\mu_l) \quad (3.21)$$

$$Pr_l = (\mu_l) (Cp_l) / (k_l) \quad (3.22)$$

No caso do vapor saturado ou superaquecido, emprega-se a equação proposta por HILLER (citado por OSKARSSON *et alii*, 1990a), para regime turbulento ($Re_v > 6.000$), dada por:

$$h_{c,v} = (0,0108) (\dot{G}_r) (Cp_v)^{1/3} (k_v)^{2/3} (\mu_v)^{-2/3} (Re_v)^{-0,1375} \quad (3.23)$$

$$\text{onde:} \quad Re_v = (\dot{G}_r) (D_l) / (\mu_v) \quad (3.24)$$

b) escoamento bifásico:

Durante o processo de evaporação, utiliza-se a correlação sugerida por KANDLIKAR (1990), em que o coeficiente de transferência de calor ($h_{c,TP}$) é dado por:

$$h_{c,TP} / h_{c,l} = C_1 (Co)^{C_2} (25Fr_l)^{C_5} + C_3 (Bo)^{C_4} F_{fl} \quad (3.25)$$

$$\text{onde:} \quad Co = [(1-x)/x]^{0,8} (\rho_v/\rho_l)^{0,5} \quad (3.26)$$

$$Bo = q / [(\dot{G}_r) (i_r)] \quad (3.27)$$

$$Fr_l = (\dot{G}_r)^2 / [(\rho_l)^2 (g) (D_l)] \quad (3.28)$$

C_1, C_2, C_3, C_4 e C_5 = constantes da equação

F_{fl} = parâmetro dependente do fluido = 2,2 para o R22.

Durante a condensação, adota-se a equação proposta por AKERS & ROSSON (citados por NITHEANANDAN *et alii*, 1990), para valores do número de Froude, $Fr < 0,7$:

$$Nu = 13,8 (Pr_1)^{1/3} [Re_v (\mu_v/\mu_1)^{0,5}]^{0,2} [(Cp_1)(\Delta t)/(i_r)]^{-1/6} \quad (3.29)$$

onde: $Nu = (h_{c,TP})(D_i)/(k_1) \quad (3.30)$

para $Re_{1,sat} \leq 1.250$, $Fr = 0,025 (Re_{1,sat})^{1,59} (\psi_v/X_{tt})^{1,5} (Ga)^{-0,5} \quad (3.31)$

para $Re_{1,sat} > 1.250$, $Fr = 1,260 (Re_{1,sat})^{1,04} (\psi_v/X_{tt})^{1,5} (Ga)^{-0,5} \quad (3.32)$

onde: $Re_{1,sat} = (\dot{G}_r)(D_i)(1-x)/(\mu_1) \quad (3.33)$

$$Ga = (g)(D_i)^3(\rho_1)^2/(\mu_1)^2 \quad (3.34)$$

$$\psi_v = 1 + 1,09(X_{tt})^{0,039} \quad (3.35)$$

$$X_{tt} = [(1-x)/x]^{0,9} (\rho_v/\rho_1)^{0,5} (\mu_1/\mu_v)^{0,1} \quad (3.36)$$

Δt = diferença entre a temperatura de saturação do refrigerante e a da parede interna do tubo

As propriedades físicas do refrigerante necessárias às correlações acima são calculadas mediante as equações indicadas na Tabela 3.8, obtidas de curvas ajustadas a dados da AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEER'S (1985) e de REYNOLDS (1979), em função da temperatura e da pressão.

3.6.3.4. HAR

Calcula os coeficientes de transferência de calor no lado do ar. No caso da radiação entre superfícies externas de tubos, em que se leva em consideração o isolamento térmico, quando for o caso, e superfícies à temperatura ambiente, a sub-rotina utiliza a correlação proposta por GRUGAL & HAUF (citados por KNUDSEN *et alii*, 1973) para tubos horizontais de secção anular, dada por:

$$h_{rad} = (k_{ar}/\delta) \{ [0,2 + 0,145(\delta/D_0)(Gr_{ar})]^{0,025} \exp(-0,02 \delta/D_0) \} \quad (3.37)$$

onde: $\delta = 2e_{isol} + D_0 \quad (3.38)$

$$Gr_{ar} = (\delta)^3 (\rho_{ar})^2 (g) (\beta) (\Delta t) / (\mu_{ar})^2 \quad (3.39)$$

Δt = diferença de temperaturas entre as superfícies.

Tabela 3.8. Equações usadas no cálculo das propriedades físicas do R22

equação	intervalo (°C)
líquido	
$Cp_l = 1,1636 + 1,903 \times 10^{-3}(t) + 5,985 \times 10^{-5}(t)^2$	$-10 \leq t \leq 60$
$k_l = 0,3608 - 1,793 \times 10^{-3}(t)$	$-10 \leq t \leq 60$
$\mu_l = 0,8532 - 5,549 \times 10^{-3}(t) + 1,595 \times 10^{-5}(t)^2$	$-10 \leq t \leq 60$
vapor	
$Cp_v = 0,6063 + 0,2296(P)$	$0,4 \leq P \leq 0,6$
$Cp_v = -1,790 + 5,897(P)^{0,05} - 2,720(t)^{0,05}$	$1,5 \leq P \leq 2,2$ $40 \leq t \leq 120$
$k_v = k_{v,sat} + \Delta k_{v,sup}$	$-10 \leq t \leq 120$
$k_{v,sat} = 0,03410 + 2,089 \times 10^{-4}(t_{sat}) + 3 \times 10^{-7}(t_{sat})^2$	$-10 \leq t_{sat} \leq 60$
$\Delta k_{v,sup} = 1,92 \times 10^{-4} + 2,16 \times 10^{-4}(t-t_{sat}) - 1,05 \times 10^{-8}(t-t_{sat})^2$	
$\mu_v = \mu_{v,sat} + \Delta \mu_{v,sup}$	$-10 \leq t \leq 120$
$\mu_{v,sat} = 0,04306 + 1,856 \times 10^{-4}(t_{sat}) + 7,809 \times 10^{-7}(t_{sat})^2$	$-10 \leq t_{sat} \leq 60$
$\Delta \mu_{v,sup} = -7,77 \times 10^{-6} + 1,56 \times 10^{-4}(t-t_{sat}) - 3,81 \times 10^{-8}(t-t_{sat})^2$	

O coeficiente de transferência de calor devido à convecção natural entre superfícies de tubos e o ar ambiente, $h_{c,nat}$, é calculado de acordo com a equação de NUSSELT (citado por KNUDSEN et alii, 1973):

$$Nu_{ar} = a(Gr_{ar} Pr_{ar})^m \quad (3.40)$$

onde:

$$Pr_{ar} = (\mu_{ar})(Cp_{ar})/(k_{ar}) \quad (3.41)$$

$$Nu_{ar} = (h_{c, nat})(\delta)/(k_{ar}) \quad (3.42)$$

a, m = parâmetros da equação, dependentes do produto $(Gr_{ar} Pr_{ar})$ e do tipo de superfície considerada; para $10^{-5} < (Gr_{ar} Pr_{ar}) < 10^9$

No caso da convecção forçada entre o ar e as superfícies secas do evaporador e do condensador, o cálculo é feito de acordo com o método empregado por MCQUISTON (1981), baseado na seguinte correlação:

$$h_{c, ar} = (j_n)(Cp_{ar})(\dot{G}_{ar})/(Pr_{ar})^{2/3} \quad (3.43)$$

em que o fator j_n é calculado como segue abaixo:

$$j_n/j_4 = [1 - (n)(1.280)(Re_L)^{-1,2}]/[1 - (4)(1.280)(Re_L)^{-1,2}] \quad (3.44)$$

onde:

$$j_4 = (0,2675)(JP) + 1,325 \times 10^{-6} \quad (3.45)$$

$$JP = (Re_D)^{-0,4} (A_0/A_t)^{-0,15} \quad (3.46)$$

$$A_0/A_t = (4/\pi)(X_L/D_h)(X_H/D_0)(\sigma) \quad (3.47)$$

$$\sigma = A_{min}/A_{fc} \quad (3.48)$$

$$Re_D = (\dot{G}_{ar})(D_0)/(\mu_{ar}) \quad (3.49)$$

$$Re_L = (\dot{G}_{ar})(X_L)/(\mu_{ar}) \quad (3.50)$$

$$D_h = (4)(A_{min})(d)/(A_0) \quad (3.51)$$

n = número de colunas de tubos

No evaporador, a troca adicional de calor devido à transferência de massa associada à desumidificação do vapor de água presente no ar, quando for o caso, é calculada a partir do coeficiente convectivo de transferência de calor latente, dado por (OSKARSSON et alii, 1990a e OSKARSSON et alii, 1990b):

$$h_{lat, ar} = (h_{c, ar}) (i_{ag}) (C) / [(Le) (Cp_{ar})] \quad (3.52)$$

onde: $Le = 0,95 \quad (3.53)$

$$C = (w_{ar} - w_{ar, sat}) / (t_{ar} - t_{ar, sat}) \quad (3.54)$$

A temperatura da superfície externa do trocador de calor e a umidade absoluta do ar saturado a essa temperatura são calculadas de forma iterativa, a partir de estimativas iniciais adotadas pelo programa.

Com relação às propriedades físicas do ar necessárias às correlações acima, de acordo com dados extraídos de LILEY & GAMBILL (1973), o calor específico foi considerado constante e igual a 0,996 kJ/kg°C, numa faixa de temperatura entre 0 e 100°C. Após regressão linear de dados de viscosidade e de condutividade térmica, as seguintes correlações foram obtidas, à pressão atmosférica, para temperaturas entre -10 e +60°C, e incorporadas à subrotina HAR:

$$\mu_{ar} = 0,06106 + 1,491 \times 10^{-4} (t_{ar}) \quad (3.55)$$

$$k_{ar} = 0,08667 + 2,693 \times 10^{-4} (t_{ar}) \quad (3.56)$$

3.6.3.5. ALETA

Calcula a eficiência das aletas do evaporador e do condensador com base na metodologia proposta por SCHMIDT (1949) e pelo uso das seguintes correlações, obtidas por TANTAKITTI & HOWELL (1986):

para $R=1,0$: $\eta_{al} = 1,03552 - 0,31838(Y) + 0,02590(Y)^2 - 0,001010(Y)^3 \quad (3.57)$

$R=1,5$: $\eta_{al} = 1,04189 - 0,37132(Y) + 0,04282(Y)^2 - 0,000637(Y)^3 \quad (3.58)$

$R=2,0$: $\eta_{al} = 1,03552 - 0,45593(Y) + 0,08051(Y)^2 - 0,005004(Y)^3 \quad (3.59)$

$R=3,0$: $\eta_{al} = 1,03881 - 0,51953(Y) + 0,10275(Y)^2 - 0,007086(Y)^3 \quad (3.60)$

$$R=4,0: \quad \eta_{al} = 1,03231-0,55409(Y)+0,11702(Y)^2-0,008702(Y)^3 \quad (3.61)$$

$$\text{onde:} \quad Y = (Z_{eq}) \left\{ (2) (h_{c, ar} + h_{lat, ar}) / [(k_{al}) / (e_{al})] \right\}^{1/2} \quad (3.62)$$

$$R = D_{eq} / D_0 \quad (3.63)$$

$$D_{eq} = (2) (\pi) \sqrt{(X_L) (X_H) / (\pi)} \quad (3.64)$$

$$Z_{eq} = (D_{eq} - D_0) / 2 \quad (3.65)$$

3.6.3.6. DIMTC

Calcula parâmetros construtivos da tubulação e dos trocadores de calor aletados, necessários aos cálculos nas sub-rotinas ALETA e HAR, bem como outros utilizados pelo programa principal, em equações de transferência de calor e massa entre o refrigerante e o ar, conforme o elemento de cálculo considerado. Tais parâmetros estão relacionados na Tabela 3.9.

Tabela 3.9. Parâmetros calculados pela sub-rotina DIMTC

parâmetro	significado
AT	área externa livre do tubo
AF	área útil de troca de calor da aleta
AO	área total de troca de calor (tubo + aleta)
DEQ	diâmetro equivalente da aleta retangular
RR, ZEQ	coeficientes para o cálculo da eficiência da aleta
AFC	área frontal do trocador de calor
AMIN	área livre para passagem do ar, entre aletas e tubo
DH	diâmetro hidráulico
G	fluxo de ar através da área livre do trocador de calor
AS	área da secção transversal interna do tubo
AI	área interna do tubo
XMEL	número de elementos de cálculo em cada tubo
XNTMEL	número total de elementos de cálculo do trocador de calor
XMAREL	vazão mássica de ar em cada elemento de tubo

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1. Ensaios termodinâmicos

A listagem resultante da execução do programa BCR22, de análise dos dados da primeira série de 9 ensaios termodinâmicos da bomba de calor, está mostrada no Apêndice C, cujos resultados principais são mostrados nas Tabelas 4.1 e 4.2.

Da Tabela 4.1 pode-se constatar a significativa influência da temperatura de evaporação do refrigerante e do nível de umidade relativa do ar à entrada do evaporador nas cargas de resfriamento ($\dot{Q}_{resf}$) e de aquecimento ($\dot{Q}_{aq}$) do ar ao atravessar, respectivamente, o evaporador e o condensador. De modo geral, pode-se dizer que a capacidade de resfriamento e a de aquecimento da bomba de calor à temperatura de evaporação 0°C foram praticamente o dobro em relação às respectivas capacidades à temperatura de evaporação +4,5°C. Temperaturas de evaporação mais baixas resultaram em temperaturas do ar de saída mais altas, o que poderia contribuir para minimizar um possível aquecimento complementar ao ar de secagem.

Pela Tabela 4.2, os valores do COP de aquecimento (COP_{aq}) se mantiveram praticamente constantes, entre 4,1 e 4,3. Como decorrência de perdas de calor do condensador para o meio ambiente e de ineficiências inerentes aos processos no compressor, o COP efetivo de aquecimento ($COP_{aq,ef}$) situou-se entre 1,3 e 1,7, respectivamente para temperaturas de evaporação +4,5° e 0°C.

Por outro lado, observa-se um aumento da temperatura de descarga (t_{desc}) com o aumento da temperatura de evaporação, como visto na Tabela 4.2, que pode ser explicado, principalmente, pela diminuição na pressão de sucção do compressor causada pela perda de carga no R22 ao passar pela válvula reguladora da pressão de evaporação. Nestes ensaios, a válvula reguladora da pressão de sucção não foi utilizada.

A eficiência volumétrica do compressor (λ) variou, em média, de 60% para temperaturas de evaporação ao redor de +4,5°C a 70% para temperaturas de evaporação entre 0 e +2,5°C.

Tabela 4.1. Condições de operação e resultados no circuito do ar de ensaios realizados com a bomba de calor (série #1)

ens	temp.	ar de entrada			água	ar de saída		$\dot{Q}_{resf}$	$\dot{Q}_{aq}$
	evap. (°C)	vazão (kg/h)	t (°C)	ϕ (%)	cond. (kg/h)	t (°C)	ϕ (%)	(kJ/s)	(kJ/s)
1	zero	192	21	92	1,51	50,5	10,1	1,722	2,105
2	-0,1	203	25	64	1,30	50,8	10,0	1,813	2,226
3	-0,1	205	30	41	0,91	51,0	9,8	1,834	2,236
4	+2,5	175	21	92	1,03	45,3	15,7	1,158	1,459
5	+2,6	197	25	64	0,86	45,0	15,9	1,296	1,626
6	+2,6	216	30	41	0,54	45,0	15,9	1,411	1,782
7	+4,4	171	21	92	0,79	40,7	22,3	0,877	1,110
8	+4,5	175	25	64	0,52	41,0	21,8	0,877	1,131
9	+4,6	190	30	41	0,20	41,4	20,7	0,944	1,222

Tabela 4.2. Avaliação termodinâmica da bomba de calor (série #1)

ens	ΔP_{suc} (MPa)	vazão R22 (kg/h)	t_{desc} (°C)	consumo (kWh/h)	λ (%)	COP_{aq}	$COP_{aq,ef}$	$\eta_{ex,gl}$ (%)
1	0,020	48,7	105,6	1,26	69,8	4,3	1,7	6,2
2	0,022	49,3	105,6	1,32	71,1	4,3	1,7	5,9
3	0,022	48,7	105,6	1,32	70,0	4,3	1,7	5,3
4	0,193	35,1	110,1	1,04	71,1	4,2	1,4	4,3
5	0,198	34,9	110,1	1,08	71,3	4,2	1,5	4,1
6	0,198	32,6	109,9	1,105	66,7	4,2	1,6	3,7
7	0,313	22,9	113,2	0,87	62,9	4,1	1,3	3,2
8	0,312	22,1	113,5	0,90	59,9	4,1	1,3	2,5
9	0,309	21,9	113,9	0,96	58,8	4,1	1,3	1,6

Os resultados apresentados aparentam incoerentes, na medida em que, de modo geral, o desempenho termodinâmico da bomba de calor piorou com a elevação da temperatura de evaporação. Isto se deu em virtude da ação da válvula reguladora da pressão de evaporação, usada para permitir que se utilizasse temperaturas de evaporação superiores (2,5 e 4,5°C) à que seria naturalmente atingida (ao redor de 0°C), sob as condições a que foi submetido o sistema. O uso da válvula ocasionou perdas de carga (ΔP_{suc}) relevantes nas citadas temperaturas, com a consequente elevação do volume específico do R22 na sucção do compressor (de 0,055 m³/kg a 0°C até 0,104 m³/kg a +4,5°C, conforme Apêndice C) e diminuição da vazão mássica do refrigerante no circuito. Como decorrência, também, do uso da citada válvula, a relação entre as pressões de descarga e de sucção (P_{desc}/P_{suc}) elevou-se, em média, de 4,4 a 6,0, para os ensaios a 0 e a +4,5°C, respectivamente.

Do ponto de vista da análise exergética, a eficiência global do sistema ($\eta_{ex,gl}$) esteve entre 5,3 e 6,2% para temperaturas de evaporação ao redor de 0°C e entre 1,6 e 3,2% para temperaturas de evaporação ao redor de +4,5°C. Em todos os ensaios, como visto no Apêndice C, o compressor mostrou-se como o elemento de maior consumo exergético, entre 54 e 65%, seguido do condensador (9,7 a 20%), do evaporador (6,7 a 11%) e da válvula de expansão (1,5 a 5,4%). Pode-se dizer que o aumento do nível de umidade relativa do ar entrando no sistema influenciou benéficamente no consumo exergético global da bomba de calor, em todos os ensaios.

O Apêndice D contém a listagem da execução do programa de análise dos dados da série #2 de ensaios de avaliação do desempenho da bomba de calor. Os resultados principais são mostrados nas Tabelas 4.3 e 4.4.

Nestes ensaios utilizou-se a válvula reguladora da pressão de sucção do compressor para restabelecer a pressão de evaporação. Para isso, parte do refrigerante deslocado pelo compressor era desviado da linha de descarga para manter elevada a pressão na sucção, com isso diminuindo a vazão útil de R22 no circuito. Assim, as mesmas tendências gerais das Tabelas 4.1 e 4.2 são observadas, indicando que, sob as condições a que foi submetida a bomba de calor, os melhores resultados foram obtidos com temperaturas de evaporação $\leq 0^\circ\text{C}$.

Tabela 4.3. Condições de operação e resultados no circuito do ar de ensaios realizados com a bomba de calor (série #2)

ens	temp.	ar de entrada			água	ar de saída		$\dot{Q}_{resf}$	$\dot{Q}_{aq}$
	evap. (°C)	vazão (kg/h)	t (°C)	ϕ (%)	cond. (kg/h)	t (°C)	ϕ (%)	(kJ/s)	(kJ/s)
1	-3,4	170	19	91	1,08	51,8	7,9	1,540	2,215
2	-3,5	176	23	63	0,83	51,8	7,9	1,579	2,283
3	-3,5	195	28	38	0,58	51,9	7,6	1,730	2,497
4	zero	170	19	91	0,77	46,3	12,5	1,135	1,694
5	zero	177	23	63	0,61	47,0	11,9	1,192	1,779
6	zero	210	28	38	0,37	47,0	11,7	1,473	2,157
7	+3,7	175	19	91	0,38	39,0	23,3	0,722	1,123
8	+3,6	190	24	61	0,31	39,8	22,6	0,801	1,264
9	+3,6	202	29	42	0,13	42,5	19,3	0,984	1,477

Tabela 4.4. Avaliação termodinâmica da bomba de calor (série #2)

ens	ΔP_{suc} (MPa)	vazão R22 (kg/h)	t_{desc} (°C)	consumo (kWh/h)	λ (%)	COP_{aq}	$COP_{aq,ef}$	$\eta_{ex,gl}$ (%)
1	0,002	49,9	106,6	1,20	76,2	4,1	1,9	5,9
2	zero	49,9	106,5	1,20	76,3	4,1	1,9	5,5
3	0,004	52,2	106,6	1,215	80,3	4,1	2,1	5,3
4	0,006	44,4	110,9	1,12	66,8	5,3	1,5	4,2
5	0,003	44,3	112,1	1,16	66,3	5,2	1,5	3,7
6	0,006	42,0	112,7	1,14	63,5	5,3	1,9	3,4
7	zero	29,2	121,2	1,02	42,3	8,1	1,1	1,6
8	zero	29,1	121,8	1,08	42,3	7,8	1,2	1,5
9	zero	28,8	120,7	1,11	41,0	7,0	1,3	1,3

A Figura 4.1 mostra o diagrama dos fluxos de exergia do ensaio 1 (#2). Neste ensaio ($t_{ev} = -3,4^{\circ}\text{C}$; $\Delta P_{suc} = 0$), a eficiência exergética global do sistema foi 5,9% e, novamente, o compressor foi o elemento de maior consumo relativo de exergia (47,9%), seguido do condensador (22,1%); do evaporador (16,1%) e da válvula de expansão (5,1%).

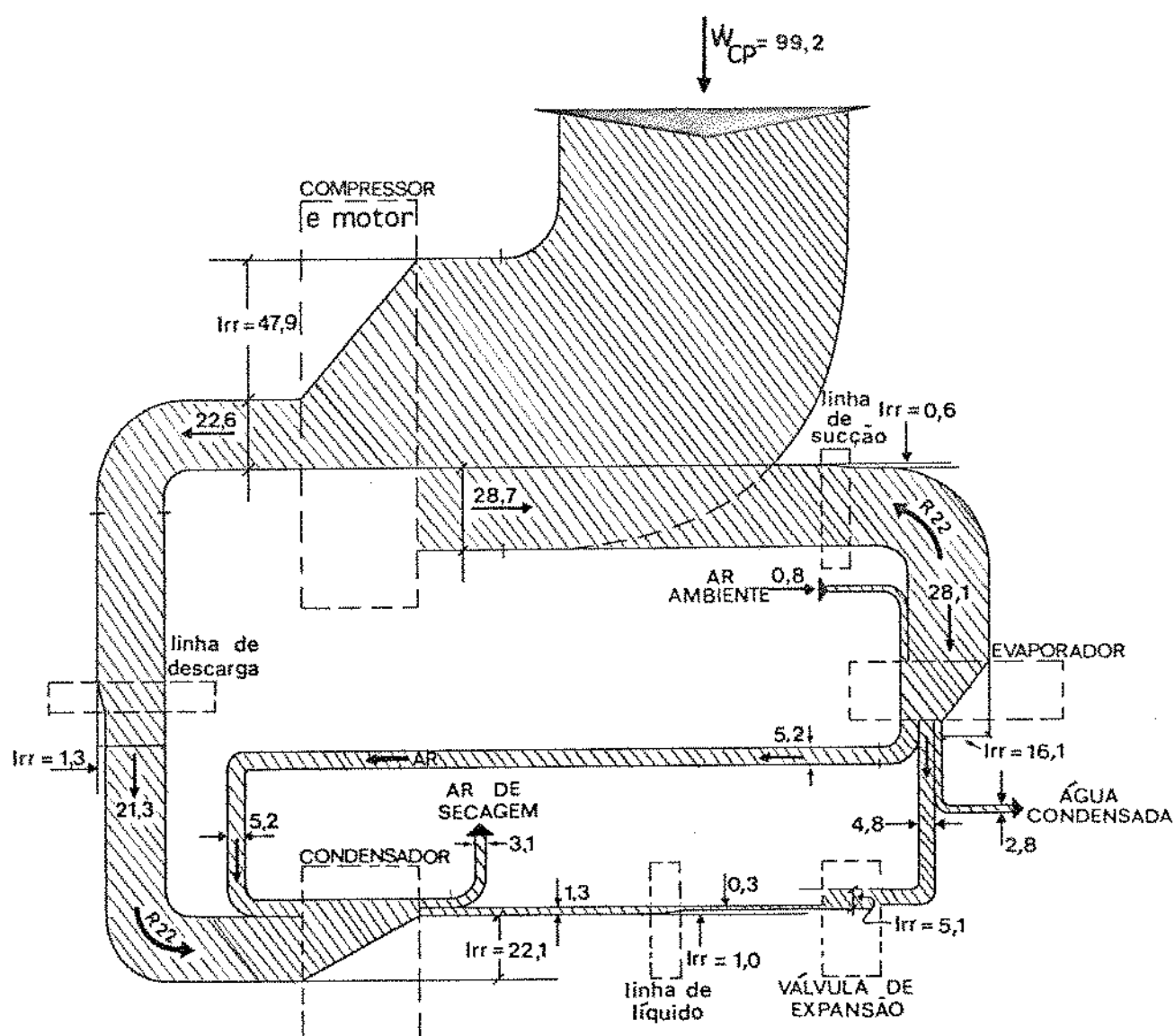


Figura 4.1. Diagrama dos fluxos de exergia resultante da operação da bomba de calor sob as condições do ensaio 1 (série #2)

As Figuras 4.2 e 4.3 mostram, respectivamente, o aumento do potencial de secagem do ar ambiente, r , e a economia de energia elétrica, e_{en} , no tratamento do ar para secagem, calculados conforme metodologias descritas no item 3.3, com base nas duas séries de ensaios com a bomba de calor.

Conforme a Figura 4.2, observa-se uma significativa influência da umidade relativa do ar na entrada do evaporador e da temperatura de evaporação no aumento do potencial de secagem do ar ambiente decorrente do uso da bomba de calor. Em situações de baixos níveis de umidade relativa e altas temperaturas de evaporação, pouca variação é observada. No entanto, aumentos da ordem de 20 a 25 vezes são obtidos quando operou-se o sistema com temperaturas de evaporação entre -3,5 e 0°C e com ar de entrada no evaporador com umidades relativas acima de 90%.

As mesmas tendências são observadas na Figura 4.3, onde se verifica que valores estimados da ordem de 40% de economia de energia elétrica podem ser obtidos quando se dispõe de ar com umidades relativas superiores a 90% e quando se opera a bomba de calor com temperaturas de evaporação entre -3,5 e 0°C. O resultado da análise do consumo de energia elétrica mostrou-se bastante desfavorável à bomba de calor, no entanto, para condições do ar de entrada com baixas umidades relativas e temperaturas de evaporação mais altas.

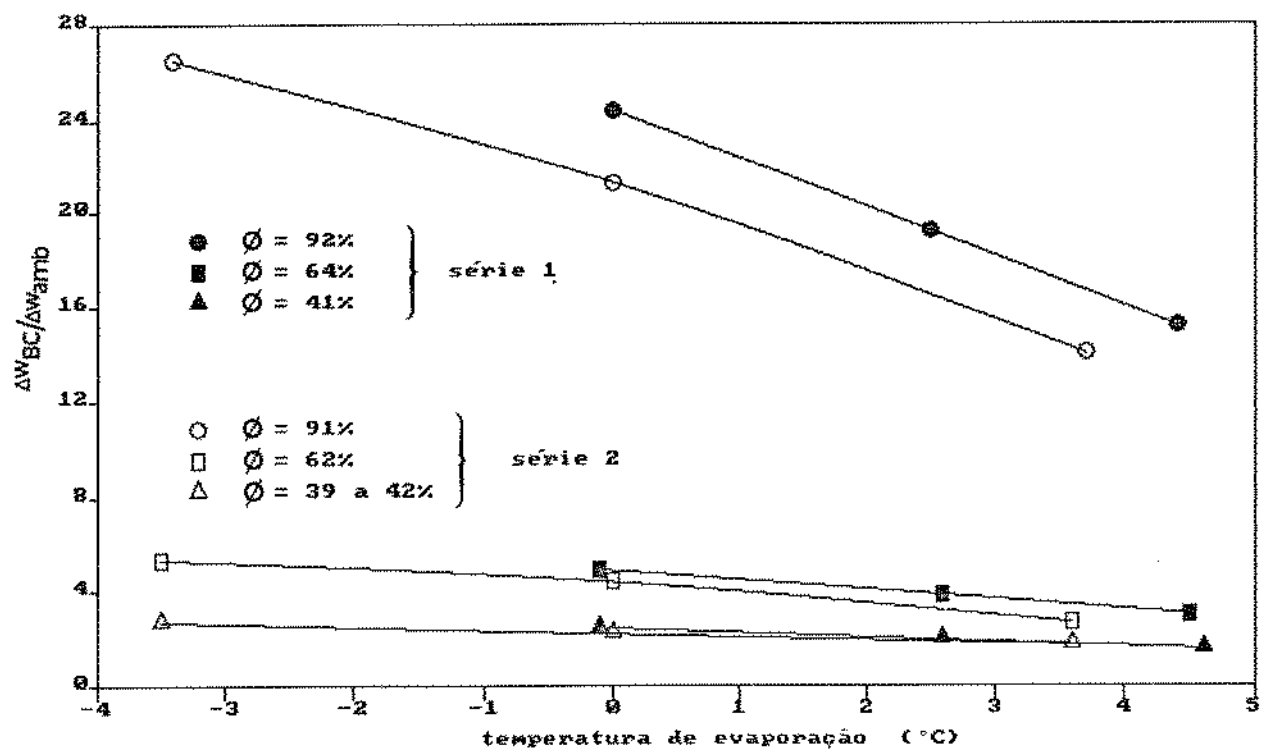


Figura 4.2 Elevação do potencial de secagem do ar ambiente nas duas séries de ensaios para avaliação do desempenho da bomba de calor

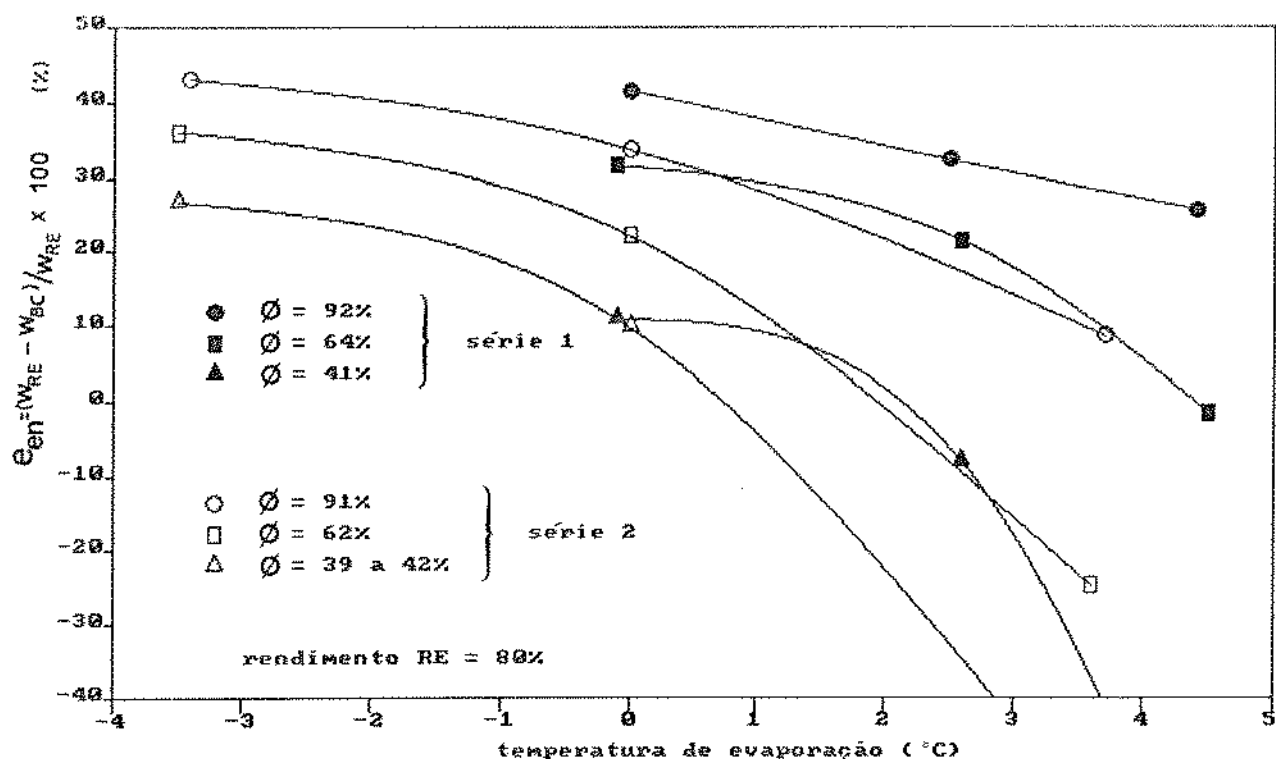


Figura 4.3. Estimativa da economia de energia elétrica decorrente do uso da bomba de calor em relação a um sistema similar à base de resistências elétricas

4.2. Secagem

4.2.1. Ensaios preliminares

A Tabela 4.5 apresenta as condições médias de operação e os resultados finais obtidos nos 7 ensaios preliminares de secagem de cebolas nos secadores BC e RE.

As temperaturas e as umidades relativas do ar ambiente situaram-se, respectivamente, entre 27 e 30 $^{\circ}C$ e entre 56 e 68%, características da época em que foram realizados os ensaios (janeiro a fevereiro/1991).

A mínima temperatura adotada para o ar de secagem foi 50 $^{\circ}C$, no ensaio P2, correspondente à máxima umidade relativa de 13,4%. Neste ensaio, após 12,25 h de exposição ao ar de secagem, a cebola ainda permanecia com 9,5% de umidade, base úmida. Mesmo considerando-se que tenha sido o ensaio com as mais brandas condições de secagem, o baixo desempenho da bomba de calor pode ser explicado pela baixa carga de refrigerante, constatada ainda quando se realizava o experimento,

Tabela 4.5. Condições operacionais médias e resultados dos ensaios preliminares de secagem de cebolas esfatiadas

ensaio	ar ambiente		ar de secagem			umidade/cebola (%,b.úmida)		tempo de exposição (h)
	t (°C)	ϕ (%)	v_{ar} (m/s)	t (°C)	ϕ (%)	inicial	final	
P1/BC	30	56	1,30	55	10,4	88,5	5,3	6,5
P2/BC	28	66	1,56	50	13,4	88,8	9,5	12,25
P3/BC	27	68	1,56	53	10,5	87,6	5,6	14,5
P4/RE	27	68	1,69	70	7,9	87,9	3,8	7,25
P5/RE	27	68	1,69	60	12,2	87,7	5,3	10,25
P6/RE	29	61	1,30	60	12,3	87,8	5,8	5,5
P6/BC	30	60	1,30	60	7,5	87,8	7,2	5,5
P7/RE	28	63	1,56	60	12,5	87,8	4,9	14,0
P7/BC	27	66	1,43	60	7,4	87,8	4,0	14,0

provavelmente devido a vazamentos ocorridos antes e durante a operação do sistema.

A mais alta temperatura de secagem adotada foi 70°C, no ensaio P4 com o secador RE, correspondente à umidade relativa de 7,9%. Sem dúvida foi o ensaio em que mais rapidamente decaiu a umidade da cebola, de 87,9 a 3,8%, base úmida, em apenas 7,25 h de exposição. No entanto, a coloração final do produto foi considerada excessivamente escura, levando a se descartar tal temperatura nos ensaios subsequentes.

Teores de umidade entre 4 e 6% foram obtidos nos ensaios P3, P5 e P7, com temperaturas do ar de secagem entre 53 e 60°C, em tempos de exposição que variaram de 10 a 14,5 h.

Quanto aos resultados obtidos no ensaio P1 (secador BC; 55°C), em que o teor de umidade da cebola diminuiu para 5,3% após apenas 6,5 h de exposição ao ar de secagem, pode-se explicar pelo fato de ter sido o primeiro dos ensaios preliminares realizados, justamente com o intuito de estabelecer critérios metodológicos adequados. Deste ensaio

concluiu-se pela necessidade de, nos ensaios seguintes, deixar as amostras para determinação de umidade, em estufa a vácuo, por um tempo superior ao que primeiramente foi utilizado (48 h). O nível de 5,3% de umidade, no ensaio P1, foi obtido com base na massa de matéria seca da cebola contida na bandeja, calculada a partir do teor de umidade do produto *in natura* (88,5%). Na hipótese de que as amostras tivessem permanecido por mais 24 ou 48 h (o que foi feito nos demais ensaios), provavelmente obter-se-ia teor de umidade da cebola *in natura* superior a 88,5%, o que levaria a um valor calculado de umidade final superior a 5,3%.

O fato de que no ensaio P6 (secador RE; 60°C, em média), o teor de umidade da cebola tenha atingido 5,8% em apenas 5,5 h de exposição pode ser em parte explicado pela perda, ocorrida durante as pesagens ou mesmo durante a secagem, de pequenos fragmentos do produto acondicionado na bandeja, fragmentos estes detectados nas proximidades do secador RE. Provavelmente em virtude de ventos fortes e chuva no dia deste ensaio, o que veio a interromper o fornecimento de energia elétrica, levando ao encerramento do experimento após 5,5 h do início, constatou-se sensível oscilação na temperatura do ar de secagem no secador RE (59,0 a 63,5°C). No secador BC, a oscilação na temperatura do ar de secagem foi menos acentuada (59,5 a 61,5°C), como decorrência de sua maior capacidade em absorver variações bruscas nas condições ambientais, em relação ao secador RE.

Considerando-se como satisfatórios os tempos de exposição e os correspondentes níveis de umidade atingidos pela cebola, nos ensaios preliminares P3, P5 e P7, com temperaturas entre 53 e 60°C, escolheu-se 55°C para os subseqüentes experimentos, em virtude de não ter sido considerado aceitável o grau de escurecimento decorrente dos ensaios à 60°C. Havia, ainda, a se considerar, o fato de que tempos de exposição superiores seriam necessários para se obter produtos com teores de umidade inferiores, como se pretendia, o que seguramente levaria a níveis ainda maiores de escurecimento da cebola.

A Figura 4.4 mostra as curvas de secagem de cebola nos ensaios P3, P7 e P4, correspondentes, respectivamente, às temperaturas do ar de 53, 60 e 70°C.

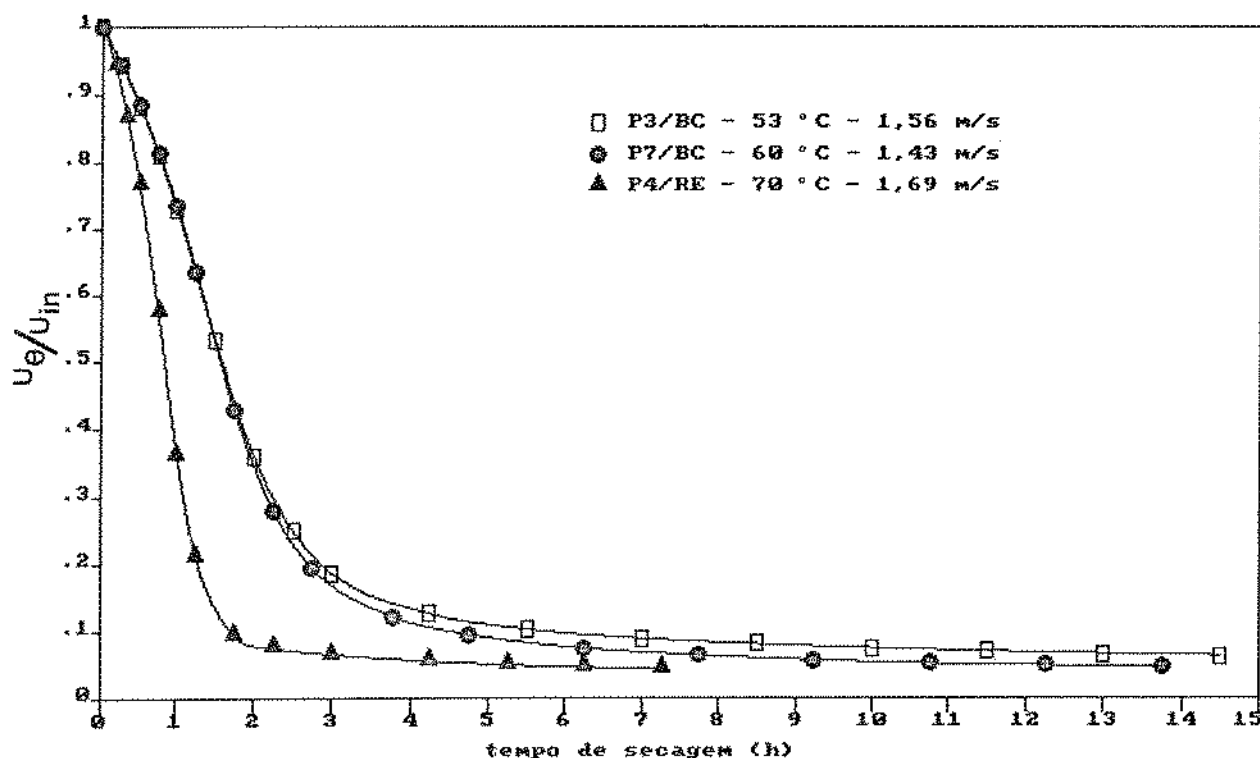


Figura 4.4. Curvas de secagem de cebola, obtidas em ensaios preliminares com ar a diferentes temperaturas.

Pela Figura 4.4, observa-se que até aproximadamente as primeiras duas horas de secagem as curvas dos ensaios P3 e P7 estão sobrepostas uma à outra, o que indica, até então, mesma velocidade de secagem, apesar da temperatura do ar no ensaio P7 ter sido superior à do ensaio P3. Isso pode ser explicado pelo fato de que a velocidade média do ar na bandeja do secador no ensaio P3 foi superior (da ordem de 10%) à do secador no ensaio P7. Daí em diante, no entanto, o produto foi sendo seco mais rapidamente no ensaio à temperatura superior, indicando, com isso, que o processo passou a ser governado pelas resistências internas do produto à transferência de massa. Em outras situações, como visto na Figura 4.5, chegou-se a verificar cruzamentos entre curvas de secagem com velocidades do ar diferentes, mesmo quando se comparou ensaios sob a mesma temperatura. Assim, velocidades do ar superiores em 10 a 30%, na faixa de 1,3 a 1,7 m/s, mostraram-se mais eficazes na diminuição do teor de umidade da cebola, independentemente da temperatura (entre 53 e 60°C) e da correspondente umidade relativa,

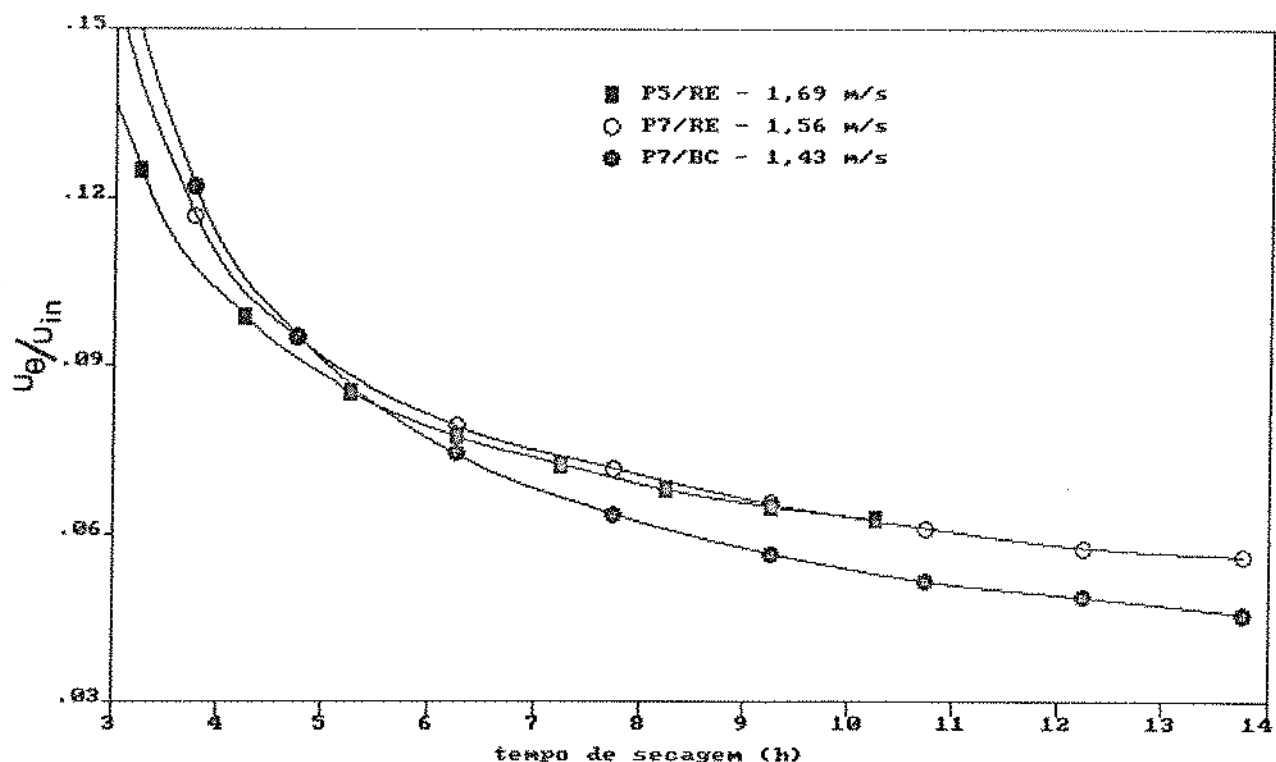


Figura 4.5. Curvas de secagem de cebola, com ar à 60°C e a diferentes velocidades

até tempos de exposição que variaram entre 2 e 8 h. Daí em diante, no entanto, independentemente de tais velocidades, a temperatura e a umidade relativa do ar de secagem mostraram-se mais eficazes.

4.2.2. Ensaíos comparativos entre os secadores BC e RE

A Tabela 4.6 apresenta as condições médias de operação e os resultados finais obtidos nos 6 ensaios comparativos de secagem de cebolas esfatiadas, entre os secadores BC e RE, com ar à temperatura de 55°C. Os teores iniciais de umidade da cebola situaram-se entre 88 e 92%, base úmida, com velocidades do ar na bandeja entre 1,3 e 1,4 m/s.

Aparentemente, a diferença entre os teores finais de umidade da cebola obtida em ambos os secadores poderia ser considerada insignificante. À mesma conclusão poder-se-ia chegar ao se analisar as curvas de secagem mostradas na Figura 4.6. Entretanto, ao se verificar detalhadamente o comportamento destas curvas a partir de um ponto próximo ao início da região assintótica, como mostrado na Figura 4.7, observa-se uma influência significativa do tipo de secador utilizado no tempo de secagem.

Tabela 4.6. Condições operacionais médias e resultados dos ensaios comparativos de secagem de cebola, com ar à 55°C.

ens	ar ambiente		temp. evap. (°C)	ϕ ar de secagem (%)	tempo total (h)	umidade final (%,b.ú)	Δt comp. (°C)	redução (%)	
	t (°C)	ϕ (%)						tempo de secagem	consumo de energia elétr.
C1/RE	29	61		15	26	5,0	24,5		
C1/BC	-	-	+0,8	9	26	4,5	zero	32	31
C2/RE	27	57		13	26	5,1	25,5		
C2/BC	25	64	-1,7	7	26	4,4	3,9	33	-
C3/RE	24	77		15	30	4,8	28,0		
C3/BC	22	85	zero	8	30	4,0	4,2	36	-
C4/RE	24	51		10	32	4,0	28,8		
C4/BC	24	51	-2,7	7	20	4,2	11,5	26	15
C5/RE	25	53		11	31	4,2	27,6		
C5/BC	26	48	+2,8	7	31	3,9	5,0	26	20
C6/RE	23	57		10	28	4,1	29,7		
C6/BC	24	51	-4,0	5	28	3,6	7,5	29	35

Pode-se dizer que o melhor desempenho do secador BC, observado em todos os ensaios, deve-se aos níveis mais baixos de umidade relativa do ar obtidos com o uso da bomba de calor.

Os valores de redução nos tempos de secagem, mostrados na Tabela 4.6, foram calculados a partir das respectivas curvas de secagem, com base no mesmo conteúdo final de umidade obtido no secador RE, como indicado na Figura 4.7. Correspondente a esta redução no tempo de secagem, calculou-se a economia de energia elétrica proporcionada pelo uso da bomba de calor no secador BC, em relação ao consumo efetivo das resistências elétricas utilizadas no secador RE. No caso do cálculo do consumo do secador BC, levou-se em consideração o consumo do motor do compressor e o da resistência elétrica utilizada no aquecimento complementar. Reduções percentuais maiores no tempo de secagem (32 a 36%) foram obtidas no período quente e úmido (fevereiro a março/1991), quando comparadas às reduções (26 a 29%) obtidas no período mais frio e mais seco (maio/1991).

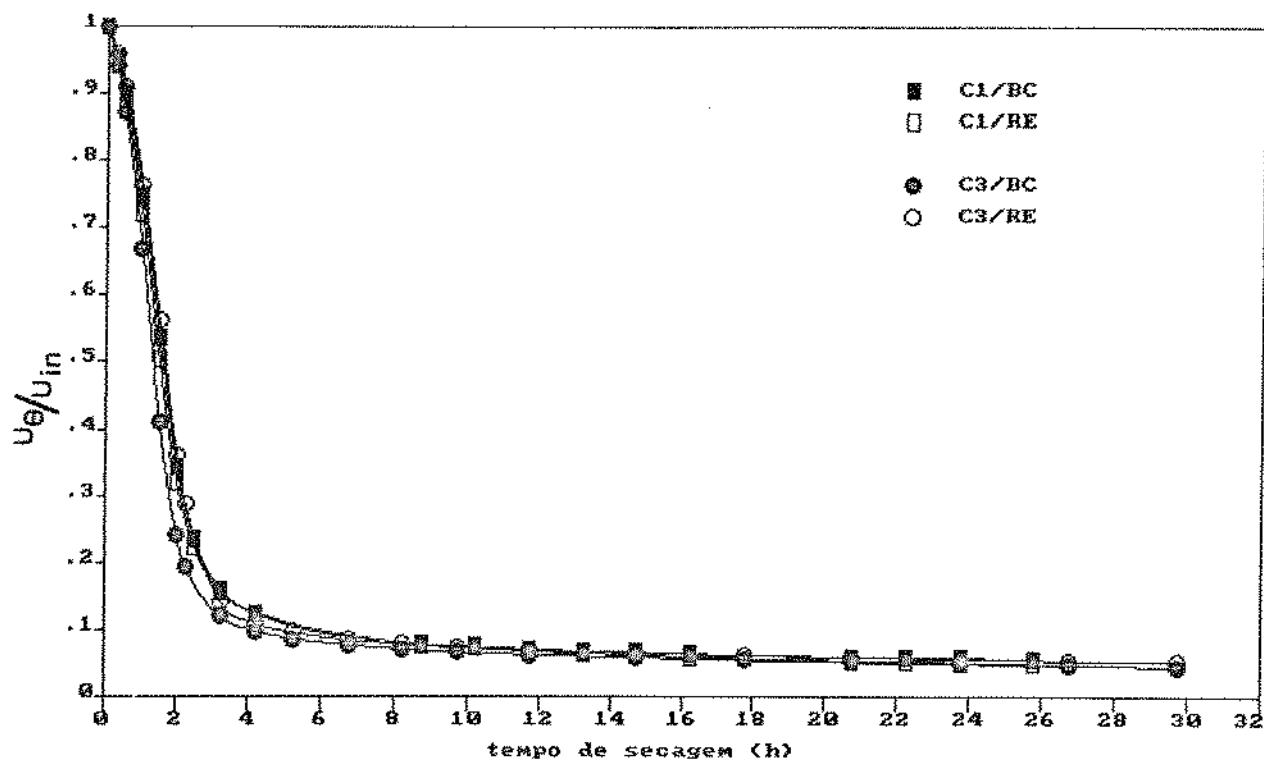


Figura 4.6. Curvas de secagem de cebola obtidas em ensaios simultâneos com os secadores BC e RE, à temperatura de 55°C

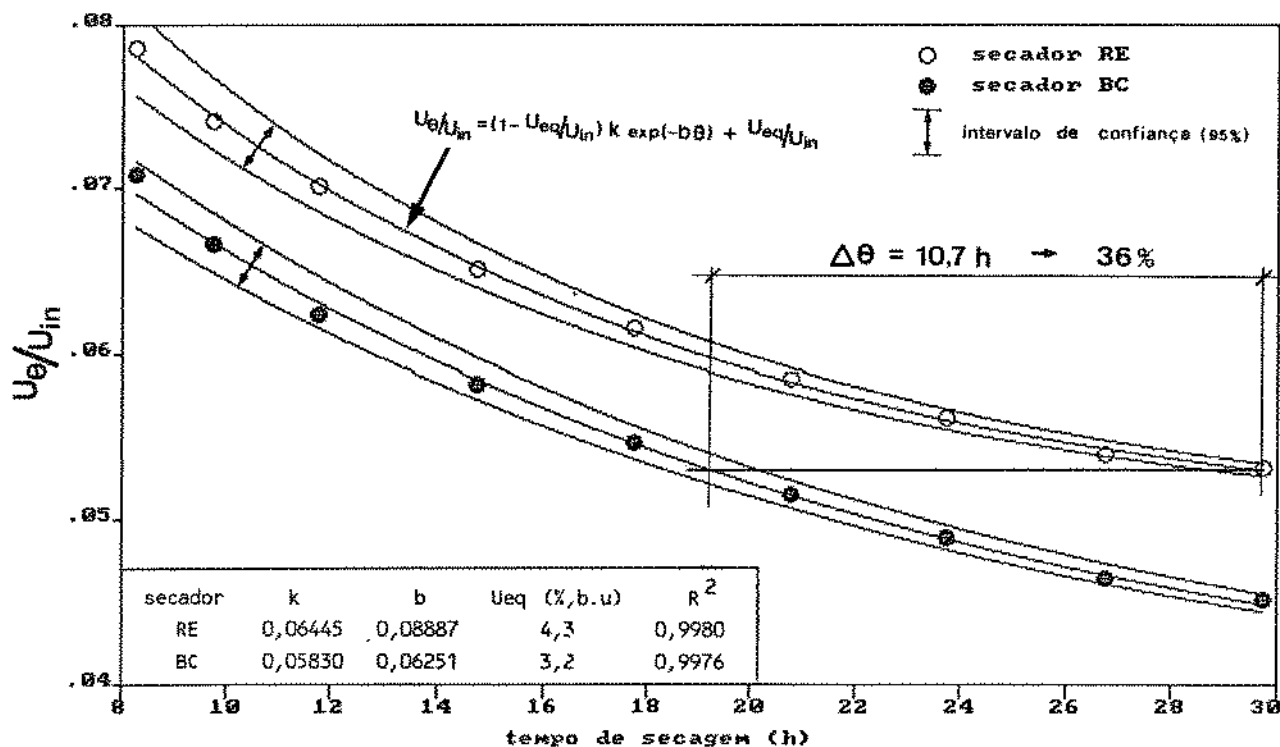


Figura 4.7. Curvas de secagem de cebola obtidas de ensaios simultâneos com os secadores BC e RE, a partir de 8 h do início (ensaio C3)

A economia percentual de energia elétrica foi da ordem de 31% no ensaio C1, quando não houve necessidade de aquecimento complementar pela resistência elétrica, no secador BC, e da ordem de 35% no ensaio C6, mesmo quando houve necessidade de aquecimento complementar de 7,5°C no ar de secagem. Dado que o ensaio C6 foi realizado no mês de maio (frio e seco), aparentemente tais resultados poderiam levar a questionar conclusões prévias, no sentido de que reduções maiores no consumo de energia elétrica são decorrentes do uso da bomba de calor em períodos mais quentes e úmidos. Ocorre, entretanto, que conseguiu-se operar a bomba de calor, durante o ensaio C6, com temperatura de evaporação média da ordem de -4°C, sem dúvida a mais baixa conseguida até então. Tal fato vem, assim, confirmar resultados anteriormente estimados quando se realizou ensaios termodinâmicos com a bomba de calor (item 4.1), de que se pode chegar a reduções da ordem de 30 a 40% no consumo de energia elétrica, quando se compara com secadores equivalentes à base de resistências elétricas, em períodos quentes e úmidos e/ou quando se adota baixas temperaturas de evaporação.

A Tabela 4.7 apresenta as condições médias de operação e os resultados finais obtidos na segunda etapa da secagem de cebola, em ensaios simultaneamente realizados nos secadores BC e RE. As curvas de secagem são mostradas na Figura 4.8.

Uma tendência bem definida em favor do secador BC é observada, em que se constatou uma redução de 12 h no tempo de secagem, comparado com o desempenho do secador RE, com base na mesma relação final U_0/U_{in} igual a 0,312, como indicado na Figura 4.8. Obteve-se uma redução da ordem de 41% no consumo de energia elétrica, mesmo considerando-se o necessário aquecimento complementar de 6,4°C ao ar de secagem no secador BC. Este alto índice de economia de energia elétrica, obtido num ensaio simultâneo em que as condições do ar ambiente poderiam não levar, *a priori*, a resultados dessa magnitude, pode ser considerado como resultante das baixas temperaturas de evaporação do R22 mantidas durante o ensaio com a bomba de calor, confirmando novamente resultados semelhantes obtidos anteriormente.

Para a obtenção das curvas correspondentes aos intervalos de confiança mostrados nas Figuras 4.7 e 4.8, adotou-se o modelo de secagem:

$$(U_{\theta} - U_{eq}) / (U_{in} - U_{eq}) = k \exp(-b\theta) \quad , \quad (4.1)$$

onde: U_{eq} = umidade de equilíbrio da cebola, sob as condições do ar de secagem (% , base úmida) e

k , b = parâmetros do modelo.

Rearranjando-se 4.1, obtém-se:

$$U_{\theta} / U_{in} = (1 - U_{eq} / U_{in}) k \exp(-b\theta) + U_{eq} / U_{in} \quad (4.2)$$

Utilizou-se o software Quatro-Pro, para ajuste de curvas, por meio do qual foram obtidos os valores de U_{eq} e dos parâmetros k e b da equação 4.2, para cada um dos ensaios de secagem representados nas Figuras 4.7 e 4.8.

O intervalo de confiança para os pontos experimentais, em relação ao respectivo modelo de secagem, ao nível de 95%, foi obtido por meio do software estatístico SAS[®] (1985).

Pelos resultados da análise realizada, pode-se dizer que os pontos experimentais encontram-se, todos, dentro do intervalo de confiança, ao nível de 95%, em relação à respectiva curva do modelo de secagem. Não há sobreposição de intervalos de confiança para os ensaios realizados, do que se pode dizer que estes são diferentes entre si.

A Tabela 4.8 apresenta os resultados das leituras de cor efetuadas em amostras de cebola retiradas antes e após a segunda etapa de secagem, correspondentes ao ensaio da Figura 4.8. A Figura 4.9 mostra as curvas espectrais obtidas, dos dados médios, das referidas amostras.

A Tabela 4.9 e a Figura 4.10 apresentam, respectivamente, os resultados das leituras de cor e as curvas espectrais resultantes, de amostras de cebolas secas a diferentes temperaturas, após 22-23 meses de armazenamento.

As Figuras 4.11 e 4.12 mostram resultados visuais comparativos no tocante à cor da cebola desidratada sob diferentes condições de operação.

Níveis mais elevados de luminosidade (L_{Hunter}) e de percentuais de reflectância, em todo o espectro visível, foram constatados em amostras de cebolas secas com ar de secagem a 55°C, com nítida vantagem do sistema de secagem com bomba de calor. Amostras de cebolas secas a 70°C, mesmo sob tempos de exposição bem inferiores, apresentaram, em termos relativos, coloração excessivamente escura, representada, principalmente, pelo elevado nível de vermelho ($a_{\text{Hunter}} = 6,89$).

Tabela 4.7. Condições operacionais médias^(*) e resultados dos ensaios comparativos da segunda etapa da secagem de cebola (55°C)

secador	φ ar de secagem (%)	tempo total (h)	umidade/cebola (% , b. ú)		Δt compl. (°C)	redução (%)	
			inicial	final		tempo de secagem	consumo energia elétr.
BC	6,5	17,5	18,6	5,8	6,4	40,7	41,0
RE	11,4	32,5	16,7	5,1	25,9		

- (*) 1. ar ambiente: temperatura: 25°C e umidade relativa: 55%
2. temperatura de evaporação: -3,8 a -7,0°C (média: -5,5°C)
3. velocidade do ar nas bandejas: 1,25 a 1,3 m/s

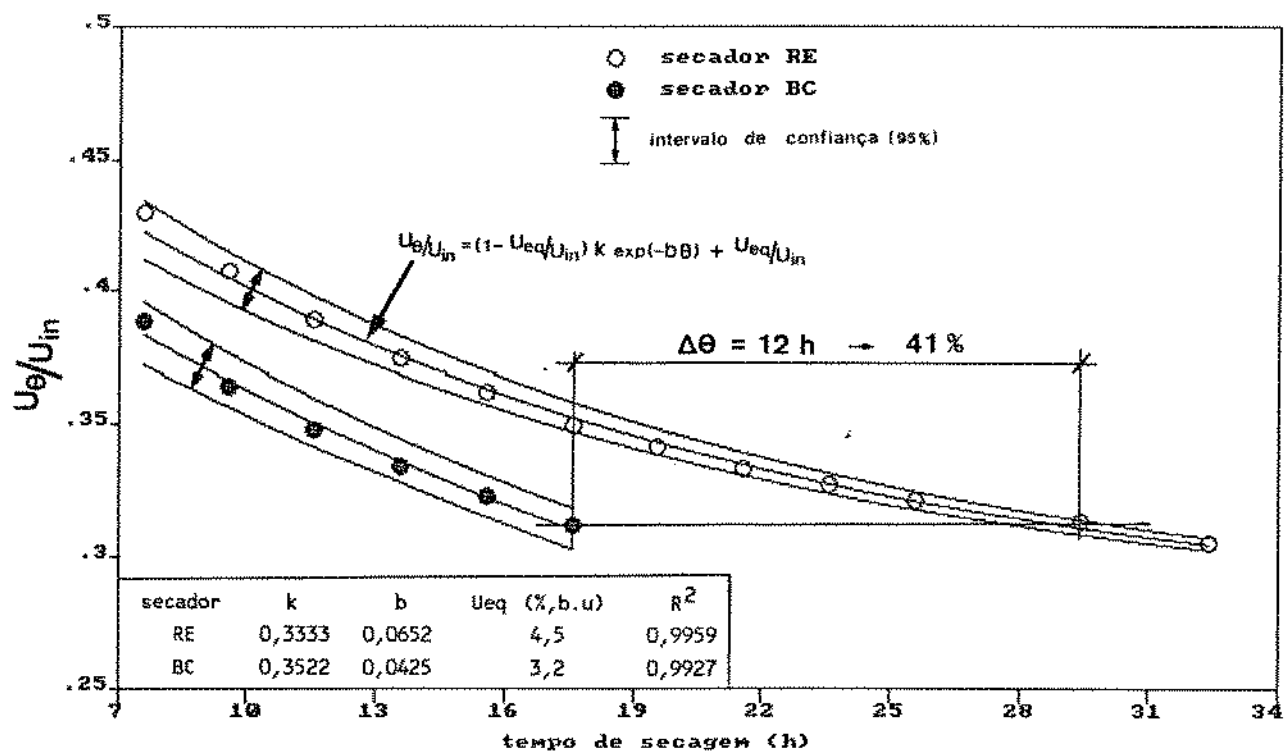


Figura 4.8. Curvas da segunda etapa de secagem de cebola, de ensaios simultâneos com os secadores BC e RE, com ar à 55°C

Tabela 4.8. Resultados médios de 4 leituras de cor em amostras de cebolas esfatiadas, retiradas no início e no final da segunda etapa de secagem (55° C)

fase da secagem	L_{Hunter}	a_{Hunter}	b_{Hunter}
início	65,93	0,87	23,72
secador BC/final	69,27	0,85	26,08
secador RE/final	64,98	3,30	26,26

L_{Hunter} = luminosidade; a_{Hunter} = vermelho ; b_{Hunter} = amarelo

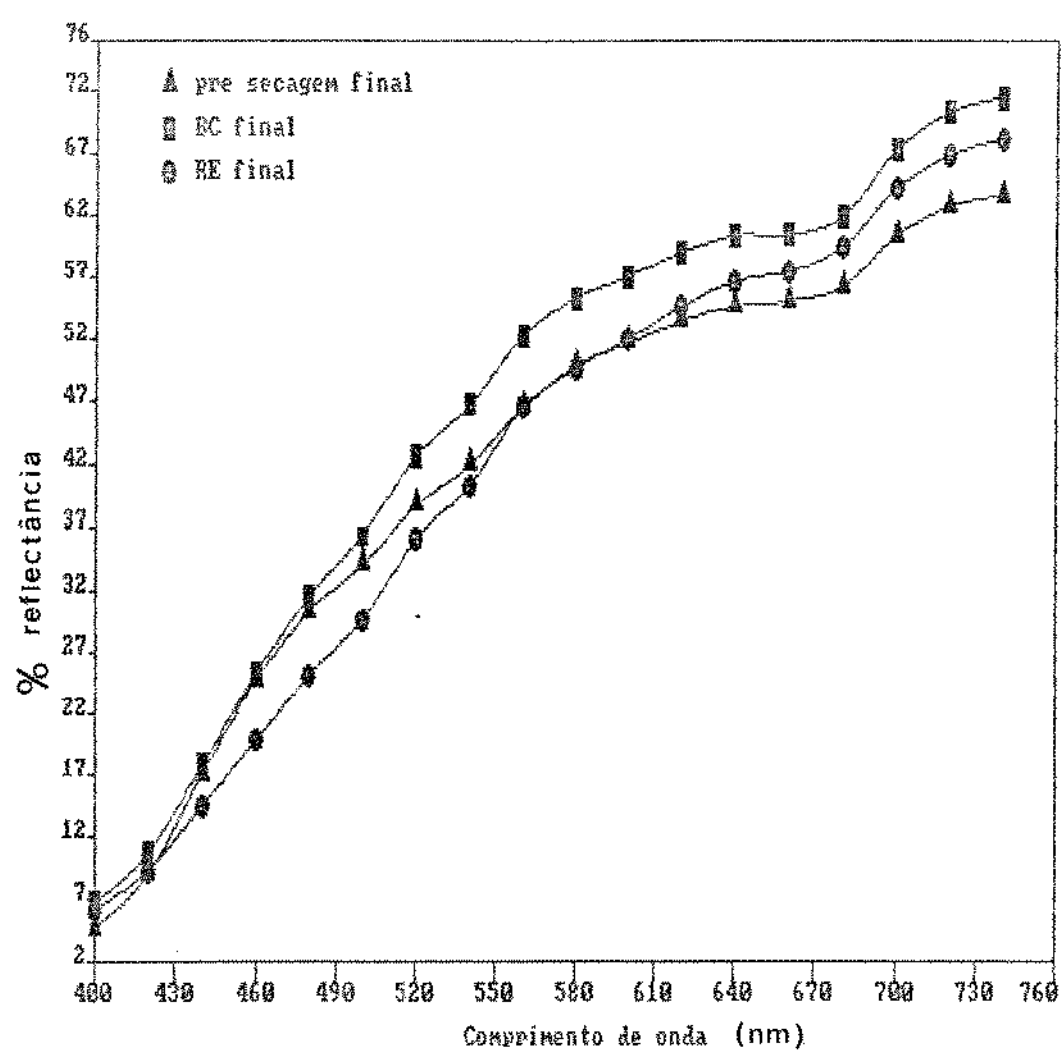


Figura 4.9. Curvas espectrais de cebolas esfatiadas, obtidas de dados médios de 4 leituras de cor em amostras retiradas no início e no final da segunda etapa de secagem (55°C)

Tabela 4.9. Resultados médios de 4 leituras de cor em amostras de cebolas esfatiadas, retiradas de lotes armazenados durante 22-23 meses após a secagem

ensaio de secagem	tempo de exposição (h)	L _{Hunter}	a _{Hunter}	b _{Hunter}
P4/RE - 70°C	7,25	56,33	6,89	24,71
P7/RE - 60°C	14,0	60,89	4,25	25,69
P7/BC - 60°C	14,0	62,22	4,70	26,48
C3/RE - 55°C	30,0	61,32	4,55	26,99
C3/BC - 55°C	30,0	67,14	1,00	27,98

L_{Hunter} = luminosidade; a_{Hunter} = vermelho ; b_{Hunter} = amarelo

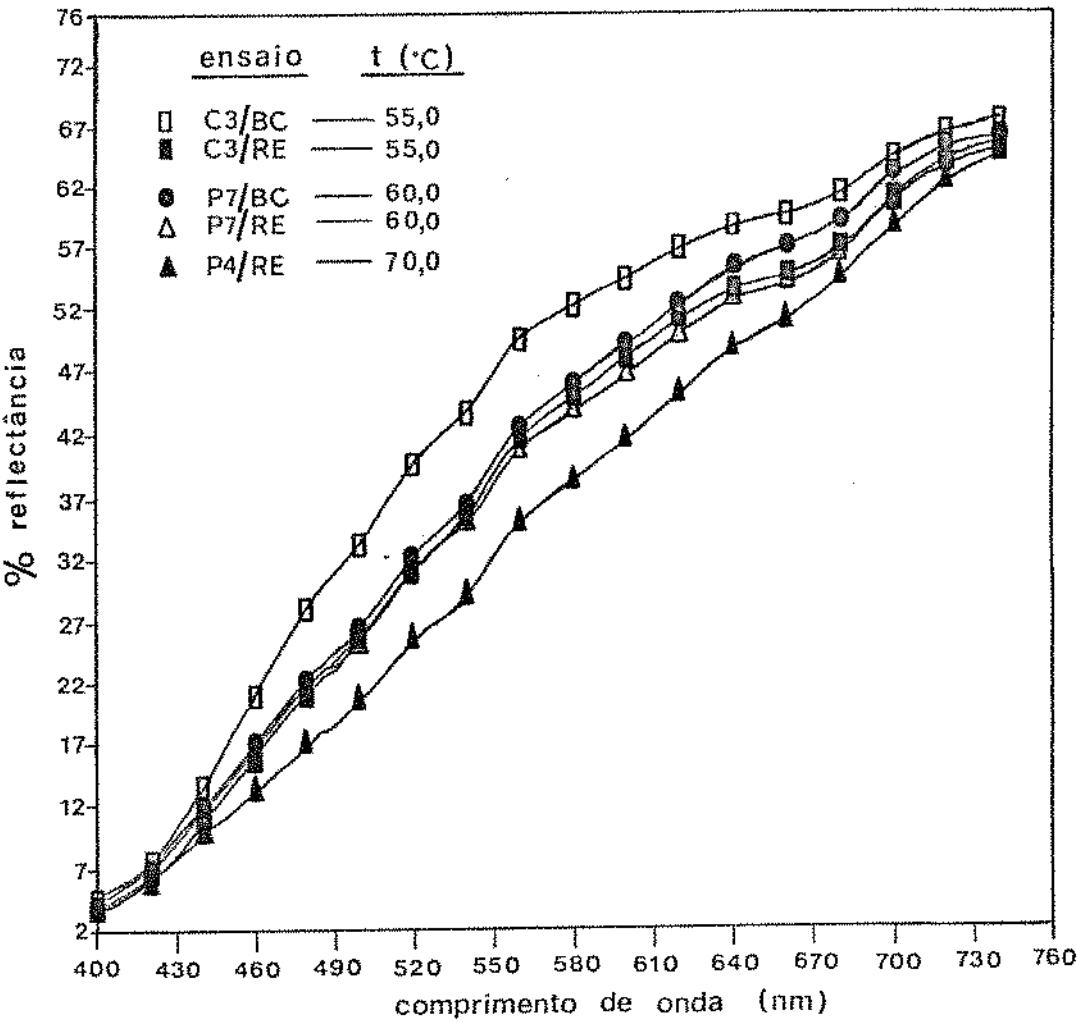


Figura 4.10. Curvas espectrais de cebolas esfatiadas, obtidas de dados médios de 4 leituras de cor em amostras retiradas de lotes armazenados durante 22-23 meses após a secagem



t (°C)	53	55	60	70
θ (h)	14,5	26,5	14,0	7,5
U (%b.ú.)	5,6	4,1	4,0	3,8

Figura 4.11. Efeito da temperatura do ar de secagem e do tempo de exposição na cor de fatias de cebolas desidratadas



θ (h)	6	10	14
U (%b.ú.)	7,2	5,3	4,0

Figura 4.12. Alteração na cor de fatias de cebolas durante a secagem com ar à temperatura de 60°C

4.3. Simulação

O Apêndice E apresenta a listagem do programa principal SIMBC e a das sub-rotinas auxiliares.

Para a obtenção dos resultados que se seguem, esta fase do trabalho foi subdividida em quatro partes, iniciando-se pela análise que levou à escolha dos dados de entrada a serem utilizados nas várias simulações realizadas; análise do efeito da perda de carga na linha de sucção, em decorrência do uso da válvula controladora da pressão de evaporação; comparações entre resultados experimentais e simulados e, finalmente, simulação do desempenho da bomba de calor para condições de operação diferentes das empregadas nos ensaios de avaliação termodinâmica.

4.3.1. Escolha dos dados de entrada

4.3.1.1. Critérios adotados preliminarmente

Antes do uso do programa para simular o desempenho da bomba de calor, fez-se necessário a escolha dos valores a serem assumidos para alguns dos parâmetros relacionados na Tabela 3.6 considerados como dados de entrada, cujos critérios foram os seguintes:

- a) Com base na sugestão de OSKARSSON et alii (1990a), resultante de experimentos em evaporador com R22, para resfriamento de ar, com 5 anos de tempo de operação, escolheu-se preliminarmente:

$$\begin{aligned} \text{DEN3EV} &= \text{DEN3CD} = 6,64 \times 10^{-9} \text{ (kJ/s m}^2\text{°C)}^{-1} \\ \text{DEN4EV} &= \text{DEN4CD} = \text{DEN5EV} = \text{DEN5CD} = 2,78 \times 10^{-8} \text{ (kJ/s m}^2\text{°C)}^{-1} \end{aligned}$$

- b) Levando-se em consideração o tipo e a faixa de capacidades do sistema instalado e considerando-se o mecanismo de funcionamento da válvula de expansão termostática, para o que é necessário um certo grau de superaquecimento do vapor do refrigerante à saída do evaporador, e, ainda, levando-se em conta o interesse em se obter refrigerante ligeiramente subresfriado à saída do condensador, escolheu-se DTEV igual a 6,0°C e DTCOND igual a 4,0°C.

- c) A eficiência global do compressor, EFCP, resultante da composição das eficiências elétrica, mecânica e térmica, foi considerada, de início, igual a 0,5, valor este aproximadamente igual ao valor médio obtido experimentalmente nos ensaios 1, 2 e 3 (série 1), de avaliação termodinâmica da bomba de calor instalada, conforme mostrado no Apêndice C.
- d) As denominadas eficiência do evaporador, EFEV, e eficiência do condensador, EFCD, são fatores menores ou iguais ao valor unitário, como consequência, respectivamente, da existência ou da inexistência de trocas térmicas entre o trocador de calor e o ar ambiente circundante, dado que seu cálculo não está incluído na atual versão do programa. Mesmo considerando-se o fato da existência de uma camada isolante de 25 mm de madeira sobre outra de 20 mm de poliestireno, tanto no evaporador como no condensador, observou-se, em todos os ensaios realizados, uma relação entre as cargas térmicas e de condensação transferidas entre o R22 e o ar que variou entre 0,70 e 0,90, nos ensaios da série 1. Por este motivo, e apesar de se considerar que erros experimentais possam aí estar incluídos, o que levaria à alteração de tais eficiências, adotou-se, previamente, o valor 0,8 para ambos os parâmetros.
- e) Para o volume teórico de deslocamento dos pistões do compressor, VPIST, adotou-se $3,83 \text{ m}^3/\text{h}$, constante no catálogo do fabricante.
- f) Quanto à configuração dos trocadores de calor, empregou-se NCONFIG igual a 1, para o caso do evaporador, e NCONFIG igual a 3, no caso condensador, por serem as configurações do sistema instalado.
- g) Dado que não havia, no que diz respeito ao compressor, qualquer informação sobre valores da eficiência isoentrópica, EFISO, da razão entre os volumes específicos na sucção, RVESUC, e da fração do volume do espaço morto, RVEM, realizou-se uma simulação à parte, somente na área do programa correspondente às equações do compressor. Neste caso, adotou-se VPIST igual a $3,83 \text{ m}^3/\text{h}$, variou-se EFISO desde 0,70 até 0,90, RVESUC de 0,85 até 0,95 e RVEM de 0,0 até 0,10. Como ponto de estado do R22 na sucção do compressor assumiu-se o obtido experimentalmente no ensaio 1, série

1, ou seja: temperatura igual a $21,2^{\circ}\text{C}$ e pressão, correspondente à pressão de evaporação, igual a $0,494\text{ MPa}$. Como pressão de descarga adotou-se o valor experimental de $2,066\text{ MPa}$. Aquela combinação de parâmetros que resultou em condições de saída do R22 as mais próximas possíveis das experimentais foi a que se utilizou de início. Os resultados desta simulação são mostrados no Apêndice F, de onde se pode dizer que RVESUC igual a $0,85$ e RVEM igual a $0,075$ resultaram num valor da eficiência volumétrica do compressor, EFVR, praticamente igual ao valor experimental ($\text{EFVR}=0,699$). EFISO entre $0,70$ e $0,80$, independentemente de RVESUC e de RVEM, resultou em valores de temperaturas de descarga (TDESC) e em valores para o calor de compressão (QCPR) bastante próximos aos respectivos valores experimentais de $105,3^{\circ}\text{C}$ e $0,637\text{ kJ/s}$. Uma simulação em torno somente destes dois valores de EFISO, mantendo-se RVESUC e RVEM inalterados e iguais aos previamente escolhidos, indicou que $0,75$ resultou em valores de TDESC e de QCPR ainda mais próximos aos experimentais, razão pela qual este foi o valor adotado para EFISO.

4.3.1.2. Variações em torno de valores previamente escolhidos

Posteriormente, no sentido de se realizar uma análise mais criteriosa em relação, principalmente, aos parâmetros do compressor, o programa de simulação foi executado várias vezes, e desta vez não somente na área correspondente ao compressor. Neste caso, variou-se EFISO, RVESUC e RVEM, em torno dos valores anteriormente escolhidos, mantendo-se inalterados os demais parâmetros de entrada já citados.

Como dados de entrada relativos às características construtivas do evaporador, do condensador e da tubulação do circuito do R22, foram adotados os valores indicados no Apêndice A.

As condições do ar entrando no evaporador (TAR1, UR1), as condições do ar de secagem (TSEC, URSEC) e a vazão mássica do ar (XMAR) foram as do ensaio 1, série 1, mostradas no Apêndice C.

Das listagens resultantes extraiu-se os principais resultados, indicados no Apêndice G, que serviram de base para a elaboração das

Tabelas 4.10, 4.11 e 4.12, que mostram, respectivamente, a influência dos parâmetros EFISO, RVESUC e RVEM, naquelas variáveis cujas alterações foram as mais significativas.

O aumento da eficiência isoentrópica do compressor resultou, como era de se esperar, na diminuição da temperatura de descarga, TDESC, e, conseqüentemente, da carga de compressão, QCPR, e do consumo de energia elétrica do motor do compressor, CONS. Devido à diminuição na temperatura de descarga, o aumento de EFISO levou à diminuição da temperatura de saída do ar no condensador, TARCOND. De acordo com os valores indicados na Tabela 4.10, e levando-se em consideração os valores médios obtidos nos ensaios 1, 2 e 3, da série 1, de avaliação termodinâmica da bomba de calor, pode-se dizer que, nestes ensaios, e com base nos valores adotados para os demais parâmetros, a eficiência isoentrópica do compressor esteve, aproximadamente, entre 0,55 e 0,65. Assim, nas simulações subsequentes foi usado o valor 0,60 para EFISO.

As Tabelas 4.11 e 4.12 indicam tendências opostas de RVESUC e de RVEM na vazão mássica de refrigerante, XMR, nas temperaturas de evaporação, TEV, e de condensação, TCOND, e na temperatura média de saída do ar do condensador, TARCOND.

Como era de se esperar, a aproximação entre o valor do volume específico do R22 no interior da carcaça do compressor ao valor do volume específico imediatamente antes da válvula de sucção do compressor, representada pelo aumento de RVESUC, apresentou variações indicativas de um melhor desempenho da bomba de calor.

Contrariamente, o aumento da fração do volume do espaço morto, RVEM, em relação ao volume do cilindro do compressor, levou à diminuição de valores indicativos do desempenho do sistema, principalmente a vazão mássica de refrigerante, XMR, e a temperatura média de saída do ar do condensador, TARCOND.

Com base nos valores mostrados nas Tabelas 4.11 e 4.12, pode-se dizer que RVESUC e RVEM se situaram, no ensaio 1, da série 1, entre 0,75-0,80 e 0,050-0,075, respectivamente. Assim, para as simulações que se seguiram, adotou-se RVESUC igual a 0,77 e RVEM igual a 0,060.

Tabela 4.10. Influência de EFISO no desempenho da bomba de calor, sob condições do ensaio 1, série 1 (RVESUC=0,85 e RVEM=0,075)

variável	EXP	EFISO					
		0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80
TDESC (°C)	105,3	103,7	98,0	92,8	89,6	84,9	82,4
QCPR (kJ/s)	0,637	0,752	0,687	0,631	0,587	0,542	0,509
CONS (kWh/h)	1,255	1,503	1,376	1,262	1,174	1,085	1,071
TARCOND (°C)	48,0	50,4	49,9	49,1	48,9	47,7	47,5
TR22 _{cd}	46,8	47,9	47,3	47,1	46,5	46,5	46,3

Tabela 4.11. Influência de RVESUC no desempenho da bomba de calor, sob condições do ensaio 1, série 1 (EFISO=0,75 e RVEM=0,075)

variável	EXP	RVESUC			
		0,70	0,75	0,80	0,85
XMR (kg/h)	48,7	47,0	49,1	51,0	52,9
TEV (°C)	-0,2	+0,8	+0,3	-0,2	-0,7
TCOND (°C)	52,3 ¹	49,0	50,0	51,3	52,0
TARCOND (°C)	48,0	46,8	47,7	49,2	49,9

Tabela 4.12. Influência de RVEM no desempenho da bomba de calor, sob condições do ensaio 1, série 1 (EFISO=0,75 e RVESUC=0,85)

variável	EXP	RVEM			
		0,025	0,050	0,075	0,100
XMR (kg/h)	48,7	53,2	50,9	49,1	47,2
TEV (°C)	-0,2	-0,7	-0,2	+0,3	+0,8
TCOND (°C)	52,3 ¹	52,6	51,6	50,0	49,3
TARCOND (°C)	48,0	50,4	49,4	47,7	47,0

¹ Temperatura de saturação do R22 correspondente ao valor experimental da pressão de descarga igual a 2,066 MPa.

4.3.2. Perda de carga na linha de sucção

Com o objetivo de se verificar a influência da perda de carga ocorrida na linha de sucção do refrigerante, em consequência do uso da válvula controladora da pressão de evaporação, CPP, no desempenho da bomba de calor, executou-se nova série de simulações em torno das condições de operação do ensaio 9, série 1, justamente onde houve maior perda de carga, conforme se pode observar na listagem do Apêndice C.

Introduziu-se no programa novo parâmetro, PSUC, como dado de entrada, representado pela pressão do refrigerante na sucção do compressor. A Tabela 4.13 mostra os principais resultados extraídos das listagens resultantes da execução do programa, para quatro distintas situações, considerando-se os seguintes valores para PSUC: 0,267, 0,320, 0,400 e 0,477 MPa, a primeira das quais correspondendo, aproximadamente, às condições operacionais do ensaio 9, série 1, cujos valores experimentais são mostrados na coluna EXP da Tabela 4.13.

Verifica-se que o aumento da perda de carga, ΔP , diminui sensivelmente a vazão mássica de refrigerante, com a consequente elevação da temperatura de evaporação, diminuição das cargas térmica, de condensação e de compressão, diminuição da vazão mássica de água condensada e, ao final, diminuição do potencial de secagem do ar na saída do condensador. Pode-se dizer, portanto, que a adoção da válvula controladora da pressão de evaporação, utilizada para que fosse possível a obtenção de diferentes temperaturas de evaporação, não foi uma prática adequada, na medida em que os resultados obtidos pela simulação e os obtidos experimentalmente apontam na direção de uma drástica interferência no desempenho da bomba de calor, no que se refere ao potencial de secagem do ar de saída. Dito potencial diminuiu consideravelmente com o aumento da perda de carga na linha de sucção, particularmente quando este aumento veio associado com ar entrando no evaporador com baixas umidades relativas, como nos ensaios 6, 8 e 9, da série 1.

De forma análoga poder-se-ia analisar os resultados também insatisfatórios obtidos nos ensaios 6, 8 e 9, da série 2, estes também

Tabela 4.13. Influência da perda de carga na válvula controladora da pressão de evaporação no desempenho da bomba de calor, sob condições do ensaio 9, série 1¹

variável	EXP	ΔP (MPa)			
		zero	0,114	0,231	0,318
TEV (°C)	+4,4	-1,3	+1,0	+3,2	+4,8
PEV (MPa)	0,573	0,477	0,514	0,551	0,579
PSUC (MPa)	0,267	0,477	0,400	0,320	0,267
TCOND (°C)	41,5 ²	54,5	50,6	45,6	42,3
PCOND (MPa)	1,601	2,148	1,968	1,752	1,621
TDESC (°C)	113,6	143,8	126,7	107,8	95,0
XMR (kg/h)	22,1	45,3	38,6	31,4	26,4
QCPR (kJ/s)	0,330	1,095	0,760	0,470	0,312
CONS (kWh/h)	0,96	3,040	2,110	1,306	0,868
QOAR (kJ/s)	0,958	1,635	1,443	1,206	1,051
ABEQ (kg/h)	0,195	0,829	0,704	0,523	0,392
QOR (kJ/s)	1,089	2,044	1,802	1,507	1,313
TAR _{s, EV} (°C)	15,0	10,6	12,6	14,4	15,7
QCDAR (kJ/s)	1,250	2,419	1,997	1,574	1,297
QCDR (kJ/s)	1,363	3,024	2,496	1,967	1,621
TARCOND (°C)	38,0	56,7	51,0	44,4	40,4
WSEC (kg/kg)	0,010420	0,007146	0,007788	0,008695	0,009409

¹ DEN3EV = DEN3CD = $6,64 \times 10^{-9} \text{ (kJ/s m}^2\text{°C)}^{-1}$
DEN4EV = DEN4CD = DEN5EV = DEN5CD = $2,76 \times 10^{-8} \text{ (kJ/s m}^2\text{°C)}^{-1}$
DTEV = 10,0°C ; DTCOND = 10,0°C
EFCP = 0,5 ; EFISO = 0,4 ; RVESUC = 0,77 ; RVEM = 0,075
EFEV = EFCD = 0,8
VPIST = 3,83 m³/h
NCONFIG = 1 para o evaporador e NCONFIG = 3 para o condensador

² Temperatura de saturação do R22 correspondente ao valor experimental da pressão de descarga igual a 2,066 MPa.

sofrendo a influência da válvula controladora da pressão de sucção, CPC, resultando em elevação das temperaturas de sucção e de descarga e com o conseqüente desvio de parte do vapor descarregado pelo compressor para ser introduzido na sua sucção, diminuindo, com isso, a vazão mássica útil de refrigerante no circuito.

Tendo em vista os resultados da análise da simulação com base na variação da perda de carga na válvula controladora da pressão de evaporação, CPP, e dos resultados experimentais obtidos, pode-se dizer que para se obter diferentes temperaturas de evaporação devem ser adotados procedimentos alternativos, discutidos no item 4.3.4.

4.3.3. Comparação entre resultados experimentais e simulados

Em virtude das observações resultantes da análise da influência das válvulas CPP e CPC no desempenho da bomba de calor, decidiu-se realizar simulações com o programa SIMBC em torno das condições de operação dos ensaios 1, 2 e 3, série 1, e dos ensaios 1, 2 e 3, série 2, respectivamente com temperaturas de evaporação ao redor de 0°C e ao redor de -3,5°C, faixa esta de temperaturas, como já visto, em que melhores resultados foram apresentados pelo sistema e em cujos ensaios a ação da válvula CPC foi nula, enquanto que a da válvula CPP ou foi nula (série 2) ou foi insignificante (série 1).

Após seguidas tentativas, constatou-se a necessidade de se reavaliar alguns dos parâmetros de entrada, anteriormente escolhidos com base apenas nos resultados do ensaio 1, série 1.

Com relação às resistências de contato e de depósitos, os valores definitivamente utilizados foram, respectivamente, 100 vezes menores do que os anteriormente citados, correspondendo, neste caso, a valores equivalentes à praticamente inexistência destes tipos de resistências à transferência de calor. A esta situação também chegaram OSKARSSON *et alii* (1990a), no entanto para evaporador com pouco tempo de uso. Como no caso presente tratou-se de trocadores de calor com relativamente pouco tempo de operação, em que se procedeu a uma limpeza prévia interna e externamente, e levando-se em conta o fato de que a instalação do circuito do R22, com os devidos cuidados de limpeza e

evacuação, havia sido recentemente realizada, considerou-se satisfatórios os valores a partir de então adotados para DEN3, DEN4 e DEN5, tanto para o evaporador como para o condensador.

Assumiu-se, doravante, o valor 9,0 para DTEV como intermediário entre o que inicialmente se desejava (6,0°C) e o que foi obtido, em média, em praticamente todos os ensaios realizados (12,0°C). Para DTCOND, de forma análoga, veio a ser utilizado o valor 5,0.

Os valores para EFISO, RVESUC e RVEM, nas simulações que se seguiram, foram, respectivamente, 0,6 , 0,75 e 0,065. Os demais parâmetros de entrada variaram conforme cada caso analisado.

As Tabelas 4.14, 4.15 e 4.16 mostram os principais resultados extraídos das listagens resultantes das simulações, comparativamente aos resultados experimentais obtidos nos ensaios 1, 2 e 3, da série 1. O Apêndice H apresenta a listagem resultante da simulação em torno das condições do ensaio 1.

Das tabelas citadas, verifica-se que os desvios percentuais relativos, obtidos pelo valor absoluto da diferença entre os valores simulados e os experimentais, em relação a estes últimos, situaram-se, em média, no ensaio 1, entre 10,5%, quando se adotou EFEV e EFCD unitários, e 4,2%, quando considerou-se EFEV e EFCD iguais a 0,85.

No ensaio 2 os desvios médios estiveram entre 7,6%, para valores unitários de EFEV e EFCD, e 5,3%, para valores de EFEV e EFCD iguais a 0,88.

No ensaio 3 o desvio médio situou-se entre 7,2%, para EFEV e EFCD iguais a 1,0, e 6,2%, quando se considerou EFEV e EFCD iguais a 0,93.

Tais resultados indicam a necessidade de se incluir no programa os cálculos relativos às trocas térmicas entre o evaporador e entre o condensador, com o ar ambiente, para se obter uma melhor aproximação entre os valores experimentais e os simulados. Vale ressaltar que na escolha dos valores não unitários para os citados parâmetros, tomou-se como base a relação, obtida a partir dos resultados experimentais,

Tabela 4.14. Comparação entre resultados simulados e experimentais, sob condições do ensaio 1, série 1¹

variável	EXP	EFEV = EFCD = 1,0		EFEV = EFCD = 0,85	
		variável	desvio (%)	variável	desvio (%)
TEV (°C)	-0,2	-2,6	-	-0,4	-
PCOND (MPa)	2,066	2,081	0,72	1,902	7,94
TDESC (°C)	105,3	111,1	5,51	100,3	4,75
XMR (kg/h)	48,7	42,7	12,32	44,0	9,65
QCPR (kJ/s)	0,637	0,703	10,33	0,616	3,31
CONS (kWh/h)	1,255	1,406	12,03	1,232	1,83
QOAR (kJ/s)	1,710	1,904	11,34	1,702	0,45
ABEQ (kg/h)	1,512	1,639	8,40	1,481	2,05
QOR (kJ/s)	2,190	1,904	13,05	2,002	8,55
TAR _{s, EV} (°C)	8,8	7,4	15,91	8,9	1,14
QCDAR (kJ/s)	2,105	2,464	17,03	2,136	1,46
QCDR (kJ/s)	2,751	2,464	10,43	2,513	8,64
TARCOND (°C)	48,0	53,4	11,25	49,4	2,91
WSEC (kg/kg)	0,007349	0,006752	8,13	0,007497	2,01
desvio médio (%) ²		10,5		4,2	

¹ DEN3EV = DEN3CD = $6,64 \times 10^{-11} \text{ (kJ/s m}^2\text{°C)}^{-1}$
DEN4EV = DEN4CD = DEN5EV = DEN5CD = $2,76 \times 10^{-10} \text{ (kJ/s m}^2\text{°C)}^{-1}$
DTEV = 9,0°C ; DTCOND = 5,0°C
EFCP = 0,5 ; EFISO = 0,6 ; RVESUC = 0,75 ; RVEM = 0,065
PSUC = 0,45 MPa
VPIST = 3,83 m³/h
NCONFIG = 1 para o evaporador e NCONFIG = 3 para o condensador

² média aritmética entre os desvios (%) calculados para as variáveis consideradas.

Tabela 4.15. Comparação entre resultados simulados e experimentais, sob condições do ensaio 2, série 1¹

variável	EXP	EFEV = EFCD = 1,0		EFEV = EFCD = 0,88	
		variável	desvio (%)	variável	desvio (%)
TEV (°C)	-0,3	-2,1	-	-0,3	-
PCOND (MPa)	2,066	2,028	1,84	1,889	8,56
TDESC (°C)	105,3	108,8	3,70	100,1	4,94
XMR (kg/h)	49,3	43,0	12,78	44,0	10,75
QCPR (kJ/s)	0,646	0,682	5,59	0,613	5,20
CONS (kWh/h)	1,32	1,365	3,41	1,225	7,20
QOAR (kJ/s)	1,774	1,936	9,11	1,763	0,66
ABEQ (kg/h)	1,301	1,343	3,23	1,206	7,30
QOR (kJ/s)	2,215	1,936	12,58	2,003	9,54
TAR _{s, EV} (°C)	9,0	8,0	11,11	9,1	1,11
QCDAR (kJ/s)	2,232	2,484	11,33	2,220	0,51
QCDR (kJ/s)	2,782	2,484	10,81	2,523	9,42
TARCOND (°C)	48,3	52,0	7,66	48,9	1,24
WSEC (kg/kg)	0,007451	0,007049	5,40	0,007619	2,25
desvio médio (%) ²		7,6		5,3	

¹ DEN3EV = DEN3CD = $6,64 \times 10^{-11} \text{ (kJ/s m}^2\text{°C)}^{-1}$
DEN4EV = DEN4CD = DEN5EV = DEN5CD = $2,76 \times 10^{-10} \text{ (kJ/s m}^2\text{°C)}^{-1}$
DTEV = 9,0°C ; DTCOND = 5,0°C
EFCP = 0,5 ; EFISO = 0,6 ; RVESUC = 0,75 ; RVEM = 0,065
PSUC = 0,45 MPa
VPIST = 3,83 m³/h
NCONFIG = 1 para o evaporador e NCONFIG = 3 para o condensador

² média aritmética entre os desvios (%) calculados para as variáveis consideradas.

Tabela 4.16. Comparação entre resultados simulados e experimentais, sob condições do ensaio 3, série 1¹

variável	EXP	EFEV = EFCD = 1,0		EFEV = EFCD = 0,93	
		variável	desvio (%)	variável	desvio (%)
TEV (°C)	-0,3	-1,3	-	-0,1	-
PCOND (MPa)	2,066	2,049	0,82	1,978	4,26
TDESC (°C)	105,3	108,0	2,56	103,3	1,90
XMR (kg/h)	48,7	43,0	11,70	43,5	10,68
QCPR (kJ/s)	0,643	0,666	3,58	0,624	3,06
CONS (kWh/h)	1,30	1,333	2,54	1,247	4,08
QOAR (kJ/s)	1,808	1,901	5,13	1,815	0,35
ABEQ (kg/h)	0,912	0,983	7,78	0,927	1,64
QOR (kJ/s)	2,181	1,901	12,83	1,951	10,53
TAR _{s, EV} (°C)	9,2	9,1	1,09	10,0	8,70
QCDAR (kJ/s)	2,242	2,464	9,87	2,312	3,10
QCDR (kJ/s)	2,747	2,464	10,32	2,486	9,52
TARCOND (°C)	48,3	52,4	8,49	50,9	5,38
WSEC (kg/kg)	0,007187	0,006688	6,94	0,006971	3,00
desvio médio (%) ²		6,4		5,1	

¹ DEN3EV = DEN3CD = $6,64 \times 10^{-11} \text{ (kJ/s m}^2\text{°C)}^{-1}$
DEN4EV = DEN4CD = DEN5EV = DEN5CD = $2,76 \times 10^{-10} \text{ (kJ/s m}^2\text{°C)}^{-1}$
DTEV = 9,0°C ; DTCOND = 5,0°C
EFCP = 0,5 ; EFISO = 0,6 ; RVESUC = 0,75 ; RVEM = 0,065
PSUC = 0,45 MPa
VPIST = 3,83 m³/h
NCONFIG = 1 para o evaporador e NCONFIG = 3 para o condensador

² média aritmética entre os desvios (%) calculados para as variáveis consideradas.

entre o calor transferido ao ar (QOAR) e o fornecido pelo refrigerante (QOR) no evaporador, no caso de EFEV, e entre o calor transferido para o ar (QCDAR) e o fornecido pelo refrigerante no condensador (QCDR), no caso de EFCD. Levou-se em consideração, também, o fato de que a desigualdade verificada entre os valores de QOAR e QOR e entre os valores de QCDAR e QCDR foi, também, resultante de possíveis erros experimentais na medida de temperaturas, pressões e vazões, razão pela qual os valores não unitários adotados estão entre 1,0 e as respectivas relações obtidas a partir dos resultados apresentados no Apêndice H.

De um modo geral, pode-se dizer que, na comparação entre os 13 principais resultados experimentais obtidos em cada um dos 3 ensaios, da série 1, de avaliação termodinâmica com a bomba de calor, à temperatura de evaporação próxima a 0°C, e os resultados simulados pelo programa SIMBC, obteve-se desvios médios de 4,9% quando se considerou valores para EFEV e EFCD entre 0,85 e 0,92, enquanto que para valores unitários destes parâmetros o desvio médio foi de 8,2%.

Deve-se ressaltar que a vazão mássica de refrigerante (XMR) foi a variável que de forma mais persistente apresentou desvios acima dos valores médios, nos respectivos ensaios, aproximadamente entre 10 a 13%, influenciando nos desvios também relativamente altos (entre 9 e 13%) das variáveis QOR e QCDR.

As Tabelas 4.17, 4.18 e 4.19 mostram os principais resultados extraídos das listagens resultantes das simulações, comparativamente aos resultados experimentais obtidos nos ensaios 1, 2 e 3, da série 2, à temperatura de evaporação próxima a -3,5°C. O Apêndice I apresenta a listagem resultante da simulação em torno das condições do ensaio 1.

Quando se compara com os resultados obtidos pela simulação em torno dos ensaios da série 1, observa-se que os desvios médios relativos, nos ensaios da série 2, são da ordem de 50% superiores, para DTEV e DTCOND não unitários, e aproximadamente 80% superiores para DTEV e DTCOND iguais a 1,0.

Tabela 4.17. Comparação entre resultados simulados e experimentais, sob condições do ensaio 1, série 2¹

variável	EXP	EFEV = EFCD = 1,0		EFEV=0,78 / EFCD=0,80	
		variável	desvio (%)	variável	desvio (%)
TEV (°C)	-3,6	-7,3	-	-3,6	-
PCOND (MPa)	2,066	2,067	0,05	1,835	11,18
TDESC (°C)	106,3	120,5	13,35	103,9	2,26
XMR (kg/h)	49,9	41,1	17,72	43,2	13,51
QCPR (kJ/s)	0,692	0,801	15,82	0,673	2,73
CONS (kWh/h)	1,20	1,381	15,08	1,201	0,08
QOAR (kJ/s)	1,524	1,816	19,18	1,529	0,33
ABEQ (kg/h)	1,180	1,455	23,31	1,256	6,44
QOR (kJ/s)	2,330	1,816	22,05	1,960	15,88
TAR _{s, EV} (°C)	5,5	3,6	34,55	5,4	1,82
QCDAR (kJ/s)	2,069	2,457	18,79	2,027	2,00
QCDR (kJ/s)	2,834	2,457	13,31	2,534	10,60
TARCOND (°C)	49,0	54,8	11,84	48,3	1,43
WSEC (kg/kg)	0,005920	0,004824	18,50	0,005896	0,40
desvio médio (%) ²		17,2		5,3	

¹ DEN3EV = DEN3CD = $6,64 \times 10^{-11} \text{ (kJ/s m}^2\text{°C)}^{-1}$
DEN4EV = DEN4CD = DEN5EV = DEN5CD = $2,76 \times 10^{-10} \text{ (kJ/s m}^2\text{°C)}^{-1}$
DTEV = 9,0°C ; DTCOND = 5,0°C
EFCP = 0,56 ; EFISO = 0,6 ; RVESUC = 0,75 ; RVEM = 0,065
PSUC = 0,443 MPa
VPIST = 3,83 m³/h
NCONFIG = 1 para o evaporador e NCONFIG = 3 para o condensador

² média aritmética entre os desvios (%) calculados para as variáveis consideradas.

Tabela 4.18. Comparação entre resultados simulados e experimentais, sob condições do ensaio 2, série 2¹

variável	EXP	EFEV = EFCD = 1,0		EFEV=0,80 / EFCD=0,82	
		variável	desvio (%)	variável	desvio (%)
TEV (°C)	-3,7	-6,9	-	-3,6	-
PCOND (MPa)	2,066	2,042	1,17	1,833	11,28
TDESC (°C)	106,3	118,6	11,36	104,1	2,25
XMR (kg/h)	48,7	41,3	15,19	43,1	11,50
QCPR (kJ/s)	0,689	0,788	14,34	0,673	2,42
CONS (kWh/h)	1,20	1,407	17,25	1,201	0,08
QOAR (kJ/s)	1,559	1,821	16,82	1,594	2,28
ABEQ (kg/h)	0,941	1,18	25,40	1,022	8,61
QOR (kJ/s)	2,332	1,821	22,17	1,992	14,57
TAR _{s, EV} (°C)	5,7	4,1	28,07	5,5	3,51
QCDAR (kJ/s)	2,142	2,475	15,55	2,082	2,78
QCDR (kJ/s)	2,836	2,475	12,72	2,539	10,44
TARCOND (°C)	49,2	53,9	9,55	48,1	2,23
WSEC (kg/kg)	0,005921	0,005006	15,45	0,005949	0,47
desvio médio (%) ²		15,8		5,6	

¹ DEN3EV = DEN3CD = $6,64 \times 10^{-11} \text{ (kJ/s m}^2\text{°C)}^{-1}$
DEN4EV = DEN4CD = DEN5EV = DEN5CD = $2,76 \times 10^{-10} \text{ (kJ/s m}^2\text{°C)}^{-1}$
DTEV = 9,0°C ; DTCOND = 5,0°C
EFCP = 0,56 ; EFISO = 0,6 ; RVESUC = 0,75 ; RVEM = 0,065
PSUC = 0,443 MPa
VPIST = 3,83 m³/h
NCONFIG = 1 para o evaporador e NCONFIG = 3 para o condensador

² média aritmética entre os desvios (%) calculados para as variáveis consideradas.

Os maiores desvios se concentram na estimativa da vazão mássica de água condensada no evaporador, e coletada no bequer (ABEQ), da temperatura do ar na saída do evaporador ($TAR_{s, EV}$) e da carga térmica recebida pelo refrigerante no evaporador (QOR). Acredita-se que tal fato tenha se dado como consequência da possibilidade de que tenha havido congelamento de parte da água condensada na superfície externa do evaporador, em virtude da temperatura de evaporação relativamente baixa nos três ensaios (entre $-3,6$ e $-3,7^{\circ}C$). Conforme indicado na listagem do Apêndice I, na coluna TEX do evaporador, a simulação estimou temperaturas ≤ 0 na superfície externa dos tubos 1 a 8 da coluna 2 e dos tubos 1 e 2 da coluna 3, o que levaria ao citado congelamento. Como consequência, acredita-se, também, que os valores calculados para as vazões de ar, nestes ensaios, podem estar abaixo do que realmente ocorreu, o que explica outras discrepâncias observadas em relação a outras variáveis, quando se compara resultados experimentais e simulados.

Em vista do ocorrido, e no sentido de se obter resultados mais satisfatórios para situações onde se prevê utilizar temperaturas de evaporação abaixo de $0^{\circ}C$, sugere-se a inclusão, no programa, de equações relativas aos cálculos da formação de gelo no evaporador e, em decorrência deste fato, da influência no cálculo do coeficiente de transferência de calor, na resistência de depósito e na alteração da vazão de ar no evaporador.

4.3.4. Simulação para diferentes condições operacionais

Finalmente, com o intuito de se buscar formas alternativas ao uso da válvula controladora da pressão de evaporação, para obtenção de diferentes temperaturas de evaporação, realizou-se nova série de simulações, usando-se como dados de entrada aqueles obtidos no ensaio 1, série 1.

Primeiramente considerou-se a variação da vazão mássica de ar (XMAR), para o que três valores foram escolhidos: 192,0 , 172,8 e 153,6 kg/h, os dois últimos correspondendo, respectivamente, a uma diminuição de 10 e de 20% em relação ao primeiro, que foi o valor experimental. Para cada situação considerou-se, também, duas

possibilidades em torno, ainda, da válvula CPP: PSUC igual a 0,45 MPa, correspondente ao valor do ensaio, e PSUC igual à pressão de evaporação, PEV, equivalente a um ΔP igual a zero.

A Tabela 4.20 apresenta os resultados obtidos das listagens resultantes das simulações efetuadas, de onde foram extraídos os dados para a elaboração da Figura 4.13.

Como se pode verificar, a diminuição da vazão mássica do ar em até 20% do valor utilizado experimentalmente aponta na direção de uma diminuição em aproximadamente $2,2^{\circ}\text{C}$ na temperatura de evaporação, em relação às condições operacionais do ensaio 1, série 1. Quando a válvula CPP não é acionada ($\Delta P=0$), as simulações indicam uma tendência ainda maior na queda da temperatura de evaporação. De forma análoga, efeitos contrários poderiam ser conseguidos ao se adotar o procedimento do aumento controlado da vazão de ar, combinado ou não com o acionamento da válvula controladora da pressão de evaporação.

Com base, ainda, na Tabela 4.20 e na Figura 4.13, verifica-se que a técnica de se variar a vazão de ar, quando não associada ao uso da CPP, pelo aumento da temperatura de descarga que acarreta e pelos níveis mais altos de vazão mássica de refrigerante deslocado, apresenta valores superiores de consumo de energia elétrica do motor do compressor (CONS), em relação à situação em que a CPP é acionada para manter PSUC igual a 0,45 MPa. Por outro lado, no entanto, pode-se conseguir, à saída do condensador, conforme os resultados indicam, ar de secagem com temperaturas (TSEC) superiores e umidades absolutas (WSEC) inferiores, situações em que se poderá levar à diminuição ou mesmo à dispensa de aquecimento complementar, compensando, assim, o aumento do consumo de energia elétrica do motor do compressor.

Como visto no item 4.2.1, relativo aos resultados dos ensaios de secagem, a diminuição da vazão de ar da ordem de 10 a 30%, em relação aos valores experimentais, acarretam diminuição na velocidade de secagem de cebolas esfatiadas somente durante as relativamente poucas horas do início da operação. A partir daí, no entanto, o aumento do potencial de secagem do ar decorrente da elevação de sua temperatura e da diminuição da umidade absoluta, aumento este associado a baixas

temperaturas de evaporação, aponta na direção de um aumento na velocidade de secagem da cebola, mesmo nas situações em que se usou vazões de ar inferiores, com a consequente obtenção de resultados qualitativa e energeticamente mais favoráveis, conforme já discutido no item 4.2.2.

Tabela 4.20. Influência da vazão de ar no desempenho da bomba de calor sob condições do ensaio 1, série 1¹

variável	PSUC = PEV → ΔP = zero			PSUC = 0,45 MPa		
	vazão (kg/h)			vazão (kg/h)		
	192,0	172,8	153,6	192,0	172,8	153,6
TEV (°C)	-1,1	-1,9	-2,8	-0,4	-1,4	-2,6
PCOND (MPa)	1,973	2,035	2,121	1,902	1,994	2,107
TDESC (°C)	104,5	108,5	112,9	100,3	105,5	112,3
XMR (kg/h)	46,7	44,9	42,9	44,0	43,3	42,6
QCPR (kJ/s)	0,707	0,714	0,721	0,616	0,659	0,707
CONS (kWh/h)	1,414	1,427	1,443	1,232	1,318	1,414
QOAR (kJ/s)	1,784	1,698	1,617	1,702	1,658	1,606
ABEQ (kg/h)	1,546	1,463	1,381	1,481	1,431	1,374
QOR (kJ/s)	2,099	1,998	1,903	2,002	1,951	1,889
TAR _{s, EV} (°C)	8,2	7,4	6,4	8,9	7,8	6,5
QCDAR (kJ/s)	2,275	2,190	2,100	2,136	2,107	2,081
QCDR (kJ/s)	2,677	2,576	2,470	2,513	2,479	2,449
TARCOND (°C)	51,2	53,1	55,4	49,4	51,9	55,1
WSEC (kg/kg)	0,007164	0,006764	0,006311	0,007497	0,006969	0,006336

¹ DEN3EV = DEN3CD = 6,64 x 10⁻¹¹ (kJ/s m²°C)⁻¹
DEN4EV = DEN4CD = DEN5EV = DEN5CD = 2,76 x 10⁻¹⁰ (kJ/s m²°C)⁻¹
DTEV = 9,0°C ; DTCOND = 5,0°C
EFCP = 0,5 ; EFISO = 0,6 ; RVESUC = 0,75 ; RVEM = 0,065
VPIST = 3,83 m³/h
NCONFIG = 1 para o evaporador e NCONFIG = 3 para o condensador

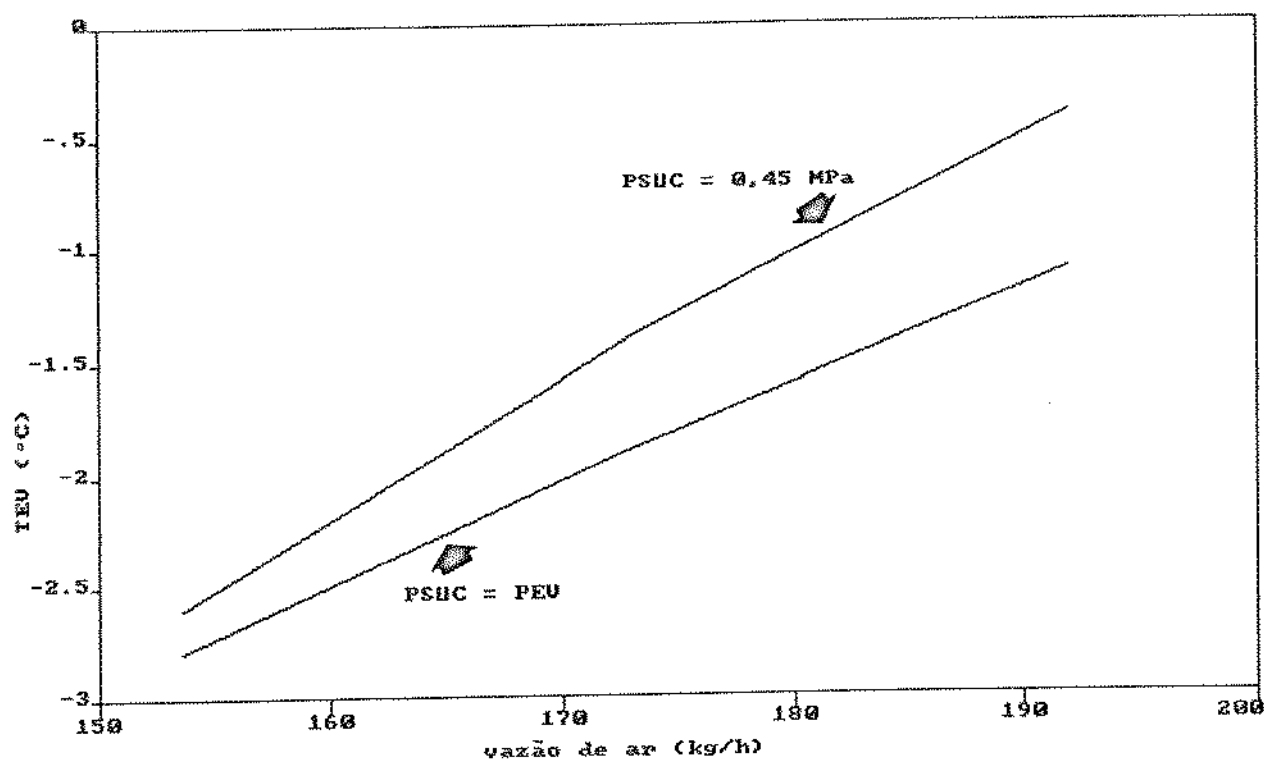


Figura 4.13. Influência da vazão de ar na temperatura de evaporação, sob condições do ensaio 1, série 1. (Valores simulados)

Finalmente, considerou-se a possibilidade de se variar o volume de deslocamento dos pistões do compressor (VPIST), mediante a troca da polia do motor, também como forma alternativa ao uso da CPP na obtenção de diferentes temperaturas de evaporação. Novamente as simulações foram realizadas com os dados de entrada obtidos do ensaio 1, série 1. Neste caso, PSUC foi mantida constante e igual a 0,45 MPa, enquanto que foram adotados os seguintes valores para VPIST: 3,83, 4,21, 4,60 e 4,98 m³/h, o primeiro correspondendo ao valor experimental e os três últimos equivalentes, respectivamente, a 10, 20 e 30% superiores àquele.

A Tabela 4.21 apresenta os resultados obtidos, a partir da qual elaborou-se a Figura 4.14. Conforme se verifica, para se obter resultados semelhantes em termos da diminuição da temperatura de evaporação, do aumento da temperatura do ar de secagem e da diminuição de sua umidade absoluta, pode-se dizer que entre a alternativa anterior de se diminuir a vazão de ar em 20% e esta que ora se apresenta, seria necessário considerar um aumento pouco superior a 20% no valor de

VPIST, ou seja, um valor aproximadamente da ordem de $4,7 \text{ m}^3/\text{h}$. Neste caso, ao se comparar ambas as alternativas, para resultados finais semelhantes, as simulações apontam no sentido de um consumo de energia elétrica sensivelmente mais elevado (no mínimo da ordem de 18%, quando se considera VPIST igual a $4,60 \text{ m}^3/\text{h}$), em virtude do aumento da temperatura de descarga e da vazão mássica de refrigerante.

Tabela 4.21. Influência do volume de deslocamento dos pistões do compressor, VPIST, no desempenho da bomba de calor, sob condições do ensaio 1, série 1¹

variável	VPIST (m^3/h)			
	3,83	4,21	4,60	4,98
TEV ($^{\circ}\text{C}$)	-0,4	-1,4	-2,3	-3,2
PCOND (MPa)	1,902	1,996	2,088	2,184
TDESC ($^{\circ}\text{C}$)	100,3	105,5	110,9	115,8
XMR (kg/h)	44,0	47,7	51,3	54,7
QCPR (kJ/s)	0,616	0,726	0,836	0,952
CONS (kWh/h)	1,232	1,451	1,673	1,903
QOAR (kJ/s)	1,702	1,808	1,942	2,018
ABEQ (kg/h)	1,481	1,565	1,668	1,725
QOR (kJ/s)	2,002	2,127	2,285	2,374
TAR _{s, EV} ($^{\circ}\text{C}$)	8,9	8,0	7,1	6,3
QCDAR (kJ/s)	2,136	2,321	2,515	2,688
QCDR (kJ/s)	2,513	2,731	2,959	3,162
TARCOND ($^{\circ}\text{C}$)	49,4	51,7	53,8	56,9
WSEC (kg/kg)	0,007497	0,007050	0,006630	0,006268

¹ DEN3EV = DEN3CD = $6,64 \times 10^{-11} \text{ (kJ/s m}^2\text{ }^{\circ}\text{C)}^{-1}$

DEN4EV = DEN4CD = DEN5EV = DEN5CD = $2,76 \times 10^{-10} \text{ (kJ/s m}^2\text{ }^{\circ}\text{C)}^{-1}$

DTEV = $9,0^{\circ}\text{C}$; DTCOND = $5,0^{\circ}\text{C}$

EFCP = 0,5 ; EFISO = 0,6 ; RVESUC = 0,75 ; RVEM = 0,065

PSUC = 0,45 MPa

NCONFIG = 1 para o evaporador e NCONFIG = 3 para o condensador

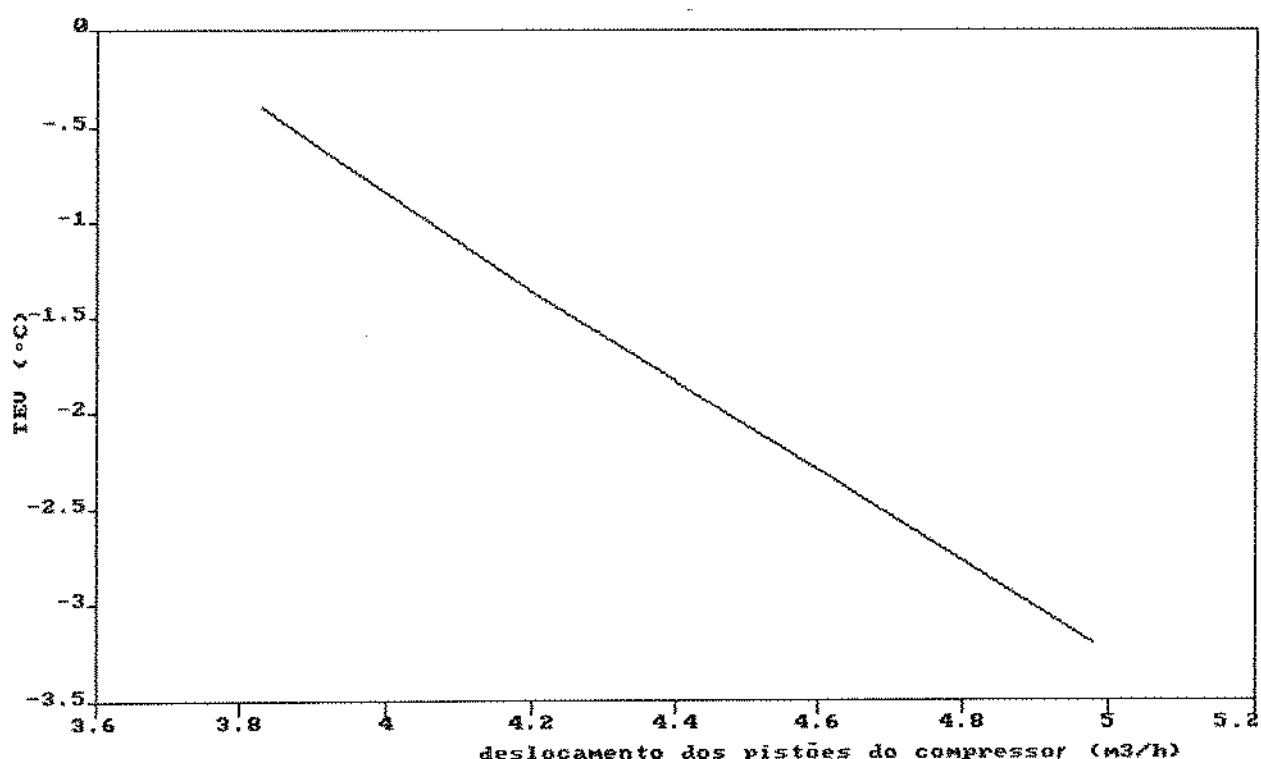


Figura 4.14. Influência do volume de deslocamento dos pistões do compressor na temperatura de evaporação, sob condições do ensaio 1, série 1. (Valores simulados)

Também como elemento de comparação entre ambas as alternativas levantadas, a elevação de 30% em VPIST, como se verifica na Tabela 4.21, corresponde, para resultados finais semelhantes, a uma diminuição pouco superior a 20% na vazão de ar, de acordo com a Tabela 4.20, em que $\Delta P=0$ na CPP, em ambos os casos. Neste sentido, a alternativa do aumento de VPIST aponta na direção de um aumento do consumo de energia elétrica do motor do compressor da ordem de 25-30%, em relação à alternativa da diminuição da vazão de ar, indicando, inclusive, a necessidade de se instalar outro motor elétrico, de capacidade superior, para suportar a elevação da carga de compressão.

Conclui-se daí que, para o sistema atualmente instalado, a alteração na vazão de ar pode vir a ser um método que apresente resultados finais qualitativa e energeticamente mais favoráveis do que os obtidos nos ensaios de avaliação termodinâmica em que se usou a CPP

como forma de se obter diferentes temperaturas de evaporação, bem como nos ensaios de secagem comparativa entre os secadores BC e RE, devendo-se evitar, no entanto, situações em que a temperatura de descarga do R22 venha a exceder 120-125°C

Nas situações em que se fizer necessário a adoção de vazões mais altas do ar e, conseqüentemente, com cargas térmicas mais elevadas, e ainda no sentido de se manter baixas temperaturas de evaporação, uma alternativa seria aumentar o volume de deslocamento dos pistões do compressor, dentro dos limites aceitáveis em termos da temperatura de descarga e da capacidade do motor instalado. Nestes casos, e a partir de um destes limites, outros parâmetros construtivos ou operacionais deveriam ser analisados, para o que se propõe novas simulações, semelhantemente ao que se realizou com a vazão de ar e com o volume de deslocamento dos pistões. Como sugestão, poder-se-ia analisar o efeito da alteração das características construtivas do evaporador e/ou do condensador, em torno daquelas correspondentes às dos trocadores atualmente instalados.

5. CONCLUSÕES

- 5.1. O uso da bomba de calor na desumidificação e no aquecimento de ar ambiente utilizado na secagem de cebolas esfatiadas apresentou resultados bem mais favoráveis, sob as condições adotadas nos experimentos, quanto à utilização de energia e à qualidade do produto desidratado, em relação ao sistema de secagem à base de resistências elétricas.
- 5.2. Os níveis de umidade do ar ambiente e a temperatura de evaporação mostraram-se os parâmetros que mais influenciaram na viabilidade da utilização da bomba de calor, no que diz respeito à economia de energia utilizada. A temperatura do ar de secagem e o tempo de exposição da cebola influenciaram de forma relevante na qualidade do produto desidratado, sob o ponto de vista da coloração.
- 5.3. A bomba de calor aumentou em 20 a 25 vezes o potencial de secagem do ar ambiente, para temperaturas de evaporação entre $-3,5$ e 0°C e umidades relativas acima de 90%, correspondente a uma economia de energia elétrica em torno de 40%, quando se comparou com resultados estimados de um sistema de aquecimento por resistências elétricas. Sob estas temperaturas de evaporação e com umidades relativas do ar ambiente ao redor de 40%, seu potencial de secagem foi aumentado em aproximadamente 15 vezes pelo uso da bomba de calor, correspondente a uma economia de energia estimada entre 10 e 28%, em relação ao sistema por resistências elétricas. No entanto, o resultado da análise do consumo de energia elétrica mostrou-se desfavorável à bomba de calor, para temperaturas de evaporação mais altas, principalmente em situações com baixas umidades relativas do ar ambiente.
- 5.4. Obteve-se valores de COP efetivo de aquecimento entre 1,7 e 2,1 e de eficiência exergética global do sistema entre 5,3 e 6,2%, indicando relativamente baixo desempenho termodinâmico. De acordo com análise exergética, o sistema motor-compressor apresentou o maior consumo relativo de exergia (49 a 59%), seguido do condensador (20 a 33%), evaporador (11 a 18%) e válvula de expansão (5 a 6%).

- 5.5. Reduções percentuais entre 26 e 36% no tempo total de secagem foram obtidas em secador acoplado à bomba de calor, em relação ao obtido em secador com aquecimento elétrico, em operações simultâneas de secagem de cebolas *in natura*, esfatiadas, até 4-5% de umidade final, base úmida, com ar à temperatura de 55°C. Como decorrência, constatou-se reduções percentuais no consumo de energia elétrica entre 15 e 35% e o produto final apresentou percentuais de reflectância superiores, em toda a faixa do espectro visível, em relação ao que se obteve no secador à base de resistências elétricas.
- 5.6. Constatou-se vantagens superiores ao se confrontar o desempenho entre ambos os secadores, somente durante a segunda etapa de secagem da cebola (*finisher*), desde aproximadamente 18 até 5,8% de umidade, base úmida. Obteve-se reduções da ordem de 41% no tempo total de secagem e no consumo de energia elétrica. Análise espectrofotométrica indicou produto final de qualidade superior.
- 5.7. Sob as condições em que foi testado, o programa de simulação elaborado reproduziu satisfatoriamente os processos da bomba de calor, apresentando resultados com desvios médios entre 4,2 e 9,0% em relação a resultados experimentais.
- 5.8. O programa apresentou resultados satisfatórios ao se analisar, via simulações, a influência da perda de carga causada pelo uso de válvula reguladora de pressão de evaporação, da vazão de ar e do volume teórico de deslocamento dos pistões do compressor, no estabelecimento da temperatura de evaporação do refrigerante e no desempenho global do sistema.

6. SUGESTÕES

- 6.1. Em relação à realização de futuros ensaios de avaliação do desempenho termodinâmico da bomba de calor, sob condições controladas do estado do ar entrando no evaporador, sugere-se utilizar a vazão de ar e/ou o volume de deslocamento dos pistões do compressor, como meios de se conseguir diferentes temperaturas de evaporação do R22, alternativamente ao uso da válvula controladora da pressão de evaporação (CPP).
- 6.2. Em se tratando da utilização da bomba de calor em futuros ensaios de secagem de alimentos, poder-se-ia estudar o efeito da recirculação do ar de saída do secador no desempenho do sistema e na qualidade do produto desidratado obtido. Como decorrência dos resultados aqui apresentados, tal sugestão começa a ser investigada no equipamento a que se refere este trabalho (PERIN *et alii*, 1993).
- 6.3. No que se refere ao programa de simulação:
- a) incorporação dos cálculos relativos à formação de gelo no evaporador e dos efeitos daí decorrentes; trocas térmicas entre os trocadores de calor (evaporador e condensador) e o ar ambiente externo; perdas de carga no circuito do refrigerante e balanços exergéticos dos processos da bomba de calor;
 - b) incorporação de uma sub-rotina contendo as correlações do refrigerante R134a ($\text{CF}_3\text{-CH}_2\text{F}$), como opção às do R22.
 - c) realização de simulações variando-se características construtivas e operacionais dos principais elementos da bomba de calor, particularmente das áreas de troca de calor do evaporador e do condensador, bem como utilizando-se parâmetros de compressores semi-herméticos, energeticamente mais eficientes do que o compressor do tipo aberto empregado no trabalho;
- 6.4. Análise de viabilidade econômica.

7. BIBLIOGRAFIA

1. AHRENDTS, J. - Reference states. Energy, Great Britain, 5: 667-77, 1980.
2. AKAU, R.L. & SCHOENHALS, R.J. - The second law efficiency of a heat pump system. Energy, Great Britain, 5: 853-63, 1980.
3. ALEFELD, G. - Efficiency of compressor heat pumps and refrigerators derived from the Second Law of Thermodynamics. Int. J. Refrig. 10(6): 331-41, 1987.
4. AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEER'S (ASHRAE) - ASHRAE Handbook; 1985 Fundamentals. Atlanta, ASHRAE, 1985.
5. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE REFRIGERAÇÃO, AR CONDICIONADO, VENTILAÇÃO E AQUECIMENTO (ABRAVA) - Rev. ABRAVA 130: 6, 1992.
6. AURACHER, H. - The application of exergy to refrigeration process optimization. XV INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, Venezia, 23-29 Sept. 1979. 18 p.
7. AURACHER, H. - Fundamental aspects of exergy application to the analysis and optimization of energy processes. Heat Recovery Systems 4(5): 323-7, 1984.
8. AYERS, D.L.; HOGAN, M.R.; OKOS, M.R.; PEART, R.M. - Use of a heat pump to conserve energy in grain drying. For presentation at the 1976 Winter Meeting ASAE, Chicago, Dec. 1976. paper n. 76-3519. 26 p.
9. BEJAN, A. - The concept of irreversibility in heat exchanger design: counterflow heat exchangers for gas-to-gas applications. Trans. ASME 99: 374-80, 1977.
10. BEJAN, A. - General criterion for rating heat exchanger performance. Int. J. Heat Mass Transfer 21: 655-8, 1978.

11. CALM, J.M. - Heat pumps in the USA Int. J. Refrig. 10(4): 190-204, 1987.
12. CHAN, C.Y. & HASELDEN, G.G. - Computer-based refrigerant thermodynamic properties. Part 1: Basic equations. Int. J. Refrig. 4(1): 7-12, 1981.
13. CORTEZ, L.A.B. - Introdução ao uso da avaliação exergética em problemas de engenharia agrícola: o caso da combustão para geração de potência e da refrigeração por compressão mecânica. XIX CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, Piracicaba, SP jul. 1990. 12 p.
14. COX-SMITH, I.R. & CARRINGTON, C.G. - Modeling of heat pump dehumidifiers for timber drying: first and second law analysis. XVIII INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, Montreal, 10-17 Aug. 1991. 9 p.
15. DİNÇER, S. - Available energy analysis. Energy Convers. Mgmt. 25(3): 309-13, 1985.
16. ECKELS, S.J. & PATE, M.B. - A comparison of R-134a and R-12 in tube heat transfer coefficients based on existing correlations. ASHRAE Trans. 96(1): 256-65, 1990.
17. FINZER, J.R.D. - Secagem de fatias de cebola em leito vibro-fluidizado. Campinas, 1984. 134 p. Tese (Mestre em Engenharia de Alimentos) - Fac. Eng. Alim. Universidade Estadual de Campinas.
18. FLIKKE, A.M.; CLOUD, H.A.; HUSTRULID, A. - Grain drying by heat pump. - Agricultural Engineering 38(8): 592-7, 1957.
19. GAGGIOLI, R.A. & WEPFER, W.J. - Exergy economics. Energy, Great Britain, 5: 823-37, 1980.
20. GALLO, W.L.R. & MILANEZ, L.F. - Choice of a reference state for exergetic analysis. Energy, Great Britain, 15(2): 113-21, 1990

21. GALLOWAY, J.E. & GOLDSCHMIDT, V.W. - Air-to-air heat pump performance with three different nonazeotropic refrigerant mixtures. ASHRAE Trans. 97(1): 296-303, 1991.
22. GLUCKMAN, M.A. - Practical performance of industrial heat pumps. Proc. Int. Inst. Refrig. 83: 58-66, 1986/1987.
23. GUTTERSON, M. - Vegetable processing. Food Proc. Review 19: 168-98, 1971.
24. HALÁSZ, L. - Capítulos da Técnica da Refrigeração. - Campinas, FTPTA, 1980. 243 p.
25. HARRIS, M.A. - After CFCs: Alternative fluorocarbon refrigerants. Proc. Int. Inst. Refrig. 86: 49-56, 1989/1990.
26. HEINZELMANN, E. - O Protocolo de Montreal: Efeitos sobre o uso de CFCs. SEMINÁRIO NACIONAL SOBRE CLORO FLÚOR CARBONOS, São Paulo, SP. 9-10 ago. 1990. 24 p.
27. HODGETT, D.L. - Efficient drying using heat pumps. The Chemical Engineer 311: 510-2, 1976.
28. HODGETT, D.L. & OELERT, G. - IEA common study on advanced heat pump systems, technology survey. Part 1: Research and development trends. Int. J. Refrig. 5(3): 160-8, 1982.
29. —————, ————— Part 2: Assessment of systems and conclusions. Int. J. Refrig. 5(3): 169-75, 1982.
30. HOGAN, M.R.; OKOS, M.R.; WILLIAMS, E.E.; AYERS, D.L.; PEART, R.M. Low temperature heat pump grain drying design, performance, and operational experience. For presentation at the 1976 Winter Meeting ASAE, Chicago, Dec. 1976. paper n. 76-3519, 26 p.
31. HOGAN, M.R.; AYERS, D.L.; MULLER Jr., R.E. ; RALL, E.C. & DOERING, O.C. - Heat pump for low-temperature grain drying. Trans. ASAE 26(4): 1234-8, 1983.

32. HUBINGER, M.D. - Avaliação técnica e econômica de um processo de desidratação de cebolas pela combinação de prensagem com ar aquecido. Campinas, 1984. 179 p. Tese (Mestre em Engenharia de Alimentos) - Fac. Eng. Alim. Universidade Estadual de Campinas.
33. INSTITUTO DE TECNOLOGIA DE ALIMENTOS (ITAL) - Estudos econômicos: Alimentos processados. Mercados para cebola fresca e processada Campinas, ITAL, 1984.
34. KANDLIKAR, S.G. - A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. J. Heat Transfer. 112: 219-28, 1990.
35. KATO, K. - Exergy evaluation in grain drying. In: MUJUMDAR, A.S. ed. Drying'85, New York, Hemisphere, 1985. p. 420-7.
36. KEEY, R.B. - Recent progress in solids processing: Some current developments in drying. Chem. Eng. Res. Des. 64(2): 83-8, 1986
37. KIRANOUDIS, C.T.; MAROULIS, Z.B. & MARINOS-KOURIS, D. - Drying kinetics of onion and green pepper. Drying Technol. 10(4): 995-1011, 1992.
38. KNUDSEN, J.G.; BELL, K.J.; HOLT, A.D.; HOTTEL, H.C.; SAROFIM, A. F; STANDIFORD, F.C.; STUHLBARG, D.; UHL, V.W. - Heat transmission. In: PERRY, R.H. & CHILTON, C.H., ed. Chemical Engineer's Handbook. 5.ed., New York, McGraw Hill, 1973. sect. 10, p. 11-2.
39. KOTAS, T.J. - The exergy method for thermal plant analysis. London, Butterworths, 1985. 296 p.
40. KRAKOW, K.I. - Exergy analysis: dead-state definition. ASHRAE Trans. 97(1): 328-36, 1991.
41. LARRETURE, A. & LANIAU, M. - The state of drying in french industry. Drying Technol. 9(1): 263-75, 1991.

42. LILEY, P.E. & GAMBILL, W.R. - Physical and chemical data. In: PERRY, R.H. & CHILTON, C.H., ed. Chemical Engineer's Handbook. 5.ed., New York, McGraw Hill, 1973. sect. 3, p. 130-4, 210-6.
43. LORENTZEN, G. - Heat pumps - where are improvements possible? Int. J. Refrig. 9: 105-7, 1986.
44. MAZZA, G. - Relative volatilities of some flavour components. J. Food Technol. 15: 35-41, 1980.
45. MAZZA, G. & LEMAGUER, M. - Dehydration of onion: some theoretical and practical considerations. J. Food Technol. 15: 181-94, 1980.
46. MCQUISTON, F.C. - Finned tube heat exchangers: State of the art for the air side. ASHRAE Trans. 87(1): 1077-85, 1981.
47. MENDENHALL, W. & SINCICH, T. - A second course in business statistics: regression analysis. 3rd. ed., San Francisco, Dellen, 1989. p. 781.
48. MORAN, M.J. - Availability analysis: a guide to efficient energy use. Englewood Cliffs, Prentice-Hall, 1982. 260 p.
49. MORRISON, D.W.; & SHOVE, G.C. - Solar energy-heat pump low temperature grain drying. For presentation at the 1977 Winter Meeting ASAE, Chicago, Dec. 1977. paper n. 77-3546, 8 p.
50. MOSER, F.L. & SCHNITZER, H. - Heat pumps in industry. Amsterdam, Elsevier, 1985. 264 p.
51. MOUTON, G. - Les réfrigérants fluorocarbonés et l'environnement. Int. J. Refrig. 14(4): 209-16, 1991.
52. MUJUMDAR, A.S. - Drying technologies of the future. Drying Technol. 9(2): 325-47, 1991.

53. NIKOLAIDIS, C. & PROBERT, S.D. - Exergy method for analysing and optimising refrigeration processes. Applied Energy 43: 201-20, 1992.
54. NITHEANANDAN, T.; SOLIMAN, H.M.; CHANT, R.E. - A proposed approach for correlating heat transfer during condensation inside tubes. ASHRAE Trans. 96(1): 230-41, 1990.
55. OSKARSSON, S.P.; KRAKOW, K.I.; LIN, S. - Evaporator models for operation with dry, wet, and frosted finned surfaces. Part I: Heat transfer and fluid flow theory. ASHRAE Trans. 96(1): 373-80, 1990.
56. —————, ————— II: Evaporator models and verification. ASHRAE Trans. 96(1): 381-92, 1990.
57. PASSEY, C. - PCHP system for saving energy in grain drying heat labile materials. Drying'80. In: MUJUMDAR, A.S. ed., New York, Hemisphere, 1980. p. 314-9.
58. PERIN, M.M.; NEVES FILHO, L.C.; KIECKBUSCH, T.G. - Avaliação de condições de reciclo de ar em secador contínuo que usa bomba de calor como condicionador. Aceito para apresentação no XII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, Brasília, DF, 7 a 10 dez. 1993.
59. PERRY, E.J. - Drying by cascaded heat pumps. Proc Int. Inst. Refrig. 78: 12-22, 1981/1982.
60. PERSON, Jr., N.K.; JASKA, E.H.; NEWMAN, J.S. - Peanut drying with heat pump systems. For presentation at the 1977 Winter Meeting ASAE, Chicago, Dec. 1977. paper n. 77-3536, 8 p.
61. REYNOLDS, W.C. - Thermodynamics properties in SI; graphs, tables, and computational equations for forty substances. Stanford, CA, Stanford Univ., 1979. 173 p.

62. ROSSI, S.J. - Ar natural e bomba de calor na secagem e armazenamento de sementes de soja. Campinas, 1980. 178 p. Tese (Mestre em Engenharia de Alimentos) - Fac. Eng. Alim. Universidade Estadual de Campinas.
63. ROSSI, S.J. & ROA, G. - Secagem e armazenamento de produtos agropecuários com uso de energia solar e ar natural. Secretaria da Indústria, Comércio, Ciência e Tecnologia do Estado de São Paulo, publicação ACIESP n. 22, São Paulo, 1980. 295 p.
64. ROSSI, S.J. - Psicrometria. João Pessoa, FUNAPE, 1987. 60 p.
65. ROSSI, S.J.; NEVES FILHO, L.C.; KIECKBUSCH, T.G. - Desenvolvimento de uma bomba de calor aplicada à secagem de alimentos. IV CONGRESO LATINOAMERICANO DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y MATERIA, La Serena, Chile, 1991. 4 p.
66. _____, _____ - Thermodynamic and energetic evaluation of a heat pump applied to the drying of vegetables. Drying'92. Anais do International Drying Symposium, IDS'92, Montreal, Canadá, ago. 1992. p. 1475-84.
67. _____, _____ - Simulação do desempenho de uma bomba de calor aplicada à secagem de alimentos. Aceito para apresentação no XII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, Brasília, DF, 7 a 10 dez. 1993.
68. SARAVACOS, G.D. & CHARM, S.E. - A study of the mechanism of fruit and vegetable dehydration. Food Technol. 16(1): 78-82, 1962.
69. SAS INSTITUTE INC. - User's Guide: Basics. Version 5 Edition, Cary, NC, USA, SAS Institute Inc., 1985.
70. SCHENONE, C.; TAGLIAFICO, L. & TANDA, G. - Second law performance analysis for offset strip-fin heat exchangers. Heat Transf. Eng. 12(1): 19-27, 1991.

71. SCHMIDT, T.E. - Heat transfer calculations for extended surfaces. J. ASRE. 57: 351-7, 1949.
72. SHANKLAND, I.R.; BASU, R.S. & WILSON, D.P. - Thermophysical properties of HCFC-124: An environmentally acceptable refrigerant. ASHRAE Trans. 96(2): 317-22, 1990.
73. SILVA, R.Z.M. - Avaliação de condições de armazenamento na deterioração da qualidade de fatias de cebolas desidratadas. Campinas, 1985. 124 p. Tese (Mestre em Engenharia de Alimentos) - Fac. Eng. Alim. Universidade Estadual de Campinas.
74. SPAUSCHUS, H.O. - Development in refrigeration: technical advances and opportunities for the 1990s. Int. J. Refrig. 10(5): 263-70, 1987.
75. SPORN, P.; AMBROSE, E.R. & BAUMEISTER, T - Heat pumps. New York, John Wiley & Sons, 1947. 188 p.
76. STRINGHETA, P.C. & BUSO, J.A. - Influência das características da matéria-prima sobre a qualidade da cebola desidratada. Bol. SBCTA, Campinas, 16(4): 317-35, 1982.
77. SZARGUT, J.; MORRIS, D.R.; STEWARD, F.R. - Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes. New York, Hemisphere, 1988. 332 p.
78. TANTAKITTI, C. & HOWELL, R.H. - Air-to-air heat pumps operating under frosting conditions on the outdoor coil. ASHRAE Trans. 92(1B): 827-42, 1986.
79. THRELKELD, J.L. - Thermal environmental engineering. 2nd ed., Englewood Cliffs, Prentice-Hall, 1970. 495 p.
80. TING, K.C. - Dehumidifier assisted large scale deep-bed drying of grains. Drying Technol. 5(1): 129-40, 1987.

81. TORREY, M. - Dehydration of fruits & vegetables. Food Technol. Review 13: 160-70, 1974.
82. TSAROS, T.L.; GAGGIOLI, R.A.; DOMANSKI, P.A. - Exergy analysis of heat pumps. ASHRAE Trans. 93(2): 1781-97, 1987.
83. WEPFER, W.J.; GAGGIOLI, R.A.; OBERT, E.F. - Proper evaluation of available energy for HVAC. ASHRAE Trans. 85(1): 214-30, 1979.
84. WORSÆ-SCHMIDT, P. - Modern trends in heat pumps development. In: Refrig. Sci. Technol. Heat pumps and air circulation in conditioned spaces. Essen, IIF-IIR, 1981-5. p. 15-21.
85. WORSÆ-SCHMIDT, P. - Thermo-economic analysis of refrigeration and heat pump systems. Int. J. Refrig. 10(4): 202-4, 1987.
86. ZILLA, R. & STRUMILLO, C. - Heat pumps in drying. In: MUJUMDAR, A.S. ed. Drying'87. New Iork, Hemisphere, 1987. p. 129-41.
87. ZULAUF, W. - A produção e uso de CFCs em face dos acordos internacionais. SEMINÁRIO NACIONAL SOBRE CLORO FLÚOR CARBONOS, São Paulo, SP, 9-10 ago. 1990. 4 p.

APÊNDICES

APÊNDICE A. ESPECIFICAÇÃO DOS MATERIAIS UTILIZADOS NA INSTALAÇÃO E OPERAÇÃO DA BOMBA DE CALOR E SECADORES

A.1. Instrumentação e acessórios de medição

Anemômetro de fio quente ANEMOSTAT, modelo 60.
Anemômetros de hélice FP, 781-3 e VEB Dresden.
Balança analítica SARTORIUS, modelo A200S, sensibilidade 0,0001 g.
Balança semi-analítica MARTE, modelo AM5500, sensibilidade: 0,01 g até
500 g e 0,1 g para valores acima de 500 g.
Barômetro PRINCO, modelo 469.
Espectrofotômetro COMCOR, modelo 1500 Plus, configuração DREOL.
Laminarizador de fluxo de ar MERIAM LFE, modelo 50MC2-4.
Manômetros (de baixa) IMPERIAL, modelo 425-CB, para R-22.
Manômetro (de alta) IMPERIAL, modelo 423-CR, para R-22.
Manômetro inclinado, DWYER, modelo MM 400, com tubo de pitot.
Manômetro de vidro em "U", contendo água destilada.
Multímetro digital para temperatura, ECB, com chave 18 pontos OMEGA.
Multímetro digital tipo alicate, CHUNG, modelo 2608.
Psicrômetro de aspiração IOPE.
Rotâmetro magnético OMEL, modelo 1J10903Z, para R22, 0-80 l/h.
Termômetros INCOTERM, escalas -40/+60°C e -40/+50°C, sensibilidade 1 g
Termômetros de referência GENEQ, -8/+32°C (ASTM63) e 75/105°C
(ASTM66C), sensibilidade 0,1°C .
Termopares de cobre-constantan, AWG20 e AWG24.
Wattímetro SCHLUMBERGER, modelo FY202, Kd = 21,6 Wh/r.

A.2. Equipamentos e acessórios de processo e de controle

a) Umidificação e aquecimento do ar ambiente para controle de suas
condições de entrada na bomba de calor

Água destilada.

Aspersor EXCELSIOR, modelo 2850.

Manômetro IMPERIAL, modelo 425-CB

Placa de orifício, de aço galvanizado, $D_0 = 4"$ e $D_1 = 2"$.

Reostatos VARIAC/TECHNIPOWER, modelo W5MT3, 5A, 0-140 V.

Reservatório cilíndrico de vidro, capacidade 20 litros.

Válvula reguladora de pressão PRESTO, com manômetro, para ar comprimido.

Válvula tipo borboleta, com placa circular de 6" em aço galvanizado.

b) Evaporador/forçador de ar MIPAL, modelo TA-01, com as seguintes características:

diâmetro interno dos tubos : 14,10 mm

diâmetro externo dos tubos : 15,87 mm

material dos tubos : cobre

espaçamento vertical entre tubos : 55 mm

espaçamento longitudinal entre tubos : 55 mm

comprimento de cada tubo : 300 mm

número de colunas de tubos : 4

número de tubos/coluna : 8

espessura da aleta : 0,35 mm

distância livre entre aletas : 4,3 mm

material da aleta : alumínio, placas planas

número de aletas : 63

área total de troca de calor : 10 m²

c) Unidade condensadora resfriada a ar, RADIO-FRIGOR, modelo UC-210-III, com as seguintes características para utilização com R22:

Compressor:

Marca BITZER-FRIGOR, modelo III, tipo alternativo, aberto.

Deslocamento dos pistões : 3,83 m³/h.

Número de rotações dos pistões : 405 rpm.

Motor elétrico BRASIL de 1,5 CV, 220 V, trifásico, 1745 rpm.

Polia do motor : 70 mm de diâmetro

Correia de transmissão GOODYEAR, modelo B42T.

Óleo lubrificante TEXACO Capella

Condensador:

Marca RADIO-FRIGOR, modelo UC-210, com as seguintes características:

diâmetro interno dos tubos : 9,07 mm
diâmetro externo dos tubos : 10,7 mm
material dos tubos : cobre
espaçamento vertical entre tubos : 25,9 mm
espaçamento longitudinal entre tubos: 21,8 mm.
comprimento de cada tubo : 435 mm
número de colunas de tubos : 5
número de tubos/coluna : 16
espessura da aleta : 0,3 mm
distância livre entre aletas : 3,3 mm
material da aleta : aço, placas corrugadas.
número de aletas : 119

Acessórios

Filtro secador FLIGOR, modelo Triplex ST, 105x3/8".
Garrafa de líquido e separador de óleo RADIO-FRIGOR.
Pressostato diferencial de alta e baixa pressão, DANFOSS, modelo KP15
Válvula solenóide FLIGOR, modelo VC7, 220 V.
Visor de líquido FLIGOR.

d) Complementares

Quadro elétrico completo RADIO-FRIGOR.
Refrigerante R22 HOECHST.
Registros de fole APIS e FLIGOR, para halogenados.
Separador de líquido ATENAS, modelo AS 300.
Tubulação de cobre: linha de líquido, diâmetro 3/8" ,
linha de vapor , diâmetro 1/2" e
ligações aos manômetros, diâmetro 1/4".

Válvula de expansão termostática FLIGOR, modelo TADX 0,8.
Válvula de controle da pressão de evaporação DANFOSS, modelo CPP 15.
Válvula de controle da pressão de sucção DANFOSS, modelo CPC 15.
Ventilador centrífugo ASTEN, modelo VC-280, 220 V, trifásico, 0,75 CV.
Ventilador centrífugo ASTEN, VC2-200, 220 V, trifásico, 2 CV, 3460 rpm.

A.3. Outros materiais

Bequer PYREX 250 ml.
Bequer PYREX 2000 ml.
Bico de Bünsen.
Borrachas de vedação.
Calhas de poliestireno TUPINIQUIM, $D_i = 150$ mm, espessura 50 mm.
Calhas de poliuretano TUPINIQUIM, $D_i = 150$ mm, espessura 50 mm.
Conexões para tubulação de cobre e latão.
Cortador manual de frios JOLLY.
Garrafa térmica.
Geladeira BRASTEMP, modelo Maison triplex.
Estufa a vácuo FANEM, modelo 099EV.
Estufa de convecção forçada FANEM, modelo 320-SE.
Fios, tomadas e disjuntores elétricos
Fita e papel aluminizados.
Fitas isolantes.
Massas impermeabilizantes.
Placas de madeira compensada, espessura 20 mm.
Placas de poliestireno TUPINIQUIM, espessura 25 mm.
Tubos de borracha esponjosa, $D_i = 3/8"$, $1/2"$ e $1"$, espessura 10 mm.
Tubos de PVC, diâmetros 150 mm e 100 mm.

APÊNDICE B

Listagem do programa de análise de dados dos ensaios
de avaliação termodinâmica da bomba de calor - BCR22

```

PROGRAM BCR22
  DIMENSION XVEST(8,50),XH(8,50),XS(8),XX(8,50),KEYX(8,50),XTT(8,50)
  *,XPP(8,50),XMR(50),QOAR(50),QCAR(50),COPRF(50),COPAQ(50),COPRFR(50
  *),COPAQR(50),RELRF(50),RELAQ(50),VT(50),VR(50),CONS(50),PDPS(50),X
  *LAMB(50),VRF(50),TS(4,50),TU(4,50),WAR(4,50),URAR(4,50),HAR(4,50),
  *XAR(4,50),DW(4,50),ABEQ(50),V(50),ECON(50),ECOX(50),TRE(50),ELEV(5
  *0),QOR(50),QCR(50),QCP(50),QCPR(50),EFNEV(50),EFNCD(50),RNCP(50),X
  *LCP(50),XLEV(50),XLCD(50),XLSUC(50),XLDES(50),XLLIQ(50),XLEXP(50),
  *XLT(50),XLAGUA(50),EFNEVAG(50),EXARAMB(50),QCPRTOT(50),EXARSEC(50)
  *,EFXGL1(50),EFXGL2(50)

C
C   Programa que permite a entrada, via "file" , dos dados de
C   ensaios (maximo=50) termodinamicos com a bomba de calor.
C   Chama as subrotinas PSIC, INIT e EQN para o calculo das
C   propriedades do ar e do R22. Finalmente, calcula parametros
C   de avaliacao do sistema, tais como: coeficientes de perfor-
C   mance, eficiencia volumetrica do compressor, economia de e-
C   nergia, elevacao da capacidade de secagem do ar ambiente,
C   perdas de exergia, etc. Cria "file" dos resultados, denomi-
C   nado <nome>.RES.
C

  CHARACTER*70 IDENT
  F1=71.554148092
  F2=-4818.957505
  F3=-7.86103122
  F4=9.0806824483E-03
  F5=0.445746703
  F6=381.17

C
C   ***** entrada dos dados, via file:  ARQBC???.DAT  *****
C
  WRITE(*,10)
10 FORMAT(/,3X,'Fornecer o nome do file dos dados: ARQBC???.DAT',/,)
  READ(1,5) IDENT
  5 FORMAT(A70)
  WRITE(*,*)
  WRITE(*,5) IDENT
  READ(1,*) NENS
  WRITE(*,*)
  PINC=94925.5
  DO 30 I=1,NENS
  READ(1,*) I, TINC, TBU, CONS(I), VT(I), VRF(I), XPS, XPD, TO, V(I), ABEQ(I), T
  *AG
  READ(1,*)(TS(J,I), TU(J,I), J=1,4)
  READ(1,*)(XTT(J,I), J=2,7)

C
C   ***** calculo das propriedades para o circuito do ar  *****
C
  CALL PSIC(TINC, TBU, PINC, W, UR, HA)
  W0=W
  XNUM=1.+1.6078*W0
  UR0=UR
  DT=0.05
  EPS=0.000001
  DDT=DT
  TINX=TINC+273.15
  DO 200 J=1,4

```

```

TBS=TS(J,I)
TBU=TU(J,I)
CALL PSIC(TBS,TBU,PINC,W,UR,HA)
WAR(J,I)=W
URAR(J,I)=UR
HAR(J,I)=HA
XDEN=1.+1.6078*W
TDB=TBS+273.15
XAR(J,I)=1.004*TINX*(((1.+1.852*W)*((TDB/TINX)-1.-ALOG(TDB/TINX))))
*+.2857*ALOG(((XNUM/XDEN)**XDEN)*(W/W0)**(1.6078*W)))
IF(J.EQ.2.OR.J.EQ.4)GO TO 200
C
C      *****  Calculo iterativo de delta-x (UR=100% , h=cte)  *****
C
TWB=TBU+273.15
210 PVSS=EXP(60.43-6834.27/TWB-5.17*ALOG(TWB))
WS1=0.622*PVSS/(PINC-PVSS)
HGT=(2501508.+1792.2*TBU)/1000.
WS2=(HA-.99353*TBU)/HGT
DWS=WS1-WS2
IF(ABS(DWS).LT.EPS)GOTO 220
IF(DWS.LT.0.)GOTO 230
TBU=TBU-DT
GO TO 210
230 TBU=TBU+DT
DT=DT/2.
TBU=TBU-DT
GO TO 210
220 DW(J,I)=WS2-W
DT=DDT
200 CONTINUE
C
C      *****  Calculo do desempenho do sistema, pelo lado do ar  *****
C
EXARAMB(I)=V(I)*XAR(1,I)
EXARSEC(I)=V(I)*XAR(3,I)
QOAR(I)=V(I)*(HAR(1,I)-HAR(2,I))
QCAR(I)=V(I)*1.007*(TS(3,I)-TS(2,I))
ACALC=V(I)*(WAR(1,I)-WAR(2,I))
ELEV(I)=DW(3,I)/DW(1,I)
AREL=ABEQ(I)/ACALC
WSAT=DW(3,I)+WAR(1,I)
PSAT=1.608*PINC*WSAT/(1.+1.608*WSAT)
XLN=ALOG(0.00145*PSAT)
S0=19.5322
S1=13.6626*XLN
S2=1.17678*XLN**2
S3=-.189693*XLN**3
S4=.087453*XLN**4
S5=-.0174053*XLN**5
S6=.00214768*XLN**6
S7=-.000138343*XLN**7
S8=.0000038*XLN**8
SOMA=S0+S1+S2+S3+S4+S5+S6+S7+S8
TSAT=SOMA+255.-273.15
HSAT=(993.53*TSAT+WSAT*(2501508+1792.2*TSAT))/1000.
QRE=V(I)*(HSAT-HAR(1,I))/(4.1833*860.)

```

```

ECON(I)=(QRE-CONS(I))/QRE*100.
ECOX(I)=((QRE/.8)-CONS(I))/(QRE/.8)*100.
TRE(I)=(HSAT-2501.508*WAR(1,I))/(.99353+1.7922*WAR(1,I))

C
C      *****      calculo das propriedades do R22      *****
C
XTT(1,I)=T0
XTT(8,I)=XTT(1,I)
TK=T0+273.15

C
C      *****      calculo da pressao de evaporacao      *****
C
XPEV=EXP(F1+F2/TK+F3*LOG(TK)+F4*TK+F5*(F6-TK)*LOG(F6-TK)/TK)
XPEV=XPEV/1000000.
XPS=(XPS+14.7)/14.7*.101325
XPD=(XPD+14.7)/14.7*.101325
XPP(1,I)=XPEV
XPP(2,I)=XPEV
XPP(3,I)=XPS
XPP(4,I)=XPD
XPP(5,I)=XPD
XPP(6,I)=XPD
XPP(7,I)=XPD
XPP(8,I)=XPEV
WRITE(*,15)I
15 FORMAT(15X,'calculando... (ensaio ',I2,',')')
DO 20 J=2,7
PP=XPP(J,I)
TT=XTT(J,I)

C
C      Chama a subrotina INIT (e esta chama a EQN), para o calculo
C      das propriedades do R22, no ensaio I (max=50) e nos pontos
C      J (J=2,7). Ponto 2 = saida do EV; pontos 3 e 4 = entrada e
C      saida do CP, respectivamente; pontos 5 e 6 = entrada e saida
C      do CD, respectivamente; ponto 7 = entrada da VE.
C
CALL INIT(TINC,PP,TT,VL,VEST,H,S,X,HLAT,HL,SLAT,SL,KEY,H0,S0)
XVEST(J,I)=VEST
XH(J,I)=H
XS(J,I)=S
XX(J,I)=X
KEYX(J,I)=KEY
20 CONTINUE
XH(1,I)=XH(7,I)

C
C      Calculo da entropia apos a valvula de expansao (no domo),
C      com base na qualidade da mistura L+V
C
P=XPP(1,I)
T=XTT(1,I)
CALL INIT(TINC,P,T,VL,VEST,H,S,X,HLAT,HL,SLAT,SL,KEY,H0,S0)
QUAL=(XH(7,I)-HL)/HLAT
XS(1,I)=QUAL*SLAT+SL
XX(1,I)=(XH(1,I)-TINX*XS(1))-(H0-TINX*S0)
XH(8,I)=XH(7,I)
XX(8,I)=XX(1,I)
C

```

```

C          calculo da exergia da agua condensada no evaporador
C
C      CALL AGUA(TINC,PINC,WO,TAG,XAG,HAG)
C
C      Calculos: XMR = massa de refrigerante [kg/h]
C          QOR, QCR, QCP = calor de resfriamento, de condensacao
C          e de compressao, respectivamente [kJ/h]
C          COPRF e COPAQ = COP de resfriamento e de aquecimento
C          QCPR = consumo de energia do compressor [kJ/h]
C          COPRFR e COPAQR = COPs reais de resfr. e aquecimento
C          RELRF e RELAQ = relacao entre a carga termica retirada
C          do ar e o consumo de energia pelo compressor. Re-
C          lacao entre a carga termica adicionada ao ar e o
C          consumo de energia pelo compressor. Respectivamente
C          VR = vazao volumetrica do refrigerante [m**3/h]
C          PDPS = relacao entre Pdescarga e Psucao
C          XLAMB = eficiencia volumetrica do compressor (VR/VT)
C
XMR(I)=VRF(I)/1000./XVEST(7,I)
QOR(I)=XMR(I)*(XH(2,I)-XH(1,I))
QCR(I)=XMR(I)*(XH(5,I)-XH(6,I))
QCP(I)=XMR(I)*(XH(4,I)-XH(3,I))
COPRF(I)=QOR(I)/QCP(I)
COPAQ(I)=QCR(I)/QCP(I)
QCPR(I)=CONS(I)*4.1833*860.
COPRFR(I)=QOR(I)/QCPR(I)
COPAQR(I)=QCR(I)/QCPR(I)
RELR(I)=QOR(I)/QCPR(I)
RELAQ(I)=QCR(I)/QCPR(I)
VR(I)=XMR(I)*XVEST(3,I)
PDPS(I)=XPP(4,I)/XPP(3,I)
XLAMB(I)=VR(I)/VT(I)
EFNEV(I)=100.-(QOR(I)/QCP(I))*100.
EFNEVAG(I)=100.-(QOR(I)+ABEQ(I)*HAG)/QOR(I)*100.
EFNCD(I)=100.-(QCR(I)/QCP(I))*100.
RNCP(I)=100.-(QCP(I)/QCPR(I))*100.
AREV=V(I)*(XAR(1,I)-XAR(2,I))
ARCD=V(I)*(XAR(2,I)-XAR(3,I))
REV=XMR(I)*(XX(1,I)-XX(2,I))
RCD=XMR(I)*(XX(5,I)-XX(6,I))
RCP=XMR(I)*(XX(3,I)-XX(4,I))
XLAGUA(I)=ABEQ(I)*XAG
QCPRTOT(I)=QCPR(I)+EXARAMB(I)
XLCP(I)=(QCPR(I)+RCP)/QCPRTOT(I)*100.
XLEV(I)=(REV+AREV-XLAGUA(I))/QCPRTOT(I)*100.
XLCD(I)=(RCD+ARCD)/QCPRTOT(I)*100.
XLSUC(I)=(XMR(I)*(XX(2,I)-XX(3,I)))/QCPRTOT(I)*100.
XLDES(I)=(XMR(I)*(XX(4,I)-XX(5,I)))/QCPRTOT(I)*100.
XLLIQ(I)=(XMR(I)*(XX(6,I)-XX(7,I)))/QCPRTOT(I)*100.
XLEXP(I)=(XMR(I)*(XX(7,I)-XX(1,I)))/QCPRTOT(I)*100.
XLT(I)=XLCP(I)+XLEV(I)+XLCD(I)+XLSUC(I)+XLDES(I)+XLLIQ(I)+XLEXP(I)
EFXGL1(I)=(EXARSEC(I)+XLAGUA(I))/QCPRTOT(I)*100.
EFXGL2(I)=EXARSEC(I)/QCPRTOT(I)*100.
30 CONTINUE
C
C          ***** Saida dos resultados, via file ARQBC???.RES *****
C

```

```

WRITE(*,*)
WRITE(*,40)
40 FORMAT(3X,'Fornecer o nome do file de resultados:  ARQBC???.RES,',
*,3X,'para fins de impressao',/,)
WRITE(2,300)IDENT
300 FORMAT(/,20X,'ANALISE DO DESEMPENHO DA BOMBA DE CALOR',/,13X,A70
*,///,22X,'DADOS DE ENTRADA  (CIRCUITO DO AR)'/,8X,65('-'),/,14X,'
*mH2O',4X,'AMBIENTE',6X,'EV...CD',5X,'CD...VENT',7X,'SAIDA',/,8X,
*'ens',2X,'bequer',2X,4(10('-'),4X),/,13X,'(kg/h)',2X,4(1X,'ts    t
*u',5X),/,8X,65('-'))
DO 320 I=1,NENS
WRITE(2,310)I,ABEQ(I),(TS(J,I),TU(J,I),J=1,4)
310 FORMAT(8X,I2,2X,F6.3,3X,4(F4.1,2X,F4.1,4X))
320 CONTINUE
WRITE(2,330)
330 FORMAT(8X,65('-'))
WRITE(2,340)
340 FORMAT(/,18X,'PROPRIEDADES TERMODINAMICAS CALCULADAS  (AR)'/,1X
*,78('-'),/,6X,'A M B I E N T E',4X,'E V . . . C D',3X,'C D . . .
* V E N T',6X,'S A I D A',/,1X,'ens',1X,17('-'),3(2X,17('-')),/,4X,
*4(2X,'ur      h      x      '),1X,78('-'))
DO 360 I=1,NENS
WRITE(2,350)I,(URAR(J,I),HAR(J,I),XAR(J,I),J=1,4)
350 FORMAT(1X,I2,4(2X,F4.3,2X,F4.1,1X,F6.3))
360 CONTINUE
WRITE(2,370)
370 FORMAT(1X,78('-'))
WRITE(2,380)
380 FORMAT(/,25X,'RESULTADOS  (CIRCUITO DO AR)'/,9X,61('-'),/,14X,'
*massa',4X,'Qo',6X,'Qcd',7X,'elev',3X,'tre',6X,'econ',5X,'ecox',/,9
*X,'ens',1X,'(kg/h)  (kJ/h)  (kJ/h)',12X,'(C)',5X,2(1X,'(%)',5X),/
*,9X,61('-'))
DO 400 I=1,NENS
WRITE(2,390)I,V(I),QOAR(I),QCAR(I),ELEV(I),TRE(I),ECON(I),ECOX(I)
390 FORMAT(9X,I2,3X,F5.1,3X,F5.0,3X,F6.0,3X,F6.2,3X,F4.1,2(3X,F6.1))
400 CONTINUE
WRITE(2,410)
410 FORMAT(9X,61('-'))
WRITE(2,50)(J,J=1,8)
50 FORMAT(/,22X,'DADOS DE ENTRADA  (CIRCUITO DO R22)'/,1X,77('-')
*,/,5X,'vazao',3X,'cons',2X,'pressao(MPa)',17X,'temperatura (C)'/,
*1X,'ens',1X,5('-'),1X,7('-'),1X,12('-'),1X,46('-'),/,5X,'(1/h)',1X
*,'(kwh/h)',2X,'suc',2X,'desc',8(5X,I1),/,1X,77('-'))
DO 70 I=1,NENS
WRITE(2,60)I,VRF(I),CONS(I),XPP(3,I),XPP(4,I),(XTT(J,I),J=1,8)
60 FORMAT(1X,I2,2X,F5.1,1X,3(1X,F5.3),1X,8(1X,F5.1))
70 CONTINUE
WRITE(2,140)
WRITE(2,80)
80 FORMAT(17X,'PROPRIEDADES TERMODINAMICAS CALCULADAS  (R22)'/,1X,77
*('-'),/,2X,'ens',2X,'pos',4X,'evaporador',8X,'compressor',9X,'cond
*ensador',5X,'v.expansao',/,12X,13('-'),2X,21('-'),2X,13('-'),2X,13
*('-'),/,1X,'(Pevap)',6X,'h',6X,'x',8X,'v',6X,'h',6X,'x',7X,'h',6X,
*'x',7X,'h',6X,'x',/,1X,77('-'))
DO 100 I=1,NENS
WRITE(2,90)I,XH(1,I),XX(1,I),XVEST(3,I),XH(3,I),XX(3,I),XH(5,I),XX
*(5,I),XH(7,I),XX(7,I),XPP(1,I),XH(2,I),XX(2,I),XH(4,I),XX(4,I),XH(

```

```

*6,I),XX(6,I),XH(8,I),XX(8,I)
90 FORMAT(2X,I2,4X,'E',3X,F5.1,1X,F7.3,1X,F7.5,2X,3(F5.1,1X,F7.3,2X),
*1X,(' ',F4.3,')',1X,'S',3X,F5.1,1X,F7.3,10X,3(F5.1,1X,F7.3,2X),1X,7
*7(' '))
100 CONTINUE
WRITE(2,110)
110 FOPMAT(24X,'RESULTADOS (CIRCUITO DO R22)',/,1X,77(' '),/,8X,'e v a
* p o r a d o r',6X,'c o n d e n s a d o r',5X,'c o m p r e s s o r
*' ,/,5X,25(' '),2X,24(' '),2X,20(' '),/,1X,'e n s',3X,'Qo',4X,'COPr',
*2X,'COPRr',2X,'RELr',2X,'Qcd',4X,'COPa',2X,'COPRa',2X,'RELa',3X,'Q
*cp',3X,'Vr',1X,'Pd/Ps',1X,'lamb',/,5X,'(kJ/h)',20X,'(kJ/h)',20X,'(
*kJ/h)(m3/h)',/,1X,77(' '))
DO 130 I=1,NENS
WRITE(2,120)I,QOR(I),COPRF(I),COPRFR(I),RELRF(I),QCR(I),COPAQ(I),C
*OPAQR(I),RELAQ(I),QCP(I),VR(I),PDPS(I),XLAMB(I)
120 FORMAT(1X,I2,2X,2(F6.0,2X,3(F4.2,2X)),F6.0,1X,F4.2,1X,F4.2,1X,F4.3
*)
130 CONTINUE
WRITE(2,140)
140 FORMAT(1X,77(' '))
WRITE(2,490)
490 FORMAT(///)
WRITE(2,500)(I,I=1,NENS)
500 FORMAT(////////,26X,'AVALIACAO GLOBAL DO SISTEMA',////,76(' '),/, ' e
*nsaio',7X,9(2X,I2,3X),/,76(' '),/,25X,'ineficiencias energeticas (
*%)',/,25X,29(' '))
WRITE(2,510)(EFNEVAG(I),I=1,NENS),(EFNEV(I),I=1,NENS),(EFNCD(I),I=
*1,NENS),(RNCP(I),I=1,NENS)
510 FORMAT(' evap(agua)',3X,9(1X,F5.1,1X),/, ' evaporador',3X,9(1X,F5.1
*,1X),/, ' condensador',2X,9(1X,F5.1,1X),/, ' compressor',3X,9(1X,F5.
*1,1X),/,76(' '))
WRITE(2,520)(XLEV(I),I=1,NENS),(XLCD(I),I=1,NENS),(XLCP(I),I=1,NEN
*S),(XLSUC(I),I=1,NENS),(XLDES(I),I=1,NENS),(XLLIQ(I),I=1,NENS),(XL
*EXP(I),I=1,NENS),(XLT(I),I=1,NENS)
520 FORMAT(16X,'irreversibilidades (% em relacao ao input total)',/,16
*X,48(' '),/, ' evaporador',2X,9(1X,F6.1),/, ' condensador',1X,9(1X,F
*6.1),/, ' compressor',2X,9(1X,F6.1),/, ' succao',6X,9(1X,F6.1),/, ' d
*escarga',4X,9(1X,F6.1),/, ' liquido',5X,9(1X,F6.1),/, ' expansao',4X,
*9(1X,F6.1),/,76(' '),/, ' totais',6X,9(1X,F6.1),/,76(' '))
WRITE(2,530)(QCPR(I),I=1,NENS),(EXARAMB(I),I=1,NENS),(EXARSEC(I),I
*=1,NENS),(XLAGUA(I),I=1,NENS)
530 FORMAT(' inputs CP',2X,9(F6.1,1X),/, '(kJ/kg) AR',2X,9(1X,F5.1,
*1X),/,76(' '),/, ' outputs AR',2X,9(1X,F5.1,1X),/, '(kJ/kg) H2O',2
*X,9(1X,F5.1,1X),/,76(' '))
WRITE(2,540)(EFXGL1(I),I=1,NENS),(EFXGL2(I),I=1,NENS)
540 FORMAT(17X,'eficiencias exergeticas globais do sistema (%)',/,17X,
*46(' '),/, ' c/ H2O cond',1X,9(1X,F5.1,1X),/, ' s/ H2O cond',1X,9(1X
*,F5.1,1X),/,76(' '))
WRITE(*,150)
150 FORMAT(//,3X,'Caso queira o file de resultados, pressionar TYPE <n
*ome>.RES>PRN',/,3X,'com a impressora ligada',//, )
STOP
END

```

APÊNDICE C

Dados de entrada e resultados do programa BCR22 para a primeira série de 9 ensaios de avaliação termodinâmica da bomba de calor

Serie #1 (motor 1,5 CV e evaporador Mipal) - com CPP e sem CPC

9			
1	26.0000000	20.0000000	1.2550000
3.8300000	44.5000000	54.5000000	285.0000000
-2.000000E-001	192.0000000	1.5120000	16.2
21.0000000	20.0000000	8.8000000	8.7000000
48.0000000	23.4000000	50.5000000	23.6000000
11.7000000	21.2000000	105.3000000	98.3000000
46.8000000	42.0000000	0.0000000	
2	26.0000000	20.0000000	1.3200000
3.8300000	45.0000000	54.0000000	285.0000000
-3.000000E-001	203.0000000	1.3010000	16.2
25.0000000	20.0000000	9.0000000	8.9000000
48.3000000	23.5000000	50.8000000	23.7000000
11.7000000	20.9000000	105.3000000	98.6000000
47.0000000	42.0000000	- .1000000	
3	25.8000000	20.0000000	1.3000000
3.8300000	44.5000000	54.0000000	285.0000000
-3.000000E-001	205.0000000	9.120000E-001	16.2
30.0000000	20.0000000	9.2000000	8.7000000
48.3000000	23.5000000	51.0000000	23.7000000
11.6000000	20.4000000	105.3000000	98.6000000
47.0000000	42.3000000	- .1000000	
4	26.6000000	20.0000000	1.0200000
3.8300000	31.2000000	35.5000000	242.5000000
2.3000000	175.9000000	1.0340000	19.0
21.0000000	20.0000000	12.2000000	12.1000000
42.1000000	22.8000000	45.3000000	23.3000000
15.3000000	21.5000000	109.8000000	100.3000000
41.0000000	35.5000000	2.5000000	
5	25.7000000	20.0000000	1.0800000
3.8300000	30.0000000	35.0000000	242.5000000
2.4000000	205.8000000	8.620000E-001	19.0
25.0000000	20.0000000	12.5000000	12.2500000
42.1000000	22.7000000	45.0000000	23.2000000
15.4000000	21.1000000	109.8000000	100.0000000
40.9000000	35.6000000	2.6000000	
6	25.5000000	20.0000000	1.0950000
3.8300000	29.5000000	35.0000000	241.3000000
2.4000000	242.8000000	5.370000E-001	19.0
30.0000000	20.0000000	12.7000000	12.2500000
42.3000000	22.7000000	45.0000000	23.2000000
15.2000000	21.1000000	109.6000000	99.6000000
40.9000000	35.8000000	2.6000000	
7	26.5000000	20.0000000 8.700000E-001	
3.8300000	19.5000000	23.0000000	215.0000000
4.2000000	171.7000000	7.670000E-001	20.5
21.0000000	20.0000000	14.2500000	14.2000000
37.5000000	22.3000000	40.7000000	22.9000000
18.0000000	22.7000000	112.9000000	99.8000000
36.8000000	31.6000000	4.4000000	
8	26.6000000	20.0000000 9.000000E-001	
3.8300000	19.2000000	23.5000000	215.0000000
4.3000000	183.3000000	5.170000E-001	20.5
25.0000000	20.0000000	14.5500000	14.3000000
37.7000000	22.3000000	41.0000000	22.9000000
18.0000000	22.7000000	113.2000000	100.4000000
37.1000000	31.9000000	4.5000000	

9	27.2000000	20.0000000	9.600000E-001
3.8300000	19.3000000	24.0000000	217.5000000
4.4000000	194.4000000	1.950000E-001	20.5
30.0000000	20.0000000	15.0000000	14.2500000
38.0000000	22.2000000	41.4000000	22.8000000
18.3000000	23.1000000	113.6000000	100.7000000
37.5000000	32.3000000	4.6000000	

ANALISE DO DESEMPENHO DA BOMBA DE CALOR

Serie #1 (motor 1,5 CV e evaporador Mipal) - com CPP e sem CPC

DADOS DE ENTRADA (CIRCUITO DO AR)

ens	mH2O bequer (kg/h)	AMBIENTE		EV....CD		CD....VENT		SAIDA	
		ts	tu	ts	tu	ts	tu	ts	tu
1	1.512	21.0	20.0	8.8	8.6	48.0	23.4	50.5	23.6
2	1.301	25.0	20.0	9.1	8.6	48.3	23.5	50.8	23.7
3	.912	30.0	20.0	9.3	8.5	48.3	23.5	51.0	23.7
4	1.034	21.0	20.0	12.3	12.1	42.1	22.8	45.3	23.3
5	.862	25.0	20.0	12.6	12.1	42.1	22.7	45.0	23.2
6	.542	30.0	20.0	12.8	12.1	42.3	22.7	45.0	23.2
7	.788	21.0	20.0	14.3	14.1	37.5	22.3	40.7	22.9
8	.517	25.0	20.0	14.6	14.2	37.7	22.3	41.0	22.9
9	.201	30.0	20.0	15.0	14.2	38.0	22.2	41.4	22.8

PROPRIEDADES TERMODINAMICAS CALCULADAS (AR)

ens	AMBIENTE			EV....CD			CD....VENT			SAIDA		
	Ø	h	x	Ø	h	x	Ø	h	x	Ø	h	x
1	.916	59.3	.065	.976	27.0	.732	.124	71.2	.879	.101	71.9	1.100
2	.642	59.2	.003	.941	27.0	.724	.123	71.6	.898	.100	72.3	1.121
3	.407	59.0	.046	.906	26.8	.719	.123	71.6	.916	.098	72.3	1.162
4	.916	59.3	.081	.979	35.5	.436	.194	69.1	.425	.157	70.9	.617
5	.642	59.2	.001	.947	35.5	.399	.192	68.7	.487	.159	70.5	.668
6	.407	59.0	.053	.926	35.5	.388	.188	68.6	.514	.159	70.5	.684
7	.916	59.3	.079	.980	40.8	.292	.274	67.3	.210	.223	69.5	.348
8	.642	59.2	.007	.960	41.1	.282	.269	67.3	.214	.218	69.5	.359
9	.407	59.0	.021	.921	41.1	.289	.259	66.9	.203	.207	69.1	.350

RESULTADOS (CIRCUITO DO AR)

ens	massa (kg/h)	Qo (kJ/h)	Qcd (kJ/h)	elev	tre (C)	econ (%)	ecox (%)
1	192.0	6200.	7579.	24.41	52.7	27.0	41.6
2	203.0	6528.	8013.	4.94	51.9	14.6	31.7
3	205.0	6604.	8051.	2.48	50.5	-11.5	10.8
4	175.0	4168.	5252.	19.19	45.8	15.4	32.4
5	197.0	4666.	5852.	3.87	44.7	1.8	21.4
6	216.0	5080.	6417.	1.96	43.4	-35.2	-8.2
7	171.0	3157.	3995.	15.14	40.3	7.2	25.7
8	175.0	3159.	4071.	3.08	39.3	-27.0	-1.6
9	190.0	3399.	4401.	1.58	38.2	-119.9	-75.9

DADOS DE ENTRADA (CIRCUITO DO R22)

ens	vazao	cons	pressao(MPa)		temperatura (C)							
	(l/h)	(kwh/h)	suc	desc	1	2	4	5	6	7	9	1
1	44.5	1.260	.477	2.066	.0	11.9	21.3	105.6	98.6	46.8	42.0	.0
2	45.0	1.320	.474	2.066	-.1	11.9	21.0	105.6	98.9	47.0	42.0	-.1
3	44.5	1.320	.474	2.066	-.1	11.8	20.5	105.6	98.9	47.0	42.3	-.1
4	31.2	1.040	.346	1.773	2.5	15.5	21.6	110.1	100.6	41.0	35.5	2.5
5	31.0	1.080	.343	1.773	2.6	15.6	21.2	110.1	100.3	40.9	35.6	2.6
6	29.0	1.105	.343	1.765	2.6	15.4	21.2	109.9	99.9	40.9	35.8	2.6
7	20.0	.870	.260	1.583	4.4	18.2	22.8	113.2	100.1	36.7	31.5	4.4
8	19.3	.900	.263	1.583	4.5	18.2	22.8	113.5	100.7	37.0	31.8	4.5
9	19.2	.960	.267	1.601	4.6	18.5	23.2	113.8	101.0	37.4	32.2	4.6

PROPRIEDADES TERMODINAMICAS CALCULADAS (R22)

ens	pos	evaporador		compressor		condensador		v.expansao	
		h	x	v	h	x	h	x	h
1	E	130.6	-4.029	.05480	299.3	-20.548	340.3	20.870	130.6
(.497)	S	292.2	-19.211		346.5	22.126	137.1	1.535	130.6
2	E	130.6	-4.051	.05516	299.2	-20.738	340.6	20.922	130.6
(.496)	S	292.3	-19.298		346.5	22.126	137.4	1.560	130.6
3	E	131.0	-4.068	.05504	298.8	-20.587	340.6	21.067	131.0
(.496)	S	292.2	-19.154		346.5	22.275	137.4	1.582	131.0
4	E	122.1	-2.800	.07745	301.7	-29.676	345.2	17.607	122.1
(.539)	S	294.0	-17.601		353.3	19.292	129.3	.845	122.1
5	E	122.2	-2.727	.07815	301.5	-29.259	344.9	18.230	122.2
(.541)	S	294.1	-16.892		353.3	19.986	129.2	.912	122.2
6	E	122.4	-2.733	.07815	301.5	-29.106	344.7	18.212	122.4
(.541)	S	293.9	-16.747		353.2	20.002	129.2	.929	122.4
7	E	116.9	-2.056	.10515	303.9	-37.497	346.7	15.116	116.9
(.573)	S	295.4	-16.007		357.6	17.426	123.6	.495	116.9
8	E	117.3	-2.077	.10371	303.9	-37.212	347.2	15.139	117.3
(.575)	S	295.4	-15.994		357.9	17.403	124.0	.510	117.3
9	E	117.8	-2.136	.10247	304.1	-37.330	347.3	14.975	117.8
(.576)	S	295.5	-16.333		358.1	17.251	124.5	.499	117.8

RESULTADOS (CIRCUITO DO R22)

ens	evaporador				condensador				compressor			
	Qo (kJ/h)	COPr	COPRr	RELR	Qcd (kJ/h)	COPa	COPRa	RELa	Qcp (kJ/h)	Vr (m3/h)	Pd/Ps	λ
1	7887.	3.42	1.74	1.37	9916.	4.31	2.19	1.67	2303.	2.67	4.33	.698
2	7977.	3.41	1.68	1.37	10028.	4.29	2.11	1.69	2337.	2.72	4.36	.711
3	7854.	3.38	1.65	1.39	9903.	4.26	2.09	1.70	2325.	2.68	4.36	.700
4	6047.	3.34	1.62	1.11	7591.	4.19	2.03	1.40	1813.	2.72	5.12	.711
5	6003.	3.32	1.55	1.20	7535.	4.17	1.94	1.51	1808.	2.73	5.18	.713
6	5604.	3.32	1.41	1.28	7042.	4.17	1.77	1.61	1689.	2.55	5.15	.667
7	4091.	3.32	1.31	1.01	5112.	4.15	1.63	1.28	1231.	2.41	6.09	.629
8	3938.	3.30	1.22	.98	4934.	4.13	1.52	1.26	1194.	2.29	6.01	.599
9	3904.	3.29	1.13	.98	4892.	4.13	1.42	1.27	1186.	2.25	6.00	.588

AVALIACAO GLOBAL DO SISTEMA

ensaio	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ineficiencias energeticas (%)									
evap(agua)	-27.1	-23.1	-13.5	-12.3	-14.1	-15.2	-26.1	-13.5	-1.1
evaporador	21.4	18.2	15.9	31.1	22.3	9.4	22.8	19.8	13.0
condensador	23.6	20.1	18.7	30.8	22.3	8.9	21.8	17.5	10.0
compressor	49.2	50.8	51.0	51.5	53.5	57.5	60.7	63.1	65.7
irreversibilidades (% em relacao ao input total)									
evaporador	11.0	10.7	11.2	9.9	9.1	8.7	7.0	6.7	7.0
condensador	20.1	19.4	19.1	15.7	15.1	13.5	11.1	10.4	9.7
compressor	53.9	55.4	55.9	53.8	55.7	59.5	59.5	62.7	65.2
succao	1.4	1.5	1.5	11.3	11.1	10.1	15.7	14.5	13.3
descarga	1.3	1.3	1.2	1.6	1.6	1.5	1.7	1.5	1.4
liquido	.6	.6	.6	.4	.4	.4	.2	.2	.2
expansao	5.4	5.2	5.2	3.0	2.9	2.6	1.6	1.5	1.5
totais	93.8	94.1	94.7	95.7	95.9	96.3	96.8	97.5	98.4
inputs CP	4533.0	4748.9	4748.9	3741.5	3885.4	3975.4	3129.9	3237.9	3453.7
(kJ/kg) AR	12.4	.5	9.4	14.3	.2	11.4	13.4	1.2	3.9
outputs AR	168.8	182.4	187.9	74.4	95.9	111.0	35.9	37.4	38.6
(kJ/kg) H2O	113.8	97.9	66.3	85.7	61.5	37.3	64.3	42.8	18.2
eficiencias exergeticas globais do sistema (%)									
c/ H2O cond	6.2	5.9	5.3	4.3	4.1	3.7	3.2	2.5	1.6
s/ H2O cond	3.7	3.8	3.9	2.0	2.5	2.8	1.1	1.2	1.1

APÊNDICE D

Dados de entrada e resultados do programa BCR22 para a segunda série de 9 ensaios de avaliação termodinâmica da bomba de calor

Serie #2 (motor 1,5 CV e evaporador Mipal) - c/ CPP e c/ CPC

9			
1	29.5000000	20.5000000	1.2000000
3.8300000	45.0000000	49.5000000	285.0000000
-3.6000000	170.0000000	1.1800000	13.8000000
19.0000000	18.0000000	5.5000000	5.4700000
49.0000000	22.3000000	51.8000000	23.0000000
8.6000000	17.5000000	106.3000000	99.8000000
46.6000000	36.1000000		
2	30.0000000	21.0000000	1.2000000
3.8300000	45.0000000	49.5000000	285.0000000
-3.7000000	176.0000000	9.410000E-001	13.8000000
23.0000000	18.0000000	5.7000000	5.6000000
49.2000000	22.3000000	51.8000000	23.0000000
8.8000000	17.6000000	106.2000000	99.4000000
46.3000000	36.1000000		
3	29.7000000	21.0000000	1.2000000
3.8300000	47.0000000	49.0000000	285.0000000
-3.7000000	195.0000000	7.070000E-001	13.8000000
28.0000000	18.0000000	5.9000000	5.5000000
49.4000000	22.2000000	51.9000000	22.9000000
8.8000000	17.6000000	106.3000000	99.4000000
46.4000000	36.2000000		
4	27.5000000	17.7000000	1.1300000
3.8300000	39.0000000	56.5000000	242.5000000
-0.2000000	190.0000000	9.980000E-001	16.2000000
19.0000000	18.0000000	9.3000000	9.2700000
43.0000000	21.6000000	46.3000000	22.5000000
13.0000000	40.6000000	110.6000000	103.1000000
41.4000000	29.7000000		
5	28.5000000	18.5000000	1.1650000
3.8300000	39.0000000	57.0000000	245.0000000
-0.2000000	176.9000000	6.740000E-001	16.3000000
23.0000000	18.0000000	9.1600000	9.0700000
43.7000000	21.6000000	47.0000000	22.6000000
13.0000000	40.9000000	111.8000000	104.4000000
41.5000000	30.3000000		
6	28.0000000	19.5000000	1.1300000
3.8300000	37.0000000	56.5000000	245.0000000
-0.2000000	189.0000000	3.300000E-001	16.1000000
28.0000000	18.0000000	9.2300000	8.8700000
43.5000000	21.5000000	47.0000000	22.5000000
12.9000000	41.6000000	112.4000000	104.9000000
41.0000000	30.1000000		
7	26.7000000	19.0000000	1.0200000
3.8300000	25.0000000	68.0000000	195.0000000
3.5000000	175.0000000	5.760000E-001	19.2000000
19.5000000	18.5000000	13.7100000	13.6900000
35.0000000	21.0000000	39.0000000	22.1000000
17.9000000	73.3000000	120.9000000	109.2000000
32.1000000	24.9000000		
8	27.0000000	19.0000000	1.0800000
3.8300000	25.0000000	67.5000000	200.0000000
3.4000000	190.0000000	3.550000E-001	19.7000000
23.5000000	18.6000000	13.7000000	13.6900000
35.8000000	21.2000000	39.8000000	22.4000000
17.9000000	72.3000000	121.5000000	110.5000000
33.6000000	25.3000000		

9	28.0000000	20.0000000	1.1100000
3.8300000	25.0000000	67.5000000	215.0000000
3.4000000	202.0000000	1.340000E-001	21.2000000
29.0000000	19.5000000	13.9000000	13.8800000
38.6000000	22.0000000	42.5000000	23.0000000
18.2000000	66.0000000	120.4000000	110.9000000
37.1000000	27.5000000		

ANALISE DO DESEMPENHO DA BOMBA DE CALOR

Serie #2 (motor 1,5 CV e evaporador Mipal) - c/ CPP e c/ CPC

DADOS DE ENTRADA (CIRCUITO DO AR)

ens	mH ₂ O bequer (kg/h)	AMBIENTE		EV....CD		CD....VENT		SAIDA	
		ts	tu	ts	tu	ts	tu	ts	tu
1	1.076	19.0	18.0	5.5	5.3	49.0	22.3	51.8	23.0
2	.827	23.0	18.0	5.7	5.4	49.2	22.3	51.8	23.0
3	.584	28.0	18.0	5.9	5.5	49.4	22.2	51.9	22.9
4	.772	19.0	18.0	9.3	9.3	43.0	21.6	46.3	22.5
5	.615	23.0	18.0	9.4	9.1	43.7	21.6	47.0	22.6
6	.370	28.0	18.0	9.3	8.6	43.5	21.5	47.0	22.5
7	.380	19.5	18.5	13.6	13.6	35.0	21.0	39.0	22.1
8	.315	24.0	18.6	13.7	13.5	35.8	21.2	39.8	22.4
9	.134	29.0	19.5	13.9	13.7	38.6	22.0	42.5	23.0

PROPRIEDADES TERMODINAMICAS CALCULADAS (AR)

ens	AMBIENTE			EV....CD			CD....VENT			SAIDA		
	φ	h	x	φ	h	x	φ	h	x	φ	h	x
1	.912	52.5	.197	.973	19.9	1.320	.091	66.8	.800	.079	69.5	.989
2	.626	52.4	.092	.960	20.1	1.383	.089	66.8	.818	.079	69.5	.985
3	.385	52.3	.071	.947	20.3	1.350	.085	66.4	.877	.076	69.1	1.037
4	.912	52.5	.222	.994	28.5	.608	.148	64.4	.402	.125	67.7	.583
5	.626	52.4	.069	.965	28.2	.692	.138	64.4	.404	.119	68.1	.578
6	.385	52.3	.025	.917	27.0	.756	.138	64.0	.474	.117	67.7	.664
7	.913	54.2	.120	.995	39.3	.310	.291	62.4	.118	.233	66.4	.254
8	.608	54.4	.018	.979	39.2	.319	.277	63.1	.131	.226	67.6	.273
9	.421	57.3	.009	.980	39.7	.372	.239	66.1	.199	.193	69.8	.360

RESULTADOS (CIRCUITO DO AR)

ens	massa (kg/h)	Q _o (kJ/h)	Q _{cd} (kJ/h)	elev	tre (C)	econ (%)	ecox (%)
1	170.0	5546.	7447.	26.50	54.1	28.9	43.1
2	176.0	5684.	7710.	5.36	53.3	20.1	36.1
3	195.0	6227.	8542.	2.72	52.2	8.4	26.7
4	210.0	5047.	7127.	21.28	47.1	33.0	46.4
5	176.9	4292.	6110.	4.41	46.9	2.6	22.1
6	146.5	3700.	5045.	2.20	45.1	-62.0	-29.6
7	175.0	2599.	3771.	13.97	37.5	-14.2	8.6
8	190.0	2884.	4228.	2.71	36.9	-55.9	-24.7
9	202.0	3542.	5024.	1.75	39.0	-94.8	-55.8

DADOS DE ENTRADA (CIRCUITO DO R22)

ens	vazao	cons	pressao(MPa)		temperatura (C)							
	(l/h)	(kwh/h)	suc	desc	1	2	4	5	6	7	9	1
1	45.0	1.200	.443	2.068	-3.4	8.8	17.6	106.6	100.1	46.6	36.0	-3.4
2	45.0	1.200	.443	2.068	-3.5	9.0	17.7	106.5	99.7	46.3	36.0	-3.5
3	47.0	1.215	.439	2.066	-3.5	9.0	17.7	106.6	99.7	46.4	36.1	-3.5
4	39.0	1.120	.491	1.773	.0	13.2	40.7	110.9	103.4	41.4	29.6	.0
5	39.0	1.160	.494	1.790	.0	13.2	40.9	112.1	104.7	41.5	30.2	.0
6	37.0	1.140	.491	1.790	.0	13.1	41.6	112.7	105.2	41.0	30.0	.0
7	25.0	1.020	.570	1.445	3.7	18.1	73.3	121.2	109.5	32.0	24.8	3.7
8	25.0	1.080	.567	1.480	3.6	18.1	72.3	121.8	110.8	33.5	25.2	3.6
9	25.0	1.110	.567	1.583	3.6	18.4	66.0	120.7	111.2	37.0	27.4	3.6

PROPRIEDADES TERMODINAMICAS CALCULADAS (R22)

ens	pos	evaporador		compressor			condensador		v.expansao	
(Pevap)		h	x	v	h	x	h	x	h	x
1	E	122.7	-4.218	.05849	297.3	-25.016	341.6	18.605	122.7	.270
(.445)	S	291.0	-24.536		347.4	19.732	136.9	1.149	122.7	-4.218
2	E	122.7	-4.273	.05851	297.4	-25.375	341.3	18.181	122.7	.244
(.443)	S	291.2	-24.983		347.3	19.349	136.5	1.069	122.7	-4.273
3	E	122.8	-4.270	.05901	297.4	-25.375	341.3	18.395	122.8	.265
(.443)	S	291.2	-24.776		347.4	19.586	136.6	1.108	122.8	-4.270
4	E	114.4	-2.554	.05765	313.0	-20.713	347.6	17.410	114.4	.063
(.497)	S	293.2	-20.303		354.0	18.748	129.8	.807	114.4	-2.554
5	E	115.2	-2.675	.05727	313.1	-21.280	348.5	17.094	115.2	.050
(.497)	S	293.2	-20.997		354.8	18.415	130.0	.735	115.2	-2.675
6	E	115.0	-2.628	.05786	313.7	-21.067	348.9	17.556	115.0	.060
(.497)	S	293.1	-20.647		355.3	18.910	129.3	.731	115.0	-2.628
7	E	108.4	-1.462	.05546	335.9	-13.935	355.8	14.494	108.4	-.038
(.560)	S	295.5	-16.726		365.4	16.695	117.5	.196	108.4	-1.462
8	E	108.9	-1.522	.05562	335.2	-14.441	356.6	15.037	108.9	-.037
(.558)	S	295.6	-17.018		365.7	17.122	119.5	.260	108.9	-1.522
9	E	111.6	-1.788	.05441	330.6	-15.820	358.0	15.879	111.6	-.014
(.558)	S	295.8	-17.720		363.9	17.669	124.0	.419	111.6	-1.788

RESULTADOS (CIRCUITO DO R22)

ens	evaporador				condensador				compressor			
	Qo (kJ/h)	COPr	COPRr	RELR	Qcd (kJ/h)	COPa	COPRa	RELa	Qcp (kJ/h)	Vr (m3/h)	Pd/Pr	λ
1	8402.	3.36	1.95	1.28	10222.	4.09	2.37	1.72	2501.	2.92	4.67	.762
2	8411.	3.37	1.95	1.32	10225.	4.10	2.37	1.79	2493.	2.92	4.67	.763
3	8774.	3.37	2.01	1.42	10667.	4.10	2.44	1.95	2604.	3.08	4.70	.803
4	7935.	4.37	1.97	1.25	9667.	5.32	2.40	1.77	1817.	2.56	3.61	.668
5	7886.	4.27	1.89	1.03	9685.	5.24	2.32	1.46	1848.	2.54	3.62	.663
6	7491.	4.28	1.83	.90	9237.	5.27	2.25	1.23	1752.	2.43	3.65	.635
7	5462.	6.35	1.49	.71	6953.	8.08	1.89	1.03	861.	1.62	2.54	.423
8	5435.	6.14	1.40	.74	6902.	7.79	1.78	1.09	886.	1.62	2.61	.423
9	5313.	5.53	1.33	.89	6692.	6.96	1.68	1.26	961.	1.57	2.79	.410

AVALIACAO GLOBAL DO SISTEMA

ensaio	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ineficiencias energeticas (%)									
evap(agua)	1.6	7.6	12.2	11.8	25.8	38.1	34.8	32.2	26.9
evaporador	34.0	32.4	29.0	36.4	45.6	50.6	52.4	46.9	33.3
condensador	27.1	24.6	19.9	26.3	36.9	45.4	45.8	38.7	24.9
compressor	42.1	42.3	40.4	54.9	55.7	57.3	76.5	77.2	75.9
irreversibilidades (% em relacao ao input total)									
evaporador	16.1	16.5	17.2	14.8	14.8	14.9	10.1	9.3	9.3
condensador	22.1	22.0	22.6	19.2	18.5	18.2	12.2	12.0	12.0
compressor	47.9	48.1	46.3	55.9	57.7	59.0	75.2	76.3	75.8
succao	.6	.5	.7	.4	.3	.4	-2.2	-1.9	-1.4
descarga	1.3	1.3	1.4	1.5	1.4	1.4	1.7	1.6	1.3
liquido	1.0	1.0	1.0	.8	.7	.7	.2	.2	.3
expansao	5.1	5.2	5.4	2.9	2.9	2.8	1.1	1.1	1.3
totais	94.1	94.5	94.7	95.4	96.3	97.3	98.4	98.5	98.7
inputs CP	4317.2	4317.2	4371.1	4029.4	4173.3	4101.3	3669.6	3885.4	3993.4
(kJ/kg) AR	33.4	16.2	13.9	46.7	12.2	3.6	21.0	3.5	1.7
outputs AR	136.0	144.0	171.1	84.3	71.5	69.5	20.6	25.0	40.2
(kJ/kg) H2O	121.8	92.5	63.1	102.7	81.7	40.3	37.8	32.6	13.5
eficiencias exergeticas globais do sistema (%)									
c/ H2O cond	5.9	5.5	5.3	4.6	3.7	2.7	1.6	1.5	1.3
s/ H2O cond	3.1	3.3	3.9	2.1	1.7	1.7	.6	.6	1.0

APÊNDICE E

Listagem do programa de simulação dos processos da
bomba de calor. Programa principal SIMBC e sub-rotinas

```

PROGRAM SIMBC2
DIMENSION HARIN(20,20),WARIN(20,20),TARIN(20,20),HAROUT(20,20),WAR
*OUT(20,20),TAROUT(20,20),ARTOUT(20,20),ARHOUT(20,20),ARWOUT(20,20)
P=94925.5
CPAR=.238
XLE=0.95
G=1.27008E+08
G1=117.767818
G2=1.6997296
G3=-8.83043292E-04
G5=332541.759
G6=96.147

```

C
C
C

E V A P O R A D O R

```

WRITE(*,*)
WRITE(*,*)' fornecer os seguintes parametros para o EVAPORADOR:'
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)' DEN3 , DEN4 , DEN5'
READ(*,*)DEN3EV,DEN4EV,DEN5EV
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)' DTEV'
READ(*,*)DTEV
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)' eficiencia global'
READ(*,*)EFEV
WRITE(*,*)
NREV=4
NTLEV=8
COMPEV=0.3
XLEV=0.055
XHEV=0.055
DOEV=0.015875
DIEV=0.014097
XSOEV=0.0043
YEV=0.00035
YKFEV=190.0
XTR=1.

```

C
C
C

C O N D E N S A D O R

```

WRITE(*,*)' fornecer os seguintes parametros para o CONDENSADOR:'
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)' DEN3 , DEN4 , DEN5'
READ(*,*)DEN3CD,DEN4CD,DEN5CD
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)' DTCOND'
READ(*,*)DTCOND
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)' eficiencia global'
READ(*,*)EFCD
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)' NCONFIG (1/2/3)'
READ(*,*)NCONFIG
WRITE(*,*)
NRCD=5
NTLCD=16

```

```

COMPCD=0.435
XLCD=0.0218
XHCD=0.026
DOCD=0.0107
DICD=0.00907
XS0CD=0.00323
YCD=0.0004
YKFCD=39.0

C
C                                     C O M P R E S S O R
C

WRITE(*,*)' fornecer os seguintes parametros para o COMPRESSOR:'
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)' eficiencia global (eletrica * mecanica * termica)'
READ(*,*)EFCP
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)' eficiencia isoentropica'
READ(*,*)EFISO
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)' razao entre os volumes especificos na succao'
READ(*,*)RVESUC
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)' fracao do volume do espaco morto'
READ(*,*)RVEM
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)' volume de deslocamento dos pistoes (m3/h)'
READ(*,*)VPIST
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)' a valvula CPP esta atuando ? (S=1/N=2)'
READ(*,*)NCPP
WRITE(*,*)
IF(NCPP.EQ.1)THEN
WRITE(*,*)' qual a pressao na succao ? [MPa]'
READ(*,*)PSUC
WRITE(*,*)
ENDIF

C
C                                     TUBULACAO DE SUCCAO ( EV ... CP )
C

DITS=0.01107
DOTS=0.0127
EISTS=0.01
CTISTS=0.1
COMPV1=0.7
COMPTS=2.5
COMPV3=0.7

C
C                                     TUBULACAO DE DESCARGA ( CP ... CD )
C

DITD=0.01107
DOTD=0.0127
EISTD=0.01
CTISTD=0.1
COMPTD=1.6

C
C                                     TUBULACAO DE LIQUIDO ( CD ... GL ... VE )
C

```

```

DOTL=0.009525
DITL=0.007899
EISTL=0.01
CTISTL=0.1
COMPL1=1.0
COMPL3=1.75
COMPL5=0.6
DOGL=0.1
EGL=0.0015
DIGL=DOGL-2.*EGL
CTGL=39.0
COMPGL=0.6

```

C
C
C

CONDICOES DO AR

```

WRITE(*,*)' fornecer as seguintes condicoes para o AR'
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)' temperatura (C) e umidade relativa (dec)/ar ambiente'
READ(*,*)TAR1,UR1
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)' temperatura (C) e umidade relativa (dec)/ar secagem'
READ(*,*)TSEC,URSEC
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)' vazao (kg/h)'
READ(*,*)XMAR
WRITE(*,*)

```

C
C
C

ESTIMATIVAS INICIAIS

```

WRITE(*,*)' fornecer estimativas iniciais para TEV e TCOND (C)'
READ(*,*)TEV,TCOND
WRITE(*,*)
DTVP1=1.0
DTVP3=1.0
DTSUC=10.0
DTLIQ=5.0
XLARG=0.003
ITEREV=1
ITERCD=1
CALL PSICRO(TAR1,UR1,P,W,DENS,H,PVS,VISC,CT)
HAR1=H
WIN=W
WRITE(*,1000)
1000 FORMAT(/,17X,'SIMULACAO DA BOMBA DE CALOR - Silvio Rossi',/,27
*X,'Em execucao. Aguardar ...',/,17X,45('-'),/,17X,'ITEREV ITER
*CD TEV TCOND XMR',/,17X,45('-'))

```

C
C
C

CALCULO DAS CONDICOES DO R22 NOS ESTADOS DE SATURACAO

```

10 KEY=4
CALL INIT(TAR1,PP,TCOND,VL,VEST,H,S,X,HLAT,HL,SLAT,SL,KEY,H0,S0)
PCOND=PP/1000000
DENLCD=1./VL
DENVCD=1./VEST
CLRFCD=HLAT
HVCD=H
HLCD=HL

```

```

20 IF(KCONT.EQ.4)THEN
  WRITE(*,1010)ITEREV,ITERCD
1010 FORMAT(/,10X,'Apos',1X,12,2X,'iteracoes com a temperatura de evapo
  * racao (TEV)',/,10X,'Apos',1X,12,2X,'iteracoes com a temperatura de
  * condensacao (TCOND)',/)
  ENDIF
1020 FORMAT(15X,15,5X,15,2(3X,F8.2),5X,F4.1)
  CALL INIT(TAR1,PP,TEV,VL,VEST,H,S,X,HLAT,HL,SLAT,SL,KEY,H0,S0)
  PEV=PP/1000000
  DENLEV=1./VL
  DENVEV=1./VEST
  CLRFEV=HLAT
  HVSAT=H
  HLSAT=HL
  IF(KCONT.EQ.4)THEN
    WRITE(*,1030)TEV,PEV,TCOND,PCOND
1030 FORMAT(/,13X,'CONDICOES DO R22 NA EVAPORACAO E NA CONDENSACAO',//
    *,17X,'TEV          PEV          TCOND          PCOND',/,15X,F5.1,7X,F5.3,
    *7X,F5.1,6X,F5.3,/)
    WRITE(*,1040)
1040 FORMAT(/,13X,'calculando a vazao de refrigerante e as trocas',/,1
    *5X,'termicas nas linhas de liquido e de vapor',/,22X,'aguarde alg
    *uns segundos ...',/)
  ENDIF

```

C
C
C

CALCULO DA VAZAO DE MASSA DO REFRIGERANTE

```

ASTS=.7854*DITS**2
ASTL=.7854*DITL**2
AEXTS=XLARG*COMPTS
DENVTS=DENVEV
DENLTS=DENLEV
DENVTL=DENVCD
DENLTL=DENLCD
CLRFTS=CLRFEV
CLRFTL=CLRFCO
XRFTS=1.0
NEXPTS=0
XRFTL=0.
NEXPTL=1
TENTTS=TEV+DTEV+DTV1
TSAITS=1.2*TENTTS
TENTTL=TCOND-DTCOND-DTLIQ
TSAITL=0.9*TENTTL
TSAI1L=TCOND-DTCOND-0.25*DTLIQ
TENT2L=TSAI1L
TSAI2L=TENT2L-0.5*DTLIQ
TENT3L=TSAI2L
TSAI5L=0.9*TSAITL
30 TSUC=TENTTS+DTSUC+DTV3
KEY=5
IF(NCPP.EQ.2)THEN
  PSUC=PEV
  ENDIF
  CALL INIT(TAR1,PSUC,TSUC,VL,VEST,H,S,X,HLAT,HL,SLAT,SL,KEY,H0,S0)
  VESP1=VEST
  HSUC=H

```

```

T=TSUC+273.15
CV=G1+G2*T+G3*T**2+G5/(T**2)
GAMA=1.+G6/CV
FF=0.
XN=GAMA-FF*(GAMA-1.0)
EXPO=(XN-1.0)/XN
TISO=T*(PCOND/PEV)**EXPO
TISO=TISO-273.15
CALL INIT(TAR1,PCOND,TISO,VL,VEST,H,S,X,HLAT,HL,SLAT,SL,KEY,H0,S0)
HISO=H
EFVI=1.+RVEM-RVEM*(PCOND/PEV)**(1./XN)
EFVR=RVSUC*EFVI
VREF=VPIST*EFVR
XMR=VREF/VESP1

```

C
C
C

CALCULOS NO TROCADOR DE CALOR (SUCCAO X LIQUIDO)

```

CT3TS=XMR/ASTS
CT3TL=XMR/ASTL
40 TMTS=(TENTTS+TSAITS)/2.
CALL HREF(XRFTS,XTR,TMTS,DENLTS,DENVTS,CT3TS,CT4,CT6,CT11,DITS,XBO
*IL,VARX,HRF3,HRFTR,HRFSUP,NEXPTS,PEV,CPR,G,CLRFTS,TTUBO,TEV,TCOND)
CPRTS=CPR
DEN1S=1./HRF3
50 TMTL=(TENTTL+TSAITL)/2.
CALL HREF(XRFTL,XTR,TMTL,DENLTL,DENVTL,CT3TL,CT4,CT6,CT11,DITL,XBO
*IL,VARX,HRF3,HRFTR,HRFSUP,NEXPTL,PCOND,CPR,G,CLRFTL,TTUBO,TEV,TCON
*D)
CPRTL=CPR
DEN2S=1./DEN5EV
DEN3S=0.
DEN4S=1./DEN5CD
DEN5S=1./HRF3
UEXT=1./((DEN1S+DEN2S+DEN3S+DEN4S+DEN5S)
DMLT=((TENTTL-TSAITS)-(TSAITL-TENTTS))/ALOG((TENTTL-TSAITS)/(TSAIT
*L-TENTTS))
QTS=UEXT*AEXTS*DMLT
TRSTS=TENTTS+QTS/(XMR*CPRTS)
DIFTRS=ABS(TRSTS-TSAITS)
IF(DIFTRS.LT.0.1)GO TO 60
TSAITS=TRSTS
GO TO 40

```

C
C
C
C
C

CALCULOS NA TUBULACAO DE VAPOR

TRECHO 1: (EV...TC)

```

60 DI=DITS
DO=DOTS
EIS=EISTS
CTIS=CTISTS
COMP=COMPV1
TEXT=0.8*TAR1
NEXP=0
XRF=1.0
DENSL=DENLEV
DENSX=DENVEV

```

```

NAT=1
CLRF=CLRFEV
TENT=TEV+DTEV
TSAIDA=TENTTS
NVAP=1
NLINHA=1
NLIQ=0
DEN5=1./DEN5EV
GO TO 120

C
C
C
TRECHO 3: (TC...CP)

70 COMP=COMPV3
TENT=TSaits
TSAIDA=TENT+DTVP3
GO TO 120

80 DTSUCC=TSaits-TENTTS
DIFDTS=ABS(DTSUCC-DTSUC)
IF(DIFDTS.LT.0.1)GO TO 90
DTSUC=DTSUCC
TENTTS=TEV+DTEV+DTVP1
GO TO 30

90 DFDVP1=ABS(DTVP1C-DTVP1)
DFDVP3=ABS(DTVP3C-DTVP3)
IF((DFDVP1.LT.0.1).AND.(DFDVP3.LT.0.1))GO TO 100
DTVP1=DTVP1C
DTVP3=DTVP3C
TENTTS=TEV+DTEV+DTVP1
GO TO 30

100 TRSTL=TENTTL-QTS/(XMR*CPRTL)
DIFTRS=ABS(TRSTL-TSAITL)
IF(DIFTRS.LT.0.1)GO TO 110
TSAITL=TRSTL
GO TO 50

110 TENT2V=TENTTS
TSAI2V=TSaits
TENT4L=TENTTL
TSAI4L=TSAITL

```

```

C
C
C
C
C
C
CALCULOS NA TUBULACAO DE LIQUIDO

TRECHO 1: (CD ... GL)

```

```

DI=DITL
DO=DOTL
EIS=EISTL
CTIS=CTISTL
COMP=COMPL1
TEXT=1.2*TAR1
NEXP=1
XRF=0.
DENSL=DENLCD
DENSV=DENVCD
NAT=1
CLRF=CLRFCD
TENT=TCOND-DTCOND
TSAIDA=TSai1L

```

```

NLIQ=1
NLINHA=2
NVAP=0
DEN5=1./DENSCD
120 Z=D0+2.*EIS
AEXT=3.1416*Z*COMP
AST=0.7854*DI**2
CT3=XMR/AST
130 TM=(TENT+TSAIDA)/2.
CALL HREF(XRF,XTR, TM, DENSL, DENSV, CT3, CT4, CT6, CT11, DI, XBOIL, VARX, HR
*F3, HRFTR, HRFSUP, NEXP, PCOND, CPR, G, CLRF, TTUBO, TEV, TCOND)
140 XTAR=(TEXT+TAR1)/2.
CALL HAR(XTAR, GMAX, XL, D0, AA2, CPAR, NR, HSECO, NAT, G, TEXT, Z, TAR1, UR1)
DEN1=1./HSECO
DEN2=Z/HRF3/DI
DEN3=0.0
DEN4=Z*ALOG(Z/D0)/(2.*CTIS)
UEXT=1./(DEN1+DEN2+DEN3+DEN4+DEN5)
DIF1=ABS(TENT-TAR1)
DIF2=ABS(TSAIDA-TAR1)
DMLT=(TENT-TSAIDA)/ALOG(DIF1/DIF2)
QTL1=UEXT*AEXT*DMLT
TRS=TENT-QTL1/(XMR*CPR)
DIFTRS=ABS(TRS-TSAIDA)
IF(DIFTRS.LT.0.1)GO TO 150
TSAIDA=TRS
GO TO 130
150 TEXTC=TM-QTL1*(DEN2+DEN3+DEN4+DEN5)/AEXT
DFTEXT=ABS(TEXTC-TEXT)
IF(DFTEXT.LT.0.1)GO TO 160
TEXT=TEXTC
GO TO 140
160 TTEXTI=TENT-QTL1*(DEN2+DEN5)/AEXT
TTEXTS=TSAIDA-QTL1*(DEN2+DEN5)/AEXT
TTEXT=(TTEXTI+TTEXTS)/2.
IF(NLIQ.GE.1)GO TO 170
IF(NVAP.EQ.1)THEN
DTVP1C=TSAIDA-TENT
TENT1V=TENT
TSAI1V=TSAIDA
TEX1IV=TTEXTI
TEX1SV=TTEXTS
TEX1MV=TTEXT
TEX1AV=TEXTC
NVAP=3
GO TO 70
ENDIF
IF(NVAP.EQ.3)THEN
DTVP3C=TSAIDA-TENT
TENT3V=TENT
TSAI3V=TSAIDA
TEX3IV=TTEXTI
TEX3SV=TTEXTS
TEX3MV=TTEXT
TEX3AV=TEXTC
GO TO 80
ENDIF

```

```

170 IF(NLIQ.EQ.5)GO TO 210
    IF(NLIQ.EQ.3)THEN
        DIFDTL=ABS(TSAIDA-TENTTL)
        IF(DIFDTL.LT.0.1)GO TO 180
        TENTTL=TSAIDA
        GO TO 50
180 TENT3L=TENT
    TSAI3L=TSAIDA
    TEX3IL=TTEXTI
    TEX3SL=TTEXTS
    TEX3ML=TTEXT
    TEX3AL=TEXTC
    NLIQ=5
    GO TO 200
    ENDIF
    IF(NLIQ.EQ.2)THEN
        NLIQ=3
        TENT2L=TENT
        TSAI2L=TSAIDA
        TEX2IL=TTEXTI
        TEX2SL=TTEXTS
        TEX2ML=TTEXT
        TEX2AL=TEXTC
        GO TO 190
    ENDIF
    NLIQ=2
    TENT1L=TENT
    TSAI1L=TSAIDA
    TEX1IL=TTEXTI
    TEX1SL=TTEXTS
    TEX1ML=TTEXT
    TEX1AL=TEXTC
C
C          TRECHO 2: GARRAFA DE LIQUIDO
C
    DI=DIGL
    DO=DOGL
    EIS=EGL
    CTIS=CTGL
    COMP=COMPGL
    TENT=TSAIDA
    TSAIDA=TSAI2L
    GO TO 120
C
C          TRECHO 3: (GL ... TC)
C
190 DI=DITL
    DO=DOTL
    EIS=EISTL
    CTIS=CTISTL
    COMP=COMPL3
    TENT=TSAIDA
    TSAIDA=TENTTL
    GO TO 120
C
C          TRECHO 5: (TC ... VE)
C

```

```

200 DI=DITL
    DO=DOTL
    EIS=EISTL
    CTIS=CTISTL
    COMP=COMPL5
    TENT=TSAILT
    TSAIDA=TSAIL5L
    GO TO 120
210 TENT5L=TENT
    TSAI5L=TSAILDA
    TEX5IL=TTEXTI
    TEX5SL=TTEXTS
    TEX5ML=TTEXT
    TEX5AL=TEXTC
C
C          CALCULOS NA DESCARGA DO COMPRESSOR
C
    TD=TISO
    HDESC=HSUC+(HISO-HSUC)/EFISO
220 CALL INIT(TAR1,PCOND,TD,VL,VEST,H,S,X,HLAT,HL,SLAT,SL,KEY,H0,S0)
    DELHD=ABS(HDESC-H)
    IF(DELHD.GT.1.)THEN
        TD=TD+0.5
        GO TO 220
    ENDIF
    QCPR=XMR*(HDESC-HSUC)
    QCPRG=QCPR/EFCP/4.187/860.
1050 FORMAT(////,28X,'C O M P R E S S O R',//,' TSUC  HSUC  VESP1
    *VREF  TISO  HISO  HDESC  EFVR  XMR  QCPR  QCPRG',//,F6.1,F7.
    *1,F8.4,3(F7.1),F8.1,F7.3,F6.1,F7.0,F7.3,////////)
C
C          CALCULO DA TROCA DE CALOR NA TUBULACAO DE DESCARGA
C
    DI=DITD
    DO=DOTD
    EIS=EISTD
    CTIS=CTISTD
    COMP=COMPTD
    Z=D0+2.*EIS
    AEXT=3.1416*Z*COMP
    AST=0.7854*DI**2
    CT3=XMR/AST
    DEN3=0.0
    DEN4=Z*ALOG(Z/D0)/(2.*CTIS)
    DEN5=1./DENSEV
    DENSL=DENLCD
    DENSV=DENVCD
    TEXT=0.8*TD
    NEXP=1
    TENT=TD
    TSAIDA=TENT*0.9
    XRF=1.0
230 TM=(TENT+TSAIDA)/2.
    CALL HREF(XRF,XTR,TM,DENSL,DENSV,CT3,CT4,CT6,CT11,DI,XBOIL,VARX,HR
    *F3,HRFTR,HRFSUP,NEXP,PCOND,CPR,G,CLRF,TTUBO,TEV,TCOND)
240 T=(TEXT+TAR1)/2.
    CALL HAR(T,GMAX,XL,D0,AA2,CPAR,NR,HSECO,NAT,G,TEXT,Z,TAR1,UR1)

```

```

DEN1=1./HSECO
DEN2=Z/HRF3/DI
UEXT=1./((DEN1+DEN2+DEN3+DEN4+DEN5)
DMLT=(TENT-TSAIDA)/ALOG((TENT-TAR1)/(TSAIDA-TAR1))
QTD=UEXT*AEXT*DMLT
TRS=TENT-QTD/(XMR*CPR)
DIFTRS=ABS(TRS-TSAIDA)
IF(DIFTRS.LT.0.1)GO TO 250
TSAIDA=TRS
GO TO 230
250 TEXTC=TM-QTD*(DEN2+DEN3+DEN4+DEN5)/AEXT
DFTEXT=ABS(TEXTC-TEXT)
IF(DFTEXT.LT.0.1)GO TO 260
TEXT=TEXTC
GO TO 240
260 TTEXTI=TENT-QTD*(DEN2+DEN5)/AEXT
TTEXTS=TSAIDA-QTD*(DEN2+DEN5)/AEXT
TTEXT=(TTEXTI+TTEXTS)/2.
CALL INIT(TAR1,PCOND,TSAIDA,VL,VEST,H,S,X,HLAT,HL,SLAT,SL,KEY,HO,S
*0)
TENTCD=TSAIDA
HENTCD=H
TENT4V=TENT
TSAI4V=TSAIDA
TEX4IV=TTEXTI
TEX4SV=TTEXTS
TEX4MV=TTEXT
TEX4AV=TEXTC
IF(KCONT.EQ.4)THEN
C
C      RESULTADOS DOS CALCULOS DAS TROCAS TERMICAS NAS LINHAS
C
WRITE(*,1060)
1060 FORMAT(/,10X,'RESULTADOS DOS CALCULOS DAS TROCAS TERMICAS NAS LIN
*HAS',/,23X,'(LADO DO REFRIGERANTE)',///,27X,'LINHA DE LIQUIDO',/,7
*5(' - '),/,5X,'TRECHO      TENT      TSAIDA      TTUBO1      TTUBOs
*TTUBOm      TTUBOamb',/,75(' - '))
WRITE(*,1070)TENT1L,TSAI1L,TEX1IL,TEX1SL,TEX1ML,TEX1AL
1070 FORMAT(1X,'(1) CD...GL',6(5X,F5.1))
WRITE(*,1080)TENT2L,TSAI2L,TEX2IL,TEX2SL,TEX2ML,TEX2AL
1080 FORMAT(1X,'(2)   GL   ',6(5X,F5.1))
WRITE(*,1090)TENT3L,TSAI3L,TEX3IL,TEX3SL,TEX3ML,TEX3AL
1090 FORMAT(1X,'(3) GL...TC',6(5X,F5.1))
WRITE(*,1100)TENT4L,TSAI4L
1100 FORMAT(1X,'(4)   TC   ',2(5X,F5.1))
WRITE(*,1110)TENT5L,TSAI5L,TEX5IL,TEX5SL,TEX5ML,TEX5AL
1110 FORMAT(1X,'(5) TC...VE',6(5X,F5.1))
WRITE(*,1120)
1120 FORMAT(75(' - '),////,28X,'LINHA DE VAPOR',/,75(' - '))
WRITE(*,1130)TENT1V,TSAI1V,TEX1IV,TEX1SV,TEX1MV,TEX1AV
1130 FORMAT(1X,'(1) EV...TC',6(5X,F5.1))
WRITE(*,1140)TENT2V,TSAI2V
1140 FORMAT(1X,'(2)   TC   ',2(5X,F5.1))
WRITE(*,1150)TENT3V,TSAI3V,TEX3IV,TEX3SV,TEX3MV,TEX3AV
1150 FORMAT(1X,'(3) TC...CP',6(5X,F5.1))
WRITE(*,1160)TENT4V,TSAI4V,TEX4IV,TEX4SV,TEX4MV,TEX4AV
1160 FORMAT(1X,'(4) CP...CD',6(5X,F5.1),/,75(' - '))

```



```

K=3
DENSL=DENLEV
DENSV=DENVEV
CT3=XMR/AS
CT4=CT3**2/(DENSL**2*G*DI)
CT6=(DENSV/DENSL)**0.5
CT11=CLRFEV/DELTZ/G
NEXP=0
NAT=0
LCOND=0
TT=TAR1*.8
TSAT=TDP
AGUATOT=0.
QOARTOT=0.
QORTOT=0
DO 560 I=1,NR
LM=NTL+1
AGUACOL=0.
QOARCOL=0.
QORCOL=0.
IF(KCONT.EQ.4)THEN
IF(I.EQ.4)THEN
WRITE(*,1170)
1170 FORMAT(////////////////)
ENDIF
WRITE(*,1180)I
1180 FORMAT(/,34X,'COLUNA',I2,/,1X,78(' '),/,18X,'AR',20X,'TUBO',15X,'R
*22',/,2X,'T',2X,31(' '),1X,10(' '),1X,31(' '),/,5X,'Htot',3X,'Te',
*3X,'Ts',4X,'Qo',3X,'agua',1X,'IFL',2X,'Tin',2X,'Tex',2X,'HRF3',3X,
*'Ts',3X,'Qo',3X,'XRFe',2X,'XRFs',2X,'K',/,1X,3(' '),1X,31(' '),1X,
*10(' '),1X,31(' '))
ENDIF
DO 550 J=1,NTL
JK=J
LM=LM-2
IF(IK.NE.4)GO TO 300
280 JK=0
SAGUAESP=SAGUA
AGUAESP=AGUACOL
QOARESP=QOARCOL
QORESP=QORCOL
AGUACOL=0.
QOARCOL=0.
QORCOL=0.
SAGUA=0.
K=3
290 JK=JK+1
TARIN(I,JK)=ART
HARIN(I,JK)=ARH
WARIN(I,JK)=ARW
300 TENT=TSAIDA
ENTRFE=ENTRFS
XTAR=TARIN(I,JK)
CALL HAR(XTAR,GMAX,XL,DO,AA2,CPAR,NR,HSECO,NAT,G,TEXT,Z,TAR1,UR1)
310 CALL HREF(XRF,XTR,TM,DENSL,DENSV,CT3,CT4,CT6,CT11,DI,XBOIL,VARX,HR
*F3,HRFTR,HRFSUP,NEXP,PCPV,CPR,G,CLRFEV,TTUBO,TEV,TCOND)
IF((XTAR.LE.TENT).OR.(TT.LE.TSAIDA))THEN

```

```

DMLT=0.
ELSE
DMLT=((TARIN(I,JK)-TENT)-(TT-TSAIDA))/ALOG((TARIN(I,JK)-TENT)/(TT-
*TSAIDA))
ENDIF
IF(K.LE.4)GO TO 320
F=1.0
DMLT=DMLT*F
320 TA=TM+DMLT
IF(LCOND.EQ.1)GO TO 330
C=0.
330 CLAG=598.3-.54976*TSAT
HCOND=HSECO*CLAG*C/XLE/CPAR
HTOT=HSECO+HCOND
CALL ALETA(HTOT,YKF,Y,ZEQ,RR,AT,AF,AO,FIO)
DEN1=1./(HTOT*A0*XMEL*FIO)
DEN2=1./(HRF3*AI*XMEL)
DEN3=1./(DEN3EV*XMEL*AT)
DEN4=1./(DEN4EV*A0*XMEL*FIO)
DEN5=1./(DEN5EV*AI*XMEL)
QELC=DMLT/(DEN1+DEN2+DEN3+DEN4+DEN5)
TTBIN=QELC*(DEN2+DEN5)+TM
TTBEX=QELC*(DEN2+DEN5+DEN3)+TM
IF(TTBEX.GE.TDP)GO TO 360
LCOND=1
DFTSAT=ABS(TTBEX-TSAT)
IF(DFTSAT.GT.0.1)GO TO 340
DIFQEL=ABS(QELC-QEL)
IF(DIFQEL.LE.TOLQEL)GO TO 360
QEL=QELC
340 TSAT=TTBEX
TTS=TSAT+273.15
PVSAT=EXP(60.43-6834.27/TTS-5.17*ALOG(TTS))
WSAT=.622*PVSAT/(94925.5-PVSAT)
C=(WARIN(I,JK)-WSAT)/(TARIN(I,JK)-TSAT)
IF(C.LT.0.0)GO TO 350
CC=C
GO TO 330
350 C=CC
GO TO 330
360 XQELC=QELC*4.187
QELRF=XQELC/EFEV
HAROUT(I,JK)=HARIN(I,JK)-XQELC/XMAREL
S1=TARIN(I,JK)-WARIN(I,JK)/C
S2=HAROUT(I,JK)+C*S1*2501.508
S3=C*S1*1.792-0.99353
S4=C*1.7922
S5=C*2501.508
370 S6=S5*TT+S4*TT**2
S7=S5+2.*S4*TT
S8=S2+S3*TT-S6
S9=S5+S4*TT
TTC=TT-S8*S9/(S9*(S3-S7)-S8*S4)
DIFTT=ABS(TTC-TT)
IF(DIFTT.LT.0.1)GO TO 380
TT=TTC
GO TO 370

```

```

380 IF(IFLAG.EQ.1)GO TO 390
    WTT=(HAROUT(I,JK)-.99353*TT)/(2501.508+1.7922*TT)
    PVSTT=EXP(60.43-6834.27/(TT+273.15)-5.17*ALOG(TT+273.15))
    WTTS=0.622*PVSTT/(94925.5-PVSTT)
    IF(WTT.LE.WTTS)GO TO 400
    IFLAG=1
390 PVSTT=EXP(60.43-6834.27/(TT+273.15)-5.17*ALOG(TT+273.15))
    WTTS=0.622*PVSTT/(94925.5-PVSTT)
    TTC=(HAROUT(I,JK)-WTTS*2501.508)/(.99353+1.7922*WTTS)
    DIFTT=ABS(TTC-TT)
    IF(DIFTT.LT.0.1)GO TO 400
    IF(TTC.GT.TT)THEN
        TT=TT+0.025
    ELSE
        TT=TT-0.025
    ENDIF
    GO TO 390
400 IF((XTAR.LE.TENT).OR.(TT.LE.TSAIDA))THEN
    DMLTC=0.
    ELSE
        DMLTC=((TARIN(I,JK)-TENT)-(TT-TSAIDA))/ALOG((TARIN(I,JK)-TENT)/(TT
        *-TSAIDA))
    ENDIF
    IF(K.LE.4)GO TO 410
    F=1.0
    DMLTC=DMLTC*F
410 TAC=TM+DMLTC
    DIFTA=ABS(TAC-TA)
    IF(DIFTA.LT.0.1)GO TO 420
    TA=TAC
    GO TO 330
420 IF(K.GE.4)GO TO 430
    VARXC=QELRF/XMR/CLRFEV
    DIFX=ABS(VARXC-VARX)
    IF(DIFX.LE.TOLX)GO TO 430
    VARX=(VARXC+VARX)/2.
    GO TO 310
430 ENTRFS=ENTRFE+QELRF/XMR
    TAROUT(I,JK)=TTC
    WAROUT(I,JK)=(HAROUT(I,JK)-0.99353*TAROUT(I,JK))/(1.7922*TAROUT(I,
    *JK)+2501.508)
    AGUA=XMAREL*(WARIN(I,JK)-WAROUT(I,JK))
    SAGUA=SAGUA+AGUA
    IF(K.NE.5)GO TO 450
    DT=QELRF/XMR/(CPR*4.187)
    TSAIDA=TENT+DT
    TMC=(TENT+TSAIDA)/2.
    DIFTM=ABS(TMC-TM)
    IF(DIFTM.LE.0.1)GO TO 440
    TM=TMC
    GO TO 320
440 IF((XTAR.LE.TENT).OR.(TTC.LE.TSAIDA))THEN
    DMLTCALC=0.
    ELSE
        DMLTCALC=((TARIN(I,JK)-TENT)-(TAROUT(I,JK)-TSAIDA))/ALOG((TARIN(I,
        *JK)-TENT)/(TAROUT(I,JK)-TSAIDA))
    ENDIF

```

```

C      XR=(TARIN(I,JK)-TAROUT(I,JK))/(TSAIDA-TENT)
C      XS=(TSAIDA-TENT)/(TARIN(I,JK)-TENT)
C      WRITE(*,*)
C      WRITE(*,*)'    aqui vao os valores de R e S. Fornecer FATOR !!!'
C      WRITE(*,*)
C      WRITE(*,*)XR,XS
C      WRITE(*,*)
C      READ(*,*)F
      F=1.0
      DMLTR=DMLTCALC*F
      DFDMLT=ABS(DMLTR-DMLT)
      IF((IK.EQ.4).AND.(K.EQ.5))THEN
        TOLERA=TOLDMLT*10.
      ELSE
        TOLERA=TOLDMLT
      ENDIF
      IF(DFDMLT.LE.TOLERA)GO TO 450
      DMLT=DMLTR
      GO TO 320
450  AGUACOL=AGUACOL+AGUA
      QOARCOL=QOARCOL+XQELC
      QORCOL=QORCOL+QELRF
      IF(K.LT.4)GO TO 470
      IF(K.EQ.4)GO TO 460
      GO TO 500
460  IF(XRFS.GE.1.0)GO TO 500
470  XRFS=XRF+VARX
      IF((LL.EQ.1).OR.(XRFS.LT.XTR))GO TO 490
      IF(XTR.EQ.1.0)GO TO 480
      XTR=XRFS
480  X1=1.0
      XESP=XRFS
      HRESP=HRF3
      CALL HREF(X1,XTR,TM,DENSL,DENSV,CT3,CT4,CT6,CT11,DI,XBOIL,VARX,HRF
*3,HRFTR,HRFSUP,NEXP,PCPV,CPR,G,CLRFEV,TTUBO,TEV,TCOND)
      HRFSUP=HRF3
      CALL HREF(XRFS,XTR,TM,DENSL,DENSV,CT3,CT4,CT6,CT11,DI,XBOIL,VARX,H
*RF3,HRFTR,HRFSUP,NEXP,PCPV,CPR,G,CLRFEV,TTUBO,TEV,TCOND)
      HRFTR=HRF3
      HRF3=HRESP
      XRFS=XESP
      LL=1
490  IF((IK.EQ.4).OR.(XRFS.LE.1.0))GO TO 500
      IK=4
      XRFS=XRFS-VARX
      XRF=XRFS
      XRFESP=XRF
      XBOIL=XBOIL*10.
      VARX=VARX/10.
      XMEL=XMEL/10.
      DEN3=DEN3/10.
      DEN4=DEN4/10.
      DEN5=DEN5/10.
      XMAREL=XMAREL/10.
      TOLX=TOLX/5.
      TOLDMLT=TOLDMLT/10.
      TOLQEL=0.001

```

```

TSAIDA=TENT
ENTRFS=ENTRFE
ART=TARIN(I, JK)
ARH=HARIN(I, JK)
ARW=WARIN(I, JK)
SOMAT=0.
SOMAH=0.
SOMAW=0.
SOMAHRF3=0.
SOMAGUA=0.
SOMAQOAR=0.
SOMATIN=0.
SOMATEX=0.
GO TO 280
500 IF(IK.NE.4)GO TO 530
SOMAT=SOMAT+TAROUT(I, JK)
SOMAH=SOMAH+HAROUT(I, JK)
SOMAW=SOMAW+WAROUT(I, JK)
SOMAHRF3=SOMAHRF3+HRF3
SOMAGUA=SOMAGUA+AGUA
SOMAQOAR=SOMAQOAR+XQELC
SOMATIN=SOMATIN+TTBIN
SOMATEX=SOMATEX+TTBEX
XRF=XRFS
IF(XRFS.LE.1.0)GO TO 510
XRFS=1.0
K=5
IX=I
JX=J
DXSUP=COMP/10.*JK
DXINF=COMP/10.*(JK-1)
510 IF(JK.LT.10)GO TO 290
IK=0
JJ=J+LM
AGUA=SOMAGUA
XQELC=SOMAQOAR
QELRF=XQELC/EFEV
ML=NTL+1
DO 520 JK=1,NTL
ML=ML-2
JL=JK+ML
IF(I.EQ.1)THEN
TARIN(I, JL)=TAR1
HARIN(I, JL)=HAR1
WARIN(I, JL)=WIN
ELSE
TARIN(I, JL)=TAROUT(I-1, JK)
HARIN(I, JL)=HAROUT(I-1, JK)
WARIN(I, JL)=WAROUT(I-1, JK)
ENDIF
520 CONTINUE
JK=J
TAROUT(I, JK)=SOMAT/10.
HAROUT(I, JK)=SOMAH/10.
WAROUT(I, JK)=SOMAW/10.
HRF3=SOMAHRF3/10.
TTBIN=SOMATIN/10.

```



```

580 CONTINUE
    TARCOND=TARCOND/NTL
    WARCOND=WARCOND/NTL
    HARCOND=HARCOND/NTL
    IF(KCONT.EQ.4)THEN
        WRITE(*,*)
        WRITE(*,1230)TARCOND,WARCOND,HARCOND
1230 FORMAT(/,2X,'valores medios na saída :  TAR =',F5.1,4X,'WAR =',F8
        *.6,4X,'HAR =',F5.1,/)
        WRITE(*,1240)TSAIDA,ENTRFS
1240 FORMAT(/,19X,'TR22 = ',F5.1,8X,'HR22 = ',F6.1,/)
        WRITE(*,1250)DXINF,DXSUP,JX,IX
1250 FORMAT(/,1X,'o inicio do superaquecimento do R22 no evaporador oco
        *rre entre',1X,F5.3,1X,'e',1X,F5.3,1X,'m',/,24X,'no tubo',I3,2X,'da
        * coluna',I2,///)
        ENDIF
        IF(ICONT.EQ.3)GO TO 590

C
C          CHECANDO A TEMPERATURA DE EVAPORACAO
C
    TEVC=TSAIDA-DTEV
    DFTEV=ABS(TEVC-TEV)
    IF(DFTEV.GT.0.1)THEN
        TEV=(TEVC+TEV)/2.
        ITEREV=ITEREV+1
        KEY=4
        ICONT=1
        GO TO 20
    ELSE
        ICONT=3
        GO TO 590
    ENDIF

C
C          CALCULOS NO CONDENSADOR
C
590 TENT=TENTCD
    ENTRFE=HENTCD
    TT=TCOND-DTCOND
    CALL INIT(TAR1,PCOND,TT,VL,VEST,H,S,X,HLAT,HL,SLAT,SL,KEY,H0,S0)
    ENTROUT=H
    QCDDR=XMR*(ENTRFE-H)
    QCDDAR=QOR*EFCD
    HARSAIDA=HARCOND+QCDDAR/XMAR
    IF(KCONT.EQ.4)THEN
        WRITE(*,1260)
1260 FORMAT(/,32X,'CONDENSADOR')
    ENDIF
    NR=NRCD
    NTL=NTLCD
    NRX=NR
    NTLX=NTL
    COMP=COMPCD
    XL=XLCD
    XH=XHCD
    DO=DOCD
    DI=DICD
    XSO=XSOCD

```

```

Y=YCD
YKF=YKFCD
DELTZ=COMPCD
CLRF=CLRFCD
NEXP=1
IF(NCONFIG.EQ.2)THEN
NR=NTLCD
NTL=NRCD
DO 600 I=1,NR
TARIN(I,1)=TARCOND
HARIN(I,1)=HARCOND
600 CONTINUE
ELSE
DO 610 J=1,NTL
TARIN(1,J)=TARCOND
HARIN(1,J)=HARCOND
610 CONTINUE
ENDIF
CALL DIMTC(DI,DO,XH,XL,NRX,NTLX,COMP,DELTZ,XSO,Y,XMAR,AS,AI,AO,AF,
*AT,AAZ,GMAX,XMEL,XMAREL,XBOIL,ZEQ,RR)
ENTRFS=ENTRFE
TSAIDA=TENT
TM=0.9*TENT
PCPV=PCOND
DENSL=DENLCD
DENSVD=DENVCD
TT=1.2*TARCOND
TTUBO=0.9*TCOND
QARTOT=0.
QRTOT=0.
AGUA=0.
AGUATOT=0.
IFLAG=0
TARSEC=0.
WARSEC=0.
HARSEC=0.
XRF=1.0
K=5
IF(NCONFIG.EQ.3)THEN
XMR=XMR/NR
TZERO=TENT
XRFO=XRF
ENTRFO=ENTRFE
QCOND=0.
ICOND=0
TRM=0.
XRFCOL=0.
TRCOL=0.
ERCOL=0.
ENDIF
DO 820 I=1,NR
IF(NCONFIG.EQ.3)THEN
TSAIDA=TZERO
TM=0.9*TZERO
ENTRFS=ENTRFO
XRFS=XRFO
K=5

```

```

ENDIF
LM=NTL+1
QARCOL=0.
QRCOL=0.
AGUACOL=0.
IF(KCONT.EQ.4)THEN
WRITE(*,1180)I
ENDIF
DO 810 J=1,NTL
JK=J
LM=LM-2
IF(IK.NE.4)GO TO 640
620 JK=0
XRF=XRFS
QARESP=QARCOL
QRESP=QRCOL
QARCOL=0.
QRCOL=0.
630 JK=JK+1
TARIN(I,JK)=ART
HARIN(I,JK)=ARH
640 TENT=TSAIDA
ENTRFE=ENTRFS
XRF=XRFS
XTAR=TARIN(I,JK)
CALL HAR(XTAR,GMAX,XL,DO,AA2,CPAR,NRX,HSECO,NAT,G,TEXT,Z,TAR1,UR1)
HTOT=HSECO
CALL ALETA(HTOT,YKF,Y,ZEQ,RR,AT,AF,AO,FIO)
650 CALL HREF(XRF,XTR,TM,DENSL,DENSV,CT3,CT4,CT6,CT11,DI,XBOIL,VARX,HR
*F3,HRFTR,HRFSUP,NEXP,PCPV,CPR,G,CLRF,TTUBO,TEV,TCOND)
660 TSMTT=ABS(TSAIDA-TT)
DMLT=((TENT-TARIN(I,JK))-TSMTT)/ALOG((TENT-TARIN(I,JK))/TSMTT)
IF((K.GE.2).AND.(K.LE.4))GO TO 670
F=1.0
DMLT=DMLT*F
670 TA=TM-DMLT
DEN1=1./(HTOT*AO*XMEL*FIO)
DEN2=1./(HRF3*AI*XMEL)
DEN3=1./(DEN3CD*XMEL*AT)
DEN4=1./(DEN4CD*AO*XMEL*FIO)
DEN5=1./(DEN5CD*AI*XMEL)
QELC=DMLT/(DEN1+DEN2+DEN3+DEN4+DEN5)
TTC=TARIN(I,JK)+QELC/XMAREL/CPAR
DIFTT=ABS(TTC-TT)
IF(DIFTT.LT.0.01)GO TO 680
TT=TTC
GO TO 660
680 XQELC=QELC*4.187
QELRF=XQELC/EFCD
IF((K.LE.2).OR.(K.GE.4))GO TO 690
VARXC=QELRF/XMR/CLRF
DIFX=ABS(VARXC-VARX)
IF(DIFX.LE.TOLX)GO TO 690
VARX=VARXC
GO TO 650
690 ENTRFS=ENTRFE-QELRF/XMR
IF((K.EQ.5).AND.(ENTRFS.LT.HVCD))GO TO 720

```

```

IF((K.EQ.3).AND.(ENTRFS.LT.HLCD))GO TO 720
IF(K.EQ.3)GO TO 700
DT=QELRF/XMR/(CPR*4.187)
TSAIDA=TENT-DT
TMC=(TENT+TSAIDA)/2.
DIFTM=ABS(TMC-TM)
IF(DIFTM.LE.0.01)GO TO 700
TM=TMC
GO TO 650
700 TAROUT(I,JK)=TTC
HAROUT(I,JK)=HARIN(I,JK)+XQELC/XMAREL
TA=TM-DMLT
TTBEX=TM-QELC*(DEN2+DEN5+DEN3)
TTBIN=TM-QELC*(DEN2+DEN5)
DELTB=ABS(TTBIN-TTUBO)
IF(DELTB.LE.0.01)GO TO 710
TTUBO=TTBIN
GO TO 650
710 QARCOL=QARCOL+XQELC
QRCOL=QRCOL+QELRF
IF((K.LE.2).OR.(K.GE.4))GO TO 740
XRF5=XRF-VARXC
GO TO 740
720 IF(IK.EQ.4)GO TO 740
IK=4
XBOIL=XBOIL*10.
VARX=VARX/10.
XMEL=XMEL/10.
DEN3=DEN3/10.
DEN4=DEN4/10.
DEN5=DEN5/10.
XMAREL=XMAREL/10.
TOLX=TOLX/10.
TOLDMLT=TOLDMLT/10.
TSAIDA=TENT
ENTRFS=ENTRFE
XRFESP=XRF
ART=TARIN(I,JK)
ARH=HARIN(I,JK)
IF(J.GT.1)THEN
NM1=J-1
DO 730 KJ=1,NM1
ARTOUT(I,KJ)=TAROUT(I,KJ)
ARHOUT(I,KJ)=HAROUT(I,KJ)
730 CONTINUE
ENDIF
SOMAT=0.
SOMAH=0.
SOMAHRF3=0.
SOMAQAR=0.
SOMATIN=0.
SOMATEX=0.
GO TO 620
740 IF(IK.NE.4)GO TO 790
SOMAT=SOMAT+TAROUT(I,JK)
SOMAH=SOMAH+HAROUT(I,JK)
SOMAHRF3=SOMAHRF3+HRF3

```

```

SOMAQAR=SOMAQAR+XQELC
SOMATIN=SOMATIN+TTBIN
SOMATEX=SOMATEX+TTBEX
IF((K.EQ.3).AND.(ENTRFS.LT.HLCD))THEN
ENTRFS=HLCD
TSAIDA=TCOND
XRFS=0.
K=1
IXL=I
JXL=J
DXSUPL=COMP/10.*JK
DXINFL=COMP/10.*(JK-1)
GO TO 750
ENDIF
IF((K.EQ.5).AND.(ENTRFS.LT.HVCD))THEN
ENTRFS=HVCD
TSAIDA=TCOND
K=3
IXV=I
JXV=J
DXSUPV=COMP/10.*JK
DXINFV=COMP/10.*(JK-1)
ENDIF
750 IF(JK.LT.10)GO TO 630
IK=0
XQELC=SOMAQAR
QELRF=XQELC/EFCD
IF(NCONFIG.EQ.3)THEN
DO 760 JK=1,NTL
IF(I.EQ.1)THEN
TARIN(I,JK)=TARCOND
HARIN(I,JK)=HARCOND
ELSE
TARIN(I,JK)=TAROUT(I-1,JK)
HARIN(I,JK)=HAROUT(I-1,JK)
ENDIF
760 CONTINUE
ELSE
JJ=J+LM
ML=NTL+1
DO 770 JK=1,NTL
ML=ML-2
JL=JK+ML
IF(I.EQ.1)THEN
TARIN(I,JL)=TARCOND
HARIN(I,JL)=HARCOND
ELSE
TARIN(I,JL)=TAROUT(I-1,JK)
HARIN(I,JL)=HAROUT(I-1,JK)
ENDIF
770 CONTINUE
ENDIF
IF(J.GT.1)THEN
NM1=J-1
DO 780 KJ=1,NM1
TAROUT(I,KJ)=ARTOUT(I,KJ)
HAROUT(I,KJ)=ARHOUT(I,KJ)

```

```

780 CONTINUE
ENDIF
JK=J
TAROUT(I,JK)=SOMAT/10.
HAROUT(I,JK)=SOMAH/10.
HRF3=SOMAHRF3/10.
TTBIN=SOMATIN/10.
TTBEX=SOMATEX/10.
QARCOL=QARESP+XQELC
QRCOL=QRESP+QELRF
XBOIL=XBOIL/10.
VARX=VARX*10.
XMEL=XMEL*10.
DEN3=DEN3*10.
DEN4=DEN4*10.
DEN5=DEN5*10.
XMAREL=XMAREL*10.
TOLX=TOLX*10.
TOLDMLT=TOLDMLT*10.
IF(K.EQ.3)THEN
XRF=1.0
ENDIF
IF(K.EQ.1)THEN
XRF=XRFESP
ENDIF
790 IF(NCONFIG.EQ.3)THEN
TARIN(I+1,JK)=TAROUT(I,JK)
HARIN(I+1,JK)=HAROUT(I,JK)
ELSE
IF(NCONFIG.EQ.1)THEN
JJ=JK+LM
TARIN(I+1,JJ)=TAROUT(I,JK)
HARIN(I+1,JJ)=HAROUT(I,JK)
ELSE
TARIN(I,JK+1)=TAROUT(I,JK)
HARIN(I,JK+1)=HAROUT(I,JK)
ENDIF
ENDIF
800 IF(KCONT.EQ.4)THEN
C
C RESULTADOS NO CONDENSADOR
C
WRITE(*,1190)J,HTOT,TARIN(I,JK),TAROUT(I,JK),XQELC,AGUA,IFLAG,TTBI
*N,TTBEX,HRF3,TSAIDA,QELRF,XRF,XRFS,K
ENDIF
XRF=XRFS
810 CONTINUE
IF(NCONFIG.EQ.3)THEN
XRFCOL=XRFCOL+XRFS
TRCOL=TRCOL+TSAIDA
ERCOL=ERCOL+ENTRFS
IF(XRFS.GT.0.)THEN
DH=XMR*(ENTRFS-HLCD)
QCOND=QCOND+DH
ICOND=ICOND+1
ELSE
TRM=TRM+TSAIDA

```

```

TMR=TRM/I
ENDIF
IF(I.EQ.NR)THEN
CPR=1.136+0.001903*TMR+5.985E-05*TMR**2
DT=QCOND/((NR-ICOND)*XMR*CPR)
TMR=TMR+DT
TMRS=((NR-ICOND)*TMR+ICOND*TCOND)/NR
ENDIF
ENDIF
AGUACOL=0.
IF(KCONT.EQ.4)THEN
WRITE(*,1200)QARCOL,AGUACOL,QRCOL
IF(NCONFIG.EQ.3)THEN
WRITE(*,1240)TSAIDA,ENTRFS
IF(XRFS.GT.0.)THEN
WRITE(*,1270)DXINFV,DXSUPV,JXV
1270 FORMAT(8X,'inicio da condensacao: entre',1X,F5.3,1X,'e',1X,F5.
*3,1X,'m, no tubo',I3,/,8X,'nao ocorre condensacao total na coluna
*!!!',/)
ELSE
WRITE(*,1280)DXINFV,DXSUPV,JXV,DXINFL,DXSUPL,JXL
ENDIF
ENDIF
ENDIF
QARTOT=QARTOT+QARCOL
QRTOT=QRTOT+QRCOL
IF((I.EQ.NR).AND.(KCONT.EQ.4))THEN
WRITE(*,1210)QARTOT,AGUATOT,QRTOT
ENDIF
IF(I.EQ.NR)THEN
AGUATOT=0.
ENDIF
TT=TAROUT(I,JK-1)*1.2
820 CONTINUE
IF(NCONFIG.EQ.3)THEN
XMR=XMR*NR
XRFS=XRFS/NR
TSAIDA=TRCOL/NR
TSAICD=TSAIDA
ENTRFS=ERCOL/NR
ENDIF
IF(NCONFIG.EQ.2)THEN
NR=NRCD
NTL=NTLCD
ENDIF
IF(KCONT.EQ.4)THEN
WRITE(*,*)'          I      J          TAROUT      WAROUT      HAROUT'
WRITE(*,*)
ENDIF
DO 830 J=1,NTL
TARSEC=TARSEC+TAROUT(NR,J)
HARSEC=HARSEC+HAROUT(NR,J)
IF(KCONT.EQ.4)THEN
WRITE(*,1220)NR,J,TAROUT(NR,J),WARCOND,HAROUT(NR,J)
ENDIF
830 CONTINUE
TARSEC=TARSEC/NTL

```

```

HARSEC=HARSEC/NTL
IF(KCONT.EQ.4)THEN
WRITE(*,*)
WRITE(*,1230)TARSEC,WARCOND,HARSEC
WRITE(*,1240)TSAIDA,ENTRFS
IF(NCONFIG.NE.3)THEN
WRITE(*,1280)DXINFLV,DXSUPV,JXV,DXSUPL,DXINFL,JXL
1280 FORMAT(8X,'início da condensacao: entre',1X,F5.3,1X,'e',1X,F5.
*3,1X,'m, no tubo',I3,/,8X,'início do subresfriamento: entre',1X,F5
*.3,1X,'e',1X,F5.3,1X,'m, no tubo',I3,/)
ELSE
IF(ICOND.GE.1)THEN
WRITE(*,1290)TMRS
1290 FORMAT(/,10X,'apos a condensacao do vapor residual: TR22 = 'F5.1,/
*/,)
ENDIF
ENDIF
ENDIF
IF((ICOND.GE.1).AND.(NCONFIG.EQ.3))THEN
TSAICD=TMRS
ENDIF
IF(KCONT.EQ.4)STOP
IF((JCONT.EQ.3).AND.(ICOND.EQ.3))GO TO 860

C
C
C
CHECANDO A TEMPERATURA DE CONDENSACAO

TCONDC=TSAICD+DTCOND
DIFTCD=ABS(TCONDC-TCOND)
IF(DIFTCD.LE.0.5)GO TO 850
IF(DIFTCD.LE.1.5)THEN
IF(TCOND.GT.TCONDC)THEN
TCOND=TCOND-0.2
ELSE
TCOND=TCOND+0.2
ENDIF
ITERCD=ITERCD+1
JCONT=1
ICOND=1
WRITE(*,*)
GO TO 10
ENDIF
TCOND=(TCONDC+TCOND)/2.
840 ITERCD=ITERCD+1
JCONT=1
ICOND=1
ITEREV=ITEREV+1
WRITE(*,*)
GO TO 10
850 JCONT=3
GO TO 10
860 WRITE(*,1300)
1300 FORMAT(17X,45(' - '),/,18X,'ligar a impressora, pressionar CTRL-P
*e 4')
READ(*,*)KCONT
GO TO 10
END

```

```

SUBROUTINE INIT(TINC,PP,TT,VL,VEST,H,S,X,HLAT,HL,SLAT,SL,KEY,H0,S0
*)

```

```

  DIMENSION RL(6),F(6)

```

```

C
C      Com a temperatura e a pressao do R22, a subrotina calcula
C      todas as demais propriedades termodinamicas, inclusive
C      exergia. O calculo do volume especifico, da entalpia e da
C      entropia do vapor e feito pela subrotina EQN. Para o
C      calculo da exergia, adota como estado de referencia a tem-
C      peratura ambiente e a correspondente pressao de saturacao
C      do refrigerante.
C

```

```

  TC=369.17
  RL(1)=524.76606
  RL(2)=875.161285
  RL(3)=588.662575
  RL(4)=-357.093464
  RL(5)=327.951374
  F(1)=71.554148092
  F(2)=-4818.957505
  F(3)=-7.86103122D+00
  F(4)=9.0806824483D-03
  F(5)=0.445746703D+00
  F(6)=381.17
  TINF=TINC+273.15
  T=TT+273.15
  P=PP*1000000.

```

```

C      ***** entalpia e entropia no estado de referencia *****
C

```

```

C      PSINF=EXP(F(1)+F(2)/TINF+F(3)*LOG(TINF)+F(4)*TINF+F(5)*(F(6)-TINF)
C      **LOG(F(6)-TINF)/TINF)
C      CALL EQN(TINF,PSINF,VEST,H,S)
C      H0=H
C      S0=S

```

```

C      ***** localizacao do ponto de estado no grafico P-xh *****
C

```

```

C      IF(T.GE.TC)GOTO 10
C      PS=EXP(F(1)+F(2)/T+F(3)*LOG(T)+F(4)*T+F(5)*(F(6)-T)*LOG(F(6)-T)/T)
C      IF(KEY.EQ.4)GO TO 30
C      DIFP=ABS(PS-P)
C      TP=0.001*P
C      IF(DIFP.LE.TP)GOTO 20
C      IF(PS-P)110,20,10
C      10 KEY=3

```

```

C      ***** chama a equacao de estado (subrotina EQN) *****
C

```

```

C      CALL EQN(T,P,VEST,H,S)

```

```

C      ***** exergia do vapor *****
C

```

```

C      X=(H-TINF*S)-(H0-TINF*S0)
C      RETURN
C      20 KEY=2
C      GO TO 35

```

```

30 P=PS
35 CALL EQN(T,P,VEST,H,S)
C
C      ***** volume especifico do liquido saturado *****
C
40 XMULT=1.-T/TC
   ROL=RL(1)+RL(2)*XMULT**(1./3.)+RL(3)*XMULT**(2./3.)+RL(4)*XMULT+RL
   *(5)*XMULT**(4./3.)
   VL=1./ROL
   IF(KEY.EQ.4)GOTO 45
   IF(KEY.EQ.2)GOTO 110
   IF(IFLAG.EQ.1)GOTO 100
C
C      ***** entalpia de vaporizacao e do liquido saturado *****
C
45 VLT=VL
50 D1=-F(2)/(T**2)
   D2=F(3)/T
   D3=-F(5)/T*(1.+F(6)/T*LOG(ABS(F(6)-T)))
   HLAT=P*(D1+D2+F(4)+D3)*T*(VEST-VL)
   HLAT=HLAT/1000.
   HL=H-HLAT
C
C      ***** entropia de vaporizacao e do liquido saturado *****
C
   SLAT=HLAT/T
   SL=S-SLAT
C
C      ***** exergia no estado de saturacao *****
C
   X=(H-TINF*S)-(H0-TINF*S0)
   XL=(HL-TINF*SL)-(H0-TINF*S0)
   XLAT=X-XL
   IF(KEY.EQ.4)GO TO 120
   IF(KEY.EQ.2)RETURN
   IF(IFLAG.EQ.1)GOTO 100
   H=HL
   S=SL
   X=XL
   P=PSS
   TSS=T
   TOL=0.005*P
   DELTSS=1.0
60 TSS=TSS+DELTSS
   PESTS=EXP(F(1)+F(2)/TSS+F(3)*LOG(TSS)+F(4)*TSS+F(5)*(F(6)-TSS)*LOG
   *(F(6)-TSS)/TSS)
   IF(ABS(PESTS-P).GT.TOL)GOTO 70
   GO TO 90
70 IF(P-PESTS)80,90,60
80 TSS=TSS-DELTSS
   DELTSS=0.5*DELTSS
   GO TO 60
90 T=TSS
   IFLAG=1
   GO TO 40
100 VLP=VL
   VEST=(VLT+VLP)/2.

```

```

      RETURN
110 KEY=1
      PSS=P
      P=PS
      IFLAG=0
      CALL EQN(T,P,VEST,H,S)
      GO TO 40
120 PP=P
      RETURN
      END

```

```

SUBROUTINE EQN(T,P,VEST,H,S)
DIMENSION A(6),B(6),C(6),ACV(6)

```

```

C      Com a temperatura e a pressao do R22, a subrotina calcula,
C      iterativamente, o volume especifico do vapor, utilizando a
C      equacao de estado especificada. Em seguida, calcula a
C      entalpia e a entropia do vapor.
C

```

```

      DATA R,TC,XK/96.1467,369.17,4.2/
      DATA CS1,CH1,CS2,CH2/-312.782,-197445.6,11.1499,18590.6/
      BB=1.24855636D-04
      A(2)=-1.16981908D+02
      A(3)=-2.92952588D-02
      A(4)=2.41919261D-04
      A(5)=-2.43458381D-07
      B(2)=1.16431240D-01
      B(3)=2.30319412D-04
      B(4)=-6.79667708D-07
      B(5)=6.30201766D-10
      C(2)=-1.18409710D+03
      C(3)=2.48896136D+00
      C(5)=-1.20619716D-06
      ACV(1)=1.17767818D+02
      ACV(2)=1.6997296D+00
      ACV(3)=-8.83043292D-04
      ACV(5)=3.32541759D+05
      K=0
      VEST=R*T/P
      DIFV=VEST-0.03
      IF(VEST-0.03)20,20,10
10  DVEST=0.01
      GO TO 30
20  DVEST=0.005
30  TOL=0.00001*P
      KMAX=100
40  K=K+1
      IF(K.GT.KMAX)STOP

```

```

C      ***** equacao de estado *****
C
C      VMB=VEST-BB
      XKT=EXP(-XK*T/TC)
      C1=R*T/VMB

```

```

C2=(A(2)+B(2)*T+C(2)*XKT)/VMB**2
C3=(A(3)+B(3)*T+C(3)*XKT)/VMB**3
C4=(A(4)+B(4)*T)/VMB**4
C5=(A(5)+B(5)*T+C(5)*XKT)/VMB**5
PEST=C1+C2+C3+C4+C5
IF(ABS(PEST-P).GT.TOL)GOTO 60

C          ***** entalpia do vapor *****
C
C
50 HH1=ACV(1)*T+0.5*ACV(2)*T**2+ACV(3)/3.*T**3-ACV(5)/T-CH1
ETKTC=(1.+XK*T/TC)*XKT
H1=P*VEST
H2=(A(2)+C(2)*ETKTC)/VMB
H3=(A(3)+C(3)*ETKTC)/(2.*VMB**2)
H4=A(4)/(3.*VMB**3)
H5=(A(5)+C(5)*ETKTC)/(4.*VMB**4)
H=HH1+H1+H2+H3+H4+H5-CH2

C          ***** entropia do vapor *****
C
C
SS1=ACV(1)*LOG(T)+ACV(2)*T+0.5*ACV(3)*T**2-ACV(5)*0.5/(T**2)-CS1
UTC=XK/TC*XKT
S1=R*LOG(VMB)
S2=(-B(2)+C(2)*UTC)/VMB
S3=(-B(3)+C(3)*UTC)/(2.*VMB**2)
S4=-B(4)/(3.*VMB**3)
S5=(-B(5)+C(5)*UTC)/(4.*VMB**4)
S=SS1+S1+S2+S3+S4+S5-CS2
H=H/1000.
S=S/1000.
RETURN
60 IF(P-PEST)70,50,80
70 VEST=VEST+DVEST
GO TO 40
80 VEST=VEST-DVEST
DVEST=.4*DVEST
VEST=VEST+DVEST
GO TO 40
END

SUBROUTINE PSICRO(T,U,P,W,DENS,H,PVS,VISC,CT)
PVS=EXP(60.43-6834.27/(T+273.15)-5.17*ALOG(T+273.15))
PV=U*PVS
W=.622*PV/(P-PV)
DENS=(P-PV)/(287.*(T+273.15))
H=(993.53*T+W*(2501508.+1792.2*T))/1000.
VISC=.06106+0.0001491*T
CT=.0207+.00006432*T
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE HREF(X,XTR,T,DENSL,DENSV,CT3,CT4,CT6,CT11,DI,XBOIL,VARX
*,HRF3,HRFTR,HRFSUP,NEXP,P,CPR,G,CLRF,TTUBO,TEV,TCOND)
IF(X.GE.1.0)GO TO 10
XMED=X+VARX/2.
IF(XMED.GE.1.)THEN
XMED=X
ENDIF
IF((X.GT.XTR).AND.(X.LT.1.0))GO TO 30
CPL=(1.1636-0.001903*T+0.00005985*T**2)/4.187
VISCL=0.8532-0.005549*T+0.00001595*T**2
CONDL=(0.3608-0.001793*T)/4.187
PRL=CPL*VISCL/CONDL
CT2=CONDL/DI
RLS=CT3*DI/VISCL
IF(X.LE.0.)THEN
RL=RLS
ELSE
RL=RLS*(1.-XMED)
ENDIF
F=((1.82*ALOG10(RL)-1.64)**(-2.))/8.
DNUM=F*RL*PRL
DENOM=1.07+12.7*F**0.5*(PRL-1.0)**0.67
HRFPP=CT2*DNUM/DENOM
IF(X.LE.0.)GO TO 15
IF(NEXP.EQ.0.)GO TO 5
GA=G*DI**3*DENSL**2/VISCL**2
VISCV=0.04306+0.0001856*T+0.0000007809*T**2
XTT=((1.-XMED)/XMED)**0.9*(DENSV/DENSL)**0.5*(VISCL/VISCV)**0.1
FIV=1.+1.09*XTT**0.039
YM=(FIV/XTT)**1.5
IF(RL.LE.1250.)THEN
FR=0.025*RL**1.59*YM*GA**(-0.5)
ELSE
FR=1.26*RL**1.04*YM*GA**(-0.5)
ENDIF
REVS=XMED*CT3*DI/VISCV
XP1=(REVS*VISCV/VISCL*(DENSL/DENSV)**0.5)**0.2
DT=ABS(T-TTUBO)
XP2=(CPL*4.187*DT/CLRF)**(-1./6.)
HRF3=CT2*13.8*PRL**(1./3.)*XP1*XP2
RETURN
5 CONV=((1.-XMED)/XMED)**0.8*CT6
IF(CONV.GT.0.65)THEN
C1=0.6683
C2=-0.2
C3=1058.0
C4=0.7
ELSE
C1=1.136
C2=-0.9
C3=667.2
C4=0.7
ENDIF
IF(CT4.GT.0.04)THEN
C5=0.
ELSE
C5=0.3

```

```

ENDIF
BOIL=XBOIL*VARX
HRF3=HRFPP*(C1*CONV**C2*(25.*CT4)**C5+2.2*C3*BOIL**C4)
RETURN
10 X=1.0
IF(NEXP.EQ.1)THEN
DELT=T-TCOND
TSAT=TCOND
ELSE
DELT=T-TEV
TSAT=TEV
ENDIF
VISCVS=0.04306+0.0001856*TSAT+0.0000007809*TSAT**2
DELVIS=-7.77E-06+1.56E-04*DELT-3.81E-08*DELT**2
VISCV=VISCVS+DELVIS
RVS=CT3*DI/VISCV
IF(RVS.LE.6000.)GO TO 20
R=RVS**(-0.1375)
IF(NEXP.EQ.1)THEN
CPV=(-1.79+5.897*P**0.05-2.72*T**0.05)/4.187
ELSE
CPV=(0.6063+0.2296*P)/4.187
ENDIF
CONDVS=(0.0341+0.0002089*TSAT+3.E-07*TSAT**2)/4.187
DELCON=(0.000192+0.000216*DELT-1.05E-08*DELT**2)/4.187
CONDV=CONDVS+DELCON
CPR=CPV
HRF3=0.0108*CT3*CPV**(1./3.)*CONDV**(2./3.)*VISCV**(-2./3.)*R
RETURN
15 X=0.
CPR=CPL
HRF3=HRFPP
RETURN
20 WRITE(*,*)'      O numero de Reynolds (vapor) e menor que 6000'
STOP
30 W=(X-XTR)/(1.-XTR)
C=1.5708*(1.-W)
XC1=SIN(C)**2
XC2=COS(C)**2
XC3=HRFSUP*XC2
HRF3=HRFTR*XC1+XC3
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE HAR(T,GMAX,XL,D0,AA2,CPAR,NR,HSECO,NAT,G,TEXT,Z,TAR1,UR
*1)
CALL PSICRO(T,UR1,P,W,DENS,H,PVS,VISC,CT)
IF(NAT.EQ.1)GO TO 10
REL=GMAX*XL/VISC
RED=GMAX*D0/VISC
PR1=(VISC*CPAR/CT)**(2./3.)
XJ4=1.-5120.*REL**(-1.2)
XJN=1.-NR*1280.*REL**(-1.2)
XMULT=XJN/XJ4

```

```

XJP=RED**(-0.4)*AA2**(-0.15)
YJ4=0.2675*XJP+0.000001325
YJN=YJ4*XMULT
HSECO=YJN*CPAR*GMAX/PR1
RETURN
10 PR=VISC*CPAR/CT
XLIM=1.0E+09
BETA=0.003671
DT=ABS(TEXT-TAR1)
GR=(Z**3)*G*BETA*DT*DENS**2/(VISC**2)
GRPR=GR*PR
IF (GRPR.LT.XLIM) THEN
EM=0.25
B=0.275
ELSE
EM=0.333
B=0.18
ENDIF
DTF=1.8*DT
ZZ=Z/0.3048
HNAT=B*DTF**EM*ZZ**(3.*EM-1.)
D1=D0/0.3048
XNUS=(0.2+0.145*ZZ/D1*GR)**0.25*EXP(-0.02*ZZ/D1)
HRAD=XNUS*CT/Z
HSECO=HNAT/0.205+HRAD
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE ALETA(HTOT,YKF,Y,ZEQ,RR,AT,AF,A0,FIO)
A1=1.03552448
B1=0.31837607
C1=0.02589744
D1=0.00101
A2=1.04188811
B2=0.3713209
C2=0.04282051
D2=0.000637
A3=1.03552448
B3=0.45592852
C3=0.08051282
D3=0.005004
A4=1.03881119
B4=0.5195338
C4=0.10275058
D4=0.0070863
A5=1.03230769
B5=0.5540948
C5=0.117016
D5=0.0087024
BB1=2.*HTOT/YKF/Y
BB=SQRT(BB1)
XX=ZEQ*BB
EFAL1=A1-B1*XX+C1*XX**2-D1*XX**3
EFAL2=A2-B2*XX+C2*XX**2-D2*XX**3

```

```

EFAL3=A3-B3*XX+C3*XX**2-D3*XX**3
EFAL4=A4-B4*XX+C4*XX**2-D4*XX**3
EFAL5=A5-B5*XX+C5*XX**2-D5*XX**3
IF((RR.GE.1.0).AND.(RR.LT.1.5))GO TO 10
IF((RR.GE.1.5).AND.(RR.LT.2.0))GO TO 20
IF((RR.GE.2.0).AND.(RR.LT.3.0))GO TO 30
IF((RR.GE.3.0).AND.(RR.LT.4.5))GO TO 40
WRITE(*,*)'    nao passei em RR, no calculo da efic. da aleta'
WRITE(*,*)RR
STOP
10 EFAL=2.*(EFAL2-EFAL1)*(RR-1.0)+EFAL1
   GO TO 50
20 EFAL=2.*(EFAL3-EFAL2)*(RR-1.5)+EFAL2
   GO TO 50
30 EFAL=(EFAL4-EFAL3)*(RR-2.0)+EFAL3
   GO TO 50
40 EFAL=(EFAL5-EFAL4)*(RR-3.0)+EFAL4
50 AE=AT+EFAL*AF
   FIO=AE/AO
   RETURN
   END

```

```

SUBROUTINE DIMTC(DI,DO,XH,XL,NR,NTL,COMP,DELTZ,XSO,Y,XMAR,AS,AI,AO
*,AF,AT,AA2,GMAX,XMEL,XMAREL,XBOIL,ZEQ,RR)
XBOIL=DI/(4.*DELTZ)
XMEL=DELTZ/(XSO+Y)
XNTMEL=NTL*COMP/DELTZ
XMAREL=XMAR/XNTMEL
ALT=NTL*XH
AS=0.7854*DI**2
AMIN=(XH-DO)*XSO
AT=3.1416*DO*XSO
AF=2.*(XL*XH-0.7854*DO**2)
AFC=XH*(XSO+Y)
AO=AT+AF
AI=3.1416*DI*(XSO+Y)
SIGMA=AMIN/AFC
D=NR*XL
DH=4.*AMIN*D/AO
AA2=1.27324*XL*XH*SIGMA/DH/DO
GMAX=XMAR/(COMP*ALT)/SIGMA
DEQ=2.*SQRT(XL*XH/3.1416)
RR=DEQ/DO
ZEQ=0.5*(DEQ-DO)
RETURN
END

```

APÊNDICE F

Resultados estimados preliminarmente para os parâmetros EFISO, RVESUC e RVEM, do compressor da bomba de calor, com base nas condições de entrada do R22 na sucção

COMPRESSOR

fornecer os seguintes parametros do compressor:

eficiencia global (eletrica * mecanica)

1.

eficiencia isoentropica

.9

razao entre os volumes especificos na sucção

.95

fracao do volume do espaco morto

.1

EFISO	RVESUC	RVEM	TDESC	HDESC	QCPR	VREF	EFVR
.900	.950	.100	96.1	337.8	1947.9	2.624	.725
.900	.950	.075	96.1	337.8	1947.9	2.624	.781
.900	.950	.050	96.1	337.8	1947.9	2.624	.837
.900	.950	.025	96.1	337.8	1947.9	2.624	.894
.900	.950	.000	96.1	337.8	1947.9	2.624	.950
.900	.900	.100	96.1	337.8	1947.9	2.624	.686
.900	.900	.075	96.1	337.8	1947.9	2.624	.740
.900	.900	.050	96.1	337.8	1947.9	2.624	.793
.900	.900	.025	96.1	337.8	1947.9	2.624	.847
.900	.900	.000	96.1	337.8	1947.9	2.624	.900
.900	.850	.100	96.1	337.8	1947.9	2.624	.648
.900	.850	.075	96.1	337.8	1947.9	2.624	.699
.900	.850	.050	96.1	337.8	1947.9	2.624	.749
.900	.850	.025	96.1	337.8	1947.9	2.624	.800
.900	.850	.000	96.1	337.8	1947.9	2.624	.850
.800	.950	.100	101.5	342.7	2191.4	2.624	.725
.800	.950	.075	101.5	342.7	2191.4	2.624	.781
.800	.950	.050	101.5	342.7	2191.4	2.624	.837
.800	.950	.025	101.5	342.7	2191.4	2.624	.894
.800	.950	.000	101.5	342.7	2191.4	2.624	.950
.800	.900	.100	101.5	342.7	2191.4	2.624	.686
.800	.900	.075	101.5	342.7	2191.4	2.624	.740
.800	.900	.050	101.5	342.7	2191.4	2.624	.793
.800	.900	.025	101.5	342.7	2191.4	2.624	.847
.800	.900	.000	101.5	342.7	2191.4	2.624	.900
.800	.850	.100	101.5	342.7	2191.4	2.624	.648
.800	.850	.075	101.5	342.7	2191.4	2.624	.699
.800	.850	.050	101.5	342.7	2191.4	2.624	.749
.800	.850	.025	101.5	342.7	2191.4	2.624	.800
.800	.850	.000	101.5	342.7	2191.4	2.624	.850
.700	.950	.100	108.5	348.9	2504.5	2.624	.725
.700	.950	.075	108.5	348.9	2504.5	2.624	.781
.700	.950	.050	108.5	348.9	2504.5	2.624	.837
.700	.950	.025	108.5	348.9	2504.5	2.624	.894
.700	.950	.000	108.5	348.9	2504.5	2.624	.950
.700	.900	.100	108.5	348.9	2504.5	2.624	.686
.700	.900	.075	108.5	348.9	2504.5	2.624	.740
.700	.900	.050	108.5	348.9	2504.5	2.624	.793
.700	.900	.025	108.5	348.9	2504.5	2.624	.847
.700	.900	.000	108.5	348.9	2504.5	2.624	.900
.700	.850	.100	108.5	348.9	2504.5	2.624	.648
.700	.850	.075	108.5	348.9	2504.5	2.624	.699
.700	.850	.050	108.5	348.9	2504.5	2.624	.749
.700	.850	.025	108.5	348.9	2504.5	2.624	.800
.700	.850	.000	108.5	348.9	2504.5	2.624	.850

Stop - Program terminated.

APÊNDICE G

Influência dos parâmetros EFISO, RVESUC e RVEM, do compressor da bomba de calor, no desempenho do sistema, sob condições do ensaio 1, série 1

A P Ê N D I C E G

Tabela G.1. Influência de EFISO no desempenho da bomba de calor, sob condições do ensaio 1, série 1 (RVESUC=0,75 e RVEM=0,075)¹

variável	EXP	EFISO					
		0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80
TEV (°C)	-0,2	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3
PEV (MPa)	0,494	0,504	0,505	0,503	0,503	0,502	0,502
TCOND (°C)	52,3 ²	51,4	51,3	50,7	50,9	50,0	50,0
PCOND (MPa)	2,066	2,005	2,000	1,974	1,989	1,942	1,942
TDESC (°C)	105,3	103,7	98,0	92,8	89,6	84,9	82,4
XMR (kg/h)	48,7	48,9	49,0	49,0	48,9	49,1	49,1
QCPR (kJ/s)	0,637	0,752	0,687	0,631	0,587	0,542	0,509
CONS (kWh/h)	1,255	1,503	1,376	1,262	1,174	1,085	1,071
QOAR (kJ/s)	1,710	1,701	1,696	1,709	1,708	1,706	1,749
ABEQ (kg/h)	1,512	1,482	1,478	1,489	1,488	1,485	1,519
QOR (kJ/s)	2,190	2,127	2,120	2,137	2,135	2,132	2,187
TAR _{s, EV} (°C)	8,8	8,9	8,9	8,8	8,9	8,7	8,7
QCDAR (kJ/s)	2,105	2,225	2,196	2,147	2,128	2,080	2,076
QCDR (kJ/s)	2,751	2,782	2,746	2,684	2,660	2,600	2,595
TARCOND (°C)	48,0	50,4	49,9	49,1	48,9	47,7	47,5
TR22 _{s, CD} (°C)	46,8	47,9	47,3	47,1	46,5	46,5	46,3

¹ DEN3EV = DEN3CD = $6,64 \times 10^{-9} \text{ (kJ/s m}^2 \text{ °C)}^{-1}$

DEN4EV = DEN4CD = DEN5EV = DEN5CD = $2,76 \times 10^{-8} \text{ (kJ/s m}^2 \text{ °C)}^{-1}$

DTEV = 6,0° C

DTCOND = 4,0° C

EFCP = 0,5

EFEV = EFCD = 0,8

VPIST = 3,83 m³/h

NCONFIG = 1 para o evaporador e NCONFIG = 3 para o condensador

² Temperatura de saturação do R22 correspondente ao valor experimental da pressão de descarga igual a 2,066 MPa.

Tabela G.2. Influência de RVESUC no desempenho da bomba de calor, sob condições do ensaio 1, série 1 (EFISO=0,75 e RVEM=0,075)¹

variável	EXP	RVESUC			
		0,70	0,75	0,80	0,85
TEV (°C)	-0,2	0,8	0,3	-0,2	-0,7
PEV (MPa)	0,494	0,510	0,502	0,494	0,486
TCOND (°C)	52,3 ²	49,0	50,0	51,3	52,0
PCOND (MPa)	2,066	1,898	1,942	2,000	2,032
TDESC (°C)	105,3	83,3	84,9	87,5	89,2
XMR (kg/h)	48,7	47,0	49,1	51,0	52,9
QCPR (kJ/s)	0,637	0,502	0,542	0,585	0,624
CONS (kWh/h)	1,255	1,003	1,085	1,170	1,247
QOAR (kJ/s)	1,710	1,659	1,706	1,757	1,847
ABEQ (kg/h)	1,512	1,449	1,485	1,526	1,595
QOR (kJ/s)	2,190	2,074	2,132	2,196	2,309
TAR _{s, EV} (°C)	8,8	9,2	8,7	8,3	7,9
QCDAR (kJ/s)	2,105	2,003	2,081	2,175	2,241
QCDR (kJ/s)	2,751	2,504	2,601	2,719	2,796
TARCOND (°C)	48,0	46,8	47,7	49,2	49,9
TR22 _{s, CD} (°C)	46,8	46,1	46,5	47,8	49,7

¹ DEN3EV = DEN3CD = $6,64 \times 10^{-9} \text{ (kJ/s m}^2 \text{ °C)}^{-1}$
DEN4EV = DEN4CD = DEN5EV = DEN5CD = $2,76 \times 10^{-8} \text{ (kJ/s m}^2 \text{ °C)}^{-1}$
DTEV = 6,0° C
DTCOND = 4,0° C
EFCP = 0,5
EFEV = EFCD = 0,8
VPIST = 3,83 m³/h
NCONFIG = 1 para o evaporador e NCONFIG = 3 para o condensador

² Temperatura de saturação do R22 correspondente ao valor experimental da pressão de descarga igual a 2,066 MPa.

Tabela G.3. Influência de RVEM no desempenho da bomba de calor, sob condições do ensaio 1, série 1 (EFISO=0,75 e RVESUC=0,75)¹

variável	EXP	RVEM			
		0,025	0,050	0,075	0,100
TEV (°C)	-0,2	-0,7	-0,2	0,3	0,8
PEV (MPa)	0,494	0,486	0,494	0,502	0,510
TCOND (°C)	52,3 ²	52,6	51,6	50,0	49,3
PCOND (MPa)	2,066	2,059	2,012	1,942	1,909
TDESC (°C)	105,3	90,0	87,9	84,9	83,7
XMR (kg/h)	48,7	53,2	50,9	49,1	47,2
QCPR (kJ/s)	0,637	0,634	0,588	0,542	0,506
CONS (kWh/h)	1,255	1,268	1,175	1,085	1,012
QOAR (kJ/s)	1,710	1,839	1,760	1,706	1,662
ABEQ (kg/h)	1,512	1,590	1,529	1,485	1,451
QOR (kJ/s)	2,190	2,299	2,200	2,132	2,077
TAR _{s, EV} (°C)	8,8	7,8	8,4	8,7	9,2
QCDAR (kJ/s)	2,105	2,270	2,182	2,081	2,013
QCDR (kJ/s)	2,751	2,837	2,727	2,601	2,516
TARCOND (°C)	48,0	50,4	49,4	47,7	47,0
TR22 _{s, CD} (°C)	46,8	48,6	47,1	46,5	45,7

¹ DEN3EV = DEN3CD = $6,64 \times 10^{-9} \text{ (kJ/s m}^2 \text{ °C)}^{-1}$
DEN4EV = DEN4CD = DEN5EV = DEN5CD = $2,76 \times 10^{-8} \text{ (kJ/s m}^2 \text{ °C)}^{-1}$

DTEV = 6,0° C

DTCOND = 4,0° C

EFCEP = 0,5

EFEV = EFCD = 0,8

VPIST = 3,83 m³/h

NCONFIG = 1 para o evaporador e NCONFIG = 3 para o condensador

² Temperatura de saturação do R22 correspondente ao valor experimental da pressão de descarga igual a 2,066 MPa.

APÊNDICE H

Dados de entrada e resultados da simulação do programa
SIMBC, sob as condições de operação do ensaio 1, série 1

SIMBC2

fornecer os seguintes parametros para o EVAPORADOR:

DEN3 , DEN4 , DEN5
1000000,240000,240000

DTEV

9

eficiencia global
.85

fornecer os seguintes parametros para o CONDENSADOR:

DEN3 , DEN4 , DEN5
1000000,240000,240000

DTCOND

5

eficiencia global
.85

NCONFIG (1/2/3)

3

fornecer os seguintes parametros para o COMPRESSOR:

eficiencia global (elettrica * mecanica * termica)
.5

eficiencia isocentropica
.6

razao entre os volumes especificos na succao
.75

fracao do volume do espaco morto
.065

volume de deslocamento dos pistoes (m3/h)
3.83

a valvula CPP esta atuando ? (S=1/N=2)
1

qual a pressao na succao ? [MPa]
.45

fornecer as seguintes condicoes para o AR

temperatura (C) e umidade relativa (dec)/ar ambiente
21,.916

temperatura (C) e umidade relativa (dec)/ar secagem
50.5,.101

vazao (kg/h)
192

fornecer estimativas iniciais para TEV e TCOND (C)
-0.4,49.1

Apos 1 iteracoes com a temperatura de evaporacao (TEV)
Apos 1 iteracoes com a temperatura de condensacao (TCOND)

CONDICOES DO R22 NA EVAPORACAO E NA CONDENSACAO

TEV	PEV	TCOND	PCOND
-1.4	.491	49.1	1.902

calculando a vazao de refrigerante e as trocas
termicas nas linhas de liquido e de vapor

aguarde alguns segundos ...

RESULTADOS DOS CALCULOS DAS TROCAS TERMICAS NAS LINHAS (LADO DO REFRIGERANTE)

LINHA DE LIQUIDO

TRECHO	TENT	TSAIDA	TTUBO1	TTUBOa	TTUBOm	TTUBOamb
(1) CD....GL	44.1	43.7	43.5	43.1	43.3	31.7
(2) GL	43.7	42.9	33.1	32.3	32.7	32.7
(3) GL....TC	42.9	42.1	42.3	41.5	41.9	31.1
(4) TC	42.1	39.8				
(5) TC....VE	39.8	39.6	39.3	39.1	39.2	30.0

LINHA DE VAPOR

(1) EV....TC	8.6	8.8	9.1	9.3	9.2	14.5
(2) TC	8.8	12.8				
(3) TC....CP	12.8	12.9	13.1	13.2	13.1	16.5
(4) CP....CD	100.3	95.4	96.7	91.8	94.3	52.0

C O M P R E S S O R

TSUC	HSUC	VESPI	VREF	TISO	HISO	HDESC	EFVR	XMR	QCPR	QCPG
12.9	293.8	.0562	2.5	78.3	324.2	344.4	.645	44.0	2222.	1.234

EVAPORADOR

COLUNA 1

T	AR						TUBO		R22					
	Htot	Te	Ts	Qo	agua	IFL	Tin	Tex	HRF3	Ts	Qo	XRF _e	XRF _s	K
1	27.8	21.0	14.6	413.	.101	1	4.6	4.6	1481.	-.4	486.	.241	.295	3
2	27.8	21.0	14.6	412.	.101	1	4.7	4.7	1475.	-.4	485.	.295	.348	3
3	27.9	21.0	14.6	412.	.101	1	4.7	4.7	1465.	-.4	484.	.348	.402	3
4	27.9	21.0	14.6	411.	.101	1	4.7	4.7	1452.	-.4	484.	.402	.455	3
5	27.9	21.0	14.6	410.	.100	1	4.8	4.8	1435.	-.4	482.	.455	.509	3
6	27.9	21.0	14.6	409.	.100	1	4.8	4.8	1413.	-.4	481.	.509	.562	3
7	27.9	21.0	14.7	407.	.100	1	4.9	4.9	1389.	-.4	479.	.562	.615	3
8	28.0	21.0	14.7	406.	.099	1	5.0	5.0	1362.	-.4	477.	.615	.668	3
											3859.			
											3280. .804			

COLUNA 2

T	AR						TUBO		R22					
	Htot	Te	Ts	Qo	agua	IFL	Tin	Tex	HRF3	Ts	Qo	XRF _e	XRF _s	K
1	25.9	14.7	10.5	266.	.065	1	3.6	3.6	1194.	-.4	312.	.668	.703	3
2	25.9	14.7	10.5	265.	.064	1	3.6	3.6	1184.	-.4	311.	.703	.738	3
3	25.9	14.6	10.5	264.	.065	1	3.7	3.7	1176.	-.4	310.	.738	.772	3
4	25.9	14.6	10.5	263.	.064	1	3.7	3.7	1166.	-.4	309.	.772	.807	3
5	25.9	14.6	10.4	262.	.064	1	3.7	3.7	1156.	-.4	308.	.807	.841	3
6	25.9	14.6	10.5	261.	.064	1	3.7	3.7	1147.	-.4	307.	.841	.875	3
7	25.8	14.6	10.5	260.	.063	1	3.7	3.7	1141.	-.4	306.	.875	.909	3
8	25.8	14.6	10.4	261.	.063	1	3.7	3.7	1145.	-.4	307.	.909	.943	3
											2471.			
											2101. .511			

COLUNA 3

T	AR						TUBO		R22					
	Htot	Te	Ts	Qo	agua	IFL	Tin	Tex	HRF3	Ts	Qo	XRF _e	XRF _s	K
1	23.3	10.4	7.3	175.	.039	1	2.4	2.4	1148.	-.4	206.	.943	.966	3
2	23.2	10.5	7.2	179.	.040	1	2.2	2.2	1269.	-.4	211.	.966	.990	3
3	25.2	10.5	8.4	113.	.025	1	5.2	5.2	1862.	.6	134.	.990	1.000	5
4	25.5	10.4	9.6	46.	.010	1	8.5	8.5	116.	2.3	54.	1.000	1.000	5
5	25.4	10.5	9.7	38.	.008	1	8.9	8.9	117.	3.7	44.	1.000	1.000	5
6	25.1	10.5	9.8	31.	.006	1	9.1	9.1	117.	4.8	37.	1.000	1.000	5
7	25.4	10.5	10.0	26.	.005	1	9.3	9.3	117.	5.8	30.	1.000	1.000	5
8	24.8	10.5	10.0	21.	.004	1	9.5	9.5	118.	6.6	25.	1.000	1.000	5
											828.			
											703. .155			

COLUNA 4

T	AR						TUBO		R22					
	Htot	Te	Ts	Qo	agua	IFL	Tin	Tex	HRF3	Ts	Qo	XRFe	XRFS	K
1	27.7	10.0	9.8	16.	.004	1	9.4	9.4	118.	7.2	19.	1.000	1.000	5
2	27.1	10.0	9.7	13.	.003	1	9.5	9.5	118.	7.7	15.	1.000	1.000	5
3	28.9	9.8	9.7	10.	.003	1	9.5	9.5	118.	8.1	12.	1.000	1.000	5
4	28.2	9.7	9.6	8.	.002	1	9.4	9.4	118.	8.4	9.	1.000	1.000	5
5	28.0	9.6	9.5	6.	.002	1	9.4	9.4	118.	8.6	7.	1.000	1.000	5
6	25.9	8.4	8.4	0.	.000	1	8.5	8.5	118.	8.6	0.	1.000	1.000	5
7	25.9	7.2	7.1	0.	-.001	1	8.5	8.5	118.	8.6	0.	1.000	1.000	5
8	25.9	7.3	7.3	0.	.000	1	8.5	8.5	118.	8.6	0.	1.000	1.000	5

54. .013

63.

GLOBAL : 6138. 1.483

7221.

I	J	TAROUT	WAROUT	HAROUT
4	1	9.82	.007950	29.79
4	2	9.75	.007950	29.71
4	3	9.72	.007896	29.55
4	4	9.60	.007883	29.39
4	5	9.55	.007801	29.14
4	6	8.39	.007239	26.55
4	7	7.12	.006656	23.81
4	8	7.26	.006656	23.95

valores medios na saida : TAR = 8.9 WAR = .007504 HAR = 27.7

TR22 = 8.6 HR22 = 289.7

o inicio do superaquecimento do R22 no evaporador ocorre entre .120 e .150 m
no tubo 3 da coluna 3

CONDENSADOR

COLUNA 1

T	AR						TUBO		R22						K
	Htot	Te	Ts	Qo	agua	IFL	Tin	Tex	HRF3	Ts	Qo	XRFe	XRFs		
1	22.0	8.9	28.9	239.	.000	0	47.1	47.1	149.60.6	281.	1.000	1.000	5		
2	22.0	8.9	24.1	189.	.000	0	36.8	36.8	637.49.1	222.	1.000	.922	3		
3	22.0	8.9	30.3	256.	.000	0	47.4	47.4	1755.49.1	301.	.922	.702	3		
4	22.0	8.9	30.2	255.	.000	0	47.3	47.3	1703.49.1	300.	.702	.483	3		
5	22.0	8.9	30.1	254.	.000	0	47.1	47.1	1581.49.1	298.	.483	.265	3		
6	22.0	8.9	29.9	252.	.000	0	46.8	46.8	1418.49.1	296.	.265	.049	3		
7	22.0	8.9	23.0	166.	.000	0	33.4	33.4	368.38.5	196.	.049	.000	1		
8	22.0	8.9	16.5	91.	.000	0	23.2	23.2	176.28.0	107.	.000	.000	1		
9	22.0	8.9	13.8	59.	.000	0	18.1	18.1	176.21.1	69.	.000	.000	1		
10	22.0	8.9	12.1	38.	.000	0	14.8	14.8	177.16.7	44.	.000	.000	1		
11	22.0	8.9	10.9	24.	.000	0	12.7	12.7	178.13.9	29.	.000	.000	1		
12	22.0	8.9	10.2	15.	.000	0	11.3	11.3	178.12.1	18.	.000	.000	1		
13	22.0	8.9	9.7	10.	.000	0	10.5	10.5	178.11.0	12.	.000	.000	1		
14	22.0	8.9	9.4	6.	.000	0	9.9	9.9	178.10.2	7.	.000	.000	1		
15	22.0	8.9	9.2	4.	.000	0	9.5	9.5	179.9.7	5.	.000	.000	1		
16	22.0	8.9	9.1	3.	.000	0	9.3	9.3	179.9.4	3.	.000	.000	1		
					1861.	.000									2189.

$$TR22 = 9.4 \quad HR22 = 94.0$$

inicio da condensacao: entre .218 e .261 m, no tubo 2
 inicio do subresfriamento: entre .087 e .131 m, no tubo 7

COLUNA 2

T	AR						TUBO		R22					K
	Htot	Te	Ts	Qo	agua	IFL	Tin	Tex	HRF3	Ts	Qo	XRF _e	XRF _s	
1	22.2	28.9	44.3	184.	.000	0	58.2	58.2	150.68.4	216.	1.000	1.000	5	
2	22.1	24.1	34.6	126.	.000	0	42.3	42.3	147.50.8	149.	1.000	1.000	5	
3	22.2	30.3	39.0	106.	.000	0	46.7	46.7	1485.49.1	125.	1.000	.921	3	
4	22.2	30.2	40.4	122.	.000	0	49.2	49.2	2061.49.1	143.	.921	.816	3	
5	22.2	30.1	40.3	122.	.000	0	49.1	49.1	2005.49.1	144.	.816	.711	3	
6	22.2	29.9	40.2	123.	.000	0	49.1	49.1	1942.49.1	145.	.711	.606	3	
7	22.1	23.0	36.9	167.	.000	0	48.5	48.5	1775.49.1	196.	.606	.462	3	
8	22.1	16.5	33.8	206.	.000	0	47.9	47.9	1619.49.1	243.	.462	.285	3	
9	22.0	13.8	32.3	221.	.000	0	47.4	47.4	1461.49.1	261.	.285	.095	3	
10	22.0	12.1	27.8	177.	.000	0	38.4	38.4	559.41.8	208.	.095	.000	1	
11	22.0	10.9	18.9	96.	.000	0	25.9	25.9	175.30.9	112.	.000	.000	1	
12	22.0	10.2	15.5	64.	.000	0	20.2	20.2	176.23.5	75.	.000	.000	1	
13	22.0	9.7	13.3	43.	.000	0	16.4	16.4	177.18.6	50.	.000	.000	1	
14	22.0	9.4	11.8	28.	.000	0	13.9	13.8	177.15.3	33.	.000	.000	1	
15	22.0	9.2	10.8	19.	.000	0	12.2	12.2	178.13.1	22.	.000	.000	1	
16	22.0	9.1	10.1	12.	.000	0	11.1	11.1	178.11.7	14.	.000	.000	1	
					1816.	.000						2136.		

$$TR22 = 11.7 \quad HR22 = 96.6$$

inicio da condensacao: entre .043 e .087 m, no tubo 3
 inicio do subresfriamento: entre .174 e .218 m, no tubo 10

COLUNA 3

T	AR					TUBO			R22				
	Htot	Te	Ts	Qo	agua IFL	Tin	Tex	HRF3	Ts	Qo	XRF _e	XRF _s	K
1	22.3	44.3	56.1	141.	.000	0	66.8	66.8	150.74.5	166.	1.000	1.000	5
2	22.2	34.6	43.9	111.	.000	0	52.2	52.2	148.58.8	131.	1.000	1.000	5
3	22.3	39.0	43.7	57.	.000	0	47.1	47.1	147.51.0	67.	1.000	1.000	5
4	22.3	40.4	44.1	43.	.000	0	46.7	46.7	1057.49.1	51.	1.000	.978	3
5	22.3	40.3	45.1	57.	.000	0	48.9	48.9	2415.49.1	67.	.978	.929	3
6	22.3	40.2	45.1	58.	.000	0	48.9	48.9	2402.49.1	68.	.929	.879	3
7	22.3	36.9	43.5	79.	.000	0	48.6	48.6	2228.49.1	93.	.879	.811	3
8	22.2	33.8	42.1	99.	.000	0	48.4	48.4	2095.49.1	117.	.811	.726	3
9	22.2	32.3	41.4	108.	.000	0	48.3	48.3	2009.49.1	127.	.726	.633	3
10	22.2	27.8	39.2	136.	.000	0	47.9	47.9	1869.49.1	160.	.633	.516	3
11	22.1	18.9	34.9	192.	.000	0	47.1	47.1	1685.49.1	226.	.516	.351	3
12	22.1	15.5	33.2	212.	.000	0	46.7	46.7	1537.49.1	249.	.351	.170	3
13	22.0	13.3	32.3	216.	.000	0	45.1	45.1	1011.49.1	255.	.170	.000	1
14	22.0	11.8	21.5	116.	.000	0	29.8	29.8	175.36.1	136.	.000	.000	1
15	22.0	10.8	17.3	78.	.000	0	23.0	23.0	176.27.1	92.	.000	.000	1
16	22.0	10.1	14.5	52.	.000	0	18.3	18.3	176.21.0	62.	.000	.000	1
					1755.	.000							
										2065.			

TR22 = 21.0

HR22 = 107.4

inicio da condensacao: entre .174 e .218 m, no tubo 4
 inicio do subresfriamento: entre .391 e .435 m, no tubo 13

COLUNA 4

T	AR					TUBO			R22				
	Htot	Te	Ts	Qo	agua IFL	Tin	Tex	HRF3	Ts	Qo	XRF _e	XRF _s	K
1	22.5	56.1	65.2	109.	.000	0	73.4	73.4	150.79.2	128.	1.000	1.000	5
2	22.3	43.9	52.1	98.	.000	0	59.4	59.4	149.65.1	116.	1.000	1.000	5
3	22.3	43.7	48.7	60.	.000	0	53.2	53.2	148.56.8	70.	1.000	1.000	5
4	22.3	44.1	47.1	36.	.000	0	49.7	49.7	147.51.9	42.	1.000	1.000	5
5	22.3	45.1	46.8	20.	.000	0	47.9	47.9	147.49.3	23.	1.000	1.000	5
6	22.3	45.1	47.6	23.	.000	0	48.5	48.5	2004.49.1	27.	1.000	.983	3
7	22.3	43.5	46.6	37.	.000	0	48.9	48.9	2657.49.1	43.	.983	.951	3
8	22.3	42.1	45.9	46.	.000	0	48.8	48.8	2520.49.1	54.	.951	.912	3
9	22.3	41.4	45.6	50.	.000	0	48.8	48.8	2457.49.1	59.	.912	.868	3
10	22.3	39.2	44.6	64.	.000	0	48.6	48.6	2314.49.1	76.	.868	.813	3
11	22.2	34.9	42.6	92.	.000	0	48.3	48.3	2131.49.1	108.	.813	.735	3
12	22.2	33.2	41.8	102.	.000	0	48.2	48.2	2037.49.1	120.	.735	.647	3
13	22.2	32.3	41.3	108.	.000	0	48.1	48.1	1958.49.1	127.	.647	.554	3
14	22.1	21.5	36.2	176.	.000	0	47.2	47.2	1736.49.1	207.	.554	.403	3
15	22.1	17.3	34.1	201.	.000	0	46.7	46.7	1591.49.1	236.	.403	.230	3
16	22.0	14.5	32.6	217.	.000	0	46.2	46.2	1419.49.1	255.	.230	.044	3
					1438.	.000							
										1691.			

TR22 = 49.1

HR22 = 147.1

inicio da condensacao: entre .043 e .087 m, no tubo 6
 nao ocorre condensacao total na coluna !!!

COLUNA 5

T	AR						TUBO		R22					K
	Htot	Te	Ts	Qo	agua	IFL	Tin	Tex	HRF3	Ts	Qo	XRFe	XRFS	
1	22.6	65.2	72.2	84.	.000	0	78.4	78.4	150.82.9	98.	1.000	1.000	5	
2	22.4	52.1	59.3	86.	.000	0	65.6	65.6	149.70.5	101.	1.000	1.000	5	
3	22.4	48.7	53.8	61.	.000	0	58.3	58.3	148.61.9	71.	1.000	1.000	5	
4	22.4	47.1	50.5	42.	.000	0	53.6	53.6	148.56.1	49.	1.000	1.000	5	
5	22.4	46.8	49.0	26.	.000	0	50.9	50.9	147.52.5	31.	1.000	1.000	5	
6	22.4	47.6	48.7	14.	.000	0	49.8	49.8	147.50.6	16.	1.000	1.000	5	
7	22.4	46.6	47.5	12.	.000	0	48.3	48.3	147.49.1	14.	1.000	1.000	3	
8	22.4	45.9	46.9	12.	.000	0	47.7	47.7	147.49.1	14.	1.000	.990	3	
9	22.4	45.6	47.5	23.	.000	0	49.1	49.1	2881.49.1	27.	.990	.970	3	
10	22.3	44.6	47.1	30.	.000	0	49.1	49.0	2774.49.1	35.	.970	.945	3	
11	22.3	42.6	46.2	42.	.000	0	48.9	48.9	2556.49.1	50.	.945	.908	3	
12	22.3	41.8	45.8	48.	.000	0	48.9	48.9	2481.49.1	56.	.908	.867	3	
13	22.3	41.3	45.6	51.	.000	0	48.9	48.8	2423.49.1	60.	.867	.824	3	
14	22.2	36.2	43.2	84.	.000	0	48.5	48.5	2174.49.1	98.	.824	.752	3	
15	22.2	34.1	42.2	97.	.000	0	48.4	48.3	2069.49.1	114.	.752	.669	3	
16	22.2	32.6	41.5	106.	.000	0	48.2	48.2	1980.49.1	125.	.669	.578	3	
815. .000										959.				

TR22 = 49.1 HR22 = 230.3

inicio da condensacao: entre .391 e .435 m, no tubo 7
nao ocorre condensacao total na coluna !!!

GLOBAL : 7684. .000 9041.

I	J	TAROUT	WAROUT	HAROUT
5	1	72.19	.007504	90.80
5	2	59.27	.007504	78.81
5	3	53.81	.007504	72.58
5	4	50.53	.007504	69.23
5	5	48.96	.007504	67.65
5	6	48.74	.007504	67.53
5	7	47.54	.007504	66.24
5	8	46.89	.007504	65.59
5	9	47.53	.007504	66.22
5	10	47.08	.007504	65.78
5	11	46.16	.007504	64.86
5	12	45.79	.007504	64.49
5	13	45.57	.007504	64.28
5	14	43.18	.007504	61.90
5	15	42.21	.007504	60.93
5	16	41.50	.007504	60.22

valores medios na saida : TAR = 49.2 WAR = .007504 HAR = 67.9

TR22 = 28.1 HR22 = 135.1

apos a condensacao do vapor residual: TR22 = 44.6

APÊNDICE I

Dados de entrada e resultados da simulação do programa
SIMBC, sob as condições de operação do ensaio 1, série 2

SIMBC2

fornecer os seguintes parametros para o EVAPORADOR:

DEN3 , DEN4 , DEN5
1000000,240000,240000

DTEV

9

eficiencia global
.78

fornecer os seguintes parametros para o CONDENSADOR:

DEN3 , DEN4 , DEN5
1000000,240000,240000

DTCOND

5

eficiencia global
.8

NCONFIG (1/2/3)
3

fornecer os seguintes parametros para o COMPRESSOR:

eficiencia global (elettrica * mecanica * termica)
.56

eficiencia isoentropica
.6

razao entre os volumes especificos na succao
.75

fracao do volume do espaco morto
.065

volume de deslocamento dos pistoes (m3/h)
3.83

a valvula CPP esta atuando ? (S=1/N=2)
1

qual a pressao na succao ? [MPa]
.443

fornecer as seguintes condicoes para o AR

temperatura (C) e umidade relativa (dec)/ar ambiente
19.,.912

temperatura (C) e umidade relativa (dec)/ar secagem
51.8,.079

vazao (kg/h)
170.

fornecer estimativas iniciais para TEV e TCOND (C)
-3.6,47.5

Apos 1 iteracoes com a temperatura de evaporacao (TEV)
Apos 1 iteracoes com a temperatura de condensacao (TCOND)

CONDICOES DO R22 NA EVAPORACAO E NA CONDENSACAO

TEV	PEV	TCOND	PCOND
-3.6	.442	47.5	1.833

calculando a vazao de refrigerante e as trocas
termicas nas linhas de liquido e de vapor

aguarde alguns segundos ...

RESULTADOS DOS CALCULOS DAS TROCAS TERMICAS NAS LINHAS (LADO DO REFRIGERANTE)

LINHA DE LIQUIDO

TRECHO	TENT	TSAIDA	TTUBO1	TTUBO2	TTUBO3	TTUBOamb
(1) CD....GL	42.5	42.0	41.9	41.4	41.7	29.9
(2) GL	42.0	41.2	31.3	30.5	30.9	30.9
(3) GL....TC	41.2	40.4	40.7	39.9	40.3	29.3
(4) TC	40.4	38.0				
(5) TC....VE	38.0	37.8	37.5	37.3	37.4	28.1

LINHA DE VAPOR

(1) EV....TC	5.4	5.6	5.9	6.2	6.1	11.9
(2) TC	5.6	9.8				
(3) TC....CP	9.8	10.0	10.1	10.3	10.2	14.0
(4) CP....CD	103.8	98.4	99.9	94.4	97.2	52.0

COMPRESSOR

TSUC	HSUC	VESP1	VREF	TISO	HISO	HDESC	EFVR	XMR	QCPR	QCPG
10.0	291.9	.0564	2.4	78.8	325.5	347.9	.636	43.2	2421.	1.200

EVAPORADOR

COLUNA 1

T	AR						TUBO			R22				
	Htot	Te	Ts	Qo	agua	IFL	Tin	Tex	HRF3	Ts	Qo	XRFe	XRFe	K
1	23.6	19.0	11.7	389.	.091	1	1.1	1.1	1506.-3.6	499.	.245	.300		3
2	23.6	19.0	11.7	389.	.091	1	1.1	1.1	1500.-3.6	499.	.300	.355		3
3	23.6	19.0	11.7	388.	.091	1	1.1	1.1	1490.-3.6	498.	.355	.411		3
4	23.6	19.0	11.7	388.	.091	1	1.2	1.2	1476.-3.6	497.	.411	.466		3
5	23.6	19.0	11.7	387.	.091	1	1.2	1.2	1458.-3.6	496.	.466	.521		3
6	23.6	19.0	11.7	386.	.091	1	1.3	1.3	1436.-3.6	495.	.521	.577		3
7	23.7	19.0	11.7	385.	.090	1	1.3	1.3	1410.-3.6	493.	.577	.632		3
8	23.7	19.0	11.8	383.	.090	1	1.4	1.4	1382.-3.6	491.	.632	.686		3
3094.						.726	3967.							

COLUNA 4

T	AR						TUBO		R22					
	Htot	Te	Ts	Qo	agua	IFL	Tin	Tex	HRF3	Ts	Qo	XRFe	XRFS	K
1	22.6	6.5	6.3	13.	.003	1	6.0	6.0	115.	4.3	16.	1.000	1.000	5
2	22.5	6.4	6.3	10.	.002	1	6.0	6.0	115.	4.7	12.	1.000	1.000	5
3	23.6	6.3	6.2	8.	.002	1	6.0	6.0	115.	5.0	10.	1.000	1.000	5
4	23.6	6.2	6.1	5.	.001	1	6.0	6.0	115.	5.2	7.	1.000	1.000	5
5	27.3	6.0	6.0	4.	.001	1	5.9	5.9	115.	5.4	5.	1.000	1.000	5
6	24.7	5.9	5.9	2.	.001	1	5.8	5.8	115.	5.5	3.	1.000	1.000	5
7	20.4	3.2	3.2	0.	-.001	1	5.4	5.4	115.	5.5	0.	1.000	1.000	5
8	20.4	3.4	3.4	0.	.000	1	5.4	5.4	115.	5.5	0.	1.000	1.000	5

41. .010

53.

GLOBAL : 5500. 1.255

7052.

I	J	TAROUT	WAROUT	HAROUT
4	1	6.34	.006242	21.99
4	2	6.25	.006242	21.90
4	3	6.23	.006196	21.76
4	4	6.09	.006185	21.59
4	5	6.02	.006112	21.34
4	6	5.88	.006057	21.05
4	7	3.17	.005043	15.79
4	8	3.36	.005107	16.15

valores medios na saida : TAR = 5.4 WAR = .005898 HAR = 20.2

TR22 = 5.5 HR22 = 288.4

o inicio do superaquecimento do R22 no evaporador ocorre entre .270 e .300 m
no tubo 2 da coluna 3

CONDENSADOR

COLUNA 1

T	AR						TUBO		R22					
	Htot	Te	Ts	Qo	agua	IFL	Tin	Tex	HRF3	Ts	Qo	XRFe	XRFB	K
1	19.5	5.4	27.9	238.	.000	0	48.1	48.1	147.60.3	297.	1.000	1.000		5
2	19.5	5.4	22.0	183.	.000	0	35.9	35.9	647.47.5	229.	1.000	.921		3
3	19.5	5.4	28.2	241.	.000	0	46.5	46.5	1794.47.5	301.	.921	.700		3
4	19.5	5.4	28.1	241.	.000	0	46.5	46.5	1740.47.5	301.	.700	.479		3
5	19.5	5.4	28.0	239.	.000	0	46.3	46.3	1614.47.5	299.	.479	.259		3
6	19.5	5.4	27.9	238.	.000	0	46.0	45.9	1445.47.5	297.	.259	.042		3
7	19.5	5.4	19.0	149.	.000	0	30.0	30.0	311.34.9	186.	.042	.000		1
8	19.5	5.4	13.4	84.	.000	0	20.2	20.2	174.24.3	105.	.000	.000		1
9	19.5	5.4	10.5	54.	.000	0	15.0	14.9	174.17.5	68.	.000	.000		1
10	19.5	5.4	8.7	35.	.000	0	11.5	11.5	175.13.2	43.	.000	.000		1
11	19.5	5.4	7.5	22.	.000	0	9.3	9.3	176.10.4	28.	.000	.000		1
12	19.5	5.4	6.8	14.	.000	0	7.9	7.9	176. 8.6	18.	.000	.000		1
13	19.5	5.4	6.3	9.	.000	0	7.0	7.0	177. 7.4	11.	.000	.000		1
14	19.5	5.4	6.0	6.	.000	0	6.4	6.4	177. 6.7	7.	.000	.000		1
15	19.5	5.4	5.8	4.	.000	0	6.1	6.1	177. 6.2	5.	.000	.000		1
16	19.5	5.4	5.6	2.	.000	0	5.8	5.8	177. 5.9	3.	.000	.000		1
1759.					.000					2199.				

$$TR22 = 5.9 \quad HR22 = 89.7$$

início da condensação: entre .218 e .261 m, no tubo 2
início do subresfriamento: entre .043 e .087 m, no tubo 7

COLUNA 2

T	AR						TUBO			R22				
	Htot	Te	Ts	Qo	agua	IFL	Tin	Tex	HRF3	Ts	Qo	XRFe	XRFB	K
1	19.8	27.9	44.9	181.	.000	0	60.1	60.1	147.69.2	226.	1.000	1.000		5
2	19.8	22.0	33.8	125.	.000	0	42.1	42.1	145.50.1	156.	1.000	1.000		5
3	19.8	28.2	37.2	95.	.000	0	44.3	44.3	1331.47.5	119.	1.000	.932		3
4	19.8	28.1	38.8	113.	.000	0	47.5	47.5	2126.47.5	141.	.932	.829		3
5	19.8	28.0	38.7	113.	.000	0	47.5	47.5	2071.47.5	142.	.829	.725		3
6	19.8	27.9	38.6	114.	.000	0	47.5	47.5	2008.47.5	143.	.725	.620		3
7	19.7	19.0	34.5	164.	.000	0	46.8	46.8	1817.47.5	205.	.620	.469		3
8	19.6	13.4	31.8	195.	.000	0	46.3	46.3	1666.47.5	244.	.469	.291		3
9	19.6	10.5	30.3	210.	.000	0	45.9	45.9	1504.47.5	262.	.291	.098		3
10	19.6	8.7	26.6	178.	.000	0	38.4	38.4	623.41.2	223.	.098	.000		1
11	19.6	7.5	16.6	97.	.000	0	24.5	24.5	173.29.3	121.	.000	.000		1
12	19.5	6.8	12.8	64.	.000	0	18.1	18.1	174.21.2	81.	.000	.000		1
13	19.5	6.3	10.3	43.	.000	0	13.8	13.8	175.15.8	53.	.000	.000		1
14	19.5	6.0	8.6	28.	.000	0	10.9	10.9	176.12.2	35.	.000	.000		1
15	19.5	5.8	7.5	19.	.000	0	9.0	9.0	176. 9.9	23.	.000	.000		1
16	19.5	5.6	6.8	12.	.000	0	7.8	7.8	176. 8.4	15.	.000	.000		1
1751.					.000					2188.				

$$TR22 = 8.4 \quad HR22 = 92.5$$

início da condensação: entre .087 e .131 m, no tubo 3
início do subresfriamento: entre .218 e .261 m, no tubo 10

COLUNA 3

T	AR					TUBO			R22				
	Htot	Te	Ts	Qo	agua IFL	Tin	Tex	HRF3	Ts	Qo	XRFe	XRFe	K
1	20.1	44.9	57.9	137.	.000	0	69.3	69.3	147.76.0	171.	1.000	1.000	5
2	19.9	33.8	44.1	109.	.000	0	53.1	53.1	146.59.1	136.	1.000	1.000	5
3	20.0	37.2	42.6	57.	.000	0	47.2	47.2	145.50.6	71.	1.000	1.000	5
4	20.0	38.8	39.0	39.	.000	0	45.4	45.4	850.47.5	49.	1.000	.983	3
5	20.0	38.7	43.6	52.	.000	0	47.8	47.8	2492.47.5	65.	.983	.936	3
6	20.0	38.6	43.6	52.	.000	0	47.8	47.8	2480.47.5	65.	.936	.888	3
7	19.9	34.5	41.7	76.	.000	0	47.5	47.5	2275.47.5	95.	.888	.818	3
8	19.9	31.8	40.5	92.	.000	0	47.3	47.3	2154.47.5	115.	.818	.734	3
9	19.9	30.3	39.8	100.	.000	0	47.2	47.2	2067.47.5	125.	.734	.642	3
10	19.8	26.6	38.0	121.	.000	0	47.0	47.0	1938.47.5	151.	.642	.531	3
11	19.7	16.6	33.4	177.	.000	0	46.2	46.2	1740.47.5	221.	.531	.369	3
12	19.6	12.8	31.5	197.	.000	0	45.8	45.8	1590.47.5	247.	.369	.188	3
13	19.6	10.3	30.6	205.	.000	0	44.5	44.5	1094.47.5	257.	.188	.000	1
14	19.6	8.6	19.2	112.	.000	0	28.2	28.2	173.33.8	140.	.000	.000	1
15	19.6	7.5	14.7	75.	.000	0	20.8	20.8	174.24.4	94.	.000	.000	1
16	19.5	6.8	11.6	51.	.000	0	15.7	15.7	174.18.1	63.	.000	.000	1
1653.					.000	2066.							

TR22 = 18.1 HR22 = 103.7

inicio da condensacao: entre .218 e .261 m, no tubo 4
 inicio do subresfriamento: entre .391 e .435 m, no tubo 13

COLUNA 4

T	AR					TUBO			R22				
	Htot	Te	Ts	Qo	agua IFL	Tin	Tex	HRF3	Ts	Qo	XRFe	XRFe	K
1	20.3	57.9	67.7	104.	.000	0	76.3	76.3	148.81.3	130.	1.000	1.000	5
2	20.1	44.1	53.2	96.	.000	0	61.1	61.1	146.66.2	120.	1.000	1.000	5
3	20.0	42.6	48.4	61.	.000	0	53.4	53.4	145.56.8	76.	1.000	1.000	5
4	20.0	39.0	43.3	47.	.000	0	47.1	47.1	144.49.9	58.	1.000	1.000	5
5	20.1	43.6	45.1	17.	.000	0	46.3	46.3	144.47.5	21.	1.000	.999	3
6	20.1	43.6	45.8	23.	.000	0	47.8	47.8	2905.47.5	29.	.999	.977	3
7	20.0	41.7	44.9	34.	.000	0	47.7	47.7	2718.47.5	43.	.977	.946	3
8	20.0	40.5	44.4	42.	.000	0	47.6	47.6	2596.47.5	52.	.946	.908	3
9	20.0	39.8	44.1	46.	.000	0	47.6	47.6	2532.47.5	57.	.908	.866	3
10	20.0	38.0	43.3	56.	.000	0	47.5	47.5	2404.47.5	70.	.866	.815	3
11	19.9	33.4	41.2	83.	.000	0	47.2	47.2	2200.47.5	103.	.815	.739	3
12	19.9	31.5	40.3	93.	.000	0	47.0	47.0	2100.47.5	117.	.739	.654	3
13	19.9	30.6	39.9	98.	.000	0	47.0	47.0	2022.47.5	123.	.654	.563	3
14	19.7	19.2	34.6	163.	.000	0	46.1	46.1	1789.47.5	204.	.563	.414	3
15	19.7	14.7	32.4	188.	.000	0	45.7	45.7	1640.47.5	235.	.414	.242	3
16	19.6	11.6	30.8	204.	.000	0	45.2	45.2	1466.47.5	254.	.242	.055	3
1353.					.000	1692.							

TR22 = 47.5 HR22 = 146.8

inicio da condensacao: entre .348 e .391 m, no tubo 5
 nao ocorre condensacao total na coluna !!!

COLUNA 5

T	AR						TUBO			R22					
	Htot	Te	Ts	Qo	agua	IFL	Tin	Tex	HRF3	Ts	Qo	XRFe	XRFS	K	
1	20.4	67.7	75.1	79.	.000	0	81.6	81.6	148.85.4	99.	1.000	1.000		5	
2	20.2	53.2	61.0	83.	.000	0	67.8	67.8	147.72.1	104.	1.000	1.000		5	
3	20.1	48.4	54.2	61.	.000	0	59.2	59.2	146.62.6	77.	1.000	1.000		5	
4	20.0	43.3	48.1	50.	.000	0	52.1	52.1	145.55.0	62.	1.000	1.000		5	
5	20.1	45.1	47.5	26.	.000	0	49.6	49.6	144.51.2	32.	1.000	1.000		5	
6	20.1	45.8	47.1	14.	.000	0	48.2	48.2	144.49.1	18.	1.000	1.000		5	
7	20.1	44.9	46.0	11.	.000	0	46.7	46.7	144.47.5	14.	1.000	.999		3	
8	20.1	44.4	46.1	18.	.000	0	47.7	47.7	3046.47.5	23.	.999	.982		3	
9	20.1	44.1	46.0	20.	.000	0	47.6	47.6	3041.47.5	25.	.982	.964		3	
10	20.0	43.3	45.7	25.	.000	0	47.6	47.6	2904.47.5	31.	.964	.941		3	
11	20.0	41.2	44.7	37.	.000	0	47.5	47.5	2653.47.5	47.	.941	.906		3	
12	20.0	40.3	44.3	42.	.000	0	47.5	47.5	2571.47.5	53.	.906	.867		3	
13	20.0	39.9	44.1	45.	.000	0	47.4	47.4	2512.47.5	56.	.867	.826		3	
14	19.9	34.6	41.7	76.	.000	0	47.1	47.1	2247.47.5	95.	.826	.757		3	
15	19.9	32.4	40.7	88.	.000	0	47.0	47.0	2135.47.5	110.	.757	.676		3	
16	19.9	30.8	40.0	97.	.000	0	46.9	46.8	2044.47.5	122.	.676	.587		3	
					774.	.000									968.

TR22 = 47.5 HR22 = 230.7

inicio da condensacao: entre .348 e .391 m, no tubo 7
 nao ocorre condensacao total na coluna !!!

GLOBAL : 7290. .000 9112.

I	J	TAROUT	WAROUT	HAROUT
5	1	75.12	.005898	89.66
5	2	61.01	.005898	76.39
5	3	54.19	.005898	68.88
5	4	48.07	.005898	62.80
5	5	47.55	.005898	62.18
5	6	47.11	.005898	61.74
5	7	46.01	.005898	60.72
5	8	46.14	.005898	60.77
5	9	46.00	.005898	60.64
5	10	45.66	.005898	60.29
5	11	44.71	.005898	59.35
5	12	44.32	.005898	58.96
5	13	44.13	.005898	58.77
5	14	41.73	.005898	56.38
5	15	40.72	.005898	55.37
5	16	39.98	.005898	54.63

valores medios na saida : TAR = 48.3 WAR = .005898 HAR = 63.0

TR22 = 25.5 HR22 = 132.7

apos a condensacao do vapor residual: TR22 = 42.9