

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO

DE BOMBAS DE CALOR

092/84

Este exemplar corresponde à
redação final da tese defendida
por Judit Zoltán Halász e
aprovada pela Comissão julgadora
em 08-11-84.

Carlos Affumani
12/11/84.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Judit Zoltán Halász

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia de Campinas - UNICAMP
como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de
DOUTORA EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Prof. Dr. Carlos Alberto C. Altemani
Orientador

- CAMPINAS -
OUTUBRO-1984

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

À LÁSZLÓ, mestre, companheiro,
amigo insubstituível que me
ensinou a viver.

AGRADECIMENTOS

- Ao Prof. Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani, pela dedicação na orientação deste trabalho.
- ao Prof. Dr.-Ing. Fritz Steimle pela oportunidade de estagiar no laboratório do Institut für Angewandte Thermodynamik und Klimatechnik na Universidade de Essen onde desenvolvi a parte experimental desta tese.
- ao Dr.-Ing. Arnold Tolle pela colaboração na montagem experimental.
- ã Taka O. Perroni, pelo excelente serviço de datilografia.
- ao desenhista Wilton Furquim, pela alta qualidade das ilustrações.
- aos colegas do Setor de Energia que colaboraram direta ou indiretamente neste trabalho.

	Pág.
3.2.2. Segundo a energia usada para o seu acionamento ...	18
3.2.2.1. Bomba de calor elétrico	18
3.2.2.2. Bomba de calor movida por motor a gás	20
3.2.2.3. Bomba de calor acionada por energia térmica	20
3.2.2.3.1. Bomba de calor de sistema por absorção	20
3.2.2.3.2. Bomba de calor de sistema ejetor	22
3.2.3. Bombas de calor especiais	23
3.2.3.1. Bomba de calor termoelétrica	23
3.2.3.2. Bomba de calor química	25

CAPÍTULO 4

ANÁLISE TERMODINÂMICA DO CICLO FRIGORÍFICO DA BOMBA DE CALOR	27
4.1. EXERGIA E ANERGIA	27
4.2. AS IRREVERSIBILIDADES E SEUS EFEITOS NOS CICLOS DE REFRIGERAÇÃO	31
4.2.1. O efeito da transferência irreversível de calor ..	32
4.2.2. O efeito da expansão não resistida e do atrito ...	33
4.2.3. Análise do ciclo básico da bomba de calor	34
4.3. DIAGRAMA DE EXERGIA	35
4.4. ANÁLISE DO CICLO REAL	37
4.4.1. Irreversibilidades no tubo de sucção	37
4.4.2. Irreversibilidades no compressor	38
4.4.3. Irreversibilidades no tubo de descarga	39

CAPÍTULO 5

MONTAGEM EXPERIMENTAL E MEDIDAS EFETUADAS	42
5.1. EXPERIÊNCIAS COM VÁRIOS TIPOS DE BOMBA DE CALOR	42
5.2. DESCRIÇÃO DA BANCADA UTILIZADA PARA TESTAR BOMBAS DE CALOR	47
5.3. ESPECIFICAÇÕES DAS BOMBAS DE CALOR A TESTAR	48
5.3.1. Schäfer FC 20	48
5.3.2. Krupp	49
5.3.3. Schäfer UWV 20	49
5.3.4. Happel	49
5.3.5. Bosch	49
5.4. O SISTEMA HIDRÁULICO	50
5.5. MEDIDAS EFETUADAS	51
5.5.1. Temperaturas	51
5.5.2. Vazão e energia elétrica	52
5.5.3. Pressões	53

CAPÍTULO 6

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL E REDUÇÃO DE DADOS	54
6.1. NORMAS SOBRE TESTES DE BOMBAS DE CALOR	54
6.1.1. Especificações dos testes	54
6.1.2. Cálculos a serem feitos	56
6.1.2.1. Capacidade calorífica	56
6.1.2.2. Capacidade frigorífica	57
6.1.2.3. Potência elétrica necessária para acionar a bom- ba de calor	57

6.1.2.4. Coeficiente de desempenho (COP)	58
6.1.2.5. Desvios admissíveis dos valores medidos	58
6.1.3. Teste de operação	58
6.2. A UTILIZAÇÃO DO COMPUTADOR	59
6.3. LIGAÇÃO ENTRE O COMPUTADOR E A BANCADA DE TESTES ...	60
6.4. ARMAZENAMENTO DOS DADOS MEDIDOS	61
6.5. A UTILIZAÇÃO DOS IMPULSOS	61
6.6. A OPERAÇÃO DAS VÁLVULAS MAGNÉTICAS	62
6.7. O PROGRAMA DE CONTROLE	62
6.8. CONTROLE DAS TEMPERATURAS DO CIRCUITO HIDRÁULICO ...	63

CAPÍTULO 7

RESULTADOS EXPERIMENTAIS	65
7.1. OS CICLOS FRIGORÍFICOS OBSERVADOS	65
7.2. EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DAS BOMBAS DE CALOR E DE AL- GUNS PROCESSOS	80
7.2.1. Eficiência exergética das bombas de calor	80
7.2.2. Análise exergética de alguns processos	87

CAPÍTULO 8

CONCLUSÕES	90
------------------	----

BIBLIOGRAFIA	92
--------------------	----

APÊNDICE 1	
IRREVERSIBILIDADES NO CICLO BÁSICO	94
APÊNDICE 2	
CÁLCULO PARA DETERMINAR OS EFEITOS DAS IRREVERSIBILIDADES DO CICLO REAL	98
APÊNDICE 3	
PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO REFRIGERANTE R-12 PARA A ANÁLISE DO CICLO DE CARNOT E DO CICLO BÁSICO	102
APÊNDICE 4	
PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO REFRIGERANTE R-12 PARA A ANÁLISE DO CICLO REAL	104
APÊNDICE 5	
A TEMPERATURA MÉDIA TERMODINÂMICA PARA O CÁLCULO DA PERDA DE EXERGIA	106
APÊNDICE 6	
DADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS COM A BOMBA DE CALOR SCHÄFER UWV 20	109

R E S U M O

Neste trabalho estão apresentados os resultados da avaliação e testes experimentais de cinco protótipos de bombas de calor fornecidos pelos fabricantes numa tentativa de determinar seu desempenho sob várias condições de operação. Para conseguir esta finalidade, foi montada uma bancada de testes, totalmente automatizada para registro das medições e controle através de computador. A instrumentação utilizada para medidas de vazão, de temperaturas e de pressões da água e do refrigerante, foi instalada com saídas ligadas ao computador. Foram levantadas as características de operação de cada bomba de calor. Os resultados são apresentados analisando-se o desempenho experimental de vários processos em cada protótipo, além de uma verificação do comportamento individual de cada ciclo, através da segunda lei da termodinâmica. Na parte introdutória do trabalho é feita uma descrição do vasto campo de aplicações das bombas de calor. Além disso, com a finalidade de apresentação do conceito de exergia, de uso crescente, é feita uma análise termodinâmica dos ciclos de compressão de vapor das bombas de calor.

ABSTRACT

Experiments with five water-water prototype heat pumps are described. The effect of different operational conditions on the performance coefficient is studied and the results of various measurements are compared. Tests were performed on a special installation provided with automatic control to maintain the required temperatures of the water. Instrumentation to measure flow rates, temperatures and pressures of the water and of the refrigerant was connected to a computer. A large amount of data and experience has been gained to evaluate operational characteristics of heat pumps. Results were analysed on the basis of the second law of thermodynamics using the exergy concept. Included, there is a review on heat pump applications.

Í N D I C E

Pág.

RESUMO

NOMENCLATURA

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO 1

CAPÍTULO 2

HISTÓRICO E PRINCÍPIOS BÁSICOS DAS BOMBAS DE CALOR 4

2.1. HISTÓRICO 4

2.2. PRINCÍPIOS BÁSICOS 6

CAPÍTULO 3

APLICAÇÕES E CLASSIFICAÇÃO DAS BOMBAS DE CALOR 10

3.1. APLICAÇÕES 10

3.1.1. Bombas de calor movidas por eletricidade 10

3.1.1.1. Para objetivos domésticos 10

3.1.1.2. Para objetivos comerciais 11

3.1.1.3. Para objetivos industriais 12

3.1.2. Bombas de calor movidas por motor a gás 15

3.1.3. Bombas de calor por absorção 16

3.1.4. Bombas de calor com sistema ejetor 16

3.2. CLASSIFICAÇÃO DAS BOMBAS DE CALOR 16

3.2.1. Segundo a fonte de calor e o meio de aquecimento. 17

NOMENCLATURA

c	calor específico	kJ/kg K
e	exergia específica	kJ/kg
h	entalpia	kJ/kg
k	condutividade térmica	W/cm K
\dot{m}	fluxo de massa	kg/s
p	pressão	bar
q_o	efeito frigorífico	kJ/kg
q_c	efeito calorífico	kJ/kg
s	entropia	kJ/kg K
t	temperatura	$^{\circ}\text{C}$
v	volume específico	m^3/kg
w	trabalho	kJ/kg
A	anergia	kJ
E	exergia	kJ
I	intensidade da corrente elétrica	A
P	potência	kW
\dot{Q}	fluxo de calor	kW
\dot{Q}_c	capacidade calorífica	kW
\dot{Q}_o	capacidade frigorífica	kW
T	temperatura	K
W	trabalho	kW
ϵ	coeficiente de desempenho	
σ	condutividade elétrica	$\Omega^{-1}\text{cm}^{-1}$
η	eficiência	

LISTA DE FIGURAS

- 2.1. Esquema do ciclo de Carnot.
- 2.2. Diagrama T-s do ciclo de Carnot.
- 2.3. Coeficiente de desempenho do ciclo de Carnot.
- 2.4. Esquema do ciclo básico.
- 2.5. Diagrama T-s do ciclo básico.
- 3.1. Esquema de um sistema aberto para concentração de uma solução.
- 3.2. Esquema de um sistema fechado para concentração de uma solução.
- 3.3. Esquema de um sistema para secagem de produtos sensíveis a alta temperatura.
- 3.4. Esquema de um sistema para produção de água doce.
- 3.5. Esquema de bomba de calor de dois estágios.
- 3.6. Diagrama T-s da bomba de calor de dois estágios.
- 3.7. Esquema da bomba de calor por absorção.
- 3.8. Esquema da bomba de calor com sistema de ejetor.
- 4.1. Processo reversível no diagrama T-s.
- 4.2. Ciclo de Carnot e o ciclo básico no diagrama T-s.
- 4.3. Diagrama de exergia - entalpia.
- 4.4. Diagrama T-s dos processos de sucção, compressão e descarga do ciclo básico real.
- 5.1. Esquema da montagem para teste da bomba de calor com aquecimento elétrico do evaporador.

- 5.2. Esquema da montagem para teste da bomba de calor tipo ar-água.
- 5.3. Esquema da bancada para testar compressores herméticos para bomba de calor.
- 5.4. Bancada de testes para várias bombas de calor tipo água-água.
- 5.5. Esquema hidráulico do banco de testes com a bomba de calor.
- 6.1. Esquema de conexão entre os aparelhos eletrônicos utilizados nos testes.
- 6.2. Estrutura do programa de controle e redução dos dados.
- 7.1 a 7.5. Variação de \dot{Q}_c em função de t_2 .
- 7.6 a 7.10. Variação de \dot{Q}_o e P em função de t_2 .
- 7.11 a 7.15. Fluxo de água quente em função de t_2 .
- 7.16 a 7.20. Fluxo de água fria em função de t_2 .
- 7.21 a 7.25. Variação de \dot{Q}_c em função de t_c .
- 7.26 a 7.30. Variação de ϵ em função de t_2 .
- 7.31 a 7.35. Variação de \dot{Q}_o em função de t_o .
- 7.36. Processos de compressão irreversíveis no diagrama T-S.
- 7.37 a 7.44. Eficiência exergética da bomba de calor em função de t_2 .
- 7.45 a 7.52. Eficiência exergética da bomba de calor em função de t_a .
- 7.53. Condição de operação do "starved evaporator".
- 7.54, 7.55. Perda adimensional de exergia no condensador.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resultados da análise do ciclo de Carnot e do ciclo básico.

Tabela 2 - Resultados da análise dos ciclos de Carnot, básico e real.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Durante um ano foi realizado um estágio na Universidade de Essen no Institut für Angewandte Thermodynamik und Klimatechnik com o objetivo de efetuar medições experimentais com bombas de calor tipo água-água.

Foi montado um banco de testes especificamente para realizar estas medições. O objetivo delas era verificar o desempenho das bombas de calor sob várias condições de operação. Embora exista uma norma específica para medições e avaliações a serem feitas com bombas de calor, vários resultados publicados [23] apresentam valores até contraditórios, devido a incerteza das medições.

Neste trabalho serão apresentados o projeto e funcionamento do banco de testes, montado com instrumentação de controle automático, os resultados das medições com cinco protótipos de bombas de calor, e serão analisados os resultados obtidos, utilizando-se o conceito de exergia.

A técnica mais convencional de obtenção de água quente para uso doméstico ou industrial, e para aquecimento ambiental, através de geração de vapor d'água via consumo de petróleo, foi tradicionalmente preferida até a época de 1973, quando se iniciou a crise de petróleo. Para racionalização do uso de refinados de petróleo e utilizá-los para fins mais nobres, foram examinadas e avaliadas várias alternativas para produção de água quente, incluindo energia solar e bomba de calor. Nos países onde o uso de energia solar não é viável por condições ambientais, maiores esforços em pesquisa e desenvolvimento foram dirigidos a bomba de calor e sua utilização como fonte para obter água quente em pequena e grande escala. A respeito de bomba de calor o maior interesse surgiu na Alemanha Ocidental. Várias firmas começaram a desenvolver protótipos, e institutos de pesquisa ou faculdades fizeram a avaliação destes equipamentos.

A utilização da bomba de calor para geração de água quente começou em 1930 quando foi realizado o primeiro projeto de grande porte nos Estados Unidos [2]. O desenvolvimento destes equipamentos passou por várias etapas de avanço e retrocesso quanto à sua aplicação nos setores industriais, comerciais e residenciais. Nas duas últimas décadas as bombas de calor têm tido entre tanto um grande desenvolvimento e aplicações das mais variadas.

O equipamento frigorífico e a bomba de calor trabalham com o mesmo ciclo termodinâmico básico. Com uma máquina frigorífica pode-se resfriar ou aquecer. O seu amplo uso para resfriamento é compreensível, já que não existe outra maneira de atingir baixas temperaturas. O custo de energia relativamente baixo não justificava o uso da máquina frigorífica para aquecimento, que é um processo mais complicado do que os processos convencionais de aquecimento.

Mesmo assim, na última década um grande número de instalações [2] e várias aplicações foram realizadas [6, 7, 9, 10, 12, 13] para fins domésticos e industriais. Uma das aplicações mais comuns das bombas de calor parece ser o aquecimento de água doméstica – na Suíça já existem vários tipos fabricados em série [2]. O aquecimento ambiental das casas e centros esportivos também é comumente efetuado através de bombas de calor [1, 2, 12]. Várias aplicações industriais serão descritas no Capítulo 3.

Segundo a energia usada para seu acionamento, existem bombas de calor movidas por eletricidade, gás ou energia térmica.

Para avaliar o desempenho das bombas de calor será feita uma análise termodinâmica do ciclo frigorífico, utilizando-se o conceito de exergia.

Será feita (Capítulo 4) uma comparação entre o ciclo ideal de Carnot, o ciclo básico e o ciclo real, com base na 1.^a e 2.^a leis da termodinâmica, analisando-se a distribuição das irreversibilidades do ciclo real.

O trabalho inicial constitui na utilização, para familiaridade, de três equipamentos de bombas de calor já existentes no laboratório. Esta atividade serviu de base para a montagem da nova bancada de testes, conforme descrito no Capítulo 5.

Após a montagem da bancada de testes, foram feitas experiências com 5 bombas de calor tipo água-água, protótipos de diferentes firmas. Durante os testes foram registradas as variações de temperaturas e pressões da água e do refrigerante, além das variações da água.

As medições experimentais foram efetuadas com equipamento moderno e as condições operacionais foram controladas e registradas automaticamente através de computador. O procedimento experimental para obtenção dos dados medidos descrito no Capítulo 6, foi bastante rigoroso, conforme as especificações detalhadas de uma norma alemã.

Os resultados experimentais são apresentados no Capítulo 7, analisando-se vários processos dos ciclos frigoríficos das bombas de calor testadas, assim como as suas eficiências exergéticas.

CAPÍTULO 2

HISTÓRICO E PRINCÍPIOS BÁSICOS DAS BOMBAS DE CALOR

2.1. HISTÓRICO

A bomba de calor funciona em princípio como um ciclo frigorífico, mas trabalha sob condições completamente diferentes. No ciclo de refrigeração, tem-se dois lugares para a troca de calor. O refrigerante, que realiza o ciclo no equipamento, retira o calor a baixa temperatura e cede-o a alta temperatura. Se o objetivo do ciclo é retirar calor de um ambiente fechado, falamos sobre um equipamento frigorífico. Aproveitando o calor cedido a alta temperatura, tratamos como uma bomba de calor. Assim, a bomba de calor é um equipamento de aquecimento não convencional, que pode ser utilizado para aquecimento de ambientes ou produção de água quente em qualquer escala.

A idéia da bomba de calor é velha, originando-se de uma publicação do Prof. W. Thomson (Lord Kelvin) de 1852 [1], [2]. Com base nesta idéia, a partir de 1870, foi iniciada [6] a elaboração e produção dos equipamentos frigoríficos. O desenvolvimento da bomba de calor foi entretanto muito mais lento. Isto é compreensível se considerarmos que para resfriamento não há outra alternativa que o equipamento frigorífico. Para o aquecimento existiram métodos convencionais, como a queima de diferentes combustíveis, que foram muito mais simples, e os combustíveis sendo disponíveis em abundância.

A primeira bomba de calor de grande porte foi realizada para o prédio de escritórios de Southern California Edison Company (EUA) em 1930-31, usada para refrigeração e aquecimento. [2]

Na Europa, a primeira grande instalação de bomba de calor foi construída para a Prefeitura de Zurique (Suíça) em 1938, usando como fonte de calor água de rio. A razão principal para a construção deste equipamento foi a incerteza do fornecimento de carvão da Alemanha. [2]

Até o fim da guerra, várias grandes instalações foram realizadas nos EUA e na Europa, para objetivos industriais e comerciais, com água como fonte de calor.

O desenvolvimento de menores unidades começou nos EUA após a segunda guerra mundial. A grande maioria servia para ar condicionado durante o verão, e aquecimento durante o inverno para residências, sistemas ar-ar, através de uma inversão do ciclo. É interessante notar que segundo o conceito norte americano, bomba de calor significa, em primeiro lugar, um equipamento com dupla finalidade; entretanto, segundo o conceito Europeu, bomba de calor é um equipamento servindo somente para aquecimento.

Em 1950 começaram a ser fabricadas bombas de calor usando o solo como fonte de calor nos EUA e na Inglaterra, sendo relatados valores de coeficientes de desempenho $COP > 3$ durante o período de aquecimento.

Em 1951 foi construída uma bomba de calor para a Royal Festival Hall de Londres, com uma capacidade de aquecimento de 2,3-2,6 MW, usando como fonte de calor a água do rio Thames. Os compressores centrífugos são acionados por turbinas de avião. O sistema de dois estágios com o refrigerante R-12 assegura um COP entre 2,5 e 3, a uma temperatura de evaporação de 0°C e produzindo água quente à 82°C .

Nos anos de 1960 ocorreu nos EUA uma grande queda na produção dos equipamentos domésticos de bomba de calor mencionados. No início eles foram considerados como um equipamento de ar condicionado, acrescentado com mais uma válvula de inversão. Após muitas reclamações, por causa da operação insegura, numa cooperação entre o governo e as maiores indústrias, conseguiu-se eliminar os problemas, e a partir dos primeiros anos de 1970, estes equipamentos são produzidos em grande quantidade.

Os países industrializados seguem o exemplo dos EUA. Unidades de bomba de calor para objetivos domésticos, comerciais e industriais têm sido desenvolvidos e produzidos, especialmente a partir de 1973, época da chamada "crise do petróleo". Os países mais envolvidos são: Japão, Suécia, Inglaterra, França, e especialmente nos últimos anos, Alemanha Ocidental.

2.2. PRINCÍPIOS BÁSICOS

O nome bomba de calor origina-se da semelhança com a bomba hidráulica. Calor transfere-se de uma temperatura mais alta a uma temperatura mais baixa naturalmente, mas em direção oposta precisa-se de uma bomba de calor com consumo de energia. O meio de onde a bomba de calor retira o calor é chamado "fonte de calor". Na maioria dos casos este é água ou ar ambiente. O meio de rejeição, que recebe o calor bombeado, é também geralmente água ou ar.

As Figuras 2.1 e 2.2 mostram o esquema e o diagrama T-S de uma bomba de calor de ciclo ideal de Carnot.

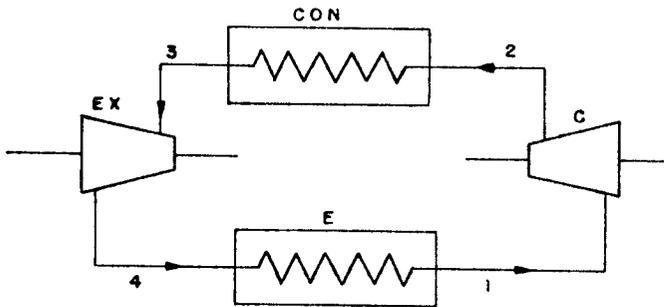


FIG. (2.1) ESQUEMA DO CICLO DE CARNOT

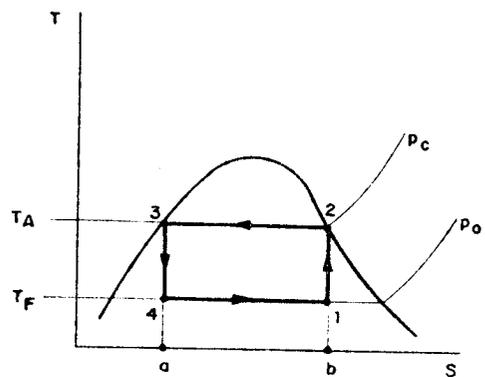


FIG. (2.2) DIAGRAMA T-S DO CICLO DE CARNOT

onde E - evaporador
C - compressor
CON - condensador
EX - expansor

Os pontos 1, 2, 3 e 4 da Figura 2.2 correspondem aos estados de refrigerante nas posições do equipamento marcadas na Figura 2.1.

Os processos do ciclo são:

- 4-1 - evaporação do refrigerante no evaporador à temperatura da fonte de calor (T_F);
- 1-2 - compressão isentrópica no compressor, da pressão de evaporação (p_o , pressão de saturação correspondente à T_F) à pressão de condensação (p_c , pressão de saturação correspondente à temperatura de aque

cimento T_A);

2-3 - condensação no condensador;

3-4 - expansão isentrópica no expensor, da pressão p_c à pressão p_o .

O balanço de energia do sistema, por unidade de massa de refrigerante é

$$q_o + w_c = q_c + w_{ex}$$

onde w_c é o trabalho de compressão kJ/kg

w_{ex} é o trabalho de expansão kJ/kg

após o rearranjo:

$$q_o + (w_c - w_{ex}) = q_o + w = q_c \quad \text{kJ/kg} \quad (2.1)$$

No diagrama T-s

área a41ba representa q_o

área a32ba representa q_c

área 12341 representa w

A Eq. (2.1) indica que o calor de aquecimento (q_c) é a soma do calor retirado da fonte (q_o) e do trabalho consumido (w).

Multiplicando os dois lados da Eq. (2.1) com o fluxo de massa de refrigerante (\dot{m}_R , kg/s), obtém-se

$$\dot{m}_R q_o + \dot{m}_R w = \dot{m}_R q_c$$

$$\text{ou} \quad \dot{Q}_o + P = \dot{Q}_c \quad \text{kW} \quad (2.2)$$

Do ponto de vista de economia energética da bomba de calor, é muito importante que o seu coeficiente de desempenho

$$(\text{COP}) = \epsilon = \dot{Q}_C / P = q_C / w \quad (2.3)$$

tenha o maior valor possível.

Para o ciclo de Carnot, como segue das condições geométricas da Figura 2.2, o coeficiente de desempenho será

$$\epsilon_C = \frac{T_A}{(T_A - T_F)} > 1 \quad (2.4)$$

A Figura 2.3 mostra ϵ_C em função das temperaturas limite (T_F e T_A), calculado da Eq. (2.4).

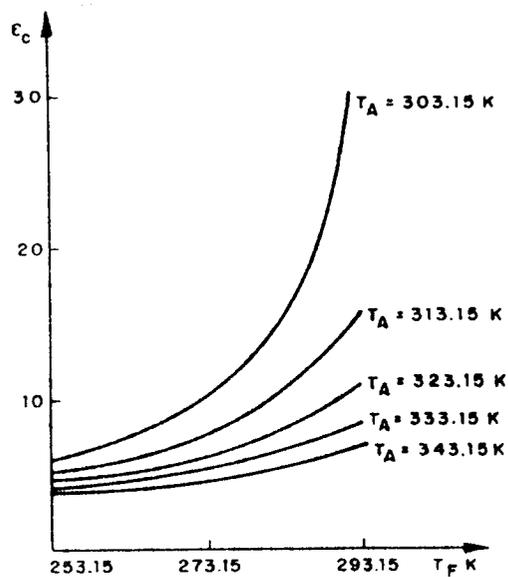


FIG. (2.3) COEFICIENTE DE DESEMPENHO DO CICLO DE CARNOT

Da Figura 2.3 pode-se ver que para assegurar um consumo de energia relativamente baixo, a temperatura da fonte de calor (T_F) deve ser relativamente alta, e a temperatura de aquecimento (T_A) relativamente baixa.

Tem-se que salientar que ϵ não é uma eficiência. A potência consumida (P) pela bomba de calor serve primordialmente para o bombeamento de calor. A parte decisiva da capacidade de aquecimento (\dot{Q}_C) é retirada da fonte de calor (\dot{Q}_O da Eq. 2.2).

O ciclo de Carnot é um ciclo ideal. Nos ciclos reais de bomba de calor os coeficientes de desempenho são comparativamente menores, porém, maiores que 1. Este fato já demonstra a superioridade da bomba de calor sobre o aquecimento elétrico (por resistência). Além disso, a bomba de calor pode economizar combustíveis, especialmente petróleo.

A Figura 2.4 mostra o circuito frigorífico básico, onde o expensor do ciclo de Carnot é substituído pela válvula de expansão (VE) por razões econômicas e técnicas.

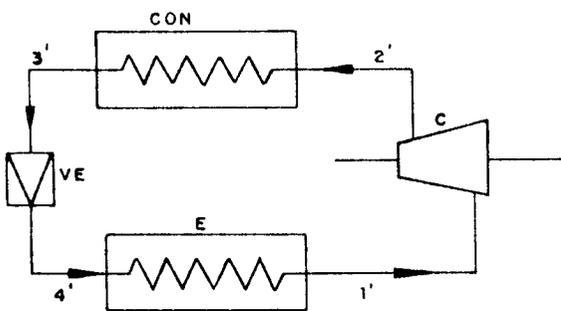


FIG. (2.4) ESQUEMA DO CICLO BÁSICO

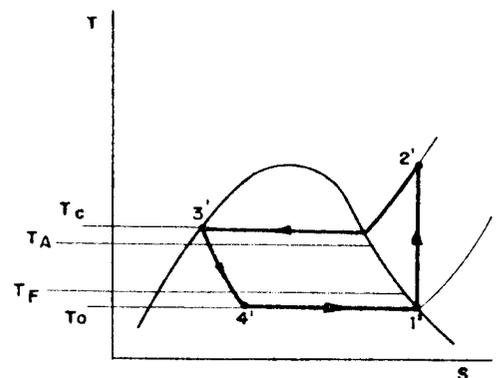


FIG. (2.5) DIAGRAMA T-S DO CICLO BÁSICO

No diagrama T-s da Figura 2.5 é mostrado também o ciclo básico, caracterizado pelo seguinte:

- considera-se a diferença de temperatura para a transferência de calor no evaporador e no condensador ($T_o < T_F$, $T_c > T_A$),
- contém o efeito da válvula de expansão (processo 3'-4'),
- o vapor aspirado pelo compressor é vapor saturado seco (estado 1'),
- o processo no compressor é isentrópico (reversível).

O ciclo básico é o ciclo cuja realização seria desejável. Uma análise termodinâmica deste ciclo encontra-se no Capítulo 4.

CAPÍTULO 3

APLICAÇÕES E CLASSIFICAÇÃO DAS BOMBAS DE CALOR

3.1. APLICAÇÕES

Neste capítulo serão descritas inicialmente várias aplicações das bombas de calor, com a intenção de ilustrar a grande variedade de usos que tem sido feita com este equipamento. Em seguida, devido aos diversos tipos já existentes de bombas de calor, será feita uma classificação delas quanto à fonte de calor e quanto à fonte de energia utilizada no seu acionamento.

3.1.1. Bombas de calor movidas por eletricidade

3.1.1.1. Para objetivos domésticos

- produção de água quente doméstica,
- aquecimento de residências (apartamentos) durante o inverno.

Os aquecedores de água quente são unidades completamente acondicionados na fábrica. A montagem no local se limita à ligação com a rede elétrica e conexões da água fria e água quente. A fonte de calor é o ar, sendo por isso montadas no porão das residências. Um tipo Alemão, por exemplo, tem uma capacidade de aquecimento de 1400W, um tanque de água de 225-300 litros, com eventual aquecimento elétrico auxiliar. Segundo o fabricante, a sua recuperação financeira do investimento inicial ocorre durante 3-5 anos, em comparação à utilização de óleo para aquecimento na Alemanha Ocidental em 1980 [8].

Para o aquecimento de residências existem também muitos tipos de bomba de calor compactos. A fonte de calor é ar ou água e a rejeição é para água a 55-70°C, que circula entre os radiadores dos lugares aquecidos e o condensador da bomba de calor.

As bombas de calor reversíveis, que aquecem durante o tempo frio e resfriam durante o período quente, foram também desenvolvidas para diferentes aquecedores. As menores unidades são arcondicionadores tipo de janela, com uma válvula magnética de 4 vias, para inverter o escoamento do refrigerante e trocar o papel do evaporador e condensador. Maiores unidades podem ser do tipo ar-ar, ar-água, água-ar ou água-água. Para os tipos ar-ar ou água-água, a inversão pode também ocorrer no lado do ar e água, respectivamente. Segundo [5], a economia no custo de aquecimento por estes equipamentos, em comparação com o aquecimento elétrico convencional, pode ser 10-60%, dependendo do clima do local.

Estima-se que o número destes equipamentos em operação nos EUA pode ser de alguns milhões [6]. Dados sobre algumas bombas de calor para o aquecimento de residências, com fonte de calor de solo, encontram-se na Ref. [2]. Sobre combinações com energia solar para o mesmo objetivo, ainda que algumas aplicações já existam, não se tem dados suficientes de prática [2].

3.1.1.2. Para objetivos comerciais

São equipamentos de maior capacidade, servindo para o aquecimento de edifícios de escritórios, escolas, hospitais, prédios de apartamentos e para produção de água quente. Existem tipos compactos, acondicionados na fábrica. São geralmente sistemas água-água, onde a temperatura da água quente não ultrapassa 70°C. O refrigerante é geralmente R-12 e para as maiores unidades aplica-se um compressor centrífugo.

Uma aplicação especial, porém bastante estendida, é o aquecimento de piscinas. Uma única firma Alemã construiu, entre 1968 e 1976, 84 bombas de calor, para piscinas públicas.

Em grandes edifícios, nas regiões mais frias, há a necessidade de resfriamento (ar condicionado) e aquecimento do ar simultaneamente. Durante o inverno, aquecem-se os lugares perto das áreas de fronteira. Nos lugares internos, por causa do calor produzido pelos ocupantes, equipamentos e iluminação, o condicionamento de ar é necessário. É uma excelente utilização da bomba de calor, no lado frio e no lado quente, diminuindo altamente os

custos de investimento e de energia. A capacidade de aquecimento destas bombas de calor atinge alguns MW, [1], [2].

Uma aplicação semelhante encontra-se em centros de esporte, onde a pista de patinação exige resfriamento e a água da piscina precisa de aquecimento [1], [2].

3.1.1.3. Para objetivos industriais

Bombas de calor elétricas até uma temperatura de aquecimento de 105°C estão disponíveis no mercado, [9]. Para alta temperatura de condensação, elas geralmente trabalham com o refrigerante R-114, e usam como fonte de calor alguma rejeição industrial. A aplicação industrial é muito diversa; mencionam-se a seguir somente algumas típicas.

O sistema MVR (mechanical vapor recompression) serve para evaporar um constituinte de uma solução, ou para produção do mesmo, ou ainda para concentrar a solução.

A Figura 3.1. mostra o esquema de um sistema aberto para concentração de uma solução.

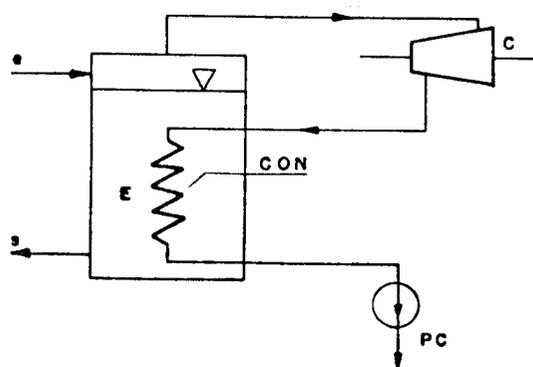


FIG. (3.1) ESQUEMA DE UM SISTEMA ABERTO PARA CONCENTRAÇÃO DE UMA SOLUÇÃO

O compressor centrífugo (C) aspira o vapor d'água do evaporador (E) e, após compressão, descarrega-o ao condensador (CON), que serve para o aquecimento da solução. O vapor d'água condensado sai para fora, através do purgador de condensado (PC). A solução diluída entra em e e sai concentrada em s. Neste sistema, o refrigerante é o próprio vapor d'água. Entre a temperatura de

condensação e de evaporação é suficiente manter uma diferença de temperatura relativamente pequena ($10-20^{\circ}\text{C}$) e por isso, o COP é muito favorável. O sistema MVR é altamente usado nas indústrias alimentícias e químicas.

Para produtos sensíveis à temperatura, o sistema trabalha com vácuo. Neste caso, o purgador (PC) deve ser substituído por uma bomba de água.

Para produtos extremamente sensíveis a alta temperatura, o esquema simplificado é mostrado na Figura 3.2.

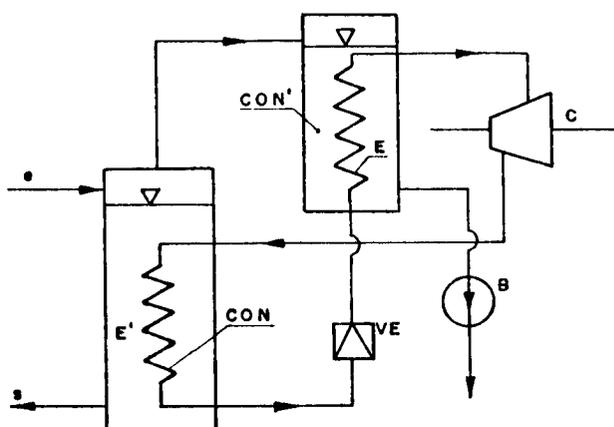


FIG.(3. 2) ESQUEMA DE UM SISTEMA FECHADO PARA CONCENTRAÇÃO DE UMA SOLUÇÃO

O circuito de refrigerante (por ex. NH_3) é fechado e consta do evaporador (E), compressor (C), condensador (CON) e válvula de expansão (VE). No evaporador da solução (E') forma-se vapor d'água à 20°C , por causa do aquecimento recebido pela condensação de amônia à 30°C , no (CON). O vapor d'água entra no condensador (CON'), onde é resfriado e condensado à 20°C pelo evaporador de amônia (E), no qual a evaporação ocorre à 10°C . O condensado (água), sai para fora através da bomba (B). A solução diluída entra em e e sai, concentrada, em s.

Para a secagem de produtos sensíveis a alta temperatura, por exemplo madeira, para protegê-la contra deformação, todo o equipamento da bomba de calor está colocado na câmara de secagem. (Figura 3.3). O evaporador retira a umidade do ar circulado pelo ventilador (V) e resfria-o, embora o condensador reaqueça o ar. A potência consumida é introduzida na câmara de fora e, caso este aque

cimento aumente a temperatura do ar acima do valor desejado (30-40°C), um condensador auxiliar externo (CON_{aux}) entra em funcionamento, em paralelo ao condensador interno (CON), diminuindo o aquecimento do ar da câmara.

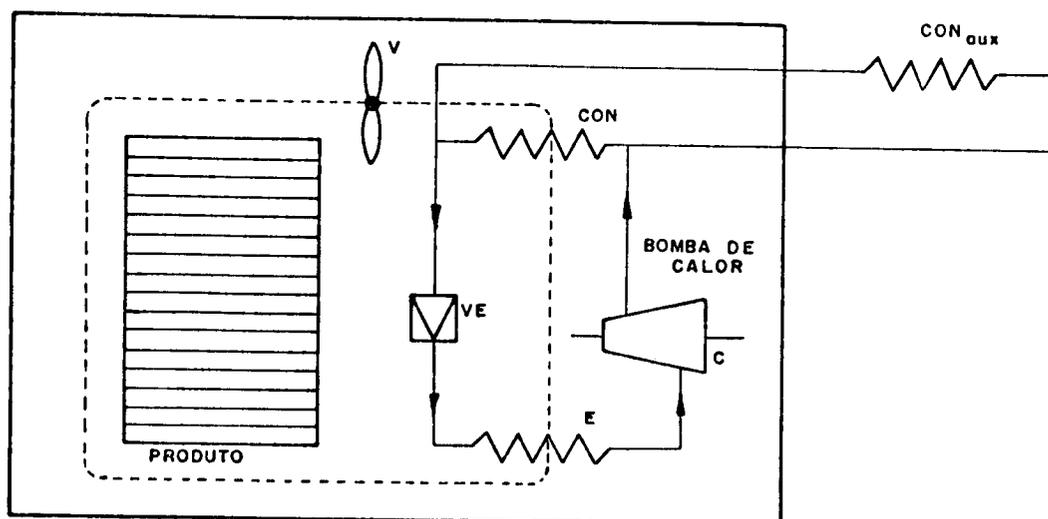


FIG.(3.3) ESQUEMA DE UM SISTEMA PARA SECAGEM DE PRODUTOS SENSÍVEIS A ALTA TEMPERATURA

Segundo a Ref. [1], aproximadamente 1000 tais instalações estão em funcionamento na França. Com uma diferença entre a temperatura de evaporação e condensação pequena, estes equipamentos causam economia de pelo menos 45% em relação ao sistema convencional, trabalhando por aquecimento d'água produzido em uma caldeira.

Em lugares onde água doce não é disponível, a produção da água é um grande problema. Para este objetivo a Figura 3.4 apresenta um esquema.

A água de mar entra na câmara de congelamento (CC), onde está colocado o evaporador da bomba de calor (E), com uma temperatura de superfície abaixo de 0°C. Forma-se gelo que corre junto com a salmoura (água de mar concentrada) na câmara de separação (CS). O gelo separa-se e é conduzido à câmara de descongelamento (CD), onde o descongelamento ocorre pelo aquecimento do condensador da bomba de calor (CON), formando assim o produto final, a água doce. O trocador de calor (TC) serve para economia: a água do mar é pré-resfriada aqui pela salmoura saindo do sistema e pela água doce.

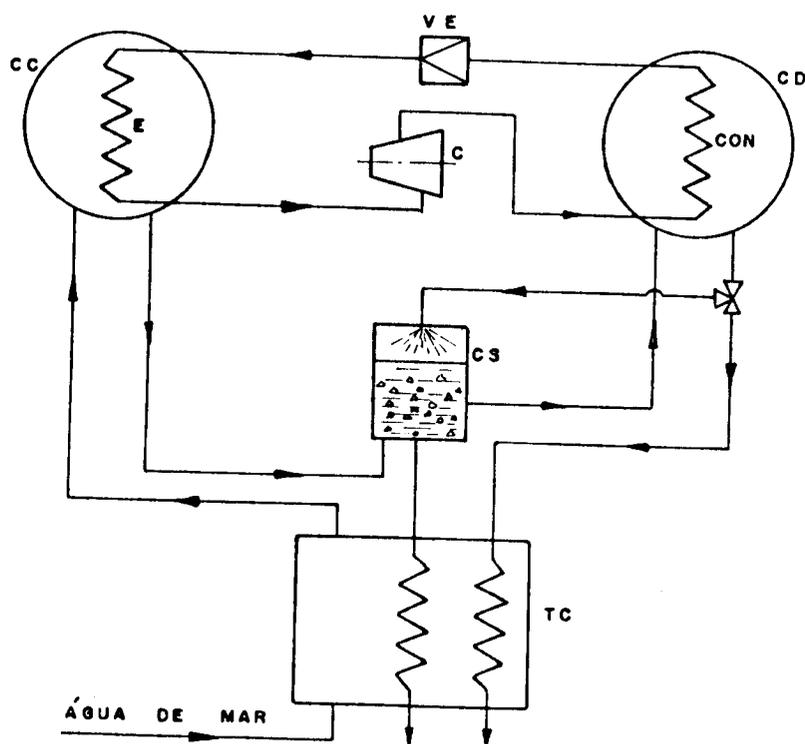


FIG. (3.4) ESQUEMA DE UM SISTEMA PARA PRODUÇÃO DE ÁGUA DOCE

Existem aplicações industriais onde a tecnologia necessita de resfriamento e aquecimento simultâneos. Neste caso, o mesmo equipamento pode ser utilizado como equipamento frigorífico e bomba de calor. Exemplos típicos são a indústria de leite (pasteurização - resfriamento) e o processamento de frango (água quente para a depenagem, e resfriamento), entre outros.

3.1.2. Bomba de calor movidas por motor a gás

Anteriormente produzia-se água doce por destilação da água de mar. Durante a segunda guerra mundial 10000 bombas de calor (sistema MVR) foram construídas para o exército Norte Americano. Nestas unidades o compressor mecânico foi acionado por um motor a gasolina [2], [13].

Na Alemanha Ocidental até meados do ano de 1979 foram instalados mais de 50 unidades de bomba de calor - sistema ar-água, onde o compressor é acionado por um motor a gás. A capacidade de aquecimento delas variam até algumas centenas de kW. São planejados para o aquecimento de um grupo de 4 até 10 re-

sidências durante o inverno e para a produção de água quente doméstica. [10]

O maior equipamento deste tipo funciona a partir de 1977 em Paderborn (Alemanha Ocidental) para um centro de esporte, com uma capacidade de aquecimento total de 4,8 MW em 3 unidades, usando gás natural como combustível. O custo de investimento foi de 1.500.000 DM, enquanto que o sistema convencional de caldeira a gás custaria 770.000 DM. A economia de consumo de combustível pela bomba de calor é 53,5% [12].

Estas bombas de calor podem ser utilizadas, naturalmente, para qualquer objetivo de aquecimento também. As condições locais e as considerações econômicas determinam, finalmente, o tipo de equipamento.

3.1.3. Bombas de calor por absorção.

Estas bombas de calor estão ainda em estado de desenvolvimento. Porém, uma grande instalação que está em funcionamento desde 1958 deve ser mencionada. Esta é a bomba de calor para as estufas para plantas do município de Viena, Austria. Ela tem uma capacidade de aquecimento de 1,2 MW. Serve para o aquecimento de água de 20 a 45°C. A fonte de calor é água do solo que é resfriada de 10°C a 4°C. Trabalha com COP = 1,7 e o par de fluidos é água-amônia.

3.1.4. Bombas de calor com sistema de ejetor

São altamente usadas para destilação e concentração nas indústrias alimentícias e químicas, como de MVR. Segundo a Ref. [13] esta aplicação teve início em 1856.

3.2. CLASSIFICAÇÃO DAS BOMBAS DE CALOR

As bombas de calor podem ser classificadas de diferentes pontos de vista.

3.2.1. Segundo a fonte de calor e o meio de aquecimento.

Uma bomba de calor "água-água" tem como fonte de calor e meio de aquecimento a água. A bomba de calor "água-ar" retira o calor da água e aquece o ar. Existem ainda bombas de calor "ar-água" e "ar-ar". O ar ambiente é a fonte de calor mais geral, porém tem duas desvantagens. A primeira é que a temperatura do ar ambiente varia bastante e em baixas temperaturas a capacidade de aquecimento e o coeficiente de desempenho da bomba de calor caem consideravelmente.

Quando a temperatura de evaporação diminui, o compressor aspira menor vazão (m^3/s) porque a sua eficiência volumétrica diminui, por causa da maior relação de pressões (p_c/p_o). Além disso, sob baixa temperatura de evaporação, o volume específico do vapor aspirado aumenta. Por causa destes dois efeitos, o fluxo de massa do refrigerante (\dot{m}_R) diminui consideravelmente.

A diminuição do COP (ϵ) a baixa temperatura de evaporação já foi mencionada em relação à Figura 2.3. Este comportamento do sistema é especialmente desfavorável para bombas de calor que servem para o aquecimento de prédios ou residências em regiões mais frias, porque com o abaixamento da temperatura ambiente externa, a capacidade de aquecimento necessitaria justamente aumentar.

Por estes motivos, a bomba de calor não é dimensionada para a carga máxima. Geralmente para uma temperatura ambiente externa abaixo de $+2^{\circ}C$, utiliza-se um aquecimento auxiliar (para instalações pequenas, aquecimento elétrico por resistências), que por causa do seu funcionamento relativamente curto, não aumenta consideravelmente o consumo de energia anual.

Outra desvantagem do ar como fonte de calor é a formação de gelo na superfície do evaporador, caso a sua temperatura seja inferior a $0^{\circ}C$. O gelo diminui o coeficiente global de transmissão de calor do evaporador e em certos intervalos o aquecimento tem que parar para o seu descongelamento.

Água de poço é uma fonte de calor satisfatória, se a sua qualidade e o custo são aceitáveis. A sua temperatura é praticamente constante, e corresponde à temperatura média da região.

Água de rio ou lago podem ser usadas também, se o seu bombeamento e eventual tratamento não causam altos custos.

Existem bombas de calor cuja fonte de calor é o solo. Uma serpentina de tubo está colocada horizontalmente no solo, em uma profundidade de 1 até 1,5m. Uma solução de baixa temperatura de congelamento (salmoura) circula entre a serpentina e o evaporador da bomba de calor. Durante a operação, congela-se uma certa espessura do solo na proximidade dos tubos. Estas bombas de calor servem para aquecer as residências durante o inverno, em regiões onde a temperatura é muito baixa, e ar ou água não podem ser usados economicamente como fonte de calor. No verão, o solo se descongela, e o processo se repete no próximo inverno. Esta fonte de calor é raramente usada. O custo de instalação é alto e a composição e conteúdo de água do solo é muito variada, provocando incertezas na capacidade do equipamento.

O calor da radiação solar serve também como fonte de calor para uma bomba de calor. Segundo um método, os tubos do evaporador estão em contato térmico com a placa preta do coletor solar. Outro método é que o coletor solar aquece água ou ar que serve como fonte de calor para a bomba de calor. Como a radiação solar não é contínua, estes sistemas sempre devem ter algum armazenamento de calor [2]. Esta combinação encontra-se em estado de pesquisa. Comparado com o ar ou água, simplesmente como fonte de calor, o coletor solar fornece o calor a uma temperatura mais elevada, assegurando maior coeficiente de desempenho. Além disso, a temperatura do coletor é mais baixa que no caso do aquecimento solar sem bomba de calor. Assim, a eficiência e a capacidade do coletor serão maiores.

Rejeições industriais em forma de água quente, servem também como fonte de calor para a bomba de calor.

3.2.2. Segundo a energia usada para o seu acionamento.

3.2.2.1. Bomba de calor elétrico.

É a bomba de calor mais usada. Tem um sistema de compressão movido por um motor elétrico.

Para maiores relações de pressão (p_c/p_o), isto é, quando a diferença entre a temperatura da fonte de calor e a temperatura de aquecimento for muito grande, aplica-se o sistema de dois estágios (Figura 3.5), para aumentar o coeficiente de desempenho [1].

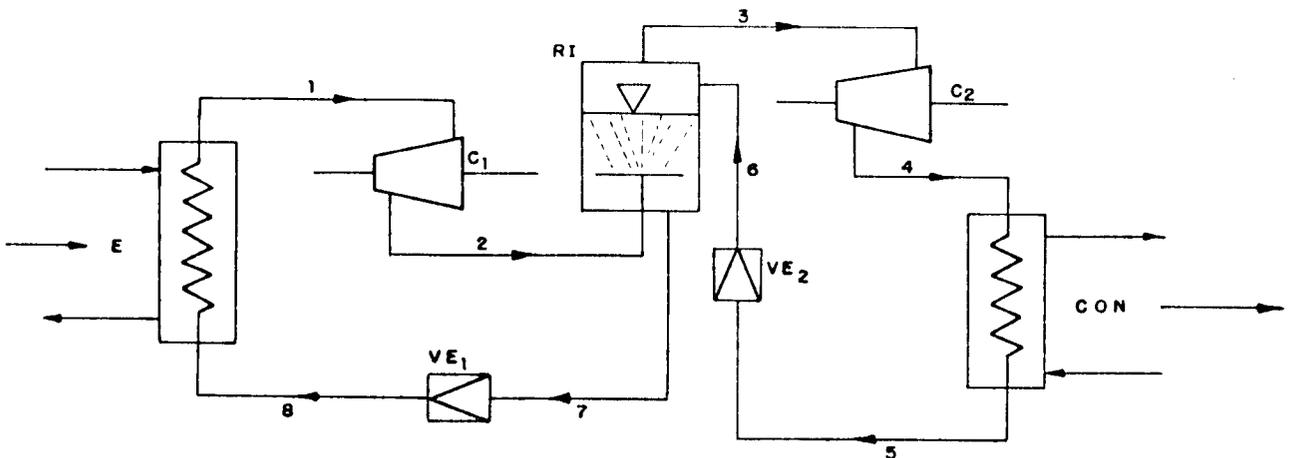


FIG. (3.5) ESQUEMA DE BOMBA DE CALOR DE DOIS ESTÁGIOS

Neste sistema, o compressor de baixa pressão (C_1) aspira o vapor de refrigerante à pressão p_o do evaporador (E) e descarrega-o comprimido para o recipiente intermediário (RI), à pressão intermediária p_i , de onde o vapor é aspirado pelo compressor de alta pressão (C_2) que, após compressão, descarrega-o ao condensador (CON), à pressão p_c . O refrigerante liquefeito no condensador, flui através da válvula de expansão (VE_2) ao recipiente intermediário (RI). O líquido refrigerante do recipiente intermediário, estrangulado pela válvula de expansão (VE_1), entra no evaporador.

O ciclo básico do sistema, no diagrama T-s, é mostrado na Figura 3.6.

Os pontos 1 ... 8 mostram os estados do refrigerante nos lugares correspondentes da Figura 3.5.

A área (2-3-4-3-2) é proporcional à economia de trabalho de compressão do refrigerante. Esta economia é basicamente consequência do resfriamento intermediário (2-3) no recipiente intermediário, e ocorre durante a passagem do vapor superaquecido através do líquido saturado.

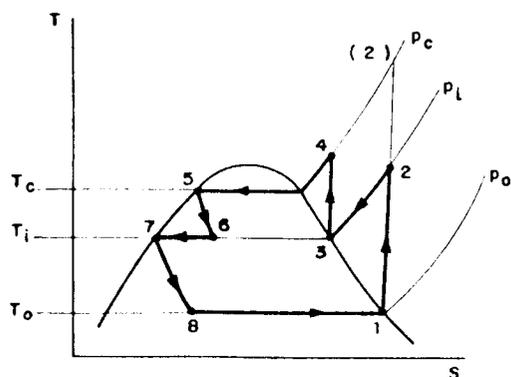


FIG. (3.6) DIAGRAMA T-S DA BOMBA DE CALOR DE DOIS ESTÁGIOS

Como no sistema de um só estágio, o evaporador (E) retira o calor da fonte de calor, e o condensador (CON) transfere-o para o meio de aquecimento.

3.2.2.2. Bomba de calor movida por motor a gás.

O motor de acionamento pode ser motor à gasolina, motor Diesel, motor à gás natural ou, para grandes unidades, turbina a gás. Existem ainda, em estado experimental, bombas de calor operadas por motor Stirling e motor Wankel. Nestes casos, usa-se também uma recuperação de calor da água de resfriamento e do gás de exaustão do motor.

3.2.2.3. Bomba de calor acionada por energia térmica

3.2.2.3.1. Bomba de calor de sistema por absorção

A Figura 3.7 mostra o esquema de um sistema por absorção, cujo funcionamento é como se segue.

O condensador (CON), válvula de expansão (VE) e evaporador (E) são as mesmas partes, como no sistema de compressão. Além do refrigerante, o sistema contém mais um fluido de trabalho, o absorvente, que tem a capacidade para absorver o refrigerante.

O vapor do refrigerante saindo do evaporador (E) é absorvido no absorvedor (Ab) pela solução pobre introduzida ao absorvedor pela válvula reguladora (VR). Esta solução pobre tem uma

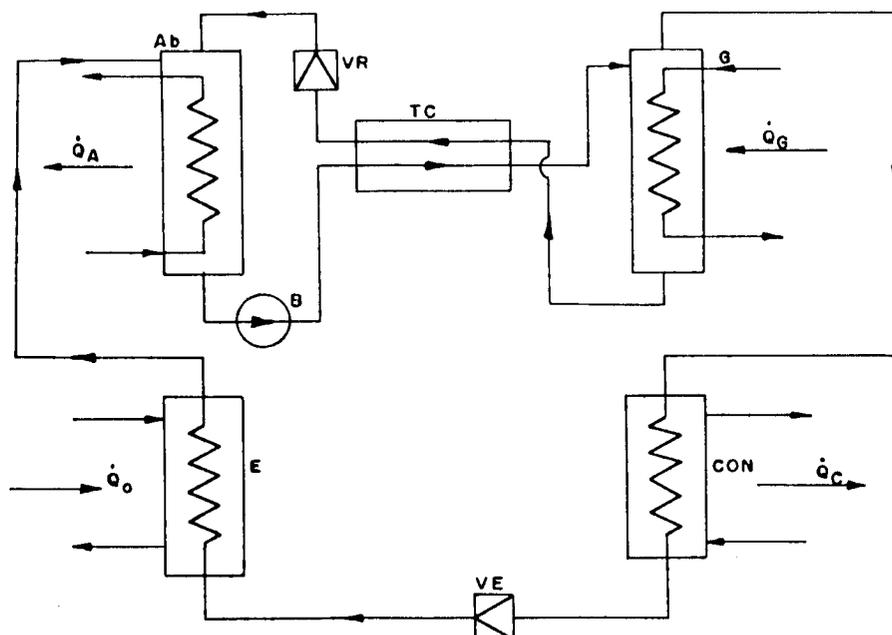


FIG. (3.7) ESQUEMA DA BOMBA DE CALOR POR ABSORÇÃO

concentração baixa em refrigerante. Após a absorção, a solução torna-se rica, sendo bombeada pela bomba de solução (B) da sua pressão baixa (p_o) à pressão alta ao gerador (G). No gerador, por aquecimento, o refrigerante evapora da solução refrigerante-absorvente e vai ao condensador (CON), onde, por resfriamento, é liquefeito. O líquido, atravessando a válvula de expansão (VE), entra no evaporador (E). No fundo do gerador (G), fica a solução pobre que através da válvula reguladora (VR) entra no absorvedor (Ab).

O trocador de calor (TC) entre a solução pobre quente e a solução rica relativamente fria, serve para melhorar a economia. Assim, a solução rica, aqui pré-aquecida, necessita de menor aquecimento no gerador (G).

O sistema de absorção, como bomba de calor, retira o calor a baixa temperatura da fonte de calor pelo evaporador (E) e transfere-o para o aquecimento pelo condensador (CON) a uma temperatura mais elevada.

A energia térmica para o funcionamento será introduzida no gerador (G).

Os pares de fluidos atualmente usados são: amônia-água e brometo de lítio-água. Existem pesquisas em andamento, em busca de novos pares.

O coeficiente de desempenho é

$$\varepsilon = \frac{(\dot{Q}_c + \dot{Q}_{Ab})}{\dot{Q}_G} \quad (3.1)$$

O valor máximo do coeficiente de desempenho para a bomba de calor de absorção ideal é [1]

$$\varepsilon = \frac{T_c}{T_c - T_o} \left(1 - \frac{T_o T_{Ab}}{T_c T_G} \right) \quad (3.2)$$

A primeira parte desta equação é nada mais que o coeficiente de desempenho do ciclo de Carnot de um sistema de compressão. A parte entre parênteses é um valor menor que 1. Isto é claro se considerarmos que aproximadamente $T_{Ab} \cong T_c$. Daqui segue que o coeficiente de desempenho do sistema de absorção é sempre menor que o do sistema de compressão. Os coeficientes de desempenho não são entretanto, simplesmente comparáveis. Se a energia mecânica ou elétrica para acionar o sistema de compressão é produzida da energia térmica, a baixa eficiência desta produção de energia mecânica ou elétrica deve ser considerada também.

Onde a energia térmica de acionamento, geralmente em forma de vapor d'água, é barata, o sistema de absorção pode ser bastante promissor [7].

3.2.2.3.2. Bomba de calor de sistema ejetor

A Figura 3.8 mostra o esquema do equipamento.

O condensador (CON), válvula de expansão (VE) e evaporador (E) têm o mesmo papel que no sistema de compressão ou absorção. Vapor produzido na caldeira (CA) expande no bocal de Laval do ejetor (EJ). Após o orifício, a velocidade do vapor é grande, e sua pressão é baixa, adequada para aspirar o vapor do evaporador. Os dois vapores, misturados serão comprimidos pela

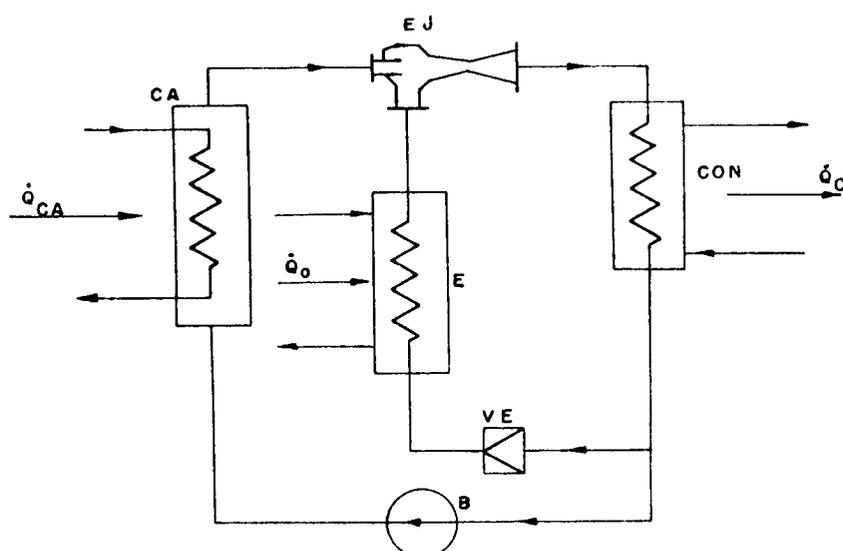


FIG. (3.8) ESQUEMA DA BOMBA DE CALOR COM SISTEMA DE EJETOR

parte de difusor do ejetor, e após a compressão entram no condensador (CON). Daqui, após a liquefação, uma parte corre através da válvula de expansão (VE) ao evaporador (E), e a outra parte será descarregada pela bomba (B) para a caldeira.

O calor da fonte de calor (\dot{Q}_O) é retirado pelo evaporador (E), enquanto o calor de aquecimento (\dot{Q}_C) é transferido pelo condensador (CON) e a energia térmica para o acionamento do sistema é introduzida na caldeira (\dot{Q}_{CA}).

O coeficiente de desempenho $\epsilon = \dot{Q}_C / \dot{Q}_{CA}$ é bastante baixo, especialmente por causa de altas perdas ocorridas no ejetor. Porém, para casos onde a diferença entre a temperatura de evaporação e de condensação é pequena e vapor de baixo custo é disponível, o sistema se aplica favoravelmente.

3.2.3. Bombas de calor especiais

3.2.3.1. Bomba de calor termoelétrica

A base do funcionamento desta bomba de calor é o fenômeno termoelétrico, descoberto por Peltier em 1834.

Formando um circuito elétrico por dois diferentes materiais adequados e aplicando uma tensão de corrente contínua, os dois pontos de solda terão diferentes temperaturas: um de baixa

temperatura e outro de alta temperatura, relativamente.

As exigências para os dois materiais são:

- grande "força térmica" definida pela seguinte relação

$$\alpha = \frac{\dot{Q}_{CS}}{IT_{CS}} \quad \text{V/K} \quad (3.3)$$

onde \dot{Q}_{CS} é o fluxo de calor no ponto de solda quente
 I é a intensidade da corrente elétrica A
 T_{CS} é a temperatura do ponto de solda quente K

- pequena condutividade térmica (k)
- grande condutividade elétrica (σ)

Estas exigências podem ser satisfeitas por alguns semicondutores, que foram desenvolvidos nos últimos tempos. Ligando estes semicondutores em série e em paralelo, formam-se blocos de Peltier, com bastante superfície de troca de calor no lado frio e no lado quente.

A efetividade dos materiais termoelétricos foi determinada pela seguinte relação:

$$Z = \alpha^2 \sigma / k \quad (3.4)$$

onde σ é a propriedade tabelada do material em conduzir a corrente elétrica, e sua dimensão é:

$$\Omega^{-1} \text{ cm}^{-1}$$

a do k é W/(cmK)

A diferença máxima de temperatura calcula-se da seguinte equação:

$$(T_{CS} - T_{OS})_{\max} = 0,5 Z T_{OS}^2 \quad K \quad (3.5)$$

onde T_{OS} é a temperatura no ponto da solda fria e para o coeficiente de desempenho:

$$\epsilon_{\max} = \frac{T_{CS}}{T_{CS} - T_{OS}} \left(1 - 2 \frac{(T_{CS}/T_{OS})_{\max} - 1}{Z T_{CS}} \right) \quad (3.6)$$

O primeiro membro da Eq. (3.6) é o coeficiente de desempenho do ciclo de Carnot.

Da Eq. (3.6) segue que, com o valor atualmente alcançável de $Z=3,5 \times 10^{-3}$, o coeficiente de desempenho fica ao redor de 20% do ciclo de Carnot [2].

O futuro do sistema depende do desenvolvimento dos semicondutores, ainda que já existam algumas aplicações especiais.

3.2.3.2. Bomba de calor química

Este tipo de bomba de calor, que está em desenvolvimento com a participação do Departamento de Energia (DOE) do Governo dos EUA, utiliza o fenômeno de adsorção-dessorção (adsorption - desorption), do hidrogênio por certas ligas metálicas.

Aquecendo-se tal liga, ocorre dessorção (semelhantemente à evaporação do refrigerante da solução no sistema de absorção) e resfriando-a ocorre adsorção do hidrogênio (semelhantemente à absorção no sistema de absorção). Dessorção e adsorção ocorrem isotermicamente, à pressão e temperatura que dependem da liga utilizada.

A Ref. [4] relata sobre o estudo teórico de um equipamento que consta de tubos de diâmetro interno de 19mm e comprimento de 915mm. Cada tubo contém duas ligas. A liga A é CaNi_5 e a liga B é LaNi_5 , separadas por um filtro no meio do tubo, que permite a penetração do hidrogênio entre as ligas. Dez tubos são colocados em uma carcaça e o equipamento contém 24 tais unidades. O

meio de transferência de calor é etilenoglicol-água.

O ciclo consta de 4 processos:

- a) Aquecimento da liga A por energia térmica de alta temperatura. Durante este processo ocorre dessorção da liga A a $96,1^{\circ}\text{C}$ e $5,75$ bar. O hidrogênio corre para a liga B, onde é adsorvido a $40,6^{\circ}\text{C}$ e $5,58$ bar, com liberação de calor transferido para fora, como capacidade de aquecimento.
- b) Resfriamento de ambas ligas;
liga A até $40,6^{\circ}\text{C}$ e liga B até $4,4^{\circ}\text{C}$.
- c) Aquecimento da liga B por energia térmica de baixa temperatura, da fonte de calor. Durante este processo ocorre dessorção da liga B a $4,4^{\circ}\text{C}$ e $1,07$ bar. O hidrogênio corre para a liga A onde é adsorvido a $40,6^{\circ}\text{C}$ e $0,92$ bar.
- d) Aquecimento de ambas ligas: liga A até $96,1^{\circ}\text{C}$ e liga B até $40,6^{\circ}\text{C}$.

A operação é cíclica mas, trabalhando com tubos em diferentes fases do ciclo, recebe-se um fluxo de calor de aquecimento contínuo, no caso atual $20,8$ kW.

O coeficiente de desempenho do sistema, entre estas condições de operação é $1,25$; 50% do ciclo de Carnot. Pelos trabalhos em andamento, espera-se aumentar o coeficiente de desempenho para $1,6$.

Um equipamento comercial que utiliza este conceito, ainda não existe.

CAPÍTULO 4

ANÁLISE TERMODINÂMICA DO CICLO FRIGORÍFICO DA BOMBA DE CALOR

Numa análise elementar dos ciclos de bomba de calor utiliza-se o ciclo de Carnot o ciclo ideal como ciclo de referência. O ciclo básico de refrigeração é aquele que seria desejável obter. Neste ciclo considera-se que o compressor succiona vapor saturado seco, em vez da mistura saturada no ciclo de Carnot. Em lugar da máquina de expansão do ciclo de Carnot, utiliza-se aqui uma válvula de expansão. Também considera-se troca de calor neste caso com diferença finita de temperatura. Construindo-se este ciclo básico, surgem outras perdas que serão ilustradas aplicando-se os conceitos de exergia e anergia.

4,1. EXERGIA E ANERGIA

A análise de um ciclo de bomba de calor pela primeira lei da termodinâmica significa a aplicação da conservação de energia, feita em conjunto com a conservação de massa.

Se o fluxo de calor retirado da fonte de calor é \dot{Q}_o (kW) e o calor cedido ao meio de aquecimento é \dot{Q}_c (kW), a potência consumida é

$$P = \dot{Q}_c - \dot{Q}_o \quad \text{kW} \quad (4.1)$$

e o coeficiente de desempenho da bomba de calor é

$$\varepsilon = \dot{Q}_c / P \quad (4.2)$$

A análise do ciclo pela segunda lei é mais profunda;

possibilita a separação dos efeitos provocados pelas diversas irreversibilidades do ciclo real e assim, serve melhor para o desenvolvimento do ciclo, chamando a atenção sobre as irreversibilidades decisivas, cuja diminuição deve ser objetivo principal de atenção.

Nos últimos tempos, o novo conceito de exergia e anergia foi introduzido na termodinâmica.

Exergia é a parte de uma dada quantidade de energia térmica, que pode ser integralmente transformada em outra forma de energia [2, 14].

Anergia é aquela parte da energia cuja transformação para outra forma de energia não é possível.

Energia mecânica e energia elétrica podem ser transformadas completamente para outra forma de energia, por exemplo em calor; elas são totalmente exergias.

Já o calor, com base na segunda lei, só pode ser transformado em parte para outra forma de energia, por exemplo para energia mecânica. Portanto, o calor (Q) sempre consta de exergia (E) e anergia (A), a saber

$$Q = E + A \quad \text{kJ} \quad (4.3)$$

Para poder dividir o calor em exergia e anergia, considere-se o processo reversível 1-2 no diagrama T-s (Fig. 4.1), durante o qual o calor Q (kJ) é transferido ao refrigerante de massa de m_R (kg). O calor transferido por unidade de massa de refrigerante

$$q = Q/m_R \quad \text{kJ/kg} \quad (4.4)$$

está apresentado pela área $|a12ba|$

A parte deste calor (área) acima da temperatura ambien-

te (T_a) pode ser transformada, em princípio, para energia mecânica, através de ciclos elementares de Carnot, que se realizam entre as temperaturas T (variável) e T_a . Esta parte do calor é assim exergia. A outra parte, abaixo da temperatura ambiente (T_a), representada pela área $|acdba|$, é anergia.

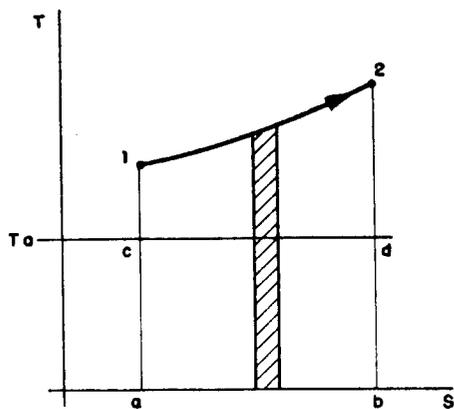


FIG. (4.1) PROCESSO REVERSÍVEL NO DIAGRAMA T - S

Para o processo elementar (dQ é a área hachureada), a fração de exergia é

$$\frac{m_R \, de}{m_R \, dq} = \frac{dE}{dQ} = \frac{T - T_a}{T} = 1 - \frac{T_a}{T} \quad (4.5)$$

de onde

$$E = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_a}{T} \right) dQ \quad \text{kJ} \quad (4.6)$$

e a anergia é

$$A = Q - E = \int_1^2 \left(\frac{T_a}{T} \right) dQ \quad \text{kJ} \quad (4.7)$$

Para um processo isotérmico ($T_1 = T_2 = T$), que é muito importante na análise termodinâmica da bomba de calor, as equações (4.6) e (4.7) se simplificam a

$$E = \left(1 - \frac{T_a}{T} \right) Q \quad \text{kJ} \quad (4.8)$$

$$A = \left(\frac{T_a}{T} \right) Q \quad \text{kJ} \quad (4.9)$$

Como será visto, nestes cálculos é suficiente considerar a exergia, e assim, não se preocupar mais com o cálculo da anergia.

O fluxo de exergia devido ao fluxo de calor \dot{Q} (kW) calcula-se através de

$$\dot{E} = \left(1 - \frac{T_a}{T} \right) \dot{Q} \quad \text{kW} \quad (4.10)$$

Com o fluxo de massa do refrigerante, \dot{m}_R (kg/s) pode-se escrever

$$\dot{E} = \dot{m}_R e \quad \text{kW} \quad (4.11)$$

onde e indica a exergia específica do refrigerante (kJ/kg) no estado considerado.

A exergia específica (a palavra "específica" é geralmente abandonada, como no caso da entalpia e entropia), é uma nova propriedade termodinâmica do refrigerante, que se calcula da seguinte relação [14]:

$$e = (h - h_a) - T_a(s - s_a) \quad \text{kJ/kg} \quad (4.12)$$

onde: h, s entalpia e entropia do refrigerante no estado em questão

h_a, s_a entalpia e entropia do líquido (ou do vapor) saturado do refrigerante, à temperatura ambiente (T_a).

Com base na exergia-energia as leis da termodinâmica podem ser reformuladas do seguinte modo: [14]

Primeira lei: em todos os processos a soma da exergia e energia fica constante.

Segunda lei: Nos processos reversíveis a exergia fica constante. Nos processos irreversíveis a exergia transforma-se em parte, ou totalmente, para energia. A diminuição de exergia, nos processos irreversíveis, é justamente igual à perda termodinâmica de trabalho útil. É impossível transformar energia em exergia.

Daqui segue que, para determinar a perda termodinâmica de um processo irreversível, é suficiente calcular a degradação de exergia.

Tem-se que salientar que o conceito exergia-energia não é novo. Bosnjakovič no seu livro [15] definiu exergia em 1935 como a "capacidade de exercer trabalho técnico", e mencionou que, a idéia originou-se no 19º século. O nome alemão final (Exergie) foi sugerido em 1956 [16]. Após este tempo, uma série de trabalhos foram publicados, em primeiro lugar na Alemanha, onde o ensino da termodinâmica está usando cada vez mais a concepção de exergia.

Na literatura Inglesa, a penetração da idéia é lenta. Exergia é chamada "available energy" e energia "unavailable energy" [17, 18].

Para o presente trabalho serão mantidos os termos exergia e energia.

4.2. AS IRREVERSIBILIDADES E SEUS EFEITOS NOS CICLOS DE REFRIGERAÇÃO

No ciclo real da bomba de calor ocorrem várias irreversibilidades, provocando perdas termodinâmicas, causando um aumento do trabalho consumido. As causas principais das irreversibilidades são:

- transferência de calor com diferença finita de temperaturas,

- expansão não resistida
- atrito

4.2.1. O efeito da transferência irreversível de calor

Para calcular este efeito devido à diferença de temperatura $\Delta T = T_1 - T_2$ (K), o raciocínio é feito como se segue [14].

A temperatura T_1 , ao fluxo de calor \dot{Q} transferido está associado o fluxo de exergia (eq. 4.10).

$$\dot{E}_1 = \left(1 - \frac{T_a}{T_1} \right) \dot{Q} \quad \text{kW} \quad (4.13)$$

enquanto que à temperatura T_2 , o fluxo de exergia é

$$\dot{E}_2 = \left(1 - \frac{T_a}{T_2} \right) \dot{Q} \quad \text{kW} \quad (4.14)$$

A diferença é a perda de exergia:

$$\begin{aligned} \Delta \dot{E}_p &= \dot{E}_1 - \dot{E}_2 = \left(\left(1 - \frac{T_a}{T_1} \right) - \left(1 - \frac{T_a}{T_2} \right) \right) \dot{Q} = \\ &= \dot{Q} T_a \left(\frac{\Delta T}{T_1 T_2} \right) \quad \text{kW} \end{aligned} \quad (4.15)$$

Se durante a transferência de calor T_1 e T_2 variam, calcula-se a perda de exergia com as temperaturas médias termodinâmica como será ilustrado posteriormente no Apêndice 5.

A equação (4.15) indica que a perda termodinâmica provocada pela transferência de calor irreversível depende:

- da diferença de temperatura (ΔT), sendo aproximadamente proporcional a ela;

- do nível das temperaturas: baixos valores de T_1 e T_2 provocam maiores perdas;
- da quantidade de calor transferido (\dot{Q});
- da temperatura ambiente T_a : as perdas são proporcionais a T_a .

4.2.2. O efeito da expansão não resistida e do atrito

É possível considerar o balanço do fluxo de exergia [14] semelhantemente ao balanço de energia. Imagina-se um volume de controle ao redor de um equipamento no qual o processo em questão se realiza em regime permanente (por simplicidade). As fronteiras deste volume de controle podem ser atravessadas:

- pelo fluxo de exergia do refrigerante que entra e sai:

$$\dot{m}_R e_1 \quad \text{e} \quad \dot{m}_R e_2 \quad \text{kW}$$

- pelo fluxo de exergia provocado pela transferência de calor (caso o processo não seja adiabático), segundo a eq. (4.10):

$$\dot{E}_h = \left(1 - \frac{T_a}{T} \right) \dot{Q} \quad \text{kW} \quad (4.16)$$

- pela potência mecânica ou elétrica (exercida ou recebida) P , que é completamente exergia.

A diferença entre as exergias que entram e as exergias que saem é a perda provocada pela irreversibilidade do processo em questão. A equação de balanço neste caso é dada por

$$\Delta \dot{E}_p = \dot{m}_R (e_1 - e_2) + \dot{E}_h + P \quad \text{kW} \quad (4.17)$$

onde as exergias entrando recebem o sinal positivo e as exergias saindo o sinal negativo.

4.2.3. Análise do ciclo básico da bomba de calor

Na Fig. 4.2 está apresentado, no diagrama T-s, o ciclo reversível de Carnot (12341) e o ciclo básico cuja realização seria desejável (1'2'3'4'1').

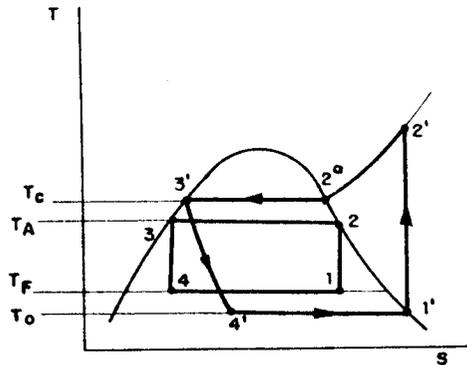


FIG. (4.2) CICLO DE CARNOT E O CICLO BÁSICO NO DIAGRAMA T-S

Para ambos, a temperatura da fonte de calor (T_F) e a temperatura de aquecimento (T_A) são iguais. No ciclo de Carnot, como a transferência de calor no evaporador e no condensador ocorre reversivelmente, isto é, com diferença de temperatura infinitesimal, a temperatura de evaporação é igual à temperatura da fonte de calor ($T_O = T_F$), e a temperatura de condensação é igual à temperatura de aquecimento ($T_C = T_A$).

No ciclo básico, estas transferências de calor ocorrem irreversivelmente, isto é, com diferença finita de temperatura. Portanto $T_O < T_F$ e $T_C > T_A$.

Outra irreversibilidade ocorre no ciclo básico pelo estrangulamento na válvula de expansão (3'-4') em vez da expansão isentrópica do ciclo de Carnot (3-4).

A título de ilustração, no Apêndice 1 são mostrados numericamente os efeitos das irreversibilidades. Os dois ciclos operam com o mesmo refrigerante e sob condições lá especificadas. A Tabela 1 resume os resultados da análise.

Esta tabela indica que para o caso considerado, no ciclo básico a maior perda ocorre na válvula de expansão. Com a mesma ΔT no evaporador e no condensador (na realidade, no condensador $\Delta \bar{T}_C$ é um pouco maior, mas este efeito é muito pequeno), a per

da no evaporador é maior, de acordo com a eq. (4.15), pois a temperatura de evaporação é menor que a de condensação.

Tabela 1 - Resultados da análise do ciclo de Carnot e do ciclo básico.

		P kW	ΔP_i kW	$\frac{\Delta P_i}{\Delta P_t}$ %	ϵ	η_{ex} %
Ciclo de Carnot		0,958	0	0	10,44	100
Ciclo básico	evaporador		0,153	28,3		
	condensador		0,142	26,2		
	válvula de expansão		0,246	45,5		
	Total	1,499	0,541	100,0	6,67	63,9

A eficiência exergética de um ciclo é definida como a relação entre a exergia utilizada e a exergia consumida.

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_Q}{P} = \frac{\left(1 - \frac{T_a}{T_A}\right) \dot{Q}_c}{P} = \frac{\epsilon}{\epsilon_c} \quad (4.18)$$

onde $\epsilon_c = \frac{T_A}{T_A - T_a}$ para o ciclo de Carnot.

η_{ex} é um número sempre menor que 1, e serve melhor para a avaliação energética do ciclo que o coeficiente de desempenho (ϵ).

4.3. DIAGRAMA DE EXERGIA

Para apresentar os processos de ciclos, foram elaborados vários diagramas; entre eles o mais prático é o diagrama exergia-entalpia (e-h).

A Fig. 4.3 mostra tal diagrama, no qual o ciclo básico está apresentado (1'2'3'4'1').

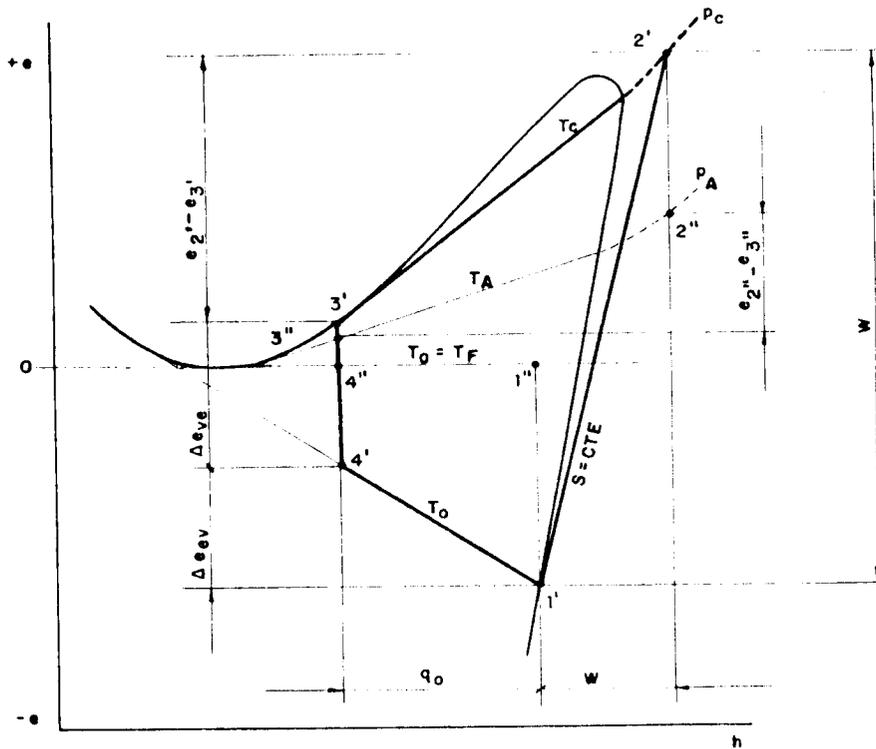


FIG. (4.3) DIAGRAMA DE EXERGIA - ENTALPIA

Como no ciclo básico a troca de calor no evaporador se realiza entre T_0 e $T_F = T_a$, e no condensador entre T_c e T_A , as perdas de exergia podem ser obtidas diretamente de um diagrama e-h.

A perda específica provocada no evaporador será

$$\Delta e_{ev} = e_{4'} - e_{1'} \quad (4.19)$$

A perda específica provocada na válvula de expansão:

$$\Delta e_{ve} = e_{3'} - e_{4'} \quad (4.20)$$

Multiplicando estas perdas específicas com o fluxo de massa do refrigerante, (\dot{m}_R) obtém-se as perdas ΔP_{ev} e ΔP_{ve} .

No condensador há uma variação de exergia no lado do refrigerante condensando:

$$\dot{\Delta E}_c = (e_{2'} - e_{3'}) \dot{m}_R \quad (4.21)$$

provocando uma variação de exergia no lado da água aquecida:

$$\dot{\Delta E}_{ca} = (e_{2''} - e_{3''}) \dot{m}_a \quad (4.22)$$

A taxa da perda de exergia no condensador será

$$\dot{\Delta E}_p = \dot{\Delta E}_c - \dot{\Delta E}_{ca}$$

4.4. ANÁLISE DO CICLO REAL

Na Fig. 4.2 foi apresentado o ciclo básico. Na operação real deste ciclo aparecem irreversibilidades adicionais. Agora serão analisados os processos do ciclo real e indicadas as novas irreversibilidades.

4.4.1. Irreversibilidades no tubo de sucção.

Na Fig. 4.4, no ciclo básico (1'2'3'4'1') supõe-se que o estado do refrigerante saindo do evaporador (1') fica invariável até o início de compressão.

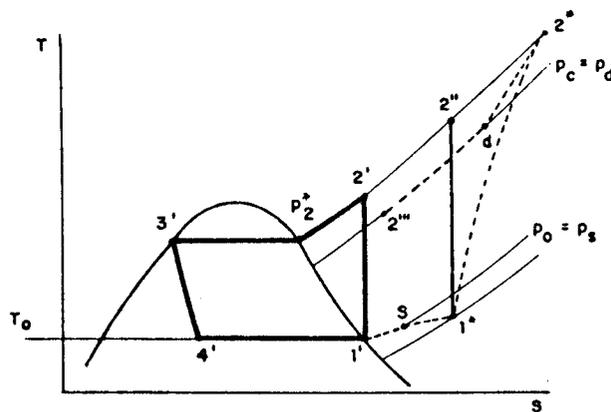


FIG. (4. 4) DIAGRAMA T-S DOS PROCESSOS DE SUÇÃO, COMPRESSÃO E DESCARGA DO CICLO BÁSICO REAL

No ciclo real, no tubo de sucção (entre o evaporador e o compressor) ocorre uma queda de pressão por atrito e transferência de calor do ambiente, causando uma pressão de sucção (na entrada do compressor) $p_s < p_o$ e uma temperatura de sucção $T_s > T_o$.

Ambos efeitos são desfavoráveis pelos seguintes:

- o volume específico de refrigerante na entrada do compressor aumenta, diminuindo a descarga (\dot{m}_R) do compressor, e com isto a capacidade de aquecimento da bomba de calor também diminui;
- aumenta também a potência específica consumida, pois a razão da compressão aumenta.

A queda de pressão no tubo de sucção, especialmente nos equipamentos compactos, os quais tratamos neste trabalho, é pequena e geralmente desprezível.

Na prática mede-se a pressão de sucção (na entrada do compressor) e a mesma será considerada como pressão de evaporação ($p_o = p_s$).

O vapor saindo do evaporador é praticamente saturado seco (estado 1') e o superaquecimento ocorrido no tubo de sucção é ($T_s - T_o$). Assim, o ponto s na Fig. 4.4 indica o estado do refrigerante na entrada do compressor.

4.4.2. Irreversibilidades no compressor

No ciclo básico, o processo de compressão é isentrópico. No ciclo real, porém, os processos no compressor mostram uma série de irreversibilidades.

Considerando um compressor alternativo, que é o caso mais comum, a sequência das irreversibilidades é como se segue:

- Durante o curso de sucção ocorre queda de pressão (fricção e estrangulamento) quando o refrigerante atravessa os canais de sucção e especialmente a válvula de admissão. Além disso, ocorre também transferência de calor entre as paredes quentes do compressor e o refrigerante. Na Fig. 4.4 o estado s indica o esta-

do do refrigerante entrando no compressor, e o estado 1^* indica seu estado no início da compressão ($p_{1^*} < p_0$; $T_{1^*} > T_s$).

- Durante a compressão, também ocorre transferência de calor. No início da compressão as paredes (do cilindro, pistão e cabeçote) aquecem o refrigerante, cuja temperatura aumenta ainda rapidamente com aumento da sua pressão. A partir de uma certa pressão, a temperatura do refrigerante já ultrapassa a das paredes e a direção de transferência de calor será invertido e o refrigerante cede calor para as paredes. O processo de compressão isentrópica seria $1^*-2''$; o da compressão real poderia ser 1^*-2^* .
- No fim do processo de compressão, durante a descarga do refrigerante do cilindro, ocorre novamente queda de pressão (atrito, estrangulamento) quando o refrigerante atravessa os canais de descarga e especialmente a válvula de descarga, de modo que $p_{2^*} > p_c$. Além disso, ocorre também transferência de calor. O refrigerante perde calor para as paredes com as quais está em contato durante a descarga. A temperatura da descarga será $T_d < T_{2^*}$.

Para poder analisar todos estes processos separadamente, as propriedades termodinâmicas do refrigerante devem ser conhecidas durante todo o processo no compressor.

É possível analisar os efeitos do compressor, como uma unidade, sobre as perdas termodinâmicas do sistema, sendo necessário conhecer

- sua potência consumida (P)
- o fluxo de massa de refrigerante por ele descarregado (\dot{m}_R),
- o estado do refrigerante na sua entrada e saída (estado \underline{s} e \underline{d}).

4.4.3. Irreversibilidades no tubo de descarga

No tubo de descarga (entre o compressor e o condensador)

ocorre também queda de pressão e transferência de calor ao ambiente. Pelas mesmas razões mencionadas a respeito do tubo de sucção, a queda de pressão é desprezível. Na prática, mede-se a pressão (p_d) na descarga, e considera-se a pressão de condensação $p_c = p_d$.

A diminuição de temperatura no tubo de descarga ($T_d - T_2'''$) ocorre por causa da transferência de calor para o ambiente, sendo normalmente desconsiderada para efeitos de cálculo, por ser muito pequena.

Na tubulação entre o condensador e a válvula de expansão, como a temperatura do fluido refrigerante é relativamente próxima à temperatura ambiente, a troca de calor nesse tubo será considerada insignificante. A literatura também não menciona as perdas de carga nesta tubulação nem na tubulação entre a válvula de expansão e o evaporador.

Na análise anterior do ciclo básico já foram consideradas as causas principais das irreversibilidades do ciclo frigorífico. Aqui foram adicionados somente os efeitos devidos à compressão mecânica e à transferência de calor e atrito na tubulação de descarga do compressor.

A Tabela 2 mostra os resultados de uma análise feita no Apêndice 2 para um ciclo real, com valores típicos e refrigerante lá especificados.

Tabela 2 - Resultados da análise dos ciclos de Carnot, básico e real.

		P kW	ΔP_i kW ⁱ	$\frac{\Delta P_i}{\Delta P_t} \%$	ϵ	$\eta_{ex} \%$
Ciclo de Carnot		0,958	-	-	10,44	100
Ciclo básico	evaporador		0,153	12,9		
	condensador		0,142	12,0		
	válvula de expansão		0,246	20,8		
	total	1,499	0,541	-	6,67	63,9
Ciclo real	tubo de sucção		0,023	2,0		
	tubo de descarga		0,123	10,4		
	compressor		0,496	41,9		
	total	2.141	1.183	100	4,67	44,7

Observa-se que a maior perda ocorre no compressor. A potência consumida ($P_r = 2,141$ kW) corresponde a um compressor de médio porte.

A eficiência exergética calcula-se com a eq. (4.18).

Para bombas de calor é mais prático referir-se a potência consumida da rede elétrica

$$P_{\text{rede}} = P_r / \eta_M$$

onde η_M eficiência do motor elétrico. Pode-se selecionar um motor de potência de 3 kW cuja eficiência é estimada em $\eta_M = 0,85$.

A potência total consumida por uma bomba de calor inclui ainda o consumo dos motores auxiliares (bombas, ventiladores e o consumo devido ao controle automático do equipamento).

CAPÍTULO 5

MONTAGEM EXPERIMENTAL E MEDIDAS EFETUADAS

5.1. EXPERIÊNCIAS COM VÁRIOS TIPOS DE BOMBA DE CALOR

No início deste trabalho no Institut für Angewandte Thermodynamik und Klimatechnik na Universidade de Essen, havia três equipamentos distintos para estudos de bomba de calor. Para poder participar eficientemente no desenvolvimento de um novo equipamento destinado para o presente trabalho, foi necessário inicialmente estudar os equipamentos existentes: familiarizar-se com os métodos de medição, instrumentação e controle, conhecer os resultados das pesquisas já feitas a respeito de desempenho e problemas de operação das bombas de calor.

Os três equipamentos existentes eram constituídos por:

- 1) bomba de calor com aquecimento elétrico do evaporador, e água como meio de aquecimento;
- 2) bomba de calor ar-água;
- 3) uma bancada para testar compressores herméticos (elétricos) para bombas de calor.

O primeiro equipamento está apresentado esquematicamente na Fig. 5.1.

Seu circuito consta das seguintes partes:

- compressor aberto (C);
- separador de óleo (SO);
- condensador de tubo e carcaça (CON);
- filtro e secador (FS);
- visor (V);
- medidor da vazão do refrigerante líquido (VL);
- válvula de expansão (VE);
- evaporador auxiliar (EA);
- evaporador (E) e
- separador de líquido (SL).

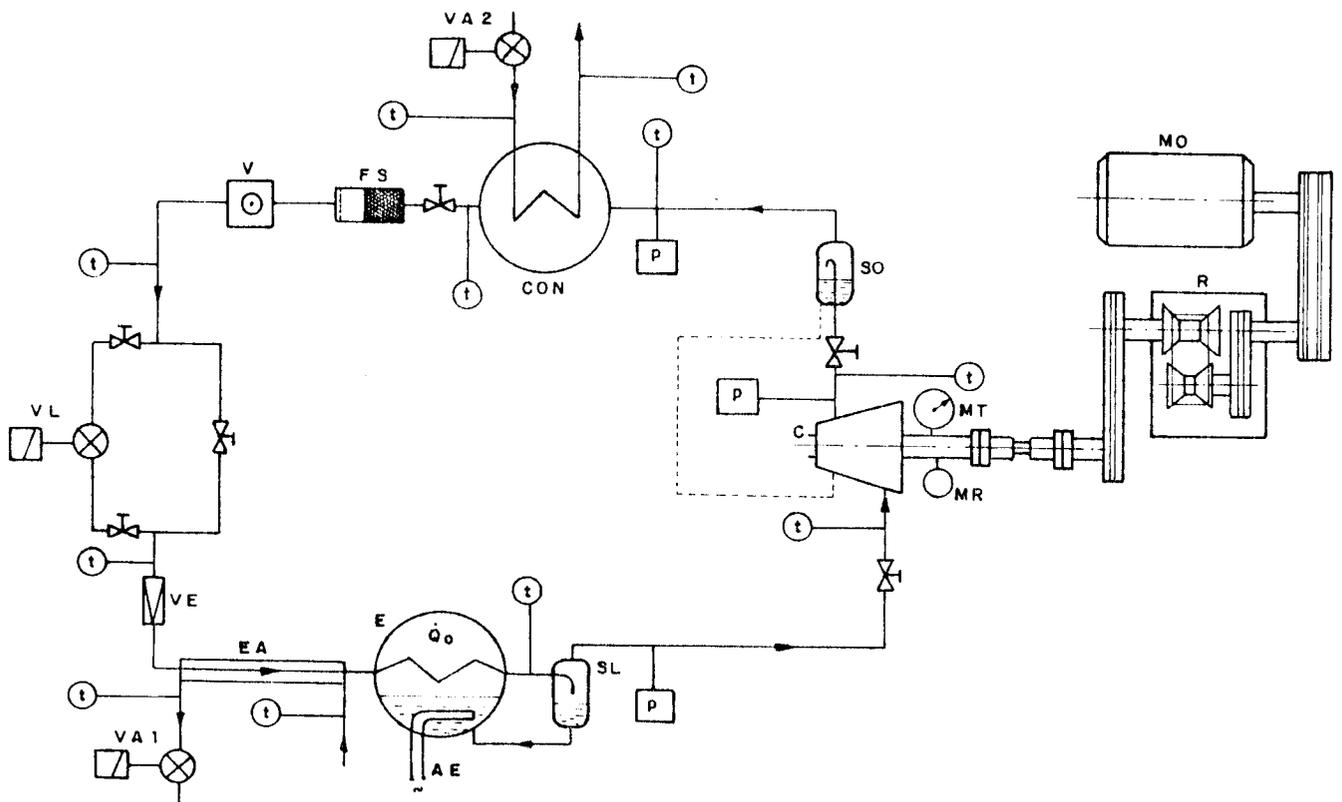


FIG. (5.1) ESQUEMA DA MONTAGEM PARA TESTE DA BOMBA DE CALOR COM AQUECIMENTO ELÉTRICO DO EVAPORADOR

O acionamento do compressor (C) ocorre pelo motor elétrico (MO), através de um redutor contínuo (R). No eixo do compressor são montados um medidor de torque (MT) e um medidor de rotação (MR).

O evaporador (E) é um calorímetro. A serpentina do evaporador está colocada em um recipiente no qual se encontra um refrigerante secundário. O aquecedor elétrico do evaporador (AE) está mergulhado no líquido refrigerante secundário. O vapor formado deste líquido pelo aquecimento condensa-se sobre a superfície externa da serpentina e o condensado depois cai por efeito da gravidade. Como o evaporador é muito bem isolado termicamente, o fluxo de calor mede-se pelo aquecimento elétrico, em regime permanente.

O evaporador auxiliar serve para um eventual aumento da capacidade frigorífica. Seu aquecimento ocorre por água quente e o fluxo de calor aqui introduzido é avaliado pelas medidas de vazão (VA1) e das temperaturas da água quente na entrada e saída.

A capacidade de aquecimento da bomba de calor é medida no lado da água quente, pela sua vazão (VA2), e as temperaturas na entrada e saída do condensador (CON).

A maioria dos valores medidos (temperaturas, pressões, vazões, torque, rotação) têm saídas elétricas ligadas com um equipamento de processamento e impressão de dados. Só a potência elétrica de aquecimento do evaporador deve ser medida separadamente.

A Fig. 5.2 mostra o esquema do segundo equipamento. Em operação normal, o compressor aberto (C) aspira o vapor de refrigerante do evaporador (E) através da válvula de 4 vias (V4) e descarrega-o ao condensador de tubo e carcaça (CON). O refrigerante condensado flui através da válvula de retenção (VR1) à garrafa de líquido (GL) e depois, passando no rotâmetro (VL) à válvula de expansão (VE1) e ao evaporador (E).

Para o descongelamento do evaporador (E), no ciclo invertido pela válvula de 4 vias (V4), evaporador e condensador trocam o papel, a válvula de retenção (VR2) é aberta, a outra (VR1) fechada, e a válvula de expansão (VE2) alimenta o condensador (CON), de onde o vapor formado é aspirado pelo compressor (C).

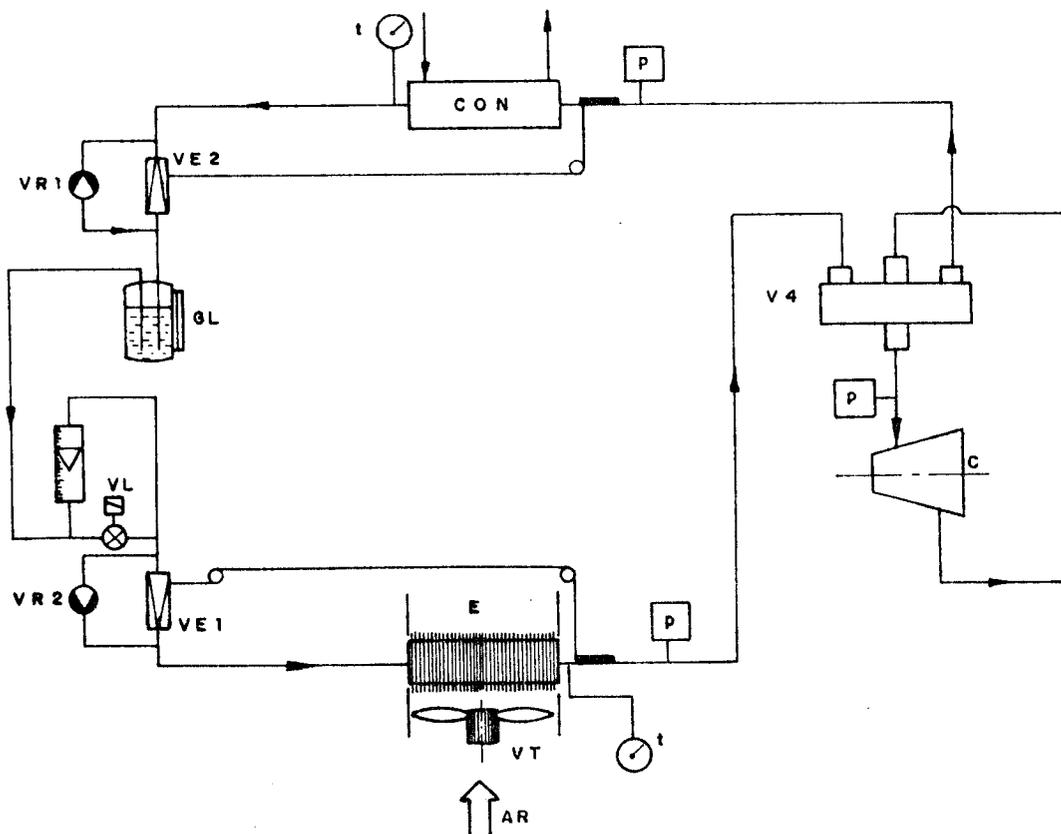


FIG. (5 . 2) ESQUEMA DA MONTAGEM PARA TESTE DA BOMBA DE CALOR TIPO AR-ÁGUA

O evaporador (E) é um trocador de calor de tubos aletados, colocado em um duto bem isolado e fechado. O ventilador (VT) recircula o ar neste duto. Um aquecedor elétrico aquece o ar antes que ele volte para o evaporador. Em regime permanente, o fluxo de calor do evaporador é medido no lado elétrico, assim como no equipamento anterior.

O sistema de medição é semelhante ao do primeiro equipamento, porém completamente independente dele.

No terceiro equipamento (Fig. 5.3), o circuito consta das seguintes partes: compressor a testar (C), condensador de tubo e carcaça (CON), filtro e secador (FS), medidor de fluxo de refrigerante líquido (VL), válvulas de expansão (VE), evaporador (E), visor (V).

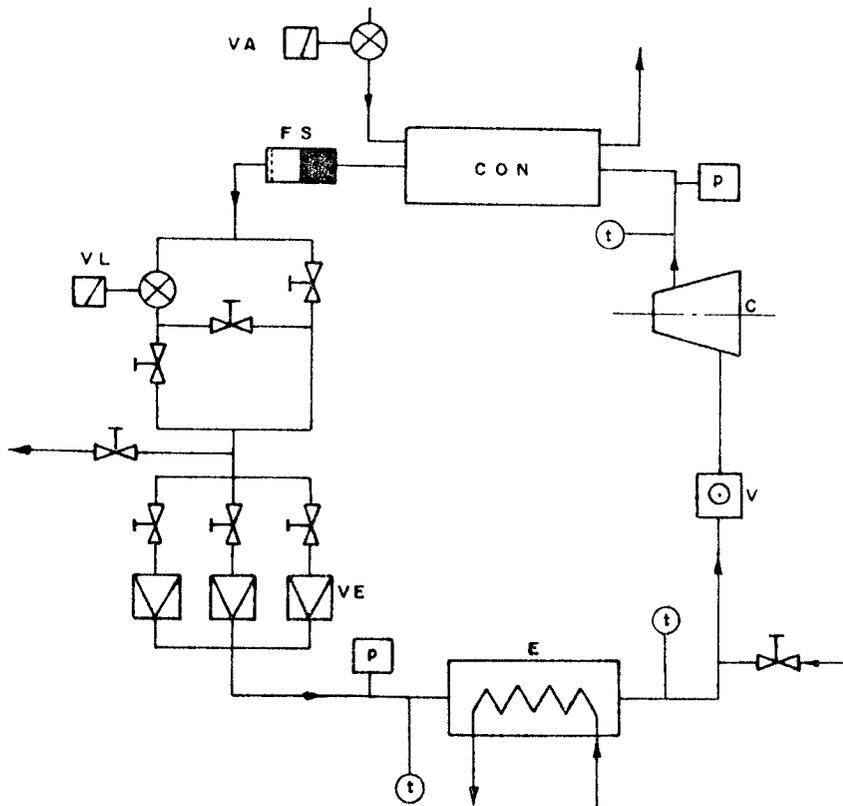


FIG. (5.3) ESQUEMA DA BANCADA PARA TESTAR COMPRESSORES HERMÉTICOS PARA BOMBA DE CALOR

Para determinar as curvas características do compressor, as condições de operação são determinadas pelas seguintes temperaturas:

- a temperatura (pressão) de evaporação ajustada pela(s) válvula(s) de expansão (VE);
- a temperatura (pressão) de condensação, ajustada pela vazão da água de resfriamento do condensador (CON);
- a temperatura de superaquecimento do refrigerante na entrada do compressor, ajustada pelo aquecimento elétrico do evaporador (E).

Com estes três equipamentos, uma grande série de experimentos foi feita, cujos resultados, em formato de um relatório foram entregues ao Ministério Federal de Pesquisa e Tecnologia [11] da Alemanha Ocidental.

Os principais temas do relatório são:

- Experimentos com o novo refrigerante RC 318 (C_4F_8) para altas temperaturas de condensação, como $60^{\circ}C$ e $90^{\circ}C$;
- Comparação entre os desempenhos com resfriamento e sem resfriamento do motor pelo vapor aspirado de um compressor semi-hermético;
- Comparação entre um compressor semi-hermético lubrificado com óleo e um outro, de tipo seco;
- O efeito da velocidade de rotação sobre as características do compressor;
- Comparação de diferentes refrigerantes;
- Problemas de lubrificação dos compressores;
- Comportamento das bombas de calor em carga parcial;
- Problemas de descongelamento do evaporador;
- Os efeitos do superaquecimento do vapor na entrada do compressor e do subresfriamento do líquido após o condensador sobre as características da bomba de calor.

5.2. DESCRIÇÃO DA BANCADA UTILIZADA PARA TESTAR BOMBAS DE CALOR

Será feita a seguir uma descrição da bancada de testes de bomba de calor que foi utilizada para obter os resultados apresentados neste trabalho. Este equipamento serviu para os testes de unidades de bomba de calor desenvolvidas como protótipos pelas indústrias.

As exigências feitas no projeto da bancada foram as seguintes:

- O equipamento deve ser adequado para os testes de bombas de calor elétricas de tipo água-água;
- A faixa de capacidade de aquecimento das bombas de calor a testar pode variar entre 5 e 25 kW;
- Os testes deverão ser feitos segundo a norma DIN 8900;
- No planejamento do equipamento devem-se considerar as possibilidades da economia de energia, de água e de custos de investimento.

Levando-se em conta estas exigências, foi desenvolvida a bancada de testes mostrada na Fig. 5.4.

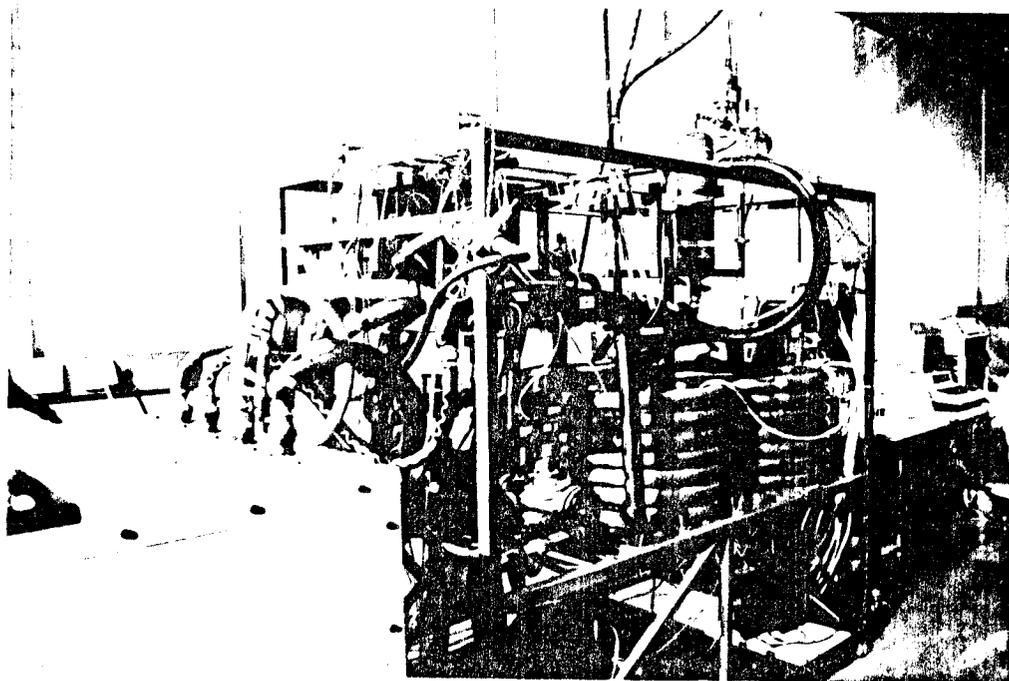


Fig. 5.4 - Bancada de testes para várias bombas de calor tipo água-água.

5.3.2. Krupp

Capacidade calorífica: 11-16 kW

Refrigerante: R-22

Compressor: Bitzer

Typ: BHS 802

Válvula de expansão: ALCO

Typ: TCLE 300

5.3.3. Schäfer UWV 20

Capacidade calorífica 13-17 kW

Refrigerante: R-22

Compressor: DWM Copeland

Typ YHE6-0500 TFD

Válvula de expansão: Fabrik Automatischer Schaltapparate

Typ: FAS - TFK 5

5.3.4. Happel

Capacidade calorífica: 7-11 kW

Refrigerante: R-22

Compressor: DWM Copeland

Typ: YHB2 - 0300 TFM

Válvula de expansão: Egelhof

Typ: TFL-2

5.3.5. Bosch

Capacidade calorífica: 10-17 kW

Refrigerante: R-12

Compressor: Göldner

Typ: III HS3/7

Válvula de expansão: Flica

Typ: TMXC 35

5.4. O SISTEMA HIDRÁULICO

O banco de testes consiste de dois circuitos de água completamente separados e fechados. Para a troca recuperativa de calor entre os circuitos do evaporador e do condensador, foram instalados dois trocadores de calor (tipo tubo duplo) paralelos.

A Fig. 5.5 mostra o esquema hidráulico do banco de testes com a bomba de calor.

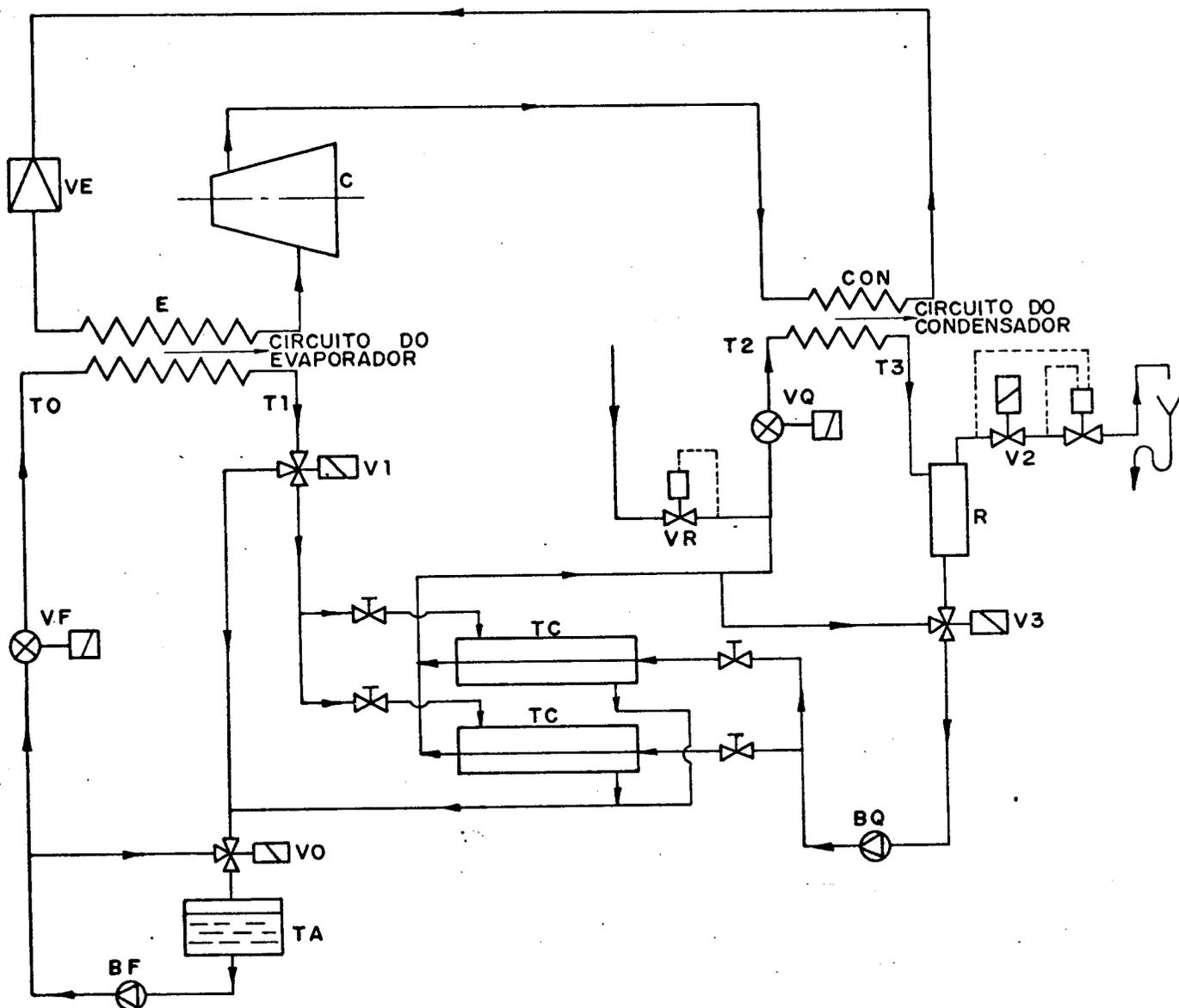


FIG. (5 . 5) ESQUEMA HIDRÁULICO DO BANCO DE TESTES COM A BOMBA DE CALOR

O circuito da água fria (fonte de calor) é descrito a seguir. A água entra no evaporador à temperatura T0 e sai dele à temperatura menor T1. Após a válvula reguladora de três vias V1, uma parte desta água atravessa os dois trocadores recuperativos de

calor TC e aquecida, escoo ao tanque TA. Outra parte da água fria escoo diretamente ao tanque TA. A bomba BF aspira a água do tanque TA e descarrega através do medidor de vazão de água fria VF.

A válvula VO controla a vazão de água no circuito do evaporador, através do retorno de uma parte da água diretamente para o tanque TA, sem atravessar o evaporador.

No circuito da água quente do condensador CON, a água será aquecida da temperatura T2 à temperatura T3. Ela atravessa em seguida o recipiente R, a válvula magnética de três vias V3 e a bomba BQ, sendo descarregada nos dois trocadores recuperativos de calor TC. Depois do medidor de vazão VQ a água volta para receber calor no condensador.

Como o calor transferido no condensador é maior do que o calor retirado no evaporador, para manter operação estável uma certa quantidade de calor (o equivalente do trabalho do compressor) deve sair do sistema. Isto ocorre através da válvula reguladora V2, que lança fora do circuito uma certa quantidade de água quente. Igual quantidade de água fria será introduzida da rede de água através da válvula reguladora VR.

A válvula reguladora de três vias V3 serve para controlar a vazão da água quente para o condensador.

5.5. MEDIDAS EFETUADAS

A seguir serão descritas as medidas efetuadas durante os testes. Maiores detalhes sobre os procedimentos experimentais estão no Capítulo 6.

5.5.1. Temperaturas

Para medir as temperaturas, foram utilizados termopares de Cobre-Constantan. A transformação da tensão de leitura em temperatura foi feita no computador através de um polinômio resul

tante de calibração dos termopares no laboratório. A junção fria foi mantida à temperatura do gelo fundente à pressão ambiente.

Foram utilizados vinte termopares para medir as temperaturas. Dez foram fixados no circuito hidráulico do banco de testes. Os outros foram colocados em diferentes posições nas diversas bombas de calor testadas.

Na rede hidráulica foram medidas as seguintes temperaturas:

- na entrada e saída do evaporador e do condensador (4)
- na entrada e saída dos trocadores recuperativos de calor (4)
- da água fria da rede, que alimenta o circuito do condensador (1)
- do ambiente (1)

Para obter as temperaturas médias da mistura da água, foram instalados no interior dos dutos nos locais de medição tubos fechados e aletados radialmente, num comprimento de meio metro, na direção do fluxo. Os termopares foram colocados a jusante estes tubos aletados.

O sinal da força eletromotriz dos termopares era indicado num voltímetro digital, e transmitido através da interface até o computador.

5.5.2. Vazão e energia elétrica

Foram utilizados medidores de vazão do tipo turbina, que permitem maiores precisões. Uma saída digital indicava a vazão da água.

Neste sistema, um contato do tipo abre e fecha a cada 0,1ℓ de vazão de água fornecia um impulso elétrico, detectado pelo contador analógico de impulsos. Este equipamento será descrito posteriormente.

O medidor de potência elétrica era lido de maneira semelhante. Cada Wh ele gerava um impulso, também detectado pelo contador.

5.5.3. Pressões

Para as medidas de pressão foram utilizados transdutores piezo-elétricos, cujos sinais depois da amplificação eram lidos por voltímetro digital e também alimentados ao computador para processamento.

CAPÍTULO 6

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL E REDUÇÃO DE DADOS

6.1. NORMAS SOBRE TESTES DE BOMBAS DE CALOR

Todos os testes foram realizados de uma maneira bem rigorosa, seguindo as instruções da norma Alemã DIN 8900, referente a bombas de calor com compressores elétricos, que será sumariada a seguir.

São tratadas todas as máquinas, que operam através de ciclo frigorífico, com compressores elétricos, e fornecem calor para um ambiente, não havendo diferença entre os casos quando o lado de resfriamento é utilizado ou não.

As medições são bem especificados para se obter as capacidades e o coeficiente de desempenho do ciclo.

Para a fonte de calor, podem ser utilizados o ar ambiente, água ou o solo.

6.1.1. Especificações dos testes

Considerando sistemas água-água, as exigências da norma em relação às temperaturas são as seguintes:

No lado frio:

- a) a temperatura recomendada da água entrando no evaporador é de 10°C ;
- b) a temperatura mínima da água saindo do evaporador é 4°C ;
- c) durante toda a operação incluindo o regime transiente a temperatura mínima da água entrando no evaporador é de 7°C , max 24°C .

No lado quente:

- a) a temperatura recomendada da água deixando o condensador deve estar entre 35°C e 55°C;
- b) a diferença das temperaturas na entrada e saída da água do condensador não pode ultrapassar 10°C;
- c) no início da operação, a temperatura mínima da água entrando no condensador deve ser 10°C;
- d) durante toda a operação, a temperatura máxima da água deixando o condensador deve ser 58°C.

Os dados fornecidos pelos fabricantes de bombas de calor devem ser corretos, dentro das seguintes tolerâncias:

A capacidade calorífica medida:

$Q_{c \text{ med}} \geq 0,92Q_c$, o que significa que a tolerância máxima é de 8%.

A quantidade de energia elétrica deve satisfazer a seguinte relação:

$$P_{\text{med}} \leq P \left(\frac{Q_{c \text{ med}}}{Q_c} \cdot 1,08 \right)$$

As capacidades calorífica e frigorífica devem ser obtidas medindo-se a quantidade de água em circulação e a diferença das temperaturas entre a entrada e a saída da bomba de calor.

A quantidade de energia elétrica necessária deve incluir a energia utilizada para acionar o compressor, as bombas que mantêm o fluido de trabalho em circulação e a energia de automatização da bomba de calor.

A bomba utilizada e a bomba de calor testada devem atingir um regime permanente de operação.

A instrumentação utilizada deve satisfazer as seguintes tolerâncias:

- a) temperatura de $\pm 0,1K$;
- b) umidade relativa do ar de $\pm 3\%$;

- c) diferença de pressões de ± 100 Pa
- d) vazões de $\pm 1\%$ do valor máximo da escala do medidor

Todas as medições devem ser feitas após 30 minutos de operação estável e os valores registrados pelo menos a cada dois minutos.

Durante os testes, os seguintes dados devem ser anotados e mantidos constantes:

- a) tensão e frequência da rede
- b) potência elétrica efetiva consumida
- c) temperatura, umidade relativa e pressão atmosférica do ar ambiente
- f) vazão da água fria
- g) vazão da água quente
- h) temperatura na entrada e saída da água no lado quente
- i) temperatura na entrada e saída da água no lado frio.
- j) diferença das pressões da entrada e saída da água quente.
- l) diferenças das pressões da entrada e saída da água fria.

6.1.2. Cálculos a serem feitos

6.1.2.1. Capacidade calorífica

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_a c_a \Delta T_a$$

onde: \dot{Q}_C capacidade calorífica da bomba de calor kW
 \dot{m}_a vazão da água quente kg/s
 c_a calor específico da água quente kJ/kgK

ΔT_a diferença das temperaturas da água entrando e saindo
do do condensador K

6.1.2.2. Capacidade frigorífica

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_{af} \cdot c_{af} \cdot \Delta T_{af} \quad \text{kW}$$

onde: \dot{Q}_0 capacidade frigorífica kW
 \dot{m}_{af} vazão da água fria kg/s
 c_{af} calor específico da água fria kJ/kgK
 ΔT_{af} diferença das temperaturas da água na entrada e saída
do evaporador K

6.1.2.3. Potência elétrica necessária para acionar a bomba de calor.

Devem-se considerar todos os equipamentos e instrumentação que necessitam potência elétrica durante a operação da bomba de calor.

$$P = P_r + P_e + P_a + P_f \quad \text{kW}$$

onde: P potência elétrica necessária para acionar a bomba de calor

P_r potência elétrica real consumida pelo compressor

P_e potência elétrica real dos equipamentos elétricos que trabalham durante a operação da bomba de calor

P_a potência elétrica equivalente da perda de carga no lado quente

P_f potência elétrica equivalente da perda de carga no lado frio.

P_a e P_f devem ser calculados como segue:

$$P_a = \frac{\dot{m}_a \Delta p_a v_a}{\eta_F} \quad \text{kW}$$

$$P_f = \frac{\dot{m}_f \Delta p_f v_f}{\eta_F} \quad \text{kW}$$

onde: $\dot{m}_{a(f)}$ vazão da água no lado quente (frio) kg/s
 $\Delta p_{a(f)}$ perda de carga entre a saída e entrada da água no lado quente (frio) Pa
 $v_{a(f)}$ volume específico da água no lado quente(frio) m³/kg
 η_F eficiência global da alimentação, incluindo o motor de acionamento. Esta eficiência global deve ser considerada como um valor médio que pode ser alcançado. É necessário usar sempre o mesmo valor para poder comparar os resultados.

6.1.2.4. Coeficiente de desempenho (COP)

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_C}{P}$$

O COP da bomba de calor é a relação entre a capacidade calorífica e da potência elétrica efetiva da bomba de calor.

6.1.2.5. Desvios admissíveis dos valores medidos

Temperatura do ar:	$\pm 0,5$	K
Umidade relativa:	$\pm 5\%$	
Temperatura da água:	$\pm 0,3$	K
Força elétrica:	$\pm 1\%$	

6.1.3. Teste de operação

O equipamento, quando a sua capacidade é variável, deve operar com capacidade máxima. Quando o regime de operação estável

é atingido, ele deve ser mantido por duas horas. Desligando-o por 3 minutos, e ligando de novo, ele deverá funcionar por mais uma hora, satisfazendo as seguintes condições.

De acordo com dados do fabricante, a água no lado frio e quente pode circular ou não durante os 3 minutos quando o equipamento está desligado.

As temperaturas da água na entrada da bomba de calor devem permanecer constantes durante estes 3 minutos de intervalo, mantendo os volumes anteriores ao desligamento.

Os motores da bomba de calor e as bombas de água no lado frio e quente durante as primeiras horas de operação não devem ser desligados por protetores de sobrecarga nem por qualquer protetor de segurança.

Depois dos 3 minutos de parada, os protetores podem acionar somente nos primeiros 5 minutos de funcionamento restabelecido do compressor.

A norma fornece instruções também para testes de bomba de calor tipo ar-água. Como neste trabalho não estão incluídos equipamentos deste tipo, não serão descritos os detalhes desta parte da norma.

6.2. A UTILIZAÇÃO DO COMPUTADOR

O controle automático dos testes foi realizado usando um computador (Hewlett Packard, Typ 3032, serie: 3001), que através de uma interface fez a ligação com vários equipamentos para a coleta dos valores medidos.

Foi elaborado um programa para:

- manter as quatro temperaturas (T0, T1, T2, T3) constantes durante uma hora de operação estável;
- registrar os valores de temperaturas em cada minuto, comprovando a operação estável;
- calcular e registrar os valores médios das seguintes medidas no intervalo de uma hora:

- temperaturas medidas;
- pressões de evaporação e condensação;
- vazões de água fria e quente;
- capacidades do evaporador e condensador;
- potência elétrica necessária para acionar a bomba de calor;
- coeficiente de desempenho;
- posições das válvulas magnéticas.

Para verificar a confiabilidade das medições, os testes foram sempre repetidos.

6.3. LIGAÇÃO ENTRE O COMPUTADOR E A BANCADA DE TESTES.

A Fig. 6.1 mostra o esquema da conexão entre os aparelhos eletrônicos.

O computador possui uma interface, para fazer a interligação com os seguintes aparelhos:

- disco (Hewlett Packard, Typ 3032) para armazenar o programa e os dados medidos;
- impressora (Hewlett Packard, Typ 7245A), para imprimir os resultados;
- scanner (Hewlett Packard, Typ 3495A), para selecionar o equipamento a ser lido;
- voltímetro digital (Hewlett Packard, Typ 3455A) para indicar a leitura dos equipamentos;
- conversor analógico digital (Optoelektronik) para controle das válvulas magnéticas.

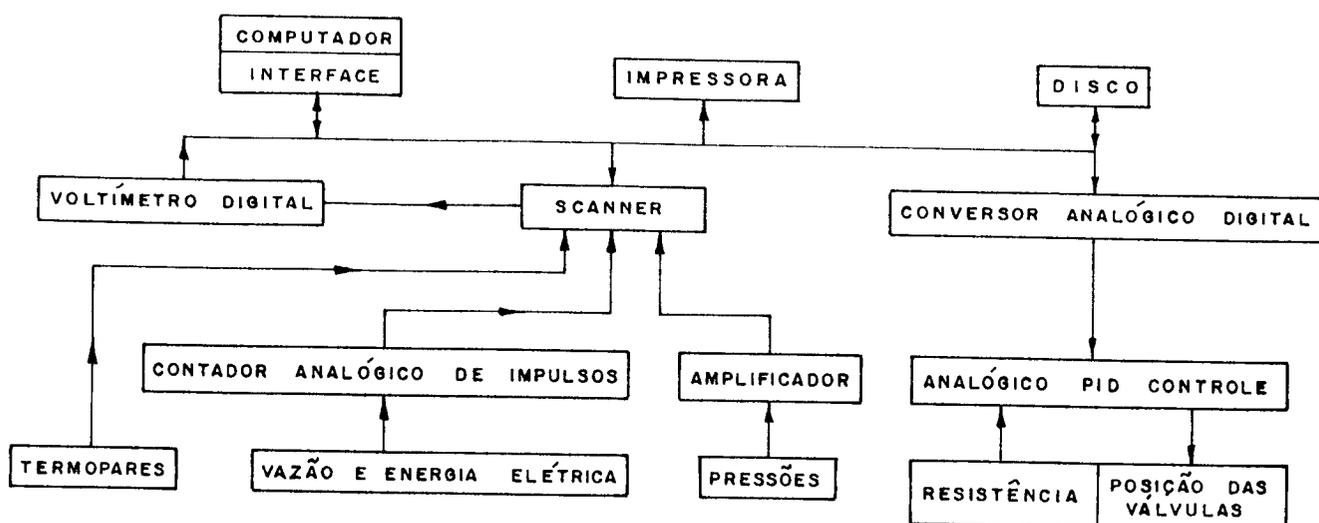


FIG. (6.1) ESQUEMA DA CONEXÃO ENTRE OS APARELHOS ELETRÔNICOS UTILIZADOS NOS TESTES

6.4. ARMAZENAMENTO DOS DADOS MEDIDOS

Cada instrumento de medição tem um par de contatos numerado no scanner. Quando uma determinada medição deve ser feita, o computador através da interface seleciona o número do par de contatos correspondente no scanner. Este transmite a tensão daquela determinada medição ao voltímetro digital, ligado à saída do scanner. Assim, o computador pode receber a tensão da medição e utilizá-la para cálculos e armazenamento.

6.5. A UTILIZAÇÃO DOS IMPULSOS

Para a contagem dos impulsos dos três medidores (dois para fluxo da água e um para energia elétrica), foi utilizado um contador analógico de impulsos, que foi desenvolvido recentemente [3]. Este equipamento possui vários canais independentes, e cada um funciona como descrito a seguir.

Os impulsos de cada medidor passam no contador, que tem capacidade de contar até $2^8=256$ impulsos. Depois, ele começa contar de novo até 256 impulsos, adicionando sempre estes 256 impulsos novos com os anteriores.

Para evitar erros na contagem dos impulsos, foram utilizadas certas instruções no programa principal de operação e con-

trole do computador. Antes de começar o teste da bomba de calor, o computador verifica a posição dos três contadores. O operador, que faz os testes, tem que ler os valores no contador, e manualmente escrevê-los no programa. Somente depois disto o equipamento segue os comandos do programa.

Na tela do computador será mostrada a cada minuto a posição dos três contadores. Este número é a soma dos impulsos antes da experiência com o número de impulsos adicionados desde o início dos testes. Estes valores devem coincidir com aqueles indicados no contador dos medidores. O operador pode verificar com facilidade se a contagem dos impulsos foi correta ou não. Durante as experiências realizadas, foi notada uma absoluta precisão.

6.6. A OPERAÇÃO DAS VÁLVULAS MAGNÉTICAS

Para manter o controle das 4 válvulas magnéticas em operação na parte hidráulica da bancada de testes foi necessário o conversor analógico digital. Este equipamento consiste de dois canais. Cada um deles tem um contato direto com a interface do computador, e saída com $\pm 10V$ tensão. Foi utilizada somente a faixa de valores positivos de cada canal.

O computador calculava os valores desejados das posições das válvulas magnéticas, elaborando um sinal equivalente para cada um dos canais do conversor analógico digital. Por exemplo, atribuindo valores 215 e 618 respectivamente ao primeiro e segundo canais do conversor analógico, este gerava tensões de 2,15V e 6,18V para as válvulas magnéticas. Com estes valores elas operavam com abertura de 21,5% e 61,8% respectivamente, através do controlador analógico PID.

6.7. O PROGRAMA DE CONTROLE

O programa foi escrito em BASIC.

Para contornar todos os problemas das medições, do controle, da apresentação e do armazenamento dos dados, foi necessá-

rio elaborar um programa bastante extenso e bem estruturado. Isto significa que para cada operação foi feito um subprograma e o programa principal sempre chama o subprograma necessário.

A Fig. 6.2 mostra a estrutura do programa.

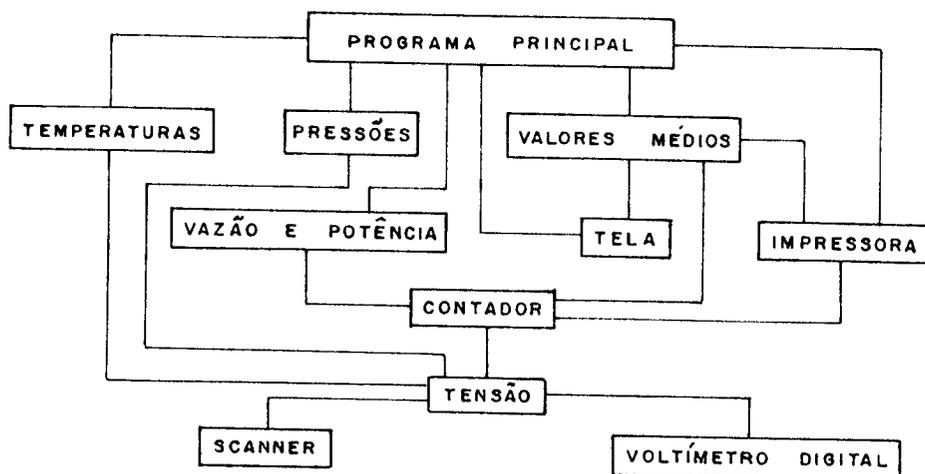


FIG. (6.2) ESTRUTURA DO PROGRAMA DE CONTROLE E REDUÇÃO DOS DADOS

6.8. CONTROLE DAS TEMPERATURAS DO CIRCUITO HIDRÁULICO

As quatro temperaturas da água entrando e saindo do circuito do evaporador e condensador devem ser controladas. Isso foi feito com o controle das quatro válvulas magnéticas. Cada mudança na abertura delas tem influência nas quatro temperaturas mencionadas. A descrição do controle é feita a seguir, com base na Fig. 5.5.

A temperatura T0 é regulada pela válvula V1 através da quantidade de água enviada para os trocadores de calor (TC).

A temperatura T1 é controlada pela válvula V0. Se T1 está acima do valor desejado, a quantidade de água para a bomba de calor deve ser reduzida, a válvula V0 abre mais para o duto de retorno da água ao tanque TA, realizando a redução necessária da vazão através do circuito do evaporador.

Quanto à água quente, T2 é controlada pela válvula V2 ; por exemplo: se T2 é maior que o valor desejado, V2 abre mais, lançando fora do circuito maior quantidade de água quente, e aumentando a entrada da água fria, para reduzir T2.

A temperatura T_3 é controlada pela válvula V_3 , que afeta o "by-pass" da bomba BQ , num controle semelhante ao mencionado no circuito da água fria. Desta maneira, todas as quatro temperaturas T_0 , T_1 , T_2 , T_3 foram mantidas constantes.

Para evitar que a água no circuito do evaporador congele, foram utilizados no programa do computador os valores mínimos e máximos das aberturas das válvulas.

CAPÍTULO 7

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo serão apresentados os resultados das medidas experimentais com 5 bombas de calor. A apresentação será feita em dois grupos distintos de resultados, ressaltando os aspectos do ciclo frigorífico e uma análise através da segunda lei da termodinâmica para os equipamentos testados.

7.1. OS CICLOS FRIGORÍFICOS OBSERVADOS

Nos testes experimentais, o controle de temperaturas foi feito nos dois circuitos da água, mantendo-se constantes:

- I - a temperatura da água fria (t_0 , como fonte de calor) entrando no evaporador, igual a 10°C durante toda a operação, com um decréscimo $\Delta t_0 = 5^{\circ}\text{C}$ de resfriamento através do evaporador;
- II- a temperatura da água quente (t_2) entrando no condensador, igual a 30, 35, 40, 45, 50 ou 55°C sempre durante uma hora de operação estável. Na primeira série de testes houve um acréscimo $\Delta t_2 = 5^{\circ}\text{C}$, e numa segunda série de testes, $\Delta t_2 = 10^{\circ}\text{C}$ de aquecimento através do condensador.

Todos os valores registrados foram resultados das médias dos valores medidos a cada minuto durante uma hora de operação estável, como foi definido no Capítulo 6. Quase todos os testes foram repetidos várias vezes. Na elaboração dos diagramas, considera-se os valores médios de vários testes, para cada temperatura constante da água (t_2) na entrada do condensador, mantendo-se o valor de Δt_2 constante.

Os resultados das medições das bombas de calor Schäfer FC 20 e Krupp estão apresentados nas Figs. 7.1, 7.6, 7.11, 7.16,

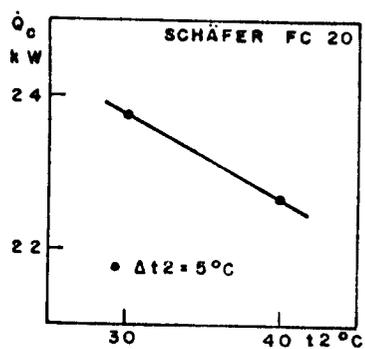


FIG. (7.1) VARIACÃO DE \dot{Q}_c EM FUNÇÃO DE t_2

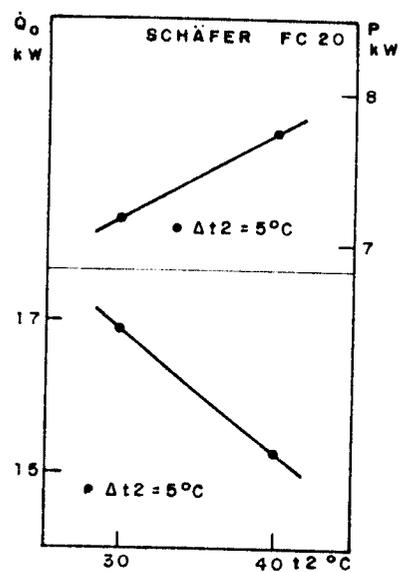


FIG. (7.6) VARIACÃO DE \dot{Q}_o E P EM FUNÇÃO DE t_2

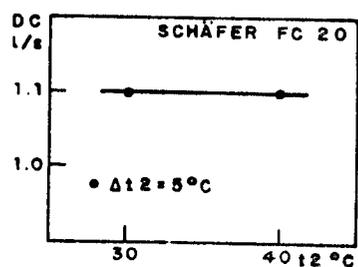


FIG. (7.11) FLUXO DA ÁGUA QUENTE EM FUNÇÃO DE t_2

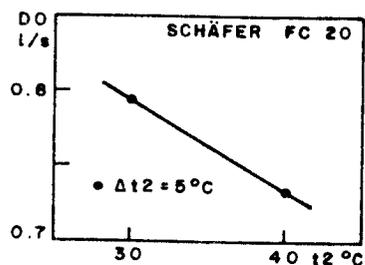


FIG. (7.16) FLUXO DA ÁGUA FRIA EM FUNÇÃO DE t_2

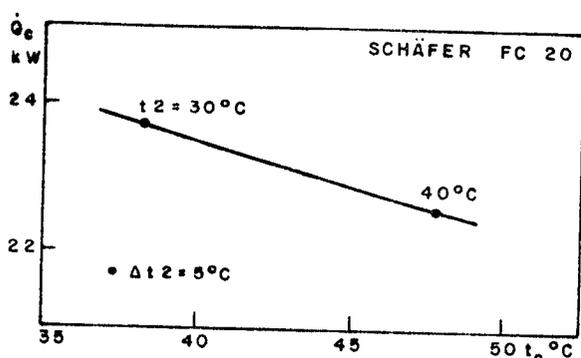


FIG. (7.21) VARIACÃO DE \dot{Q}_c EM FUNÇÃO DE t_c

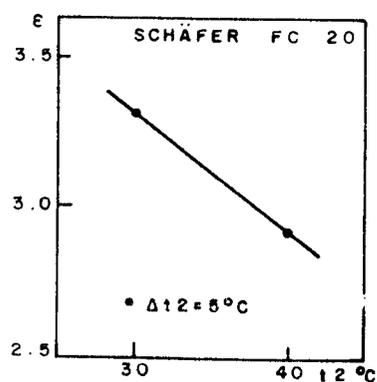


FIG. (7.26) VARIACÃO DE E EM FUNÇÃO DE t_2

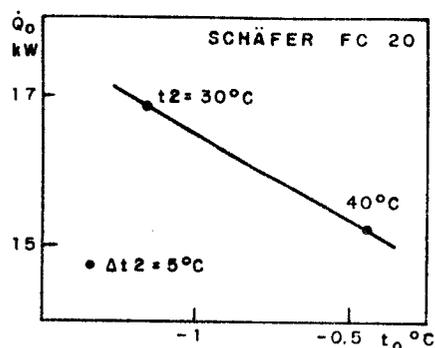


FIG. (7.31) VARIACÃO DE \dot{Q}_o EM FUNÇÃO DE t_o

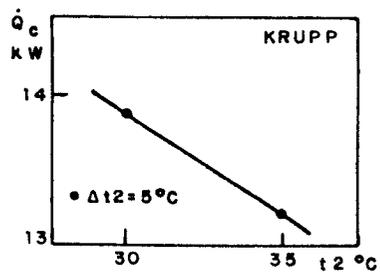


FIG.(7. 2) VARIACÃO DE \dot{Q}_c EM FUNÇÃO DE t_2

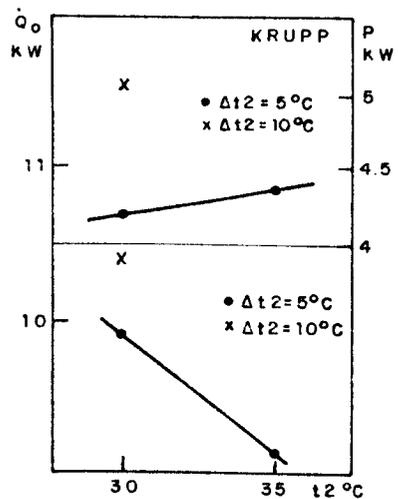


FIG.(7. 7) VARIACÃO DE \dot{Q}_o E P EM FUNÇÃO DE t_2

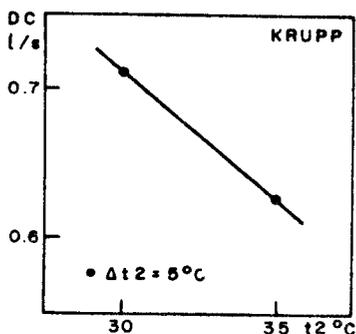


FIG.(7. 12) FLUXO DA ÁGUA QUENTE EM FUNÇÃO DE t_2

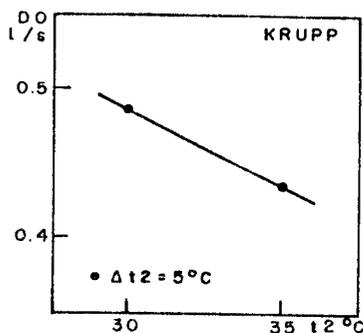


FIG.(7. 17) FLUXO DE ÁGUA FRIA EM FUNÇÃO DE t_2

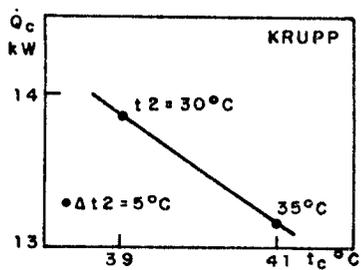


FIG.(7. 22) VARIACÃO DE \dot{Q}_c EM FUNÇÃO DE t_c

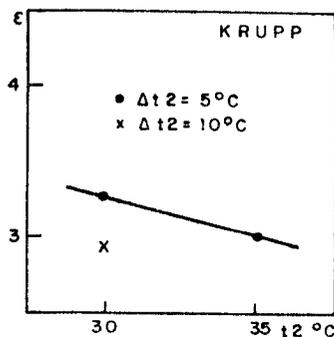


FIG.(7. 27) VARIACÃO DE ϵ EM FUNÇÃO DE t_2

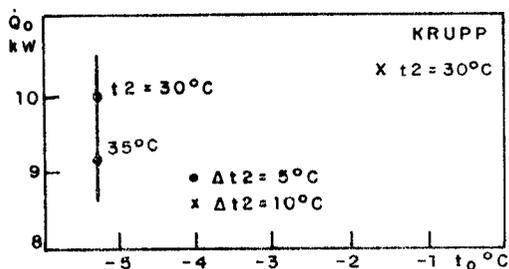


FIG.(7. 32) VARIACÃO DE \dot{Q}_o EM FUNÇÃO t_0

7.21, 7.26, 7.31 e 7.2, 7.7, 7.12, 7.17, 7.22, 7.27, 7.32, respectivamente.

Com estas duas máquinas, os testes foram feitos mantendo-se Δt_2 sempre 5°C , exceto uma medição, com a bomba de calor Krupp, na qual $\Delta t_2=10^{\circ}\text{C}$ o resultado desta medição é mostrado em alguns diagramas desta bomba de calor. Nota-se que para Δt_2 constante, aumentando-se a temperatura t_2 da água aquecida, os seguintes efeitos ocorrem nas bombas de calor:

- a. diminuem as capacidades calorífica e frigorífica;
- b. diminui o fluxo da água nos circuitos do evaporador e do condensador;
- c. aumenta a temperatura de condensação;
- d. aumenta o consumo de potência mecânica;
- e. diminui o COP da bomba de calor e
- f. a temperatura de evaporação permanece quase constante, dentro de uma faixa bem estreita.

Estes comportamentos são típicos na operação dos ciclos frigoríficos por compressão de vapor.

Os desempenhos das bombas de calor Schäfer UWV 20 e Happel serão agora considerados também em conjunto, devido a analogia indicada pelos resultados.

Os resultados medidos estão indicados nas Figs. 7.3, 7.8, 7.13, 7.18, 7.23, 7.28, 7.33 e 7.4, 7.9, 7.14, 7.19, 7.24, 7.29, 7.34. Os testes foram feitos com Δt_2 igual a 5°C e também com $\Delta t_2=10^{\circ}\text{C}$.

De uma maneira geral, o comportamento é análogo aos dois casos anteriores, típico nos ciclos frigoríficos por compressão de vapor. Há entretanto, duas características que merecem atenção especial e que serão comentadas a seguir.

Da mesma forma que nos dois casos anteriores, considerando todos os testes a temperatura de evaporação do fluido refrigerante variou muito pouco, como as Figs. 7.33 e 7.34 mostram, assim como a temperatura da água operando como fonte fria no evaporador, permaneceu quase uniforme.

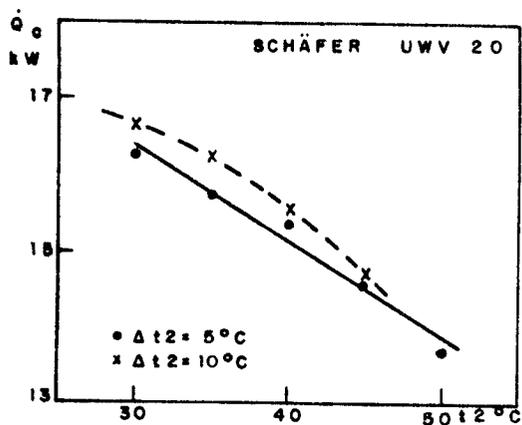


FIG. (7.3) VARIACÃO DE \dot{Q}_o EM FUNÇÃO DE t_2

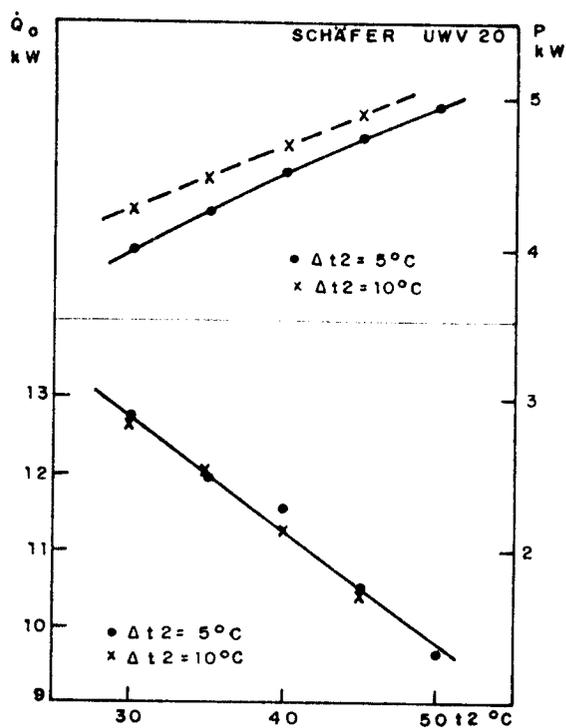


FIG. (7.8) VARIACÃO DE \dot{Q}_o E P EM FUNÇÃO DE t_2

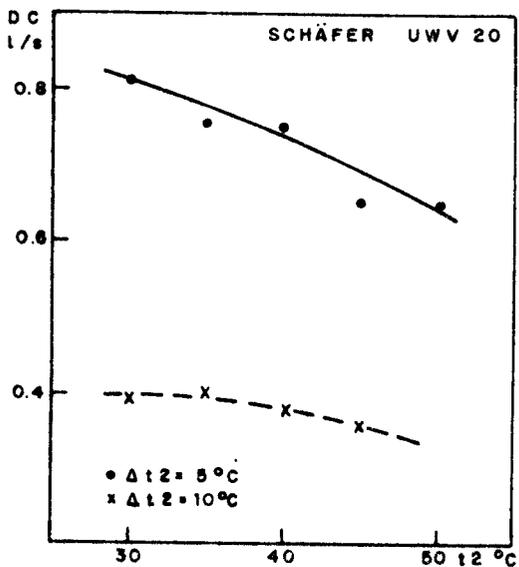


FIG. (7.13) FLUXO DA ÁGUA QUENTE EM FUNÇÃO DE t_2

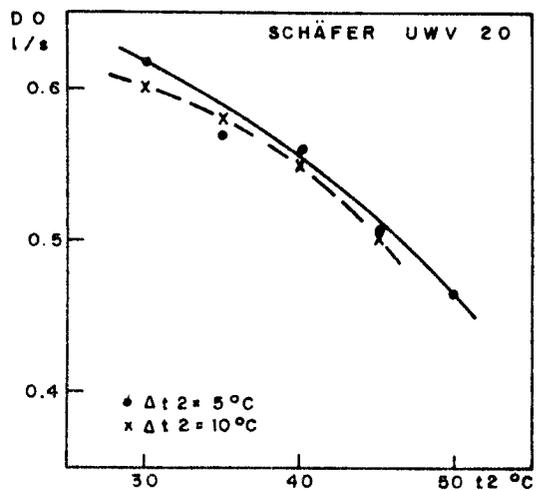


FIG. (7.18) FLUXO DA ÁGUA FRIA EM FUNÇÃO DE t_2

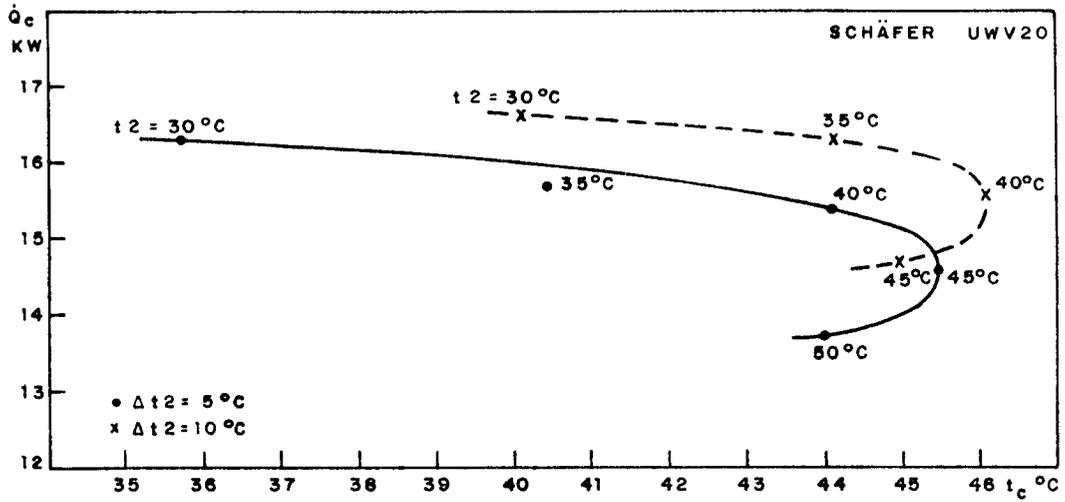


FIG. (7. 23) VARIAÇÃO DE \dot{Q}_c EM FUNÇÃO DE t_c

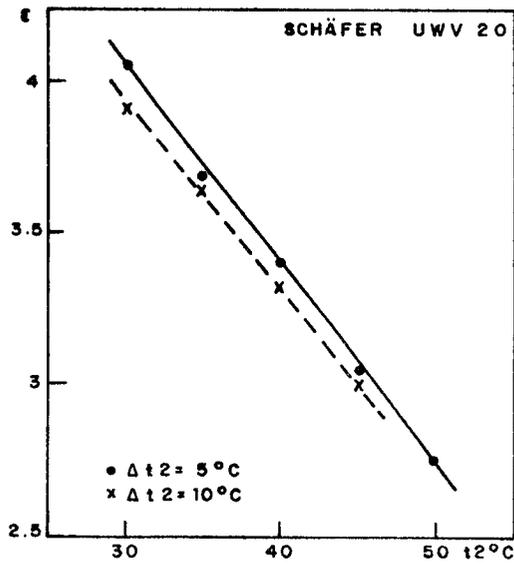


FIG. (7. 28) VARIAÇÃO DE ϵ EM FUNÇÃO DE t_2

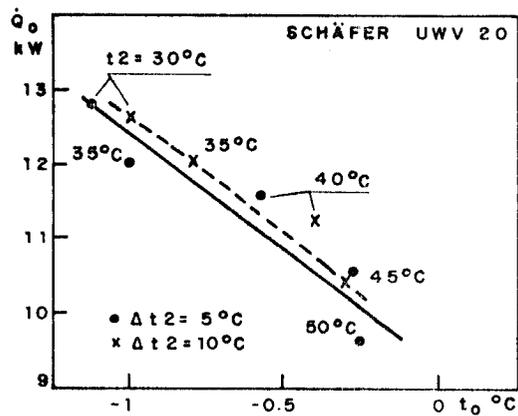
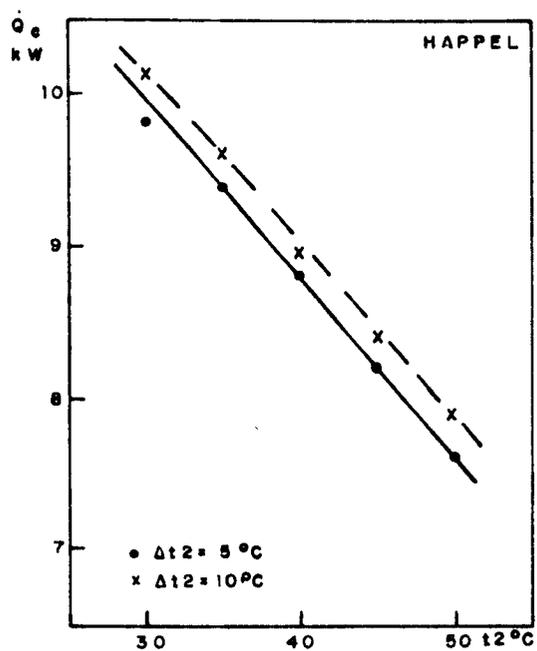
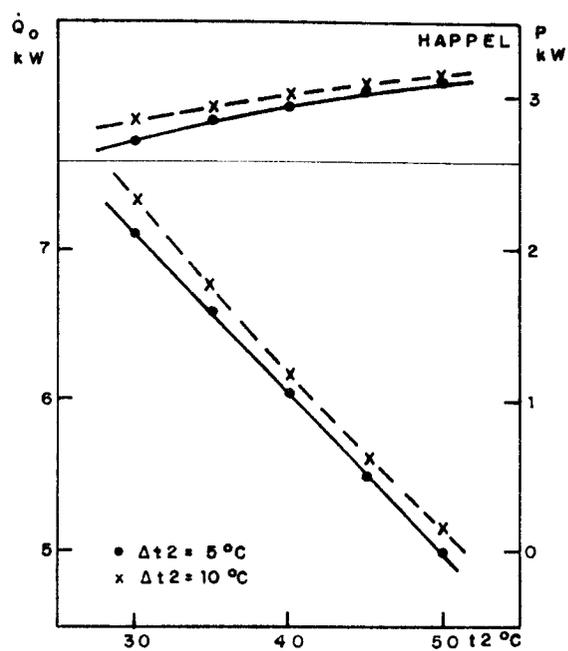
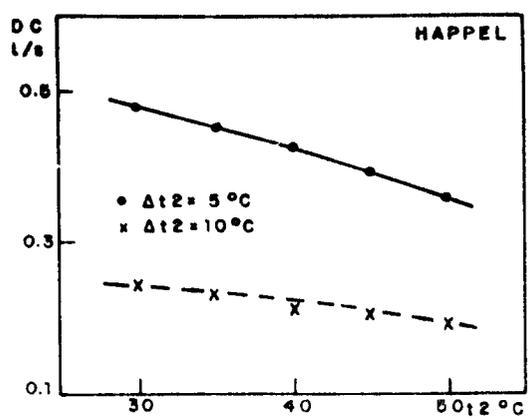
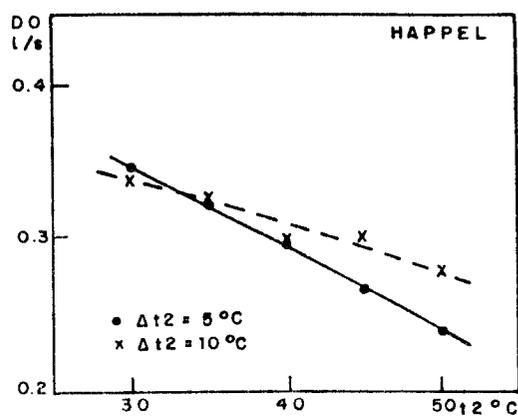


FIG. (7. 33) VARIAÇÃO DE \dot{Q}_0 EM FUNÇÃO DE t_0

FIG. (7.4) VARIACÃO DE \dot{Q}_e EM FUNÇÃO DE t_2 FIG. (7.9) VARIACÃO DE \dot{Q}_o E P EM FUNÇÃO DE t_2 FIG. (7.14) FLUXO DA ÁGUA QUENTE EM FUNÇÃO DE t_2 FIG. (7.19) FLUXO DA ÁGUA FRIA EM FUNÇÃO DE t_2

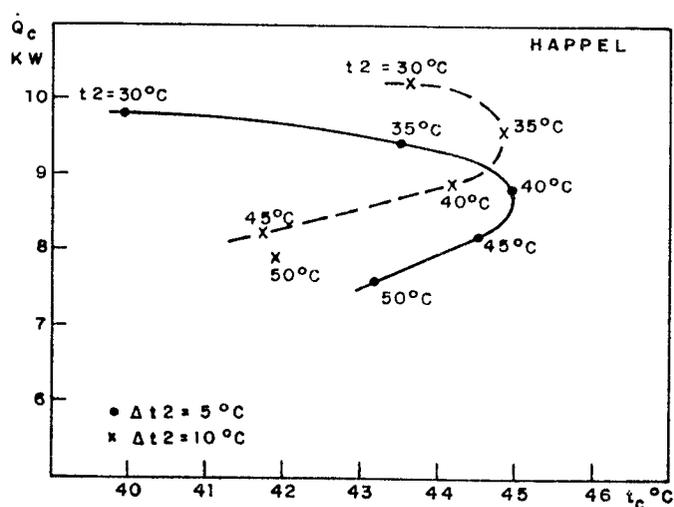


FIG. (7.24) VARIACÃO DE \dot{Q}_c EM FUNÇÃO DE t_c

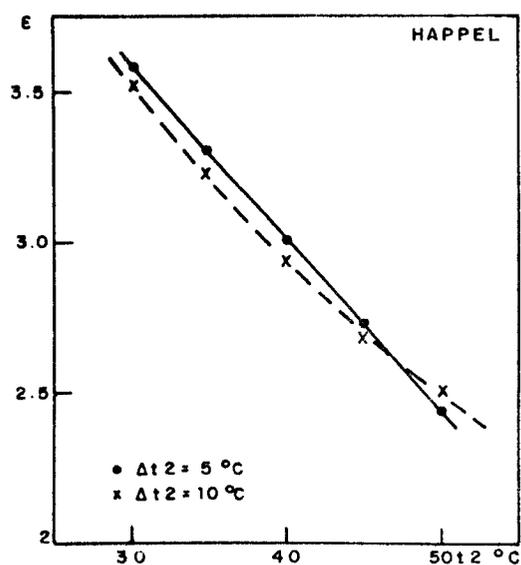


FIG. (7.29) VARIACÃO DE ϵ EM FUNÇÃO DE t_2

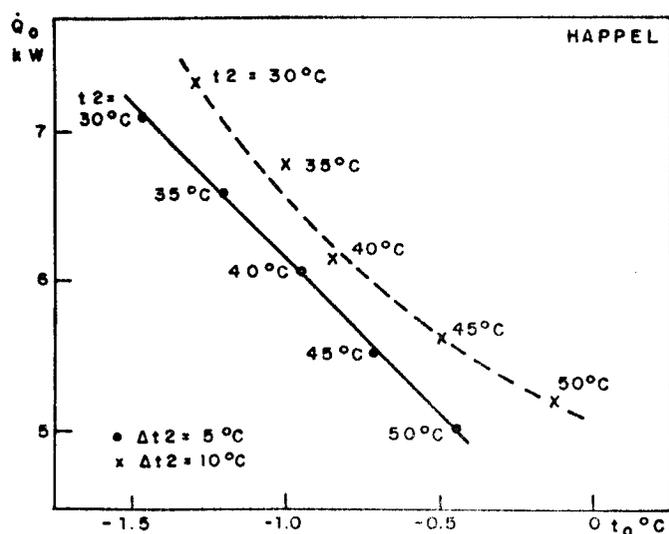


FIG. (7.34) VARIACÃO DE \dot{Q}_0 EM FUNÇÃO DE t_0

Assim, quando ocorre qualquer variação durante sua operação, o sistema procura equilíbrio através das demais variáveis, ou seja, fluxo da água quente (DC), fluxo da água fria (DO) temperatura da água quente t_2 e temperatura da condensação t_c .

Durante os testes, uma das variáveis de controle do sistema foi a temperatura da água operando como fonte quente. Valores crescentes dessa variável produziram sempre, como era de se esperar, uma diminuição do COP (ϵ), como mostram as Figs. 7.28 e 7.29 e uma diminuição da capacidade calorífica (\dot{Q}_c) da bomba de calor, apresentada nas Figs. 7.3 e 7.4.

Nos casos em que Δt_2 foi de 10°C , a capacidade calorífica sempre foi ligeiramente maior, como se esperava, e naturalmente, diminuíram os fluxos de água, como está indicado nas Figs. 7.13, 7.18 e 7.14, 7.19.

A primeira característica especial mencionada anteriormente refere-se à variação da capacidade calorífica (\dot{Q}_c) com a temperatura de condensação (t_c) do fluido refrigerante indicada nas Figs. 7.23 e 7.24. Nota-se que para valores relativamente menores de temperatura da fonte quente (t_2), há uma queda quase linear de Q_c com t_c . Este comportamento parece ser independente da temperatura da fonte quente (t_2). Valores crescentes desta temperatura passam entretanto a influir decisivamente no comportamento da capacidade calorífica. Numa situação extrema, o comportamento inicial de queda da capacidade calorífica é invertido, verificando-se o seu aumento com a temperatura de condensação para os valores superiores de t_2 .

As justificativas para esse comportamento destas bombas de calor podem ser encontradas nos processos que ocorrem no condensador e no compressor. O condensador é um trocador de calor que efetua não somente a condensação do fluido refrigerante mas também o seu desuperaquecimento. À medida em que a temperatura da fonte quente aumenta, o condensador passa a operar cada vez mais como desuperaquecedor. Nesta função, o calor é cedido pelo fluido refrigerante superaquecido, com uma condutância térmica muito menor que a de um fluido condensando. Dessa forma, o processo de desuperaquecimento deve ocupar um espaço crescente no condensador, implicando numa queda sensível da capacidade calorífica do sistema. O compressor, considerando valores crescentes de t_2 que

operem o condensador essencialmente como desuperaquecedor, deve fornecer valores crescentes da temperatura de descarga do fluido refrigerante. Considerando um estado quase uniforme de sucção do fluido refrigerante, o processo de compressão torna-se então cada vez mais irreversível. Para processos essencialmente isobáricos no condensador, a temperatura de condensação do fluido refrigerante tende então a diminuir, como indicado na figura 7.36 para dois valores medidos. Este comportamento está de acordo com a inversão mencionada anteriormente de variação de Q_c com t_c .

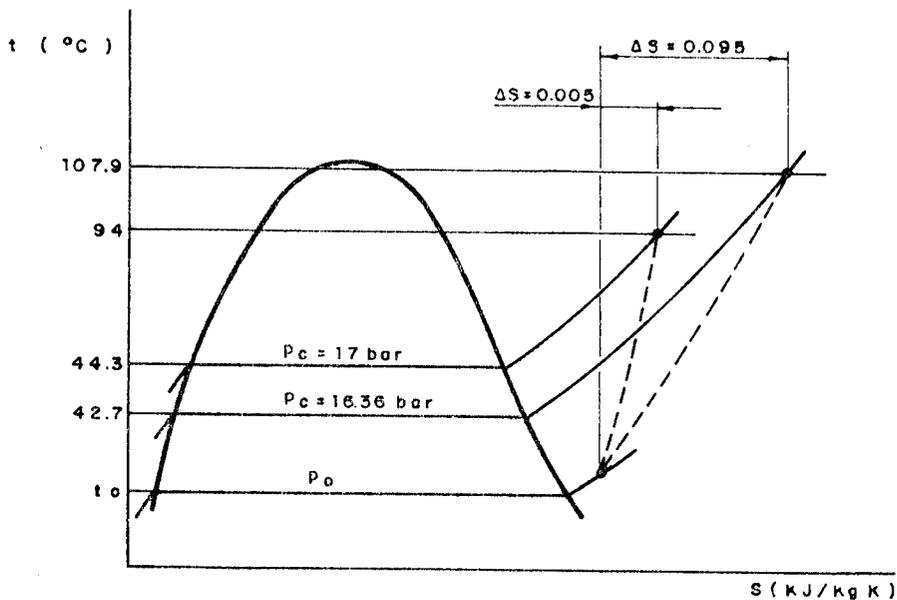


FIG. (7.36) PROCESSOS DE COMPRESSÃO IRREVERSÍVEIS NO DIAGRAMA T-S

Dessa maneira, as curvas de operação do condensador obtidas com estas duas máquinas são típicas daquelas indicadas na literatura [22], para uma dada temperatura de evaporação, até um valor limite da temperatura da fonte quente, em torno de 40°C . Valores maiores desta temperatura ainda podem ser obtidos numa operação em regime permanente destas bombas de calor. Isto entretanto é conseguido através de uma utilização crescente do condensador com a função de desuperaquecedor. Neste modo de operação ele causa, como foi explicado, uma queda sensível da capacidade calorífica da bomba de calor, implicando num COP muito baixo e não recomendável para operação normal.

Com os comentários anteriores e também com os que serão feitos a seguir, pretende-se ressaltar a importância de um projeto adequado do conjunto dos trocadores de calor e do dimen-

sionamento do compressor acoplado a eles numa bomba de calor. O conjunto dos componentes, projetado para uma determinada potência, opera de forma satisfatória numa faixa limitada das temperaturas disponíveis da fonte fria e desejadas da fonte quente. Fora dessas faixas, o equipamento ou fornece resultados de qualidade indesejável ou, numa faixa mais ampla de temperaturas, não consegue operar.

A segunda característica especial mencionada refere-se aos testes em que a temperatura da água da fonte quente sofreu uma elevação de 10°C no condensador. Nos testes mencionados até agora a elevação da temperatura da água aquecida foi de 5°C , com a mesma temperatura de entrada da água no evaporador. Nota-se que essa variação altera essencialmente o processo de troca de calor no condensador, sem alterar praticamente a capacidade calorífica da bomba de calor como as Figs. 7.3 e 7.4 indicam. Mantendo-se este valor quase inalterado, a duplicação da elevação da temperatura da água no condensador causa naturalmente uma diminuição sensível do fluxo de massa de água da fonte quente no condensador como mostrado nas Figs. 7.13 e 7.14. Essa diminuição do fluxo acarreta uma condutância menor para a transferência de calor entre os dois fluidos no condensador. Esse fato, aliado a uma temperatura média mais elevada da água no condensador, solicita uma temperatura do fluido refrigerante mais elevada para um mesmo valor de t_2 . Dessa forma, a potência mecânica do compressor e a capacidade calorífica tendem a ser ligeiramente superiores aos testes anteriores, como indicado nas Figs. 7.8, 7.3 e 7.9, 7.4, e o valor do COP (ϵ) da bomba de calor permanece quase inalterado, como as Figs. 7.28 e 7.29 mostram.

Agora será analisado o comportamento de Q_c em função de t_c . Quando a elevação de t_2 é de 10°C , a curva obtida neste gráfico apresenta uma forma semelhante àquela descrita para a elevação de 5°C . A posição relativa das duas curvas pode ser justificada com base na operação do condensador. Para temperaturas da fonte quente, relativamente menores, o fluido refrigerante fornece calor à água da fonte quente essencialmente através de condensação. Dessa forma, são necessárias diferenças de temperatura (entre o refrigerante e a água da fonte quente) maiores para compensar um fluxo menor de água no condensador devido à menor condutância térmica mencionada. As curvas nessa região deslocam-se assim, a di-

reita das anteriores. Já para as temperaturas da fonte quente maiores, o condensador operou quase exclusivamente como desuperaquecedor, ou seja, o fluido refrigerante cedeu calor à água como gás superaquecido, de modo que as diferenças de temperatura no processo de troca de calor devem ser ainda maiores. As curvas nessa região encontram-se, entretanto, à esquerda das curvas obtidas para a elevação de 5°C da água no condensador. Essa posição relativa não indica todavia que as diferenças de temperatura foram menores no processo de troca de calor. As temperaturas t_c correspondem às temperaturas de condensação do fluido refrigerante no condensador e neste caso não são representativas da temperatura efetiva de troca de calor com a água. Como foi mencionado anteriormente, quando a temperatura do fluido refrigerante na descarga do COMPRESSOR torna-se muito elevada, as irreversibilidades que ocorrem no processo de compressão acabam por determinar uma temperatura de condensação menor. O processo de troca de calor entretanto, ocorre com valores bem maiores da temperatura do refrigerante no processo de desuperaquecimento.

Os resultados dos testes com a bomba de calor Bosch indicaram algumas características especiais motivando a sua apresentação de forma separada nas Figs. 7.5, 7.10, 7.15, 7.20, 7.25, 7.30 e 7.35.

Há dois grupos de dados – um deles inclui temperaturas de evaporação baixas, entre -7 e -9°C e o outro consta de temperaturas de evaporação mais elevadas, entre -2 e -1°C , como indicado na Fig. 7.35.

A operação das bombas de calor foi regulada pelo sistema de controle automático, que permitiu a variação do fluxo de água das fontes fria e quente, enquanto manteve as suas temperaturas constantes, em valores especificados.

Na Fig. 5.5 está indicada a válvula magnética VO, que fecha o retorno da água na posição de abertura máxima, forçando assim um maior fluxo de água no evaporador. Considerem-se, por exemplo, as medições indicadas pelos pontos 5, 6 e 7 na Fig. 7.20.

As posições da válvula VO relativas à abertura máxima foram respectivamente 98,6%, 96,5% e 79,0%. O fluxo de água da fonte fria no evaporador nestes três casos foi de 0,517 ℓ/s ,

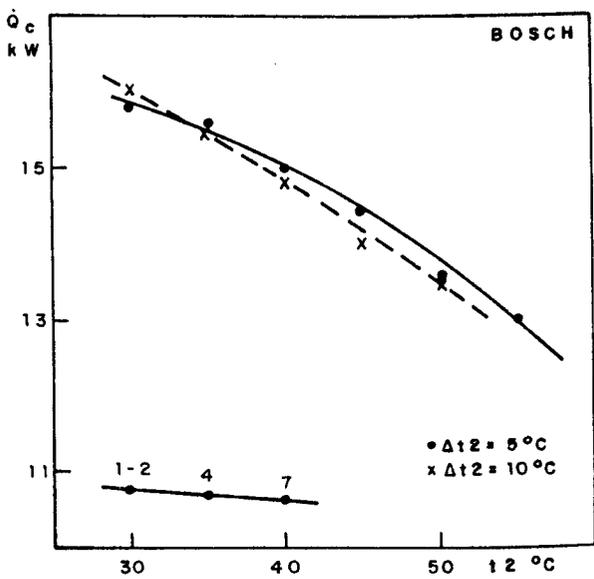


FIG. (7.5) VARIAÇÃO DE \dot{Q}_c EM FUNÇÃO DE t_2

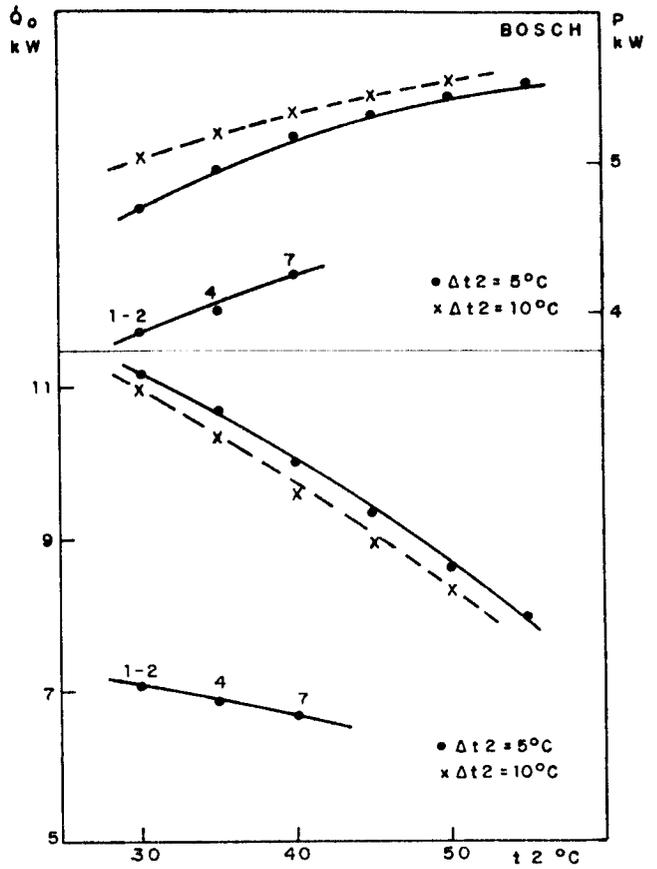


FIG.(7.10) VARIAÇÃO DE \dot{Q}_o E P EM FUNÇÃO DE t_2

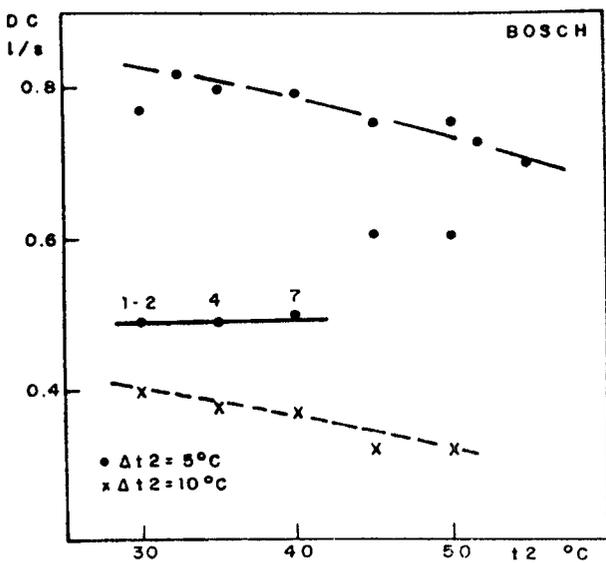


FIG.(7.15) FLUXO DE ÁGUA QUENTE EM FUNÇÃO DE t_2

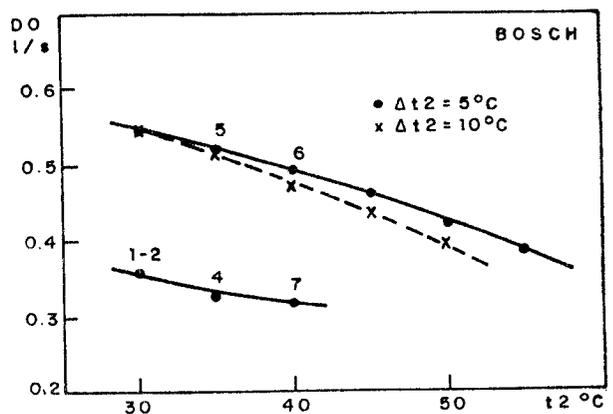


FIG.(7.20) FLUXO DE ÁGUA FRIA EM FUNÇÃO DE t_2

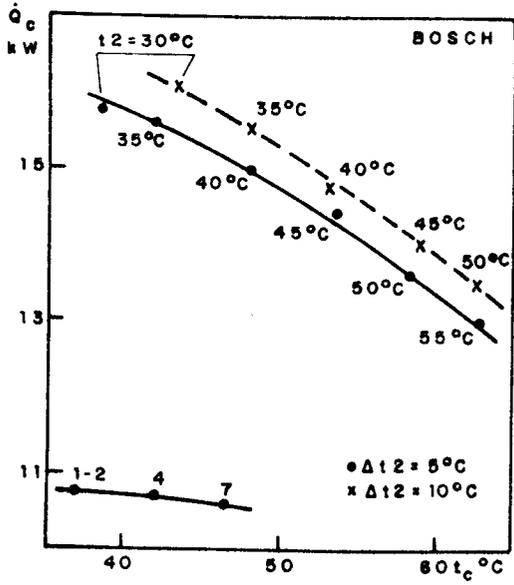


FIG. (7. 25) VARIACÃO DE \dot{Q}_c EM FUNÇÃO DE t_c

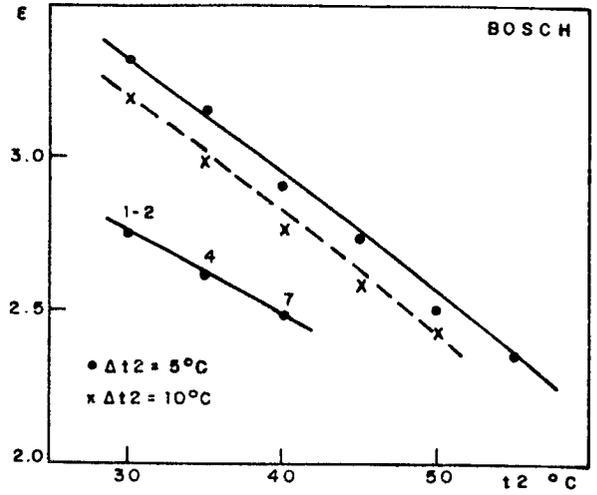


FIG. (7. 30) VARIACÃO DE ϵ EM FUNÇÃO DE t_2

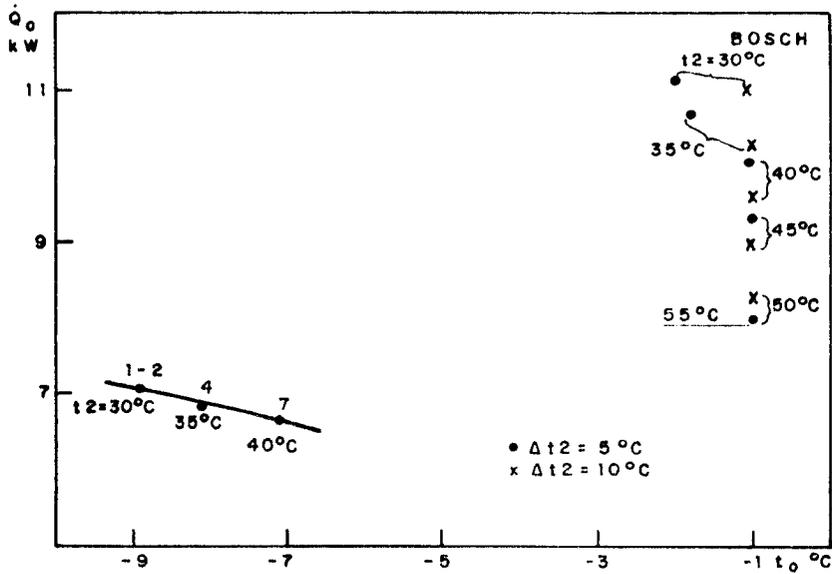


FIG. (7. 35) VARIACÃO DE \dot{Q}_o EM FUNÇÃO DE t_o

0,493 l/s e 0,32 l/s, respectivamente.

Durante os testes desta bomba de calor, alguns pontos de operação estável (durante uma hora) foram obtidos com posições relativamente fechadas da válvula VO. Nestes casos, o fluxo de água da fonte fria foi reduzido. Devido à mesma variação da temperatura dessa fonte em todos os testes, a carga térmica no evaporador nestes testes foi relativamente reduzida, implicando num fluxo pequeno de refrigerante através da bomba de calor. Nesta condição, o coeficiente global de transferência de calor no evaporador diminui, causando uma diminuição da temperatura e pressão de evaporação, assim como uma menor capacidade de refrigeração. Este comportamento é conhecido na literatura [22] como "starved evaporator", cujo efeito no evaporador está indicado na Fig. 7.53. À medida em que o fluxo de água no evaporador aumenta, cresce a carga frigorífica e a temperatura de evaporação também, até que a condição normal de operação do evaporador seja atingida.

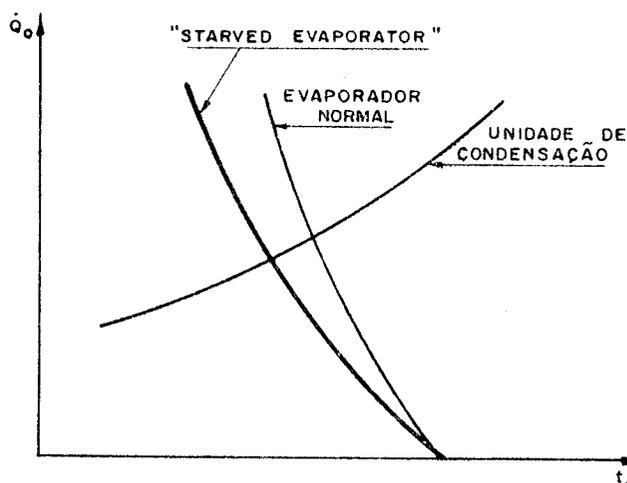


FIG. (7. 53) CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DO "STARVED EVAPORATOR"

Em todos os testes, o aumento da temperatura da água no condensador, era selecionado como sendo de 5°C ou de 10°C , com uma tolerância de $\pm 1^{\circ}\text{C}$. Os valores medidos desse aumento apresentaram, nesta bomba de calor, menor uniformidade do que nas demais. Por esta razão, a variação ($DC \times t_2$) neste caso, mostrada na Fig. 7.15, apresenta um comportamento não tão definido como aquele das outras bombas de calor.

As demais figuras indicam um comportamento bastante análogo àquele observado nas figuras correspondentes das outras bom-

bas de calor. Cabe apenas ressaltar nestas figuras os pontos 1-2, 4 e 7 correspondentes às baixas temperaturas de evaporação, em comparação com os demais pontos. Observa-se que as capacidades frigorífica e de aquecimento, assim como a potência mecânica de compressão são menores. De acordo com o que foi mencionado anteriormente, estes pontos foram obtidos através da atuação no sistema de controle do fluxo de água no evaporador, indicado no gráfico de $(DO \times t^2)$ na Fig. 7.20. O coeficiente de desempenho (ϵ) também é menor neste caso, como era de se esperar, indicando desta maneira que a diminuição da potência de compressão da bomba de calor é proporcionalmente menor que a queda da capacidade de aquecimento. Estes resultados confirmam novamente a importância do projeto adequado do conjunto dos componentes de uma bomba de calor. Neste caso, a variação da temperatura do refrigerante no evaporador ultrapassou os limites adequados para este componente, afetando o desempenho de todo o equipamento. Assim, resalta-se novamente que uma determinada bomba de calor opera de modo eficaz numa faixa limitada dos estados tanto do fluido refrigerante do ciclo frigorífico de compressão de vapor, quanto dos fluidos que constituem as fontes fria e quente.

7.2. EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DAS BOMBAS DE CALOR E DE ALGUNS PROCES- SOS

Será feita agora uma apresentação dos resultados obtidos com base na análise da segunda lei da termodinâmica. Neste sentido, as máquinas podem ser classificadas com base na eficiência definida a seguir.

7.2.1. Eficiência exergética das bombas de calor

A eficiência exergética das bombas de calor é definida por:

$$\eta_{ex} = \frac{\text{exergia obtida}}{\text{exergia aplicada}} = \frac{\text{exergia obtida pela fonte quente no cond.}}{\text{potência elétrica consumida}}$$

A exergia obtida pela fonte quente no condensador pode ser expressa por:

$$E_c = \left(\frac{T_c - T_a}{T_c} \right) Q_c \quad (7.1)$$

onde T_c é a temperatura da fonte quente no condensador, e T_a é a temperatura ambiente.

Assim,

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_c}{P} \left(\frac{T_c - T_a}{T_c} \right) = \epsilon \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \quad (7.2)$$

onde \dot{Q}_c e P indicam respectivamente a taxa de ganho de calor da fonte quente e a potência elétrica consumida.

Como a temperatura da água aquecida no circuito do condensador não é constante, variando entre T_2 e T_3 , considera-se como T_c a temperatura média termodinâmica das temperaturas T_2 e T_3 (Apêndice 5):

$$T_c = \frac{T_3 - T_2}{\ln \frac{t_3 + KK}{t_2 + KK}} \quad (7.3)$$

onde $KK = 273,15K$

Os valores medidos da eficiência exergética das bombas de calor foram obtidos utilizando-se a temperatura média termodinâmica da água fria como temperatura ambiente:

$$T_a = \frac{T_0 - T_1}{\ln \frac{t_0 + KK}{t_1 + KK}} \quad (7.4)$$

Para verificar a influência da temperatura ambiente na eficiência

exergética, foi assumida a relação

$$T_a = (t_a + KK) \quad K$$

onde foram adotados os seguintes valores para t_a : +20; +10; 0; -10; -12; -15 e -20°C.

Os resultados demonstram claramente a influência da temperatura ambiente na eficiência exergética da bomba de calor. Considerando-se uma temperatura fixa (t_2) da água na entrada do condensador, nas Figs. 7.37 a 7.44, nota-se que quanto menor a temperatura ambiente, tanto maior será o valor da eficiência exergética, devido à maior parcela da exergia obtida pela fonte quente no calor total trocado no condensador. Nestas figuras a linha tracejada indica os valores experimentais obtidos.

A eficiência exergética depende do produto de dois termos (Eq. 7.2): o coeficiente de desempenho (ϵ) e o termo $(1 - \frac{T_a}{T_c})$. Já foi mencionado (Figs. 7.26 a 7.30) que o coeficiente de desempenho (ϵ) das bombas de calor diminui com o aumento da temperatura da água (t_2). Este termo é preponderante na variação da eficiência exergética para os valores relativamente menores da temperatura ambiente, como as Figs. 7.38 a 7.44 mostram. Para valores da temperatura ambiente (t_a) maiores, a influência do termo $(1 - T_a/T_c)$ passa a ser decisiva, aumentando a eficiência exergética com a temperatura da água aquecida (t_2).

A temperatura ambiente na qual começa aumentar a eficiência exergética pode ser determinada diretamente das Figs. 7.46 a 7.50 e 7.52. Ela corresponde à temperatura em que as linhas representando a eficiência exergética em função da temperatura ambiente para cada temperatura constante da água (t_2) se cruzam.

A bomba de calor Schäfer FC 20 apresenta um comportamento diferente. A eficiência exergética dela (Fig. 7.37) aumenta para toda a faixa considerada da temperatura ambiente e da água aquecida. A Fig. 7.45 justifica este comportamento: a temperatura ambiente onde começa aumentar a eficiência exergética seria -25°C.

O comportamento da bomba de calor Bosch será descrito ,

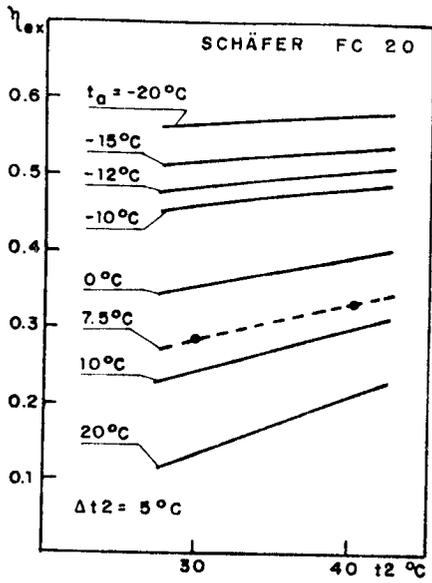


FIG.(7.37) EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR EM FUNÇÃO DE t_2

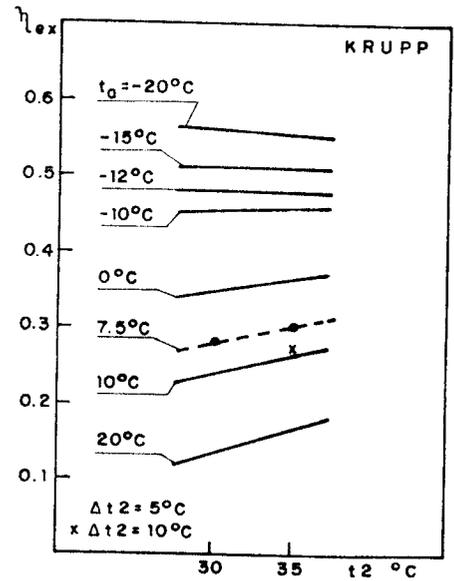


FIG.(7.38) EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR EM FUNÇÃO DE t_2

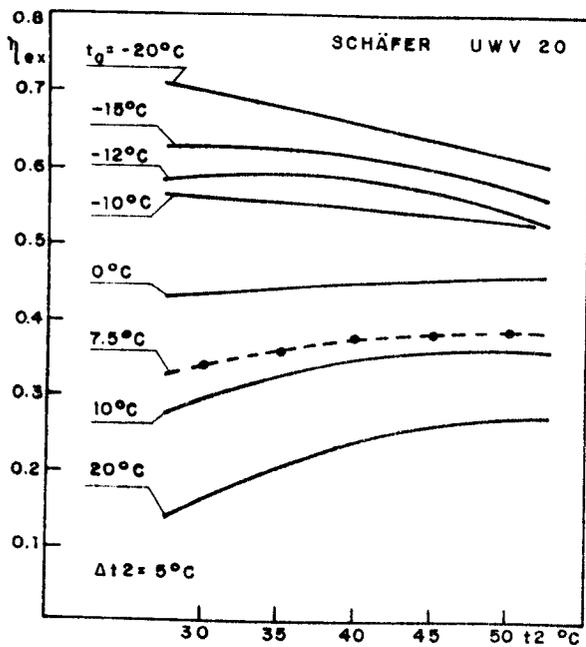


FIG.(7.39) EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR EM FUNÇÃO DE t_2

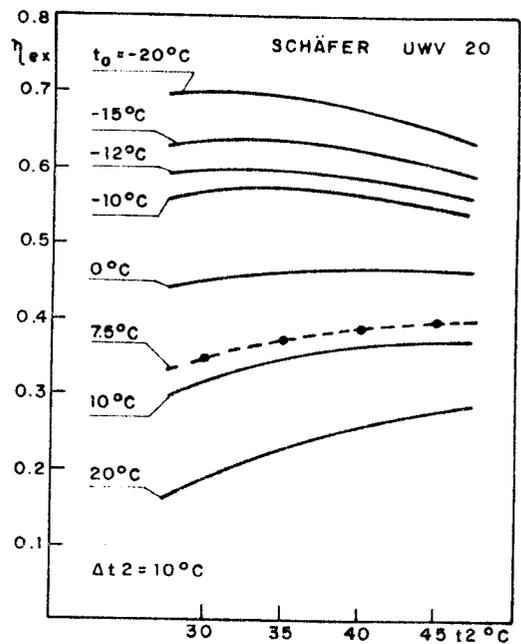


FIG.(7.40) EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR EM FUNÇÃO DE t_2

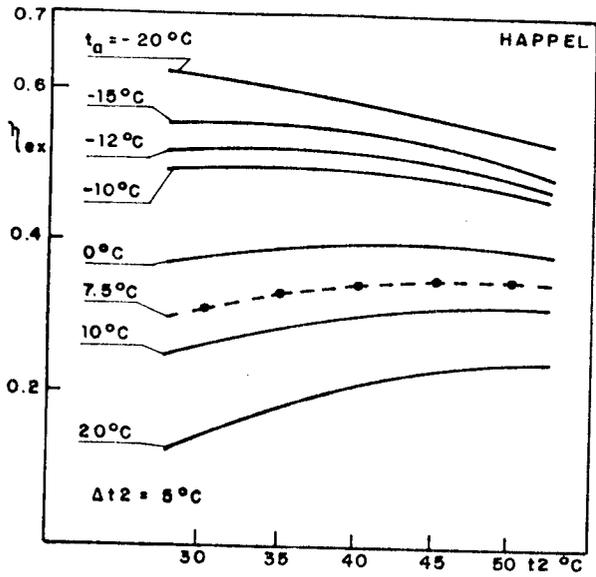


FIG.(7.41) EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR EM FUNÇÃO DE t_2

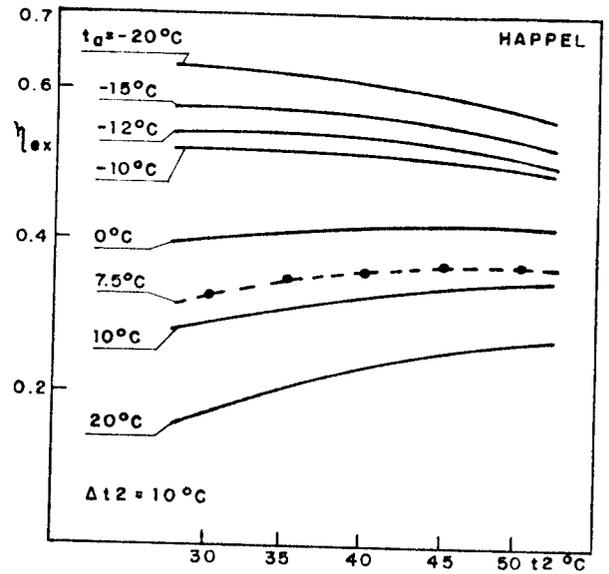


FIG.(7.42) EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR EM FUNÇÃO DE t_2

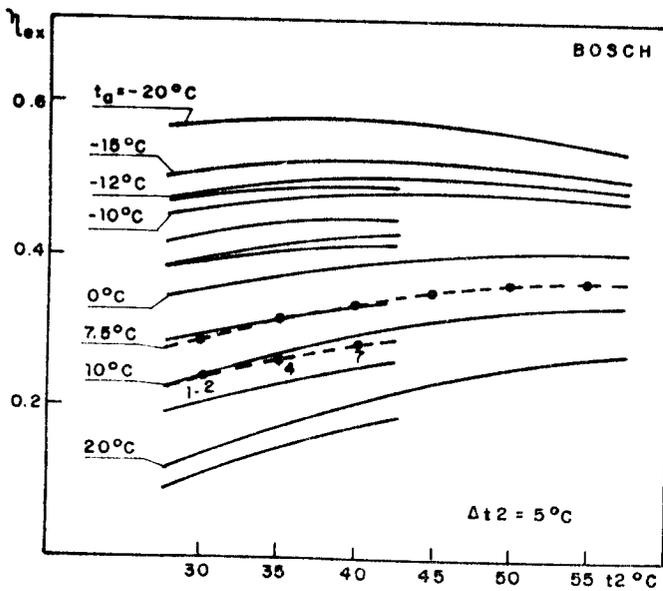


FIG.(7.43) EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR EM FUNÇÃO DE t_2

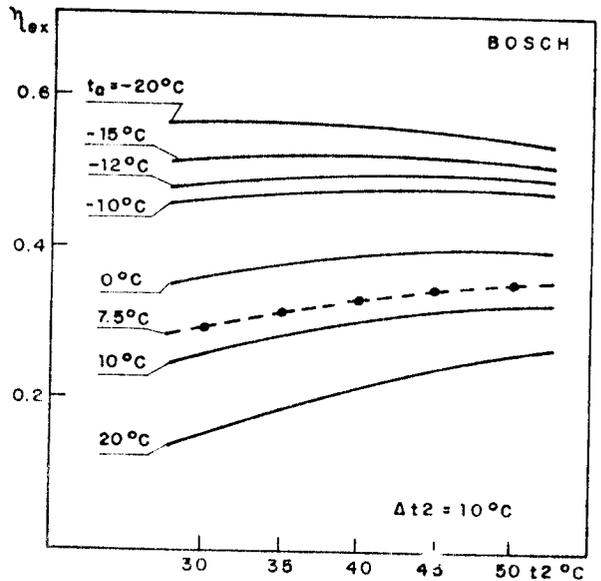


FIG.(7.44) EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR EM FUNÇÃO DE t_2

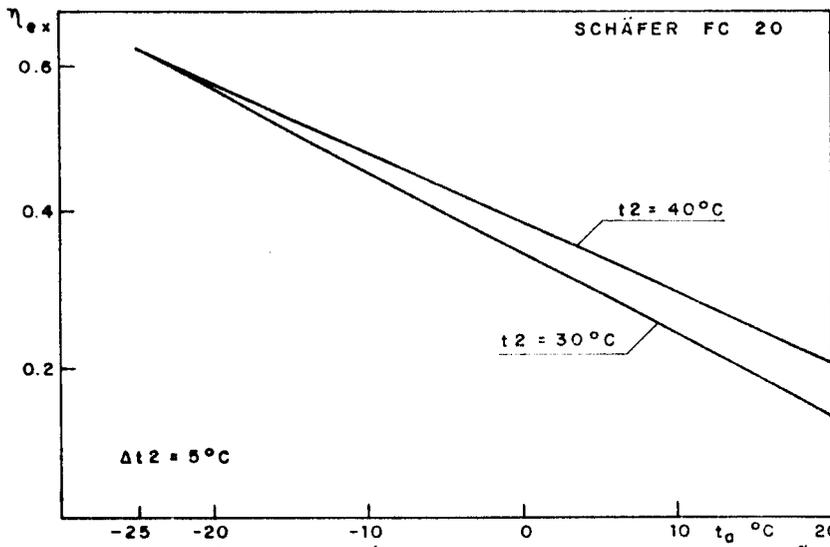


FIG. (7.45) EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR EM FUNÇÃO DE t_a

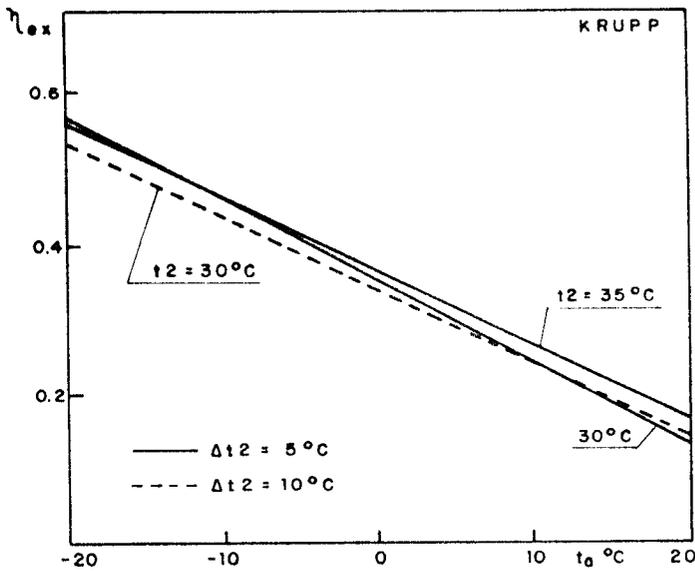


FIG.(7.46) EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR EM FUNÇÃO DE t_a

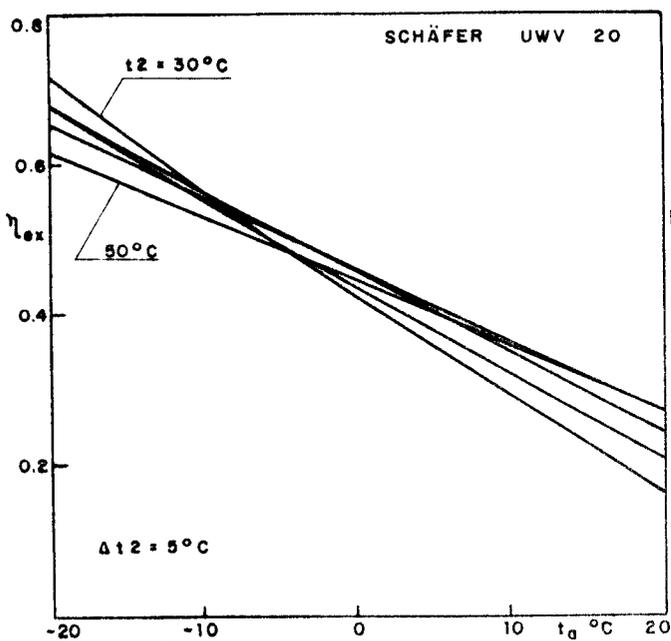


FIG.(7.47) EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR EM FUNÇÃO DE t_a

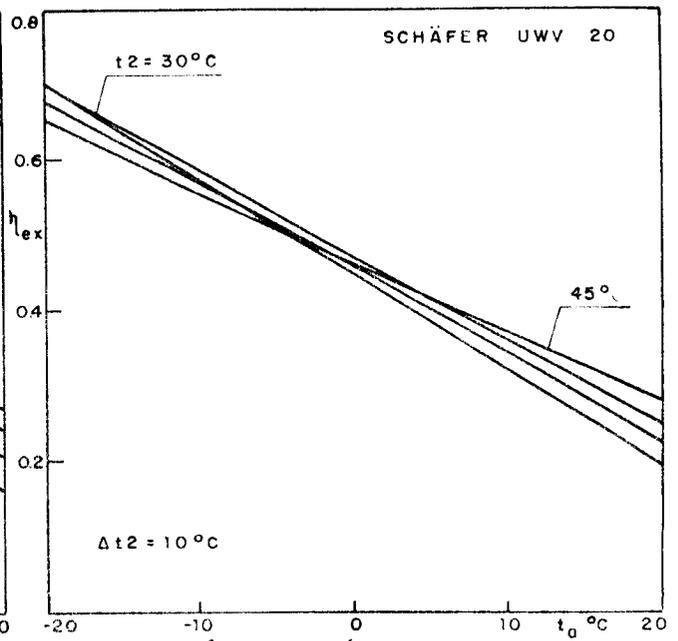


FIG.(7.48) EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR EM FUNÇÃO DE t_a

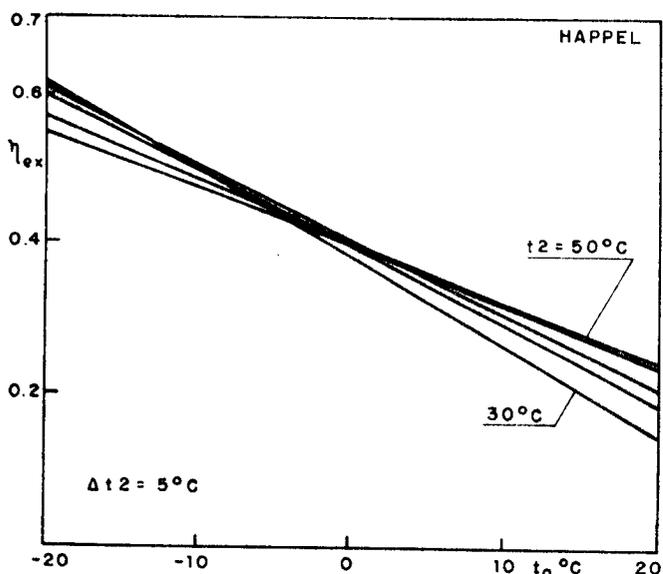


FIG.(7.49) EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR EM FUNÇÃO DE t_a

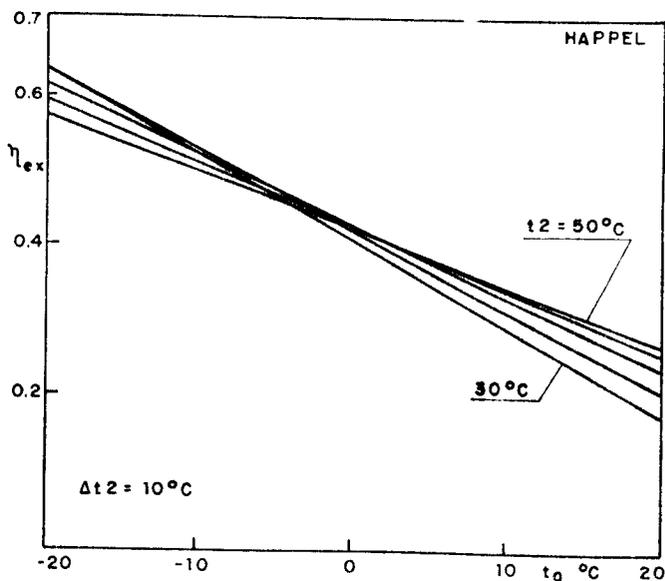


FIG.(7.50) EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR EM FUNÇÃO DE t_a

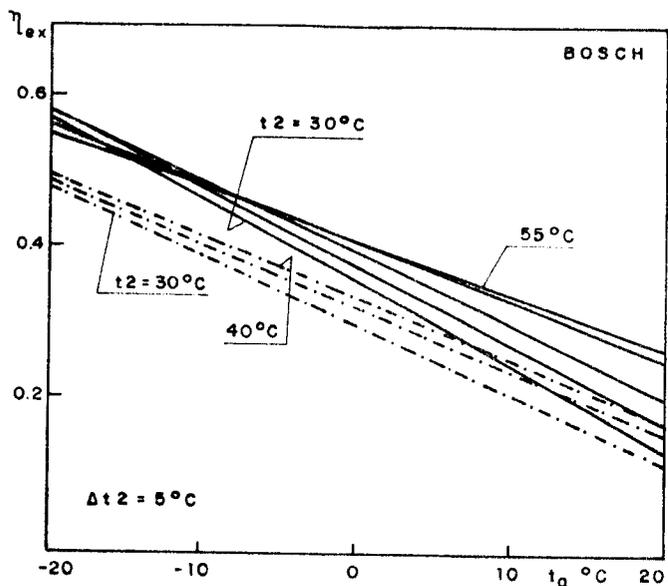


FIG.(7.51) EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR EM FUNÇÃO DE t_a

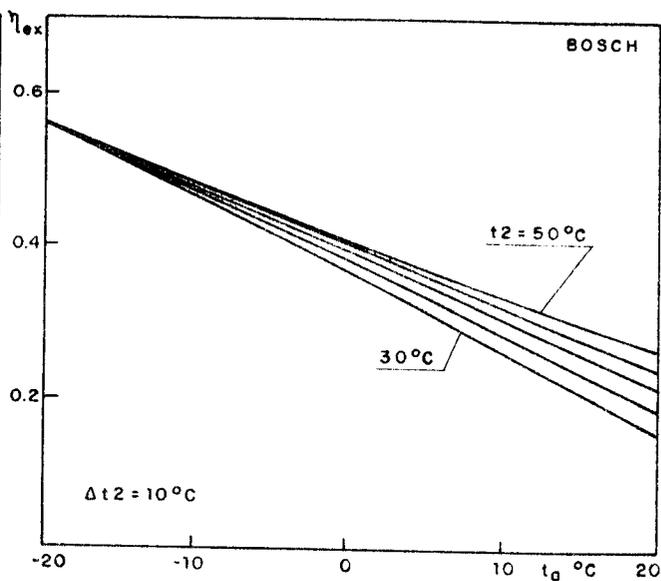


FIG.(7.52) EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DA BOMBA DE CALOR EM FUNÇÃO DE t_a

aqui também, considerando dois grupos de dados apresentados nas Figs. 7.43 e 7.51.

Na Fig. 7.51 as linhas pontilhadas são representativas das baixas temperaturas de evaporação, indicadas pelos pontos 1-2, 4, 7 na Fig. 7.43. No primeiro grupo estão os resultados das medições 1-2, 4 e 7, com temperaturas de evaporação mais baixas, e os resultados das demais medições formam o outro grupo. A eficiência exergética do primeiro grupo apresenta um comportamento análogo àquele indicado nas Figs. 7.37 e 7.45 para a bomba de calor Schäfer FC 20. O segundo grupo de dados, tanto para $\Delta t_2=5^\circ\text{C}$ quanto para $\Delta t_2=10^\circ\text{C}$ indica resultados análogos aos das demais bombas de calor.

Nota-se ainda que para um valor fixo da temperatura ambiente, a variação da temperatura da água no circuito do condensador, sendo de $\Delta t_2=5^\circ\text{C}$ ou de $\Delta t_2=10^\circ\text{C}$, influenciou muito pouco a eficiência exergética do processo de aquecimento, como as Figs. 7.46 a 7.52 mostram.

7.2.2. Análise exergética de alguns processos

Durante os testes experimentais apenas duas bombas de calor foram suficientemente instrumentadas de forma a tornar possível a análise exergética do processo de troca de calor no condensador e de compressão do fluido refrigerante.

No condensador a taxa de perda de exergia devida à transferência de calor do fluido refrigerante para água aquecida pode ser expressa por:

$$\Delta \dot{E}_p = \dot{Q}_c T_a \left(\frac{1}{T_{ma}} - \frac{1}{T_{mR}} \right) \quad (7.5)$$

Essa taxa pode ser adimensionada através da potência elétrica consumida pelo compressor. O resultado obtido para as bombas de calor Schäfer UWV 20 e FC 20 estão indicados nas Figs. 7.54 e 7.55. Nota-se que as perdas são relativamente menores para os valores mais elevadas da temperatura da água pelas seguintes razões: a perda de exergia devida ao calor trocado em níveis mais altos de temperatu

ra é menor e ao mesmo tempo a potência consumida pelo compressor é maior. Nota-se além disso, na Fig. 7.54, que a variação medida do aumento da temperatura da água no condensador praticamente não influenciou estes resultados.

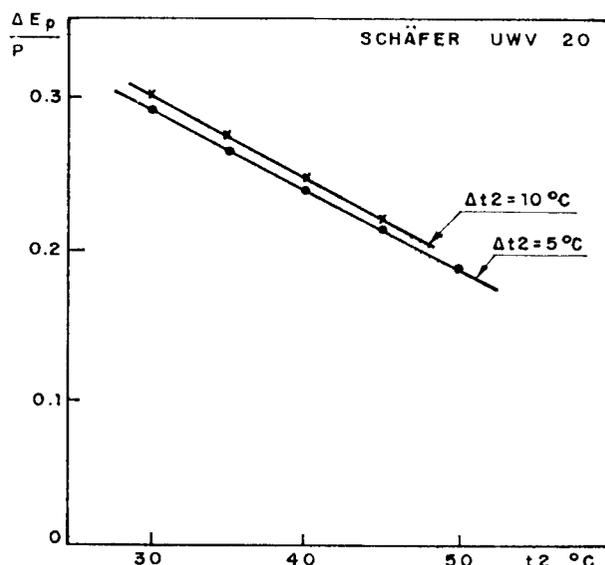


FIG. (7.54) PERDA ADIMENSIONAL DE EXERGIA NO CONDENSADOR

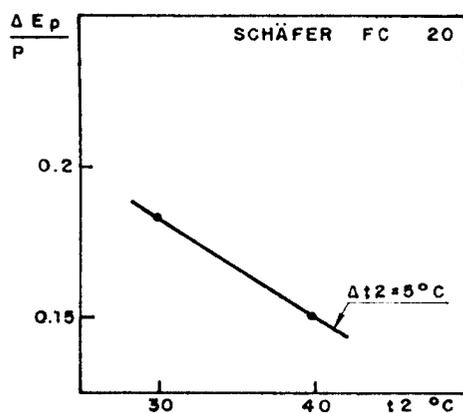


FIG. (7.55) PERDA ADIMENSIONAL DE EXERGIA NO CONDENSADOR

Foi tentado também uma análise semelhante para o processo de compressão destas duas bombas de calor. Neste caso a perda específica de exergia do fluido refrigerante no processo de compressão pode ser expressa por: $\Delta e_p = T_0 \Delta s$. Essa perda pode ser adimensionada pela diferença de entalpia do refrigerante no mesmo processo. As propriedades do fluido refrigerante na sucção e na descarga do processo de compressão foram aproximadas através das

temperaturas de sucção e descarga e das pressões de evaporação e condensação. Estes valores foram obtidos apenas para as mesmas duas bombas de calor. Os resultados obtidos neste caso indicam entretanto que, uma variação de apenas 1% no cálculo da diferença mencionada de entalpias do fluido refrigerante causa uma variação 7 vezes maior no coeficiente adimensional de perdas exergéticas. Devido à aproximação utilizada na avaliação das propriedades considerou-se que os resultados obtidos não permitem interpretação.

CAPÍTULO 8

CONCLUSÕES

Os testes concluídos com as 5 bombas de calor demonstraram em vários aspectos uma concordância significativa, com resultados esperados na maioria dos casos. Os parâmetros medidos e aqueles calculados são apresentados em função da temperatura da água aquecida (t_2), das temperaturas de condensação (t_c) e evaporação (t_o) do fluido refrigerante, e da temperatura ambiente (t_a).

Todas as bombas de calor mostraram uma queda de capacidade calorífica com o aumento da temperatura da água aquecida (t_2) e da temperatura de condensação (t_c). Duas bombas de calor demonstraram um comportamento não esperado. Com o aumento da temperatura da água aquecida (t_2) até $\approx 40^\circ\text{C}$, diminuiu a capacidade calorífica (\dot{Q}_c), e aumentou a temperatura de condensação (t_c). Aumentando ainda mais a temperatura da água aquecida, a temperatura de condensação diminuiu e a capacidade calorífica também. Este fato pode ser explicado pela ineficiente utilização do condensador como desuperaquecedor e pelo aumento da entropia no processo de compressão.

Como já foi mencionado, este resultado chama atenção especial para o projeto adequado da unidade condensadora, considerando as faixas de temperatura da fonte quente e da fonte fria. As duas bombas de calor conseguiram trabalhar até temperaturas da água aquecida mais elevadas, mas com um COP muito baixo.

O coeficiente medido de desempenho das bombas de calor diminuiu rapidamente com a temperatura da água aquecida, mas não variou muito em função de Δt_2 , embora tenha sempre apresentado um valor menor para $\Delta t_2 = 10^\circ\text{C}$.

Utilizando o conceito de exergia foi definida a eficiência exérgica das bombas de calor, considerando a temperatura média termodinâmica da água fria, medida, como a temperatura ambiente. Para verificar a influência da temperatura ambiente na eficiência exérgica, foram tomados arbitrariamente vários valores co

mo temperatura ambiente. Nos casos medidos, a eficiência exergética η_{ex} sempre aumentou com a temperatura da água aquecida, considerando a temperatura média termodinâmica da água resfriada, como a temperatura ambiente. Em todos os casos calculados η_{ex} diminuiu em função de t_2 somente para valores da temperatura ambiente menores que 0°C , exceto para uma bomba de calor, que demonstra este comportamento apenas quando $t_a < -25^\circ\text{C}$.

Na faixa de valores medidos, verificou-se uma influência pequena tanto da temperatura da água aquecida, t_2 , quanto da sua variação no condensador, Δt_2 , nos valores medidos da eficiência exergética.

BIBLIOGRAFIA

- [1] HEAP, R.D. - Heat Pumps. Halstead Press Book. Editora E. & F. N. SPON Ltd. London, 1979.
- [2] v. CUBE, H.L., STEIMLE, F. - Wärmepumpen. Editora VDI - Verlag, GmbH, 1978.
- [3] BISCHOFF: Impuls-/Analog-Wandler. Technische Unterlagen Fa. Solarin, Nürnberg (1980).
- [4] ABELSON, H.I., HOROVITZ, J.S. - Thermodynamic analysis of a metal-hydride heat pump. Journal of Energy, vol. 5, no.4, july-august 1981, p. 237-243.
- [5] ASHRAE Handbook: 1980 Systems. American Society of Heating , Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., EUA.
- [6] STULGYS, J.P. - Bomba térmica, uma contribuição à conservação de energia. ABRAVA, maio 1980, p. 32-44, junho 1980 , p. 34-50, julho 1980, p. 42-50, agosto 1980, p. 32-42.
- [7] BLANCO, H.P., GROSSMAN, G. - Cycle and performance analysis of absorption heat pumps for waste heat utilization. Oak Ridge National Laboratory (EUA). Relatório no. ORNL/TM-7852, 1981.
- [8] Anonym: Amortisation. Clima Commerce International, N°6, 1980, p. 51.
- [9] BLANCO, H.P. - Heat pump concepts for industrial use of waste heat. Oak Ridge National Laboratory (EUA). No. ORNL/TM-7655, 1981.
- [10] HEYDEN, L. VAN - Gas-Kompressions-wärmepumpen mit stationären Motoren und Entwicklung von Gaswärmepumpen auf der Basis von Pkw - Serien-motoren. Wärmepumpentechnologie Band IV, p. 13-16, Vulkan-Verlag. Essen, 1979.

- [11] PAUL, J., PFEIFFENBERGER, U., REICHELT, J., TOLLE, A. -
Forschungsbericht ET 5134 A Energieforschung und
Energietechnologien, februar, 1980.
- [12] HANDROCK, W. - Betriebsergebnisse der Gaswärmepumpenanlage
des Sportzentrums Paderborn, Wärmepumpentechnologie Band
IV. p. 79-84, Vulkan-Verlag. Essen, 1979.
- [13] LATHAM, A. Jr. - Compression distillation. Mechanical
Engineering, março 1946, p. 221-224.
- [14] AURACHER, H. - Exergie, Anwendung in der Kältetechnik. Ed.
Verlag C.F. Müller, Karlsruhe, 1980
- [15] BOSNJAKOVIĆ, F. - Technische Thermodynamik, Dresden u Leipzig:
Th Steinkopf, 1943.
- [16] RANT, Z. - Exergie, ein neues Wort für "technische
Arbeitsfähigkeit" Forsch. Ing. Wesen, 22, p. 36-37, 1956.
- [17] TRIPP, W. - Second-law analysis of compression refrigeration
systems. ASHRAE Journal, January 1966, p. 49-57, 66.
- [18] ASHRAE Handbook of Fundamentals, 1981.
- [19] PLANCK, R. - Handbuch der Kältetechnik. Vol. 4. Ed. Springer
Verlag, 1956.
- [20] DOSSAT, R.J. - Princípios de Refrigeração. Ed. Hemus, SP ,
1980.
- [21] BAEHR, H.D. - Thermodynamik, 4. Auflage, Springer Verlag,
1978.
- [22] STOECKER, W.F. - Refrigeration and Air Conditioning, McGraw
Hill, 1958.
- [23] TOLLE, A. - Modifikationen des Kältemittelkreislaufes einer
Kompressionswärmepumpe bei konstanten äusseren
Bedingungen Fotodruck, Aachen, 1982.

APÊNDICE 1

IRREVERSIBILIDADES NO CICLO BÁSICO

Cálculo para determinar os efeitos das irreversibilidades no ciclo básico e comparação dos resultados com os dados do ciclo de Carnot.

Foram fixados os seguintes valores típicos de operação:

- temperatura da fonte de calor $T_F = 10^\circ\text{C} = 283,15 \text{ K}$
- temperatura do meio de aquecimento $T_\Lambda = 40^\circ\text{C} = 313,15 \text{ K}$
- capacidade de aquecimento $\dot{Q}_c = 10 \text{ kW}$
- temperatura de evaporação $T_o = 5^\circ\text{C} = 278,15 \text{ K}$.

Considera-se que a temperatura da fonte de calor é igual à temperatura ambiente, $T_a = T_F = 10^\circ\text{C} = 283,15 \text{ K}$.

Considera-se como fluido de trabalho o refrigerante R-12 e suas propriedades termodinâmicas foram tomadas das tabelas da ref. [19], indicadas no Apêndice 3.

Comparação entre o ciclo de Carnot e o ciclo básico pela 1ª lei.

Para o ciclo de Carnot (Fig. 4.2) fluxo de massa de refrigerante:

$$\dot{m}_R = \dot{Q}_c / (h_2 - h_3) = 10 / (367,146 - 238,539) = 7,776 \cdot 10^{-2} \quad \text{kg/s}$$

O fluxo de calor retirado da fonte de calor:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_R (h_1 - h_4) = 7,776 \cdot 10^{-2} (352,97 - 236,683) = 9,042 \quad \text{kW}$$

A potência consumida:

$$P_c = \dot{Q}_c - \dot{Q}_o = 10 - 9,042 = 0,958 \quad \text{kW}$$

O coeficiente de desempenho

$$\epsilon_c = \dot{Q}_c / P_c = 10 / 0,958 = 10,44$$

Para o ciclo básico

$$\dot{m}_R = \dot{Q}_C / (h_2 - h_3) = 10 / (373,006 - 243,659) = 7,731 \cdot 10^{-2} \quad \text{kg/s}$$

$$\dot{Q}_O = \dot{m}_R (h_1 - h_4) = 7,731 \cdot 10^{-2} (353,600 - 243,659) = 8,501 \quad \text{kW}$$

$$P_b = \dot{Q}_C - \dot{Q}_O = 10 - 8,501 = 1,499 \quad \text{kW}$$

$$c = \dot{Q}_C / P_b = 10 / 1,499 = 6,67$$

O aumento da potência consumida no ciclo básico em relação ao ciclo de Carnot:

$$\Delta P_t = P_b - P_c = 1,499 - 0,958 = 0,541 \quad \text{kW}$$

A seguir determina-se pela 2.^a lei, e com base na exergia, como esta perda total (ΔP_t) se distribui entre as diversas irreversibilidades, no ciclo básico.

Transferência de calor irreversível no evaporador

Considera-se uma diferença de temperatura de $\Delta T = 5\text{K}$ no evaporador, com a qual a temperatura de evaporação é:

$$T_O = T_F = \Delta T = 283,15 - 5 = 278,15 \text{ K}$$

A perda termodinâmica, isto é, o aumento da potência consumida provocada pela transferência de calor irreversível no evaporador é, segundo a eq. (4.15),

$$\begin{aligned} \Delta P_{ev} = \Delta \dot{E}_{ev} &= (T_F \Delta T / (T_F T_O)) \dot{Q}_O = (\Delta T / T_O) \dot{Q}_O = \\ &= (5 / 278,15) \cdot 8,501 = 0,153 \quad \text{kW} \end{aligned}$$

Transferência de calor irreversível no condensador

Considerando-se a mesma diferença de temperatura no condensador, $\Delta T = T_C - T_A = 5\text{K}$, a temperatura de condensação será

$$T_C = T_A + \Delta T = 313,15 + 5 = 318,15\text{K}$$

Durante o processo, ($2'-2^0$), a transferência de calor ocorre com uma diferença de temperatura maior e variável.

A temperatura média efetiva do refrigerante no condensador (T_c) calcula-se da seguinte equação:

$$\dot{Q}_c = \bar{T}_c (s_{2'} - s_{3'}) \dot{m}_R,$$

de onde:

$$\bar{T}_c = \dot{Q}_c / (s_{2'} - s_{3'}) \dot{m}_R = 10 / (1,5522 - 1,14575) (7,731 \cdot 10^{-2}) =$$

$$= 318,236 \quad \text{K}$$

Desse modo, a diferença média efetiva de temperatura será

$$\Delta \bar{T}_c = \bar{T}_c - T_A = 318,236 - 313,15 = 5,086 \quad \text{K}$$

Aplicando-se agora a eq. (4.15), o aumento de potência, por causa da irreversibilidade no condensador será

$$\Delta P_{\text{cond}} = (T_F \Delta \bar{T}_c / T_c \cdot T_A) \dot{Q}_c = 10 \cdot 278,15 \cdot 5,086 / 318,236 \cdot 313,15 =$$

$$= 0,142 \quad \text{KW}$$

Irreversibilidade na válvula de expansão

Para o processo de estrangulamento na válvula de expansão ($3'-4'$ na Fig 4.2), aplica-se o balanço de fluxo de exergia, eq. (4.17):

$$\Delta \dot{E}_{ve} = \dot{m}_R (e_{3'} - e_{4'}) + \dot{E}_h + P \quad \text{kW}$$

Substituindo-se as exergias específicas segundo a eq. (4.12)

$$\Delta e_{ve} = e_{3'} - e_{4'} = (h_{3'} - h_a - T_a (s_{3'} - s_a)) - (h_{4'} - h_a - T_a (s_{4'} - s_a)) \quad \text{kJ/kg}$$

O processo de estrangulamento é isentálpico,

$h_{3'} = h_{4'}$ e assim:

$$\Delta c_{ve} = T_a (s_{4'} - s_{3'}) \quad \text{kJ/kg}$$

Para o fluxo da massa $\dot{m}_{R'}$, o aumento da potência consumida \hat{c} :

$$\begin{aligned} \Delta P_{ve} = \Delta \dot{E} &= \dot{m}_{R'} T_a (s_{4'} - s_{3'}) = 7,731 \cdot 10^{-2} \cdot 283,15 (1,15697 - 1,14575) \\ &= 0,246 \quad \text{kW} \end{aligned}$$

APÊNDICE 2

CÁLCULO PARA DETERMINAR OS EFEITOS DAS IRREVERSIBILIDADES DO CICLO REAL

Para determinar as diversas perdas termodinâmicas separadamente, fixamos os seguintes dados de partida, relacionados à Fig. 4.4.

$$T_o = 5^{\circ}\text{C} = 278,13\text{K} \quad T_c = 45^{\circ}\text{C} = 318,15\text{K} \quad T_a = 10^{\circ}\text{C} = 283,15\text{K}$$

O refrigerante é R-12, como no ciclo básico (Apêndice 1)

Temperatura na entrada do compressor $T_s = 20^{\circ}\text{C} = 293,15\text{K}$

Temperatura na saída do compressor $T_d = 60^{\circ}\text{C} = 333,15\text{K}$

Temperatura na entrada do condensador $T_{2,,,} = 50^{\circ}\text{C} = 323,15\text{K}$

A queda de pressão no tubo de sucção e no tubo de descarga é desprezível ($p_s = p_o$, $p_d = p_c$).

A capacidade de aquecimento é: $\dot{Q}_c = 10 \text{ kW}$.

A potência consumida (medida no eixo) pelo compressor é

$$P_r = 2,141 \text{ kW}$$

O coeficiente de desempenho é

$$\epsilon_r = \frac{\dot{Q}_c}{P_r} = 10/2,141 = 4,67$$

As propriedades termodinâmicas encontram-se nos Apêndices 3 e 4.

O balanço de energia da bomba de calor é

$$\dot{Q}_o + \dot{Q}_s + P_r = \dot{Q}_{\text{compr}} + \dot{Q}_d + \dot{Q}_c \quad (\text{A.1})$$

No lado esquerdo desta equação encontram-se os fluxos de energia entrando no sistema, e no lado direito os que saem.

Entre estas energias somente \dot{Q}_C e P_R são conhecidas; as demais calculam-se da seguinte maneira:

- O fluxo de calor retirado da fonte de calor pelo evaporador:

$$\dot{Q}_O = \dot{m}_{R''} (h_{1'} - h_{4'}) \quad \text{kW} \quad (\text{A.2})$$

- O fluxo de massa do refrigerante:

$$\dot{m}_{R''} = \dot{Q}_C / (h_{2''} - h_{3'}) = 10 / (372,839 - 243,659) = 0,07741 \quad \text{kg/s} \quad (\text{A.3})$$

$$\therefore \dot{Q}_O = 0,07741 (353,600 - 243,659) = 8,511 \quad \text{kW}$$

O fluxo de calor recebido do ambiente através do tubo de sucção:

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{R''} (h_S - h_{1'}) = 0,07741 (363,020 - 353,600) = 0,729 \quad \text{kW} \quad (\text{A.4})$$

O fluxo de calor transferido ao ambiente através do tubo de descarga:

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_{R''} (h_d - h_{2''}) = 0,07741 (380,684 - 372,839) = 0,607 \quad \text{kW} \quad (\text{A.5})$$

O calor transferido pelo compressor ao meio ambiente de resfriamento (água ou ar), da eq. (A.1):

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{compr}} &= \dot{Q}_O + \dot{Q}_S + P_R - \dot{Q}_d - \dot{Q}_C = \\ &= 8,511 + 0,729 + 2,141 - 0,607 - 10 = 0,774 \quad \text{kW} \quad (\text{A.6}) \end{aligned}$$

A perda total adicional ocorrida no ciclo real, em comparação ao ciclo básico:

$$\Delta P_R = P_R - P_b = 2,141 - 1,499 = 0,642 \quad \text{kW} \quad (\text{A.7})$$

A seguir determina-se como esta perda se distribui entre o tubo de sucção, o compressor e o tubo de descarga.

O efeito do tubo de sucção

Aplicando-se o balanço de fluxo de exergia, eq. (4.17), e considerando que aqui $P=0$, a perda termodinâmica provocada pelo tubo de sucção (transferência de calor irreversível) será

$$\Delta P_S = \Delta \dot{E} = \dot{m}_{R''} (e_{1'} - e_S) + (1 - T_a / \bar{T}_S) \dot{Q}_S \quad \text{kW} \quad (\text{A.8})$$

onde \bar{T}_S é a temperatura média efetiva do refrigerante no tubo de sucção, calculada da seguinte maneira:

$$\begin{aligned} \bar{T}_S &= (T_S - T_{1'}) / \ln(T_S / T_{1'}) = \\ &= (293,15 - 278,15) / \ln(293,15 / 278,15) = 285,584 \text{ K} \quad (\text{A.9}) \end{aligned}$$

Substituindo-se os valores numéricos na eq. (A.8), obtêm-se

$$\begin{aligned} \Delta P_S &= 0,07741(-2,67219 - (-2,89344)) + \\ &+ (1 - 283,15 / 285,584) 0,729 = 0,023 \quad \text{kW} \end{aligned}$$

O efeito do tubo de descarga

Com o estado de descarga (d) fixado, a potência consumida pelo compressor não está afetada pelos processos após o compressor.

Porém, a transferência de calor do tubo de descarga ao ambiente em nosso caso, tem efeito sobre a potência consumida, porque afeta o fluxo de massa de refrigerante.

Pode-se escrever (eq.(A.3))

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{R''} (h_{2''} - h_{3'}) = \dot{m}_{Rd} (h_d - h_{3'})$$

onde \dot{m}_{Rd} seria o fluxo de massa de refrigerante caso a transferência de calor do tubo de descarga não ocorresse, isto é, o refrigerante entraria no condensador no estado d.

Considerando, com uma boa aproximação, que a potência é proporcional ao fluxo de massa de refrigerante, a potência sem

transferência de calor no tubo de sucção seria

$$\begin{aligned}
 P' &= (\dot{m}_{R''}/\dot{m}_{RD})P_r = ((h_{2''} - h_{3'}) / (h_d - h_{3'}))P_r = \\
 &= ((372,839 - 243,659) / (380,684 - 243,659))2,141 = 2,018 \quad \text{kW}
 \end{aligned}
 \tag{A.10}$$

O aumento da potência consumida provocado pelo tubo de descarga será, assim,

$$\Delta P_d = P_r - P' = 2,141 - 2,018 = 0,123 \quad \text{kW}
 \tag{A.11}$$

O efeito do compressor

A perda termodinâmica que ocorre devido a irreversibilidades no compressor, pode ser calculada do seguinte modo:

$$\Delta P_{\text{compr}} = \Delta P_r - (\Delta P_s + \Delta P_d) = 0,642 - (0,023 + 0,123) = 0,496 \quad \text{kW}
 \tag{A.12}$$

O balanço de fluxo de exergia neste caso também não é viável, porque a determinação da exergia do calor transferido do compressor (\dot{Q}_{compr}) é incerta, por causa de desconhecimento da sua temperatura média.

Sua eficiência isentrópica é (Fig. 4.2)

$$\eta_{is} = \frac{w_{is}}{w_r} = \frac{h_{2'} - h_{1'}}{(P_r/\dot{m}_{R''})} = \frac{373,006 - 353,600}{2,141/0,07741} = 0,702$$

um valor prático razoável.

APÊNDICE 3

PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO REFRIGERANTE R-12 PARA A ANÁLISE
DO CICLO DE CARNOT E DO CICLO BÁSICO (FIG. 4.2)

Estado 1: vapor saturado úmido à $T_F=10^\circ\text{C} = 283,15\text{K}$

$$s_v = 1,55010 \quad \text{kJ/kgK}$$

$$s_1 = 1,03322 \quad \text{kJ/kgK}$$

$$h_v = 355,686 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_1 = 209,323 \quad \text{kJ/kg}$$

$$\text{como } s_2 = s_1 = X_1 s_v + (1 - X_1) s_1$$

assim o título do vapor é

$$X_1 = \frac{s_2 - s_1}{s_v - s_1} = \frac{1,54051 - 1,03322}{1,55010 - 1,03322} = 0,981$$

$$h_1 = X_1 h_v + (1 - X_1) h_1 = 0,981 \cdot 355,686 + (1 - 0,981) \cdot 209,323 = 352,970 \quad \text{kJ/kg}$$

Estado 2: vapor saturado seco à $T_A=40^\circ\text{C} = 313,15\text{K}$

$$h_2 = 367,146 \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_2 = 1,54051 \quad \text{kJ/kgK}$$

Estado 3: líquido saturado à $T_A=40^\circ\text{C} = 313,15\text{K}$

$$h_3 = 238,539 \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_3 = 1,12984 \quad \text{kJ/kgK}$$

Estado 4: vapor saturado úmido à $T_F=10^\circ\text{C} = 283,15\text{K}$

$$X_4 = \frac{s_3 - s_1}{s_v - s_1} = \frac{1,12984 - 1,03322}{1,55010 - 1,03322} = 0,187$$

$$h_4 = 0,187 \cdot 355,686 + (1 - 0,187) \cdot 209,323 = 236,683 \quad \text{kJ/kg}$$

Estado 1': vapor saturado seco à $T_0=5^\circ\text{C} = 278,15\text{K}$

$$h_{1'} = 353,600 \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_{1'} = 1,55220 \quad \text{kJ/kgK}$$

$$e_{1'} = -2,67219 \quad \text{kJ/kg}$$

Estado 2': temperatura de saturação da condensação $T_c = 45^\circ\text{C} = 318,15\text{K}$
 vapor superaquecido à $T_2 = 50,21^\circ\text{C} = 323,36\text{K}$

$$h_{2'} = 373,006 \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_{2'} = 1,55220 \quad \text{kJ/kgK}$$

Estado 3': líquido saturado à $T_c = 45^\circ\text{C} = 318,15$

$$h_{3'} = 243,659 \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_{3'} = 1,14575 \quad \text{kJ/kgK}$$

Estado 4': vapor saturado úmido à $T_0 = 5^\circ\text{C} = 278,15\text{K}$

$$h_{3'} = h_{4'} = 243,659 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_v = 353,600 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_1 = 204,642 \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_v = 1,55220 \quad \text{kJ/kgK}$$

$$s_1 = 1,01670 \quad \text{kJ/kgK}$$

$$x_{4'} = \frac{h_{3'} - h_1}{h_v - h_1} = \frac{243,659 - 204,642}{353,600 - 204,642} = 0,262$$

$$s_{4'} = 0,262 \cdot 1,55220 + (1 - 0,262) \cdot 1,01670 = 1,15697 \quad \text{kJ/kgK}$$

APÊNDICE 4

PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO REFRIGERANTE R-12 PARA A
ANÁLISE DO CICLO REAL (FIG. 4.4)

Os estados 1', 2', 3' e 4' são idênticos aos estados 1', 2', 3' e 4' no Apêndice 3, onde se encontram suas propriedades.

estado em equilíbrio com o ambiente:

$$\begin{aligned} T_a = T_F &= 10^\circ\text{C} = 283,15\text{K} \\ &\text{líquido saturado} \\ h_a &= 209,323 \quad \text{kJ/kg} \\ s_a &= 1,03322 \quad \text{kJ/kgK} \\ e_a &= 0 \end{aligned}$$

estado s: vapor superaquecido

$$\begin{aligned} T_s &= 20^\circ\text{C} = 293,15\text{K} \\ &\text{temperatura de saturação da evaporação } T_o = 5^\circ\text{C} = 278,15\text{K} \\ h_s &= 363,020 \quad \text{kJ/kg} \\ s_s &= 1,58625 \quad \text{kJ/kgK} \\ e_s &\text{ calcula-se da eq. (4.12)} \\ e_s &= h_s - h_a - T_a(s_s - s_a) = 363,020 - 209,323 - 283,15(1,58625 - 1,03322) \\ &= -2,89344 \quad \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

estado d: vapor superaquecido da descarga

$$\begin{aligned} T_d &= 60^\circ\text{C} = 333,15\text{K} \\ &\text{temperatura de saturação } T_c = 45^\circ\text{C} = 318,15\text{K} \\ h_d &= 380,684 \quad \text{kJ/kg} \\ s_d &= 1,5756 \quad \text{kJ/kgK} \\ e_d &= 17,786 \quad \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

estado 2''': vapor superaquecido

$$T_{2'''} = 50^{\circ}\text{C} = 323,15\text{K}; p_{2'''} = p_d = p_c$$

temperatura de saturação da condensação $T_{2s'''} = 45^{\circ}\text{C} = 318,15\text{K}$

$$h_{2'''} = 372,839 \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_{2'''} = 1,5517 \quad \text{kJ/kgK}$$

$$e_{2'''} = 16,708 \quad \text{kJ/kg}$$

Os valores da exergia (e) foram calculados da eq. (4.12).

Os dados foram tomados da Ref. [20], com exceção do estado s , para qual o diagrama $\lg p$ - h da Ref. [19] foi usado, porque os dados do vapor superaquecido de baixas temperaturas não se encontram na Ref. [20].

APÊNDICE 5

A TEMPERATURA MÉDIA TERMODINÂMICA PARA O CÁLCULO
DA PERDA DE EXERGIA

Considerando-se uma troca infinitesimal dQ de calor entre dois corpos com temperaturas respectivamente iguais a T_1 e $T_2 < T_1$, acima da temperatura ambiente (T_a), o corpo mais quente cede exergia

$$dE_1 = dQ \left(1 - \frac{T_a}{T_1} \right) \quad (\text{A.13})$$

enquanto o corpo mais frio recebe

$$dE_2 = dQ \left(1 - \frac{T_a}{T_2} \right) \quad (\text{A.14})$$

Como essa troca de calor é um processo irreversível, a exergia recebida pelo corpo frio é menor que aquela cedida pelo corpo quente. A diferença entre as duas é a perda de exergia:

$$dE_p = T_a \frac{(T_1 - T_2)}{T_1 T_2} dQ \quad (\text{A.15})$$

Nos condensadores e evaporadores há mudança de fase do fluido refrigerante e assim, a sua temperatura deveria ser constante, mas na prática isso não ocorre. O refrigerante chega ao condensador em estado superaquecido, trocando calor inicialmente num processo de desaquecimento e somente depois, através da condensação.

Para o cálculo da perda de exergia deve-se introduzir a temperatura média termodinâmica (T_m), que será definida a seguir [23].

Resfriando-se ou aquecendo-se um fluido isobaricamente, entre os estados F de entrada e B de saída, a exergia cedida ou recebida seria exatamente igual à exergia do calor trocado, se ele fosse disponível a uma temperatura constante definida como a temperatura média termodinâmica, T_m .

$$e_F - e_B = q \left(1 - \frac{T_a}{T_m} \right) = (h_F - h_B) \left(1 - \frac{T_a}{T_m} \right) \quad (\text{A.16})$$

Da definição de exergia,

$$e_F - e_B = h_F - h_B - T_a (s_F - s_B) \quad (\text{A.17})$$

e para processos isobáricos são válidas as relações

$$h_E - h_B = c_p (T_E - T_B) \quad (\text{A.18})$$

$$e \quad s_E - s_B = c_p \ln (T_E/T_B) \quad (\text{A.19})$$

onde o índice E significa entrada.

Comparando-se as duas expressões para a variação da exergia e introduzindo-se as relações para processos isobáricos nesta comparação, obtém-se

$$T_m = \frac{T_E - T_B}{\ln(T_E/T_B)} \quad (\text{A.20})$$

Desta forma, na troca de calor com diferença finita de temperatura entre dois corpos ou fluidos cujas temperaturas variam durante o processo de troca, a perda de exergia no processo irreversível pode ser calculada utilizando-se a temperatura média

termodinâmica dos dois corpos durante o processo:

$$\Delta E_p = T_a \left(\frac{T_{m1} - T_{m2}}{T_{m1} \cdot T_{m2}} \right) Q \quad (\text{A.21})$$

APÊNDICE 6

DADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS COM A BOMBA DE CALOR SCHÄFER UWV 20

t_0 °C	t_1 °C	t_2 °C	t_3 °C	D0 l/sec	DC l/sec	P kW	\dot{Q}_o kW	\dot{Q}_c kW	t_a °C
10,1	5,04	30,03	34,69	0,626	0,844	4	13,004	16,367	7,513
9,98	5	29,91	34,66	0,572	0,776	3,989	11,907	15,325	7,485
10,02	5,14	30,06	34,8	0,667	0,868	4,019	13,624	17,153	7,572
9,93	4,85	30	35,05	0,6	0,778	4,01	12,737	16,4	7,382
10	4,96	35	39,99	0,569	0,754	4,254	11,985	15,729	7,47
10,01	5,05	40,06	45,04	0,58	0,76	4,499	12,023	15,821	7,521
10	5,07	40,09	44,89	0,541	0,751	4,508	11,142	14,993	7,528
10	5,09	45,01	50,01	0,5	0,679	4,743	10,249	14,191	7,538
9,99	4,99	45,03	50,77	0,519	0,624	4,752	10,864	14,991	7,482
9,98	5,06	50,09	55,11	0,453	0,635	4,969	9,309	13,323	7,514
10,02	5,02	50	55,16	0,482	0,657	4,945	10,074	14,159	7,513

10	4,99	29,96	39,97	0,603	0,398	4,24	12,642	16,638	7,488
9,99	5	35,06	44,81	0,579	0,399	4,467	12,049	16,263	7,487
10,01	5,13	39,91	49,83	0,553	0,376	4,699	11,283	15,584	7,56
10	5,1	45	54,96	0,508	0,354	4,9	10,393	14,747	7,543