

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO DE
UNIDADES DE CONDENSÇÃO RESFRIADAS A AR

FEM 01/91

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS

TITULO: AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO DE UNIDADES DE
CONDENSAÇÃO RESFRIADAS A AR

AUTOR: MICHAEL AUDIE OJOE

ORIENTADORA: PROFA. DRA. JUDIT ZOLTÁN HALÁSZ

Este exemplar corresponde a redação final da Tese defendida por
MICHAEL AUDIE OJOE e aprovada pela Comissão Julgadora em 08/02/
91.



JUDIT ZOLTÁN HALÁSZ

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP,
como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA".

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS

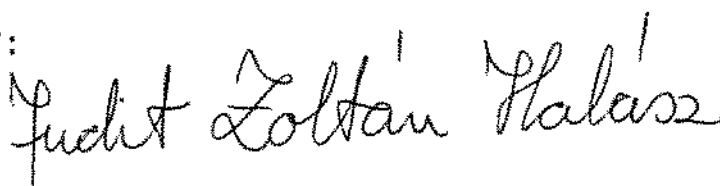
Tese de: MESTRADO

Título da Tese: AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO DE UNIDADES
DE CONDENSÇÃO RESFRIADAS A AR

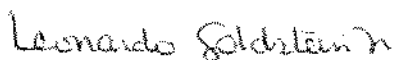
Autor: MICHAEL AUDIE OJOE

Orientadora: Profa. Dra. JUDIT ZOLTÁN HALÁSZ

Aprovado por:



Profa. Dra. JUDIT ZOLTÁN HALÁSZ, Presidente



Prof. Dr. LEONARDO GOLDSTEIN JUNIOR



Prof. Dr. ANTONIO MOREIRA DOS SANTOS

Campinas, 08 de fevereiro de 1991.

A meu irmão James que sempre me deu apoio.

À minha esposa Mary.

A meus filhos Cynthia, Evelyn e Michael Jr.

A G R A D E C I M E N T O S

À Professora Doutora JUDIT ZOLTÁN HALÁSZ, pela incansável dedicação na orientação deste trabalho.

À Refrio pelo fornecimento das unidades de condensação, aparelhagem, controles e todos os componentes indispensáveis para a realização deste trabalho.

À UNICAMP pela oportunidade oferecida.

Ao Professor Lincoln de Camargo Neves Fº, da Faculdade de Engenharia de Alimentos - UNICAMP, pela pronta colaboração e ajuda imprescindível na instrumentação da bancada de testes.

À Cynthia Ojoe, pela colaboração na correção do texto.

À Taka O. Perroni, pela excelente qualidade de dactilografia.

Ao Luiz Zanaga, e todos os funcionários da oficina mecânica - DETF, que contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho.

R E S U M O

É uma prática comum em Engenharia avaliar componentes e equipamentos (ou protótipos) fabricados, ou no laboratório ou no campo, a fim de averiguar desempenhos dos mesmos. Esta avaliação experimental se faz necessária, não podendo ser substituída inteiramente via simulações teóricas, devido às imperfeições intrínsecas que ocorrem em processos de fabricação.

Tais informações muitas vezes servem como "feedback" no que concerne ao desenvolvimento de novos produtos e aperfeiçoamento tecnológico.

Neste trabalho verificou-se experimentalmente o comportamento de 4 unidades de condensação resfriadas a ar forçado, de fabricação REFRIIO.

Para tanto, uma bancada de testes foi montada e os ensaios efetuados no Laboratório de Controle Térmico de Ambientes da Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP. Os testes foram efetuados em ambiente com temperatura controlada, através de aquecimento por resistência elétrica, visando cobrir dessa maneira todas as condições climáticas na faixa de operação de equipamentos frigoríficos.

Os resultados de cada componente (compressor e condensador) são apresentados em tabelas, na forma gráfica, e por equações. Os comportamentos dos subsistemas das unidades de condensação (acoplamento compressor-condensador) são apresentados tanto na forma gráfica como por simulação matemática, usando modelagem bi-quadrática.

A B S T R A C T

It is a common practice in Engineering to evaluate components and equipment (or prototypes) manufactured, either in the laboratory or in the field, in order to verify the performance of these products. This experimental evaluation becomes necessary, and cannot be entirely substituted by theoretical simulation, due to the intrinsic imperfections which occur in fabrication processes.

Such information normally serve as feedback in the development of new products and technological improvements.

In this work, experimental investigation was carried out on 4 forced convection air-cooled condensing units, manufactured by the firm REFRIIO.

For this purpose a test bench was mounted and the tests carried out in the Thermal Environmental Control Laboratory of the Faculty of Mechanical Engineering - UNICAMP. The tests were performed in a temperature controlled ambient, through heating by electrical resistance, with the aim of covering all the climatic conditions in the operating range of refrigeration equipment.

Results obtained for each component (compressor and condenser), are presented in tables, graphical form, and by equations. The behaviour of the condensing units subsystems (compressor-condenser assembly) is presented in the graphical form as well as by mathematical simulation, using the bi-quadratic model.

Í N D I C E

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO	1
------------------	---

CAPÍTULO 2

SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	5
2.1. Classificação de Sistemas de Refrigeração	6
2.1.1. Refrigeração Mecânica por Compressão de Vapor	7
2.1.2. Refrigeração Mecânica por Compressão de Ar ..	10
2.1.3. Refrigeração por Sistema de Ejetor de Vapor ..	12
2.1.4. Refrigeração por Absorção	14
2.1.5. Outros Sistemas de Refrigeração	17
2.2. Estudo Teórico do Sistema de Compressão de Vapor ...	18
2.2.1. Coeficiente de eficácia	18
2.2.2. O Ciclo de Refrigeração de Carnot	18
2.2.3. O Ciclo Básico de Compressão a Vapor	22
2.2.4. O Ciclo Real de Compressão a Vapor	27
2.2.5. Análise Comparativa do Ciclo Básico com o Ci- clo de Refrigeração de Carnot	29
2.3. Refrigerantes	34

CAPÍTULO 3

ANÁLISE TEÓRICA DO SUBSISTEMA DA UNIDADE DE CONDENSA- ÇÃO A AR	37
3.1. Compressores	37

3.1.1. O Ciclo Ideal do Compressor Alternativo.....	38
3.1.2. Eficiência Volumétrica	42
3.1.3. Eficiência de Compressão	45
3.1.4. Coeficiente de Eficácia	53
3.2. Condensadores	55
3.3. Condensadores Resfriados a Ar	55
3.3.1. Serpentinhas	56
3.3.2. Aletas	57
3.3.3. Transferência de Calor	58
3.3.4. Desempenho do Trocador de Calor	59
3.3.5. Diferença Média de Temperaturas	61
3.3.6. Efetividade de um Trocador de Calor	63
3.3.7. Área Total de Troca de Calor	66
3.3.8. Coeficiente Global de Troca de Calor	68
3.4. Cálculo Termo-Hidráulico de Condensador Resfriado a Ar Forçado	72
3.4.1. Coeficiente de Transferência de Calor e Perda de Carga do Lado do Refrigerante	73
3.4.2. Coeficiente de Transferência de Calor e Perda de Carga do Lado do Ar	79
3.4.3. Efetividade e Taxa de Fluxo de Calor por Tubo do Condensador	80

CAPÍTULO 4

MONTAGEM EXPERIMENTAL E COLETA DE DADOS	84
4.1. Bancada de Testes	84
4.2. Caracterização das Unidades de Condensação Avaliadas	85

4.3. Metodologia de Ensaio	85
4.3.1. Ensaio Primário	87
4.3.2. Ensaio de Confirmação: Medidor de Fluxo	91
4.3.3. Determinação da Quantidade de Óleo em Circu- lação	92
4.3.4. Estudo Analítico do Parâmetro AU_a	93
4.4. Resultados e Comentários	99

CAPÍTULO 5

ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS UNIDADES DE CONDENSÇÃO A AR ..	100
5.1. Unidade Ferro-Ferro com Coifa	100
5.2. Unidade Cobre-Alumínio sem Coifa	104
5.3. Unidade Cobre-Ferro com Coifa	106
5.4. Unidade Cobre-Ferro sem Coifa	109
5.5. Comentários	113

CAPÍTULO 6

SIMULAÇÃO DA UNIDADE DE CONDENSÇÃO	114
6.1. Simulação Gráfica	115
6.1.1. Unidade Ferro-Ferro com Coifa	116
6.1.2. Unidade Cobre-Alumínio sem Coifa	118
6.1.3. Unidade Cobre-Ferro com Coifa	120
6.1.4. Unidade Cobre-Ferro sem Coifa	122
6.2. Simulação Matemática	124
6.2.1. Modelagem	125
6.2.2. Solução de Equações não Lineares: O Método de Newton-Raphson	126

6.3. Resultados e Comentários	131
-------------------------------------	-----

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES E SUGESTÕES	133
------------------------------	-----

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	137
----------------------------------	-----

APÊNDICE A - DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES DA BANCADA DE TESTES	145
---	-----

APÊNDICE B - DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL E ANALÍTICA DE AU_a	151
--	-----

APÊNDICE C - DADOS E RESULTADOS EXPERIMENTAIS	160
---	-----

APÊNDICE D - EQUACIONAMENTO E VALORES AJUSTADOS DAS RESPECTIVAS CURVAS DO COMPRESSOR E CONDENSADOR	190
--	-----

APÊNDICE E - DERIVAÇÃO MATEMÁTICA DO MODELO BI-QUADRÁTICO	195
---	-----

APÊNDICE F - PROGRAMA GAUSS.FOR PARA RESOLUÇÃO DE SISTEMAS DE EQUAÇÕES BI-QUADRÁTICAS, E RESULTADOS	198
---	-----

APÊNDICE G - PROGRAMA UNICON.FOR PARA SIMULAÇÃO DAS UNIDADES DE CONDENSAÇÃO, E RESULTADOS.	217
--	-----

NOMENCLATURA

A_f	área da superfície da aleta	m^2
A_o	área total da superfície externa do trocador	m^2
A_{od}	área de orifício na descarga	m^2
A_{os}	área de orifício de sucção	m^2
$A_{p,i}$	área de superfície interna do tubo	m^2
$A_{p,m}$	área média da superfície do tubo	m^2
$A_{p,o}$	área da superfície externa do tubo	m^2
AU_a	coeficiente de perda de calor do calorímetro	$W/^{\circ}C$
B_o	número de ebulição	
bhp	potência no eixo	W
C	relação de volume do espaço nocivo	
C_a	coeficiente de arraste	
C_{ef}	relação efetiva de volume do espaço nocivo	
C_c	taxa de capacidade térmica do fluido frio	$W/^{\circ}C$
C_f	coeficiente para fator de atrito	
C_h	taxa de capacidade térmica do fluido quente	$W/^{\circ}C$
C_j	coeficiente para transferência de calor	
C_o	número de convecção	
cop	coeficiente de eficácia	
C_p	calor específico a pressão constante	$Wh/kg^{\circ}C$
C_v	calor específico a volume constante	$Wh/kg^{\circ}C$
D_i	diâmetro interno do tubo	m
D_e	diâmetro equivalente	m
D_o	diâmetro externo do tubo	m
$DMLT$	diferença média logarítmica de temperaturas	$^{\circ}C$
Fr	número de Froude	
G_a	velocidade mássica do ar	kg/hm^2

G_r	velocidade mássica do refrigerante	kg/hm^2
Gr	número de Grashof	
g	aceleração da gravidade	m/S^2
h	entalpia	kJ/kg
h_a	coeficiente de película, lado externo do trocador	$\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$
h_{cd}	calor latente de condensação	Wh/kg
h_{fg}	calor latente de vaporização	Wh/kg
h_i	coeficiente de transferência de calor no interior do tubo	$\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$
h_{tp}	coeficiente de transferência de calor em escoamento bifásico	$\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$
k_p	condutividade térmica do tubo	$\text{W/m }^\circ\text{C}$
L_p	comprimento do tubo aletado	m
$\dot{m}$	vazão mássica	kg/h
N_f	número de aletas	
N_p	número de tubos	
NTU	número de unidades de transferência	
n_f	expoente para fator de atrito	
n_j	expoente para transferência de calor	
P_d	pressão de descarga	kPa
P_s	pressão de sucção	kPa
Pr	número de Prandtl	
$\dot{Q}$	calor transferido ao sistema	W
q	capacidade de refrigeração	W
q_a	perda de calor no calorímetro	W
q_c	capacidade do condensador	W
q_h	calor fornecido ao calorímetro	W
Re	número de Reynolds	
R_c	relação de compressão	

S	entropia	kJ/kgK
t	temperatura	$^{\circ}\text{C}$
thp	potência teórica	W
U_o	coeficiente global de troca de calor	$\text{W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$
V	volume	m^3
X_{tt}	parâmetro de Lockhart e Martinelli	
Δp	perda de pressão	kPa
Δt_m	diferença média de temperaturas	$^{\circ}\text{C}$
η_{comp}	eficiência de compressão	
η_{mec}	eficiência mecânica	
η_{mot}	eficiência do motor	
η_R	eficiência frigorífica	
η_{vol}	eficiência volumétrica	
ϵ	efetividade do tubo	

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

O surgimento de condensadores resfriados a ar no campo de refrigeração e ar condicionado, na década passada, foi uma medida literalmente forçada em resposta a constante falta de água, elevado custo e, em algumas áreas legislação proibindo a utilização da mesma para essa finalidade [1].

Entretanto, para unidades de maior capacidade, três são os fatores que contribuíram decisivamente na aceitação geral deste componente [2], a saber:

- Elevado custo de água, necessidade de tratamento e a problemática tarefa de achar lugar seguro para esgotar a solução;
- Um custo relativamente alto em manter um equipamento de condensação de superfície molhada, e
- Desenvolvimento de controles que asseguram a operação normal do sistema de condensador resfriado a ar, tanto no verão como no inverno.

Na indústria, engenheiros projetavam condensadores a ar com bastante precaução utilizando-se amplos fatores de segurança, razão pela qual sempre resultavam componentes superdimensionados. Esta medida se justificava pelo fato de que os compressores eram projetados para baixas relações de compressão, entre 4 e

5 [1], o que limitava a temperatura de condensação abaixo de 50°C . Evidentemente, condensadores dimensionados nesta base levavam desvantagem do ponto de vista do custo inicial e do custo operacional em relação a unidades resfriadas a água. Com o desenvolvimento de compressores de alta rotação a prática de superdimensionar condensadores a ar não se justificava mais.

Hoje, com a necessidade de diminuir a área da face, além de obter a melhor superfície de troca térmica, com materiais de baixo custo, torna-se imprescindível uma investigação ampla a fim de poder efetuar uma seleção racional e econômica de unidades que empregam condensação a ar.

O sucesso da aceitação definitiva do condensador a ar, neste campo, é evidenciado pela sua aplicação na maioria dos sistemas de refrigeração. No Capítulo 2 relatamos os princípios básicos de funcionamento de alguns destes sistemas, com ênfase no sistema de compressão de vapor por ser aquele sobre o qual se baseia este trabalho.

Frequentemente os fabricantes não dispõem de dados sobre os componentes; às vezes as informações fornecidas levam a subdimensionamento do condensador, a qual sem dúvida contribui ativamente na falha dos compressores.

O objetivo deste trabalho é avaliar 4 unidades de condensação a ar, diferentes, de fabricação REFRIO, a fim de obter dados relevantes sobre o desempenho das unidades e, investigar a razão pelas constantes "queima" dos compressores em alguns dos modelos.

Segundo as palavras de Dalva [3]:

"São vários os problemas enfrentados pela maioria dos países sub-

desenvolvidos e em vias de desenvolvimento nas suas relações entre o setor de pesquisa e a indústria, devidos à falta de interação entre os mesmos. No caso brasileiro, esta relação é dificultada, principalmente, pela evolução histórica do seu desenvolvimento científico-tecnológico, que, no início optou por importar pacotes tecnológicos das nações desenvolvidas, inibindo, assim, o crescimento de tecnologias autóctones".

Na UNICAMP, a interação com a indústria vem ocorrendo há alguns anos. Como uma cooperação entre a UNICAMP e a REFRIIO, este trabalho visa contribuir para o aperfeiçoamento de uma tecnologia desenvolvida pela empresa.

Apesar de não ser efetuada simulação teórica, nem do compressor nem do condensador, a análise matemática apresentada no capítulo 3 dá uma idéia qualitativa do funcionamento de cada componente e dos principais parâmetros que devem ser considerados para o seu projeto.

No capítulo 4 descrevemos a montagem da bancada de testes utilizada para efetuar os ensaios e a metodologia empregada. Dentro de uma filosofia de não se limitar este trabalho estritamente a um estudo de caso, procuramos avaliar separadamente o compressor e o condensador, a fim de permitir acoplamento dos condensadores com outros tipos de compressores em trabalhos futuros. Os dados obtidos para cada componente, o cômputo dos dados, e os resultados são colocados na forma de tabelas, indicando entre outros parâmetros, a capacidade frigorífica, a potência necessária ao compressor, a rejeição de calor no condensador, e o coeficiente de eficácia.

As representações gráficas dos resultados são mostradas

no Capítulo 5 juntamente com alguns comentários. Nelas são expostas o comportamento dos componentes tanto quanto aos valores primitivos como os valores ajustados pelo método dos mínimos quadrados.

O desempenho de cada subsistema das unidades de condensação - acoplamento condensador e condensador - é mostrado graficamente e também através de simulação matemática usando a técnica de Newton-Raphson. Ao contrário do modelo bi-linear adotado por alguns autores [4], para descrever o comportamento de condensador resfriado a ar, neste trabalho, o modelo bi-quadrático foi utilizado. Esta parte do trabalho é apresentada no Capítulo 6.

Finalmente encerramos o trabalho, apresentando algumas conclusões e sugestões no capítulo 7, que ao mesmo tempo abre caminho para estudos mais específicos quanto a otimização das unidades.

CAPÍTULO 2

SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

"O objetivo desta reivindicação é um arranjo que me permite a utilizar fluidos voláteis para fins de resfriamento ou congelamento de fluidos, e também a contínua e simultânea condensação de tais fluidos voláteis, e utilizando-os novamente e seguidamente sem perdas".

Por este instrumento, o americano Jacob Perkins obteve em 1834 uma patente britânica nº 6.662 que o conferiu como o inventor e, conseqüentemente, ficou registrada a invenção do primeiro sistema de refrigeração mecânica segundo O'Leary [5]. Sua patente compreende um compressor manual, um condensador resfriado a água, uma válvula de peso na saída do condensador e um evaporador

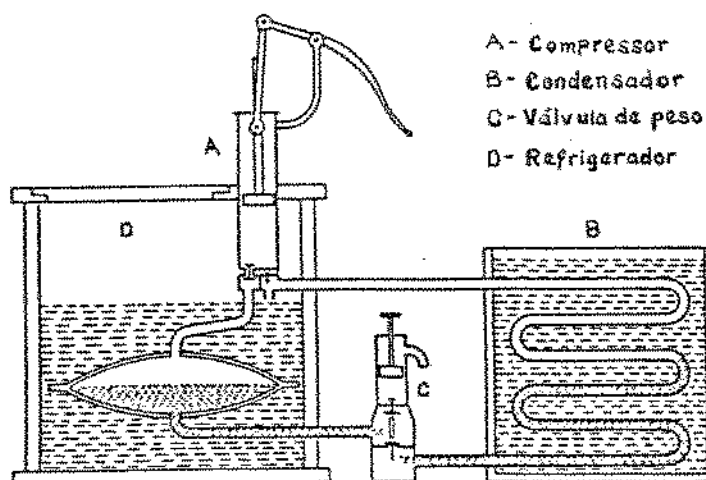


Figura 2.1 - Desenho do aparelho de Jacob Perkins, patenteado em 1834.

imerso no fluido a ser resfriado, conforme a figura 2.1. Neste aparelho, o dispositivo localizado em cima da válvula de peso é para a carga inicial de refrigerante. O fluido volátil utilizado como refrigerante era éter.

Convém salientar que além da patente de Perkins, outros sistemas foram estudados. Conforme descreve Bjurstrom e Raldow [6], o princípio básico do funcionamento de refrigeração por absorção já era conhecido desde o início do século XIX. Entretanto, a invenção do sistema de absorção é atribuído ao francês Ferdinand Carré cuja patente foi registrada nos Estados Unidos em 1860.

2.1. Classificação de Sistemas de Refrigeração

Um método de classificação de sistemas de refrigeração, segundo Taylor [7], se baseia no número de fluidos que participam diretamente no ciclo.

Neste contexto, o equipamento mais simples é o de um único fluido, ou seja, o sistema de compressão de vapor.

Em seguida, temos a invenção do Carré que é um Sistema de refrigeração por absorção que utiliza dois fluidos: um como refrigerante e o outro que participa no ciclo como absorvente.

O terceiro sistema, segundo essa classificação, é conhecido como sistema Platen-Munters. É uma variação do sistema de absorção cujo terceiro fluido, um gás inerte, é introduzido com a finalidade de equalizar a pressão total do sistema e, assim sendo, elimina quaisquer partes móveis, tais como: compressores, bombas e válvulas.

Uma outra maneira de classificação dos sistemas de refrigeração, que se baseia de acordo com sua utilização, é a divisão em três grupos [8].

Sistemas de alta temperatura são empregados nos equipamentos para condicionamento de ar. Neste grupo, a faixa de temperatura desejada varia entre -4°C a 7°C .

O segundo grupo se refere a sistemas de média temperatura. Tais sistemas são comuns na estocagem de produtos alimentícios e aplicações que requerem temperaturas entre -4°C a -18°C .

O terceiro grupo, conhecido como sistemas de baixa temperatura, são aqueles sistemas para produção de frio abaixo de -18°C segundo a classificação dos autores.

A seguir descrevemos os princípios básicos de funcionamento de alguns tipos de sistemas de refrigeração encontrados tanto na literatura como na prática.

2.1.1. Refrigeração Mecânica por Compressão de Vapor

A figura 2.2 mostra um sistema simples de refrigeração mecânica por compressão de vapor, que não difere muito da patente do Perkins. Os componentes principais deste sistema são: condensador, evaporador, compressor e dispositivo de expansão.

O fluido refrigerante, responsável pela troca de calor dentro do sistema de refrigeração, flui pela linha de alimentação (líquido) a alta pressão e em estado líquido saturado ou sub-resfriado. A temperatura do mesmo é mantida ou assume valor próximo à temperatura do ambiente circundante. Ao passar através do dispositivo de expansão, o refrigerante a alta pressão é estrangulado e regulado de tal maneira que provoque uma queda acentuada de

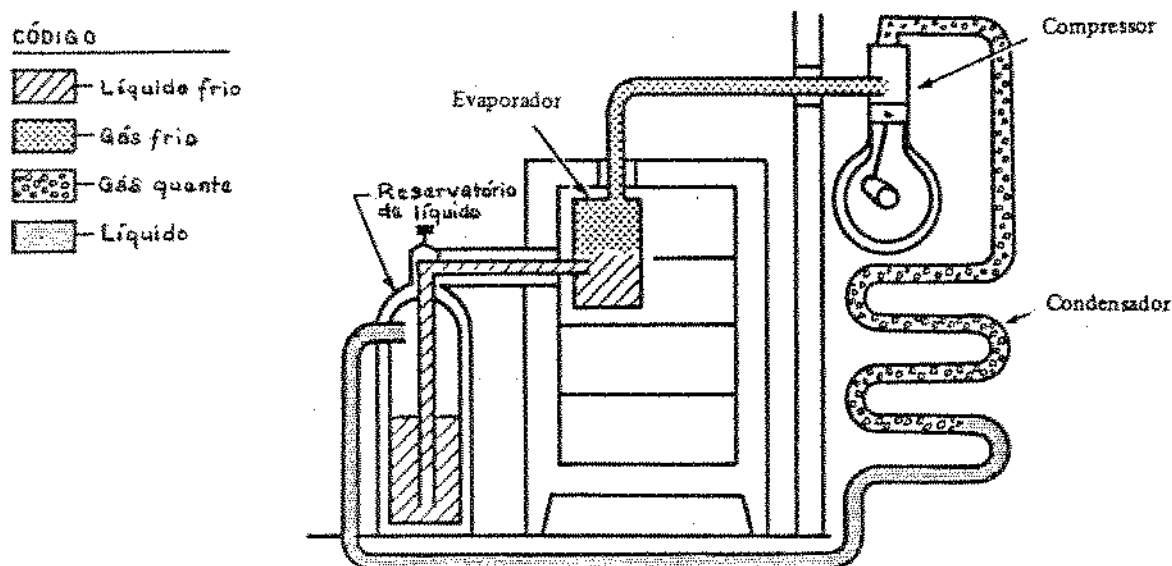


Figura 2.2 - Sistema simples de refrigeração mecânica.

pressão e conseqüentemente uma vaporização parcial do líquido. Essa vaporização parcial do líquido provoca a diminuição da temperatura do resto do refrigerante, a fim de manter um valor dentro da faixa desejada no evaporador.

Já a baixa temperatura e pressão, e dentro do evaporador, o refrigerante é evaporado pela troca de calor com o produto ou o ambiente a resfriar, absorvendo e armazenando dessa maneira grande quantidade de energia na forma de calor latente de vaporização. Este processo ocorre aproximadamente a pressão e temperatura constantes até que o vapor saturado é ligeiramente superaquecido antes de entrar no compressor, seguindo a linha de sucção.

A próxima passagem do refrigerante é pelo compressor. Este componente é conhecido como o coração do sistema em comparação ao coração humano, responsável pelo bombeamento e circulação de

sangue pelo corpo. O compressor executa um trabalho mecânico sobre o vapor proveniente do evaporador, comprimindo-o à pressão mais elevada e, aumentando sua energia interna e correspondente temperatura. A energia equivalente do trabalho executado sobre o vapor durante o processo de compressão é chamada calor de compressão. No final da compressão, o vapor a alta pressão e estado superaquecido é descarregado dentro do condensador através da linha de descarga.

A função do condensador neste ponto é garantir uma superfície de transmissão de calor a fim de proporcionar a liberação de todo calor absorvido pelo refrigerante, trocando-o com agente de condensação, normalmente ar, água ou uma combinação dos dois. No condensador, entretanto, o processo de condensação dar-se-á em etapas. Em primeiro lugar, a quantidade de calor sensível devido ao superaquecimento é retirada, resfriando o vapor quente da temperatura de descarga para a temperatura de condensação. Em seguida, o vapor saturado perde o calor latente de condensação e consequentemente, condensa o refrigerante até o estado saturado líquido. Esta etapa do processo de condensação ocorre a pressão e temperatura quase que constantes. Após este passo, costuma-se verificar, em sistemas bem projetados, que o líquido saturado ainda cede uma pequena quantidade de calor sensível ao agente de condensação. Essa retirada adicional do calor é responsável pelo estado sub-resfriado a que se encontra o refrigerante antes de passar novamente pelo dispositivo de expansão onde se inicia novamente a sua jornada, ou seja, o ciclo de refrigeração.

Atualmente, este sistema de refrigeração é o mais difundido no mundo inteiro e sua utilização se encontra em todos os

campos da aplicação de frio e controle ambiental (residencial, comercial e industrial). Verificamos pelo exposto que o compressor e o condensador formam um sub-sistema mais importante no que diz respeito a reutilização do fluido refrigerante dentro do sistema de refrigeração, e tornando, portanto, economicamente viável a produção contínua de frio por meio artificial. Por ser o objeto deste trabalho, esse sistema deverá ser abordado mais adiante para um estudo aprofundado.

2.1.2. Refrigeração Mecânica Por Compressão de Ar.

A refrigeração mecânica por compressão de ar é um sistema normalmente utilizado no condicionamento de ar em aeronaves. Seu menor peso apresenta uma vasta vantagem sobre seu baixo rendimento para tais aplicações. Entretanto, o desenvolvimento de compressores de alta rotação para sistemas de compressão de vapor torna sua aplicabilidade limitada na refrigeração. Este sistema também conhecido como ciclo de ar de refrigeração é raramente empregado em aplicações residenciais e comerciais devido o seu alto consumo de energia e,consequentemente elevado custo operacional.

Há numerosos tipos e variações de sistemas de refrigeração que utilizam o princípio do ciclo de ar. O sistema aberto foi largamente empregado em aeronaves militares e comerciais após a segunda guerra mundial. Este sistema utiliza o ar como o agente refrigerante e o mesmo fluido refrigera o ambiente a condicionar sem sofrer nenhuma mudança de estado tal como encontrado nos sistemas de compressão de vapor.

O princípio de operação se baseia em três processos básicos: compressão, transferência de calor e expansão com a realização de trabalho. A figura 2.3 mostra o sistema básico do ciclo de ar em discussão.

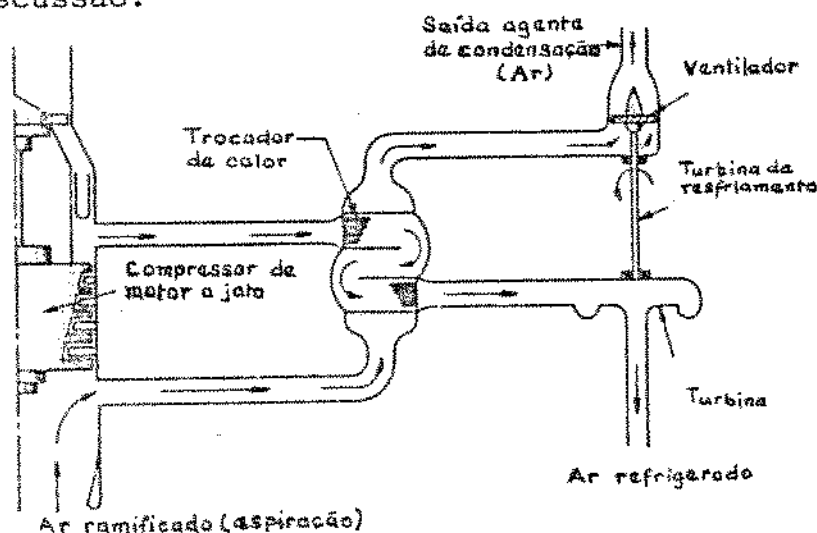


Figura 2.3 - Sistema básico do ciclo de ar.

Nela verificamos que, inicialmente, uma parte do ar que é aspirado pela aeronave é comprimido a alta temperatura e pressão pelo compressor a jato. Posteriormente, o ar é descarregado no trocador de calor onde o calor de compressão é rejeitado ao agente de condensação (ar) para depois entrar na turbina. No terceiro processo, dentro da turbina, o ar é expandido, realiza trabalho e sofre uma diminuição de temperatura. Este ar condicionado é insuflado para dentro do ambiente a condicionar. O trabalho realizado pela turbina é utilizado para acionar o ventilador responsável para circulação do agente de condensação sobre o trocador de calor.

Muitos equipamentos de refrigeração operando neste princípio foram construídos, variando em peso de 2,95 kg a 90,8 kg e capacidades entre 0,05 kg/s a 1,13 kg/s [9]. Atualmente, o desenvolvimento de compressores alternativos mais modernos está permi-

tindo a aplicação do ciclo de ar em campos de criogenia, tal como a liquefação de gases pelo processo Claude, no qual o próprio gás é o refrigerante empregado.

2.1.3. Refrigeração por Sistema de Ejetor de Vapor

Acreditado ao francês Le Blanc e ao inglês Parsons, para o seu desenvolvimento, o sistema de ejedor de vapor foi lançado pela primeira vez nos meados de 1901.

Trata-se de um sistema bastante silencioso, simples e confiável e, que é adotado geralmente na área de condicionamento de ar, indústrias de processos alimentícios e farmacêuticos e, principalmente, nos casos em que se dispõe de instalações já existentes de vapor a alta pressão.

O sistema básico compreende um evaporador, um injetor-ejetor que faz o papel do compressor nos sistemas de compressão e um condensador. O agente refrigerante é a água. A produção de frio no sistema de ejedor de vapor é obtida pela vaporização contínua e a baixa pressão de uma parte d'água localizada no evaporador. Para a produção de água gelada de 13°C a 7°C , deverá evaporar aproximadamente 1% d'água contida no evaporador, a 1,0 kPa pressão absoluta. Devido ao grande volume específico que o vapor apresenta a esta baixa pressão, cerca de 54 l/s por kW de vapor de água é comprimida à pressão de condensação. Comparado ao sistema de compressão de vapor que utiliza refrigerante 12, este equivale a uma instalação operando a 280 kPa na sucção com vazão em torno de 0,4 l/s por kW de refrigeração [9], tornando o sistema de ejedor de vapor menos eficiente.

O esquema da figura 2.4, nos dá uma idéia do funcionamento da instalação em consideração.

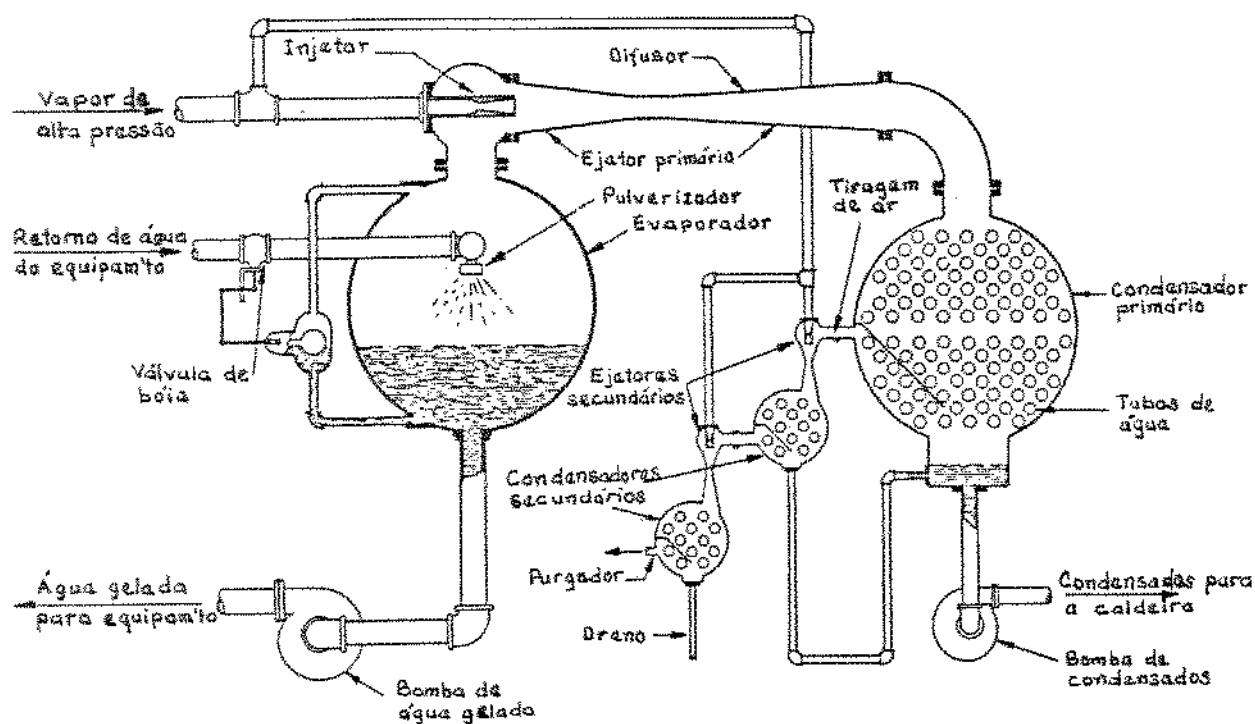


Figura 2.4 - Sistema de ejetor de vapor.

Vapor a alta pressão expande ao passar pelo orifício do injetor. A expansão causa uma queda de pressão e um aumento na velocidade. Devido a esta alta velocidade, vapor de água é carrega-do pelo vapor e a mistura entra no difusor, consequentemente baixando a temperatura d'água no evaporador. A partir daí, a veloci-dade se reduz gradualmente devido ao aumento da área de seção transversal do difusor. Uma pressão de cerca de 7,6 kPa é mantida no condensador, o que corresponde a uma temperatura de condensa-ção de 40,6°C. No condensador a mistura cede calor latente de condensação à agente de condensação (água) a 26,6°C. Do condensador, o condensado é bombeado para a caldeira. Água gelada produzida no evaporador é circulada no equipamento de ar condicionado para con

trole ambiental. Equipamentos para aplicações comerciais são disponíveis em capacidades que variam de 35 a 3500 kW.

2.1.4. Refrigeração por Absorção

O funcionamento da refrigeração por absorção, que utiliza energia térmica, se baseia num dos mais antigos e conhecidos princípios de refrigeração. O sistema utiliza um absorvente como um fluido secundário para absorver um fluido primário, um refrigerante no estado gasoso, que se vaporiza no evaporador.

O sistema de absorção se assemelha ao sistema de compressão de vapor no que concerne a evaporação e condensação de um fluido refrigerante, estes processos ocorrem a dois níveis de pressão dentro do sistema. Ambos os ciclos necessitam energia para o seu funcionamento: energia térmica para o sistema de absorção e energia mecânica no caso de compressão de vapor.

O ciclo de absorção da unidade doméstica ilustrada na figura 2.5 utiliza amônia como agente refrigerante, devido ao seu alto calor latente de vaporização, e água como absorvente. Este sistema é também conhecido como Sistema Platen-Munters em homenagem aos dois suecos: Baltazar Carl von Platen e Carl George Munters que em 1922 inventaram o aparelho, introduzindo um gás inerte, o hidrogênio, para equilibrar as pressões totais e assim sendo eliminando as partes móveis do sistema.

Nas condições normais de temperatura e pressão a água absorve grandes quantidades de amônia. No processo inverso, a amônia absorvida pela água é liberada, adicionando calor. O gás inerte hidrogênio H_2 aumenta a taxa de vaporização de amônia e

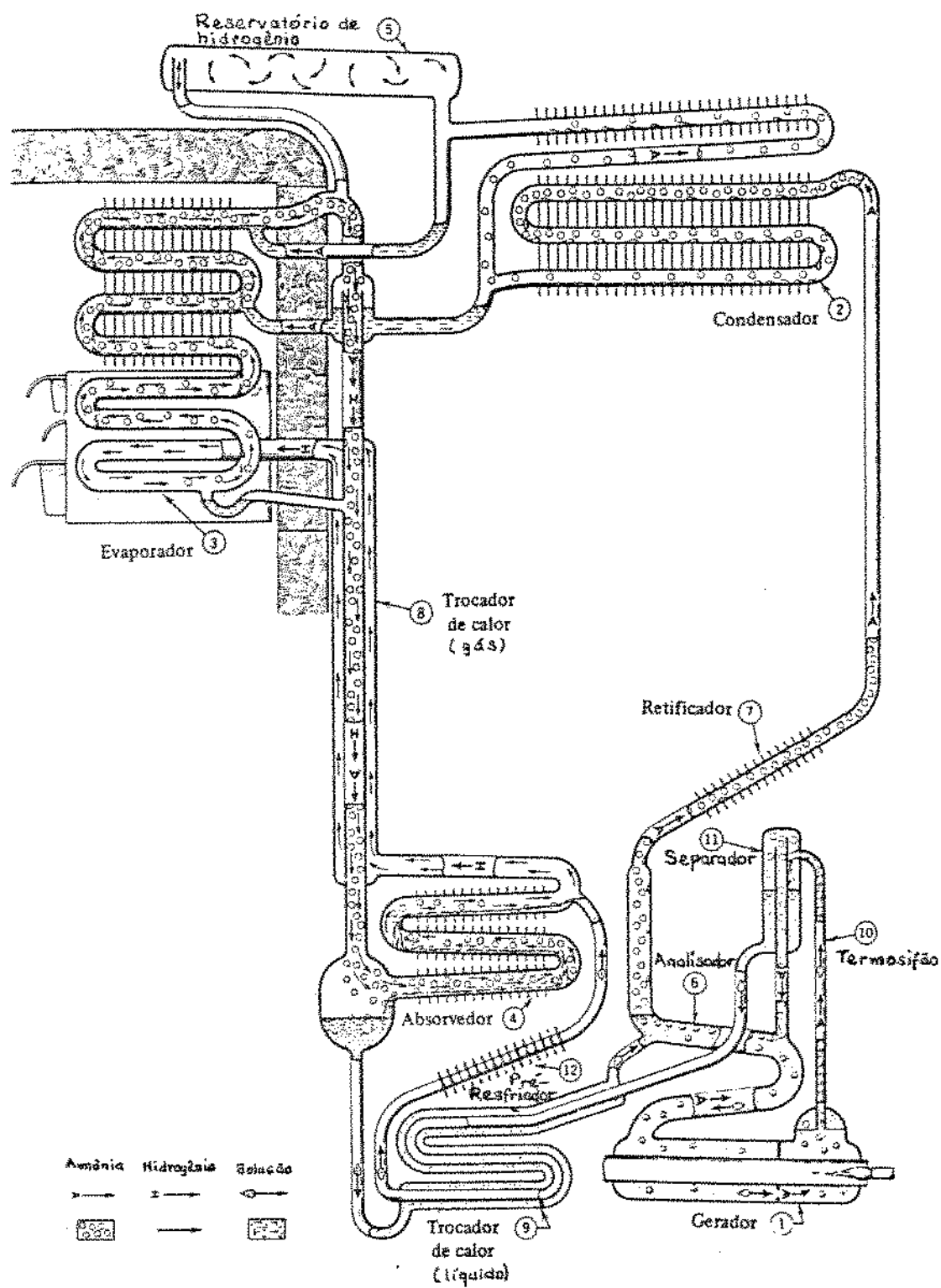


Figura 2.5 - Sistema de absorção, unidade doméstica.

equilibra as pressões dentro do sistema. Quando aquecido o gerador 1, vapor de amônia é liberado da solução. O vapor de amônia quente é bombeado pelo termosifão 10 arrastando consigo partículas da solução para o separador 11. A solução empobrecida, passa pelo recuperador de calor 9 entrando a uma temperatura bastante reduzida no absorvedor 4.

O vapor de amônia por sua vez segue até o analisador 6 e depois para o retificador 7 onde o vapor d'água em parte arrastado é condensado, voltando por gravidade ao gerador. A amônia desidratada é liquefeita no condensador 2, resfriada pelo ar ambiente e entra no evaporador 3 por gravidade, através do tubo em U.

A evaporação da amônia se processa em presença de hidrogênio de modo que a pressão parcial do refrigerante seja suficientemente baixa para obter-se a temperatura de refrigeração desejada. Descendo pelo tubo interno do intercambiador de calor (gases) 8 até o absorvedor 4, a mistura de amônia-hidrogênio resfria o hidrogênio, que sobe dentro do tubo externo.

A solução pobre de amônia e água, que chega ao absorvedor 4 pelo pre-resfriador 12, encontra-se com a mistura amônia-hidrogênio, é absorvida e libera o gás hidrogênio. A solução forte assim formada retorna ao gerador 1 para reiniciar o ciclo. O reservatório de hidrogênio 5 é empregado em sistemas nos quais a temperatura ambiente varia dentro de limites muito amplos (20 a 40°C) [10].

Ultimamente, equipamentos de grandes instalações de ar condicionado, em capacidades de 176 a 5280 kW, fabricados nos Estados Unidos, utilizam água como o refrigerante e o brometo de lítio

tio para absorvedor.

2.1.5. Outros Sistemas de Refrigeração

Além dos já citados, existe ainda a refrigeração por adsorção, e a refrigeração termoelétrica.

A adsorção se refere estritamente à existência de uma concentração mais alta de um componente na superfície de outro componente sólido, até atingir o estado de saturação do sólido, que por sua vez depende da temperatura do adsorvente e da pressão parcial do fluido adsorvido. Entre os pares de componentes usados encontram-se Brometo de Lítio-Água, Zeolita-Água e Carvão Ativado-Metano. Guilleminot, Meunier, e Mischler [11] realizaram estudos sobre ciclos intermitentes de refrigeração por adsorção.

Em 1822 Seebeck demonstrou por experimentos que quando as duas junções de um circuito fechado são mantidas a temperaturas diferentes uma corrente elétrica circula através desse circuito construído por dois metais diferentes. Esse trabalho levou a descoberta do termopar. Em 1834 Peltier observou um fenômeno inverso, isto é, o efeito térmico nas junções de dois condutores diferentes, que formam um circuito fechado, pelo qual circula uma corrente elétrica. O efeito Peltier forma a fase de refrigeração termoelétrica. Muitos dos trabalhos modernos efetuados neste campo foram realizados na União Soviética sob a direção de Ioffe [12].

2.2. Estudo Teórico do Sistema de Compressão de Vapor

Nesta seção e adiante a nossa discussão será concentrada ao sistema de refrigeração mais utilizado na prática: o sistema de compressão a vapor. Analisaremos o ciclo de refrigeração de Carnot, o ciclo básico e o ciclo real a título de comparação. Entretanto, antes disso, definimos uma medida de avaliação do desempenho de um ciclo de refrigeração.

2.2.1. Coeficiente de Eficácia

O parâmetro mais comum para avaliar o desempenho de sistemas de refrigeração, segundo a Primeira Lei da Termodinâmica, é o coeficiente de eficácia (COP), definido como:

$$\text{COP} = \frac{\text{Efeito Frigorífico}}{\text{Trabalho Líquido}} = \frac{|q_1|}{|q_2| - |q_1|} \quad (2.1)$$

onde:

$|q_1|$ = calor absorvido da fonte mais fria

$|q_2|$ = calor transferido à fonte mais quente

O coeficiente de eficácia é um parâmetro adimensional, de forma que os termos que o define devem ter as mesmas unidades.

2.2.2. O Ciclo de Refrigeração de Carnot

Com o nome em homenagem a Sadi Carnot, por seu trabalho pioneiro em 1824, o ciclo de Carnot foi investigado pelo mesmo para

avaliar a conversão máxima de energia térmica em energia mecânica. Este ciclo também conhecido como motor térmico de Carnot recebe energia térmica a uma fonte de alta temperatura, converte parte dessa energia em trabalho e rejeita o restante a um reservatório térmico a baixa temperatura.

O motor térmico de Carnot quando invertido é conhecido como o ciclo de refrigeração de Carnot. Neste ciclo, energia é transferida da fonte de temperatura baixa para um reservatório de temperatura alta. Para o seu funcionamento, este ciclo recebe a ação do trabalho externo, ou seja, trabalho de eixo é aplicado ao ciclo de maneira a realizar os 4 processos que o compõe, conforme mostra os diagramas T-s (temperatura-entropia) da figura 2.6.

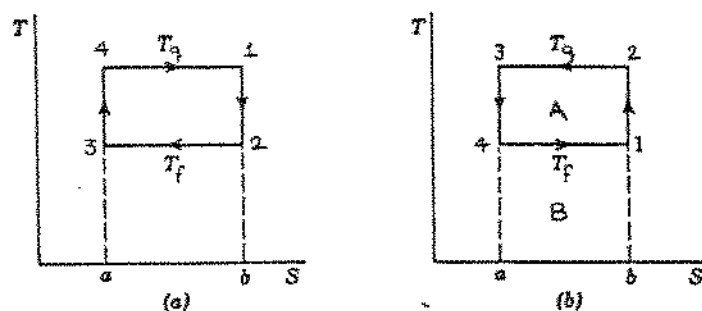


Figura 2.6 - Diagrama T-s ilustrando (a) motor térmico de Carnot e (b) ciclo de refrigeração de Carnot.

Consideremos o ciclo de refrigeração de Carnot da figura 2.6(b). O processo 1-2 é de compressão adiabática reversível. Pela definição de entropia, temos:

$$dS = \frac{\delta Q}{T} \Big|_{\text{rev}} \quad (2.2)$$

Um processo em que a entropia permanece constante é conhecido como isoentrópico.

Em seguida, temos o processo 2-3 que é uma rejeição isotérmica de calor do fluido de trabalho para o reservatório de temperatura alta. Para esse processo, temos:

$$S_3 - S_2 = \int_2^3 \frac{\delta Q}{T} \Big|_{\text{rev}} \quad (2.3)$$

Integrando a eq. 2.3, sabendo que a temperatura permanece constante obtemos:

$$S_3 - S_2 = \frac{1}{T_q} \int_2^3 \delta Q = \frac{Q_{23}}{T_q} \quad (2.4)$$

Observamos que, nesse processo há diminuição da entropia uma vez que a transferência de calor é negativa em relação ao fluido de trabalho.

O processo 3-4 é o terceiro do ciclo e representa uma expansão adiabática reversível. É um processo isoentrópico que termina no ponto 4 quando a temperatura do fluido de trabalho atinge T_f .

Para fechar o ciclo temos o processo isotérmico reversível 4-1, no qual calor é absorvido pelo fluido de trabalho, da fonte de baixa temperatura (T_f). Verifica-se que durante esse processo a transferência de calor é positiva em relação ao fluido de trabalho; conseqüentemente, aumento da entropia do último. Para esse processo podemos escrever:

$$S_1 - S_4 = \int_4^1 \frac{\delta Q}{T} \Big|_{\text{rev}} = \frac{Q_1}{T_f} \quad (2.5)$$

Um ciclo de refrigeração de Carnot é aquele cujo desempenho é o máximo obtido entre dois níveis de temperatura, o do espaço refrigerado e o do ambiente e, portanto, apresenta o máximo coeficiente de eficácia (COP). Voltando à figura 2.6(b) temos que a área A igual ao trabalho líquido; área B igual ao efeito frigorífico; e área (A+B) calor total rejeitado ao ambiente. Da eq. 2.1 a 2.5, e fazendo $T_f = T_1$ e $T_q = T_2$ definimos:

$$\text{COP} = \frac{T_1 (S_1 - S_4)}{(T_2 - T_1) (S_1 - S_4)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.6)$$

onde:

S = entropia

Q = calor transferido

T = temperatura absoluta

Do exposto, verificamos que o ciclo de Carnot quando opera numa direção ou noutra poderá servir 3 finalidades:

- a) Para conversão de energia térmica em energia mecânica - motor térmico.
- b) Utilização de energia mecânica para absorver calor de uma fonte fria e rejeitá-lo a uma fonte quente - refrigerador.
- c) Utilização de energia mecânica para retirar calor de uma fonte quente e rejeitá-lo a uma fonte fria - bomba de calor.

O fluido de trabalho utilizado para refrigeração no ciclo de compressão a vapor, conforme já visto anteriormente, é um refrigerante que se evapora durante a retirada de calor e se condensa durante a rejeição de calor. A figura 2.7, mostra o ciclo de refrigeração de Carnot para tal refrigerante nos diagramas P-v (pressão-volume) e T-s (temperatura-entropia).

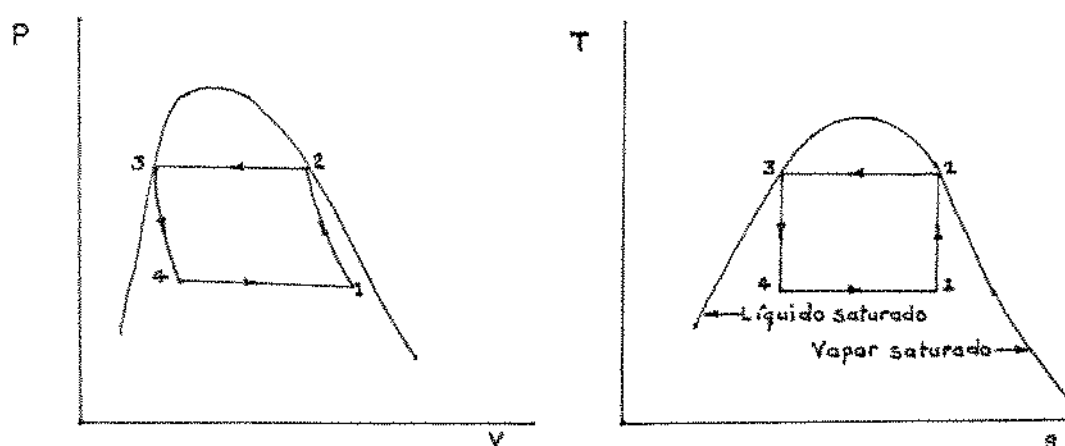


Figura 2.7 - Ciclo de refrigeração de Carnot para refrigerante com mudança de fase.

Nela verificamos que o ciclo opera entre as linhas de vapor e líquido saturado. Os processos 2-3 e 4-1 ocorrem à temperatura e pressão constantes durante a mudança de fase, sendo responsável para a sua realização dois componentes, a saber: condensador e evaporador, respectivamente.

2.2.3 - O Ciclo Básico de Compressão a Vapor

Embora o ciclo de refrigeração de Carnot seja o que apresente o maior coeficiente de eficácia, é impossível atingir tal desempenho na prática uma vez que o ciclo exige algumas modi-

ficações para que se torne operacional economicamente. Pela figura 2.7, mostrada anteriormente, verificamos que a compressão se dá pelo processo 1-2 na região bifásica. Tal processo de compressão que envolve misturas de gotículas de líquido e vapor é denominado compressão úmida. Compressão úmida não é aconselhável na prática devido a possível danos que a mesma poderá ocasionar tanto por golpes de líquido como por deficiência na lubrificação das partes móveis do compressor. Por essas razões uma compressão denominada seca é recomendada, embora o trabalho adicional resultante tenda a diminuir o coeficiente de eficácia.

Outra consideração que o ciclo de refrigeração de Carnot exige é uma expansão isoentrópica, mediante a utilização da turbina e aproveitamento do trabalho resultante na compressão. A utilização de tal componente, entretanto, apresenta problemas como lubrificação quanto à escoamento bifásico, custo elevado da turbina e o fato de que o trabalho de expansão é muito inferior em comparação ao da compressão. Portanto, a redução da pressão de líquido que ocorre no processo 3-4 é realizada através de uma válvula ou dispositivo de restrição.

Após as modificações no ciclo de refrigeração de Carnot, devido às limitações impostas, o modelo obtido é o ciclo básico (ou padrão) de compressão a vapor. A figura 2.8, mostra o ciclo básico de compressão a vapor nos diagramas T-s (temperatura-entropia) e P-h (pressão-entalpia).

O ciclo básico considera transferência de calor tanto no condensador como no evaporador a pressão constante, compressão adiabática reversível (isoentrópica), e uma válvula de expansão adiabática. O refrigerante deixa o evaporador e entra no compres-

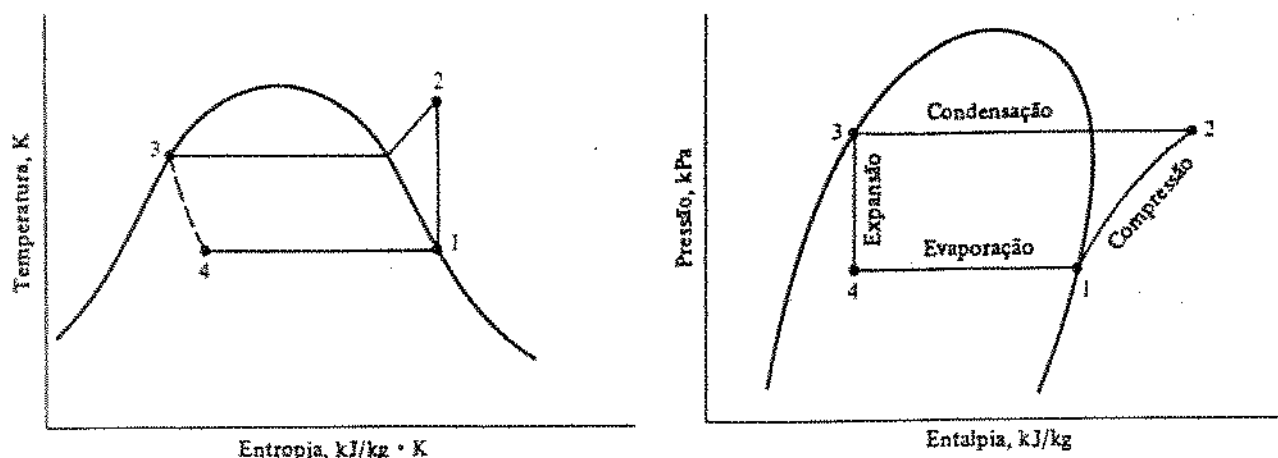


Figura 2.8 - Ciclo básico (ou padrão) de compressão a vapor ilustrando (a) diagrama temperatura-entropia e (b) diagrama pressão-entalpia.

sor, no ponto 1, a baixa pressão e baixa temperatura e no estado de vapor saturado. Do ponto 1 o refrigerante sofre uma compressão adiabática reversível (isoentrópica), saindo do compressor, no ponto 2, a alta pressão e alta temperatura no estado de vapor superaquecido. A partir do ponto 2 o vapor superaquecido entra no condensador donde é primeiramente desuperaquecido e posteriormente condensado a pressão constante. No ponto 3, o refrigerante deixa o condensador a alta pressão, temperatura média, líquido saturado e entra na válvula de expansão produzindo expansão adiabática irreversível (isoentálpica). No ponto 4, o refrigerante deixa a válvula de expansão a baixa pressão, baixa temperatura, baixo título de vapor e entra no evaporador, de onde se evapora a pressão constante e reversível até o estado saturado do ponto 1. As transferências de calor ao evaporador e do condensador podem ser consideradas processos com diferenças não finitas de temperaturas

entre o fluido que cede o calor e o fluido que absorve o calor, exceto o processo (irreversível) de desuperaquecimento que acontece no condensador.

O esquema do ciclo básico de compressão a vapor, mostra do pela figura 2.9, compreende os seguintes componentes principais: compressor, condensador, válvula de expansão, e evaporador.

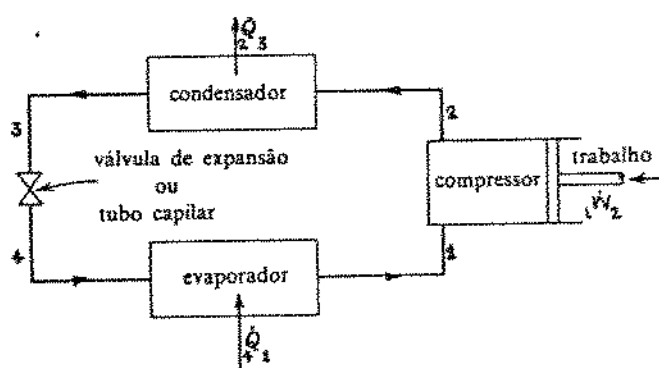


Figura 2.9 - Esquema do ciclo básico de compressão a vapor.

A primeira lei da termodinâmica, para um regime permanente, nos fornece:

$$\sum_{\text{sai}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{\text{entra}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) + \dot{Q} - \dot{W} = 0 \quad (2.7)$$

onde:

$\dot{Q}$ = calor transferido ao sistema

$\dot{W}$ = trabalho efetuado pelo sistema

V = velocidade do fluido

g = aceleração de gravidade

z = altura manométrica

h = entalpia

$\dot{m}$ = vazão mássica.

Um balanço de energia, a partir da eq. 2.7, para cada um dos componentes do ciclo em estudo resulta nas relações derivadas a seguir.

No processo 1-2, obtemos o trabalho de compressão:

$${}_1\dot{W}_2 = - (h_2 - h_1) \dot{m} \quad (2.8)$$

Esta quantidade é negativa, indicando que o trabalho é realizado pelo compressor sobre o refrigerante.

O refrigerante cede calor, pelo condensador, no proceso 2-3, fornecendo a equação:

$${}_2\dot{Q}_3 = -(h_2 - h_3) \dot{m} \quad (2.9)$$

Este valor é também negativo, o que significa que a transferência de calor se dá do refrigerante ao agente de condensação, normalmente ar ou água.

A expressão que rege o processo 3-4, expansão isoentálpica, é da forma:

$$h_3 = h_4 \quad (2.10)$$

O calor absorvido pelo refrigerante dentro do evaporador, resultante do efeito de refrigeração que ocorre no processo 4-1, é determinado pela equação:

$${}_4\dot{Q}_1 = (h_1 - h_4) \dot{m} \quad (2.11)$$

Na aplicação da equação de energia para regime permanente, os termos da energia cinética e energia potencial são desprezados, uma vez que dentro do sistema frigorífico as velocidades do fluido são baixas e, conseqüentemente as perdas de pressão devido a atrito do fluido são insignificantes. Por ser uma operação cíclica, o calor rejeitado pelo condensador deve ser igual a soma do calor absorvido no evaporador com o trabalho de compressão.

O coeficiente de eficácia é um parâmetro geralmente utilizado para comparar o desempenho, de sistemas frigoríficos. Para o ciclo básico em estudo, o coeficiente de eficácia, das eqs. 2.8 e 2.11 é:

$$\text{COP} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.12)$$

2.2.4. O Ciclo Real de Compressão a Vapor

Vimos na análise do ciclo básico (ou padrão) de compressão a vapor que algumas hipóteses foram tomadas para idealizar o ciclo. O ciclo real, entretanto, difere um pouco desse ciclo básico, conseqüência da ineficiência que ocorre nos processos. As perdas de carga nas tubulações, no evaporador e no condensador são desprezadas na análise do ciclo básico. O ciclo real, porém, admite perdas devido ao atrito, aumentando o trabalho de compressão. Na compressão, o ciclo básico considera o processo isoentrópico enquanto que o mesmo não é admitido no ciclo real. Também, no ciclo básico, tanto o líquido que sai do condensador como o vapor que sai do evaporador são considerados saturados. No ciclo real, os efeitos de sub-resfriamento de líquido, e o superaquecimento

do vapor na sucção do compressor são levados em consideração.

Na figura 2.10, é mostrado um diagrama P-h (pressão-entalpia) de um ciclo real de compressão a vapor, ilustrando os desvios do ciclo básico.

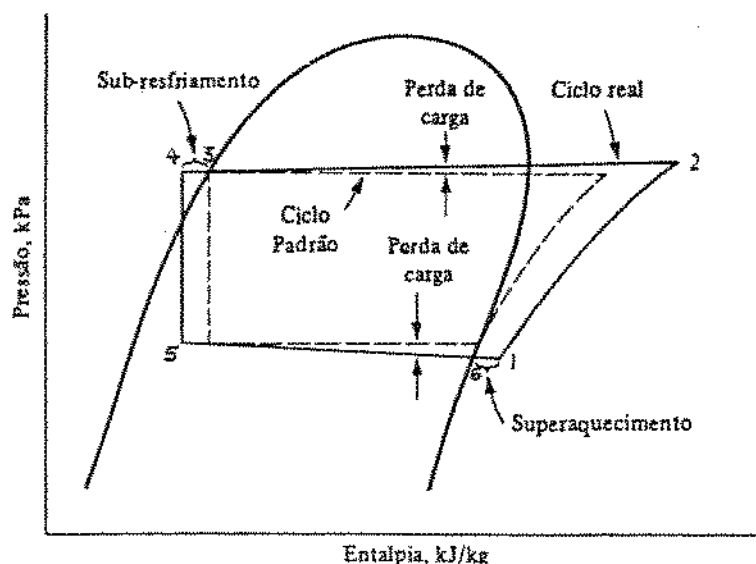


Figura 2.10 - Ciclo real de compressão a vapor.

As perdas de carga que ocorrem no evaporador, na linha de sucção e na válvula de sucção do compressor são responsáveis pelo desvio indicado no processo 5-1. O desvio representado no processo 2-4 é consequência de perdas de carga provocada pela válvula de descarga do compressor, na linha de descarga e condensador e, finalmente, na linha de líquido.

No ciclo real, o superaquecimento do vapor pode acontecer dentro do espaço refrigerado ou fora do espaço (pela linha de sucção) e ainda quando o vapor encontrar as paredes quentes do cilindro do compressor. Quando o aumento da temperatura é proveniente do espaço refrigerado diz-se que o superaquecimento pro

duz resfriamento útil, ao contrário, o efeito é dito inútil.

O sub-resfriamento do refrigerante líquido também se manifesta em diversos lugares. Geralmente, o sub-resfriamento ocorre nas últimas fileiras do condensador, dentro do reservatório de líquido e através da linha de líquido ou ainda, através de um circuito (sub-resfriador) especial projetado para tal.

Em algumas instalações o superaquecimento do vapor e o sub-resfriamento do líquido são efetuados simultaneamente por um único componente, denominado trocador de calor. Pelo trocador de calor, o vapor frio proveniente do evaporador flui em contracorrente ao refrigerante líquido que deixa o condensador. O vapor absorve calor do líquido quente e portanto tornando-o superaquecido, enquanto que o líquido é sub-resfriado quando cede calor para o vapor frio.

De um balanço de energia, temos que o superaquecimento é igual ao sub-resfriamento, ou seja, pela figura 2.10:

$$h_3 - h_4 = h_1 - h_6 \quad (2.13)$$

e, para o efeito de refrigeração, tem-se:

$$h_6 - h_5 = h_1 - h_3 \quad (2.14)$$

2.2.5. Análise comparativa do ciclo básico com o ciclo de refrigeração de Carnot.

O coeficiente de eficácia do ciclo de compressão a vapor é bastante influenciado pelas temperaturas de saturação. Es-

ta influência poderá ser verificada analisando as áreas indicadas no diagrama T-s (temperatura-entropia) da figura 2.11.

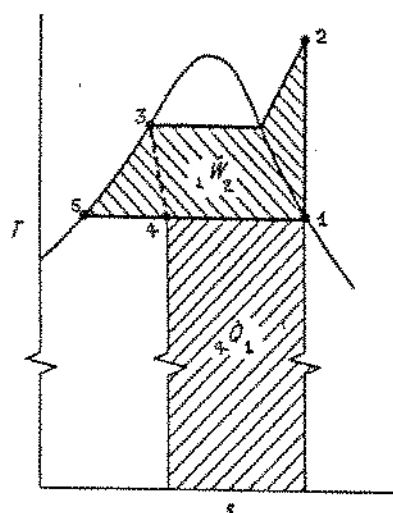


Figura 2.11 - Áreas representando o efeito frigorífico e o trabalho líquido fornecido para o ciclo básico.

O efeito frigorífico, representado pela área $4\dot{Q}_1$, é uma consequência direta da definição de entropia. No caso de trabalho, sabemos que a área descrita sob uma linha de processo isobárico reversível é igual a variação de entalpia do processo. Considerando como uma boa aproximação que, numa transformação isobárica o sub-resfriamento do líquido coincide com a linha de líquido saturado no diagrama T-S, podemos escrever:

$${}_1\dot{W}_2 = h_2 - h_1 = (h_2 - h_5) - (h_1 - h_5) \quad (2.15)$$

Subtraindo-se a área sob a linha $\overline{51}$ da área sob a linha $\overline{532}$, teremos a área definida por ${}_1\dot{W}_2$.

Como o coeficiente de eficácia é definido por:

$$\text{COP} = \frac{{}_4\dot{Q}_1}{{}_1\dot{W}_2} \quad (2.16)$$

podemos observar como variações na temperatura de evaporação e temperatura de condensação influenciam o valor de COP. Verificamos que o abaixamento da temperatura de evaporação aumenta consideravelmente o ${}_1\dot{W}_2$ e diminui um pouco ${}_4\dot{Q}_1$. No outro lado, um aumento na pressão de condensação gera o mesmo efeito, porém, com menor intensidade sobre ${}_1\dot{W}_2$. Nestas condições, podemos concluir que para obter um COP máximo, o ciclo deverá operar com menor temperatura de condensação possível e a uma temperatura de evaporação maior possível.

A título de análise, faremos uma comparação do ciclo básico (ou padrão) de compressão a vapor com o ciclo de refrigeração de Carnot. Porque faremos tal comparação sabendo que o ciclo de Carnot é ideal? A resposta nos leva a definição de um outro parâmetro, de grande valia, conforme veremos a seguir. A figura 2.12 mostra o ciclo básico superposto no ciclo de refrigeração de Carnot.

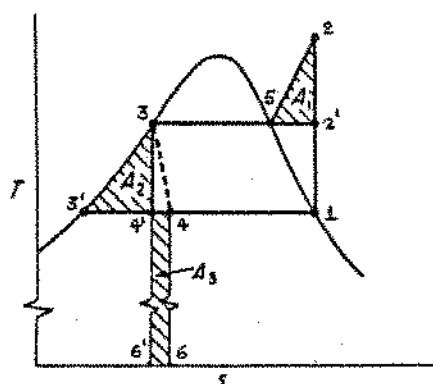


Figura 2.12 - Desvios do ciclo básico em relação ao ciclo de Carnot.

Este gráfico nos mostra o grau de desvio, ou seja, quanto o ciclo básico se afasta do ciclo de refrigeração de Carnot. Para tal comparação o diagrama T-s é recomendado, por apresentar áreas que representam verdadeiras quantidades de calor. Suponhamos que os pontos 1 e 3 sejam comuns em ambos os ciclos. Nesta figura, 1-2-5-3-4-1 representa o ciclo básico enquanto que o ciclo de refrigeração de Carnot é representado por 1-2'-3-4'-1, e o primeiro desviar-se do último em três áreas. Área A_1 (2'-2-5-2') representa área adicional de trabalho criada pelo superaquecimento durante a compressão, bem como aumento do calor rejeitado pelo condensador, devido a processo isobárico de desaquecimento, ao invés de processo isotérmico, entre 2 e 5. Área A_2 (3-3'-4'-3) representa um trabalho adicional necessário ao ciclo, consequência da não recuperação do trabalho de expansão entre estados 3 e 4'. Área A_3 (4'-6'-6-4-4') representa a perda em efeito frigorífico, resultado de um processo de estrangulamento (laminagem) em comparação ao processo de expansão isoentrópica do ciclo de refrigeração de Carnot. Assim, do exposto, podemos escrever:

$$A_1 = (h_2 - h_5) - T_3(s_1 - s_5) \quad (2-17)$$

$$A_2 = h_3 - h_{4'}, \quad (2.18)$$

$$A_3 = h_4 - h_{4'} = h_3 - h_{4'}, \quad (2.19)$$

Vimos que as áreas A_2 e A_3 são iguais, ou seja, o processo de estrangulamento é responsável por duas perdas idênticas. Uma vez que:

$${}_1W_2 = A_1 + A_2 + W_c \quad (2.20)$$

$${}_4Q_1 = Q_c - A_3 \quad (2.21)$$

podemos definir, para o ciclo básico, um novo parâmetro conhecido como eficiência frigorífica (η_R).

$$\eta_R = \frac{{}_4Q_1}{{}_1W_2} = \frac{1 - \frac{A_3}{Q_c}}{1 + \frac{A_1 + A_2}{W_c}} \quad (2.22)$$

Tal parâmetro, definido para um ciclo de simples estágio, caracteriza o grau de aproximação do ciclo básico daquele ideal de Carnot, ou em outras palavras:

$$\eta_R = \frac{COP}{COP_{Carnot}} \quad (2.23)$$

Conforme visto anteriormente, a definição de eficiência frigorífica (η_R) é baseado no ciclo de simples estágio, ou seja, aquele que permite a compressão num único estágio. Sabemos também que essa eficiência diminui consideravelmente à medida que a temperatura de evaporação se afasta da de condensação. Além do mais, a relação de compressão aumenta, o que acarreta elevada temperatura de descarga, provocando carbonização do óleo. Portanto quando é notável a diferença entre as temperaturas de condensação e de evaporação, torna-se aconselhável o emprego de compressão por estágios. A aplicação de compressão por estágios é além do objetivo do presente trabalho, portanto, este assunto não será aprofundado.

2.3. Refrigerantes

O projeto de um sistema de refrigeração por compressão a vapor é bastante influenciado pelas propriedades do fluido de trabalho empregado. Tais fluidos são denominados refrigerantes primários; fazem parte desse grupo os refrigerantes halocarbônicos, hidrocarbonetos e os compostos inorgânicos. Dá-se o nome azeótropo a uma mistura de duas substâncias, não separável em seus componentes por destilação. O refrigerante 502 é o azeótropo mais popular e, compreende 48,8% de refrigerante 22 e 51,2% de refrigerante 115. Os refrigerantes secundários, também conhecidos como anticongelantes e salmouras, pertencem a outro grupo. São essencialmente líquidos mantidos a baixa temperatura, para transportar energia térmica de uma fonte à outra, sem sofrer mudança de fase, citando como alguns exemplos: soluções de água e etileno glicol, propileno glicol, cloreto de cálcio, ou cloreto de sódio.

Na tabela 2.1, são mostrados alguns refrigerantes primários conforme designações da ASHRAE.

Tabela 2.1 - Designação ASHRAE para alguns refrigerantes

Nº	Nome Químico	Tipo de Composto	Fórmula Química
12	Diclorodifluormetano	Halocarbônico	CCl_2F_2
22	Monoclorodifluormetano	Halocarbônico	CHClF_2
50	Metano	Hidrocarboneto	CH_4
717	Amônia	Inorgânico	NH_3

Do ponto de vista da eficiência frigorífica, definida pelas equações 2.22 e 2.23, um bom refrigerante será aquele cujo COP do ciclo básico se aproxima do Carnot. O COP do ciclo de Carnot independe do tipo de refrigerante empregado. Para o ciclo básico, porém, o COP não só é menor, em virtude das irreversibilidades apresentadas pelos desvios, como depende do tipo de refrigerante adotado.

Algumas das propriedades mais importantes do refrigerante que influenciam a capacidade e a eficiência são: o calor latente de vaporização, o calor específico, o volume específico, e a relação de compressão. Em instalações grandes, é desejável um alto valor de calor latente a fim de diminuir a quantidade de refrigerante em circulação. Um calor específico alto no estado gasoso e baixo para o líquido são desejáveis porque ambos tendem a aumentar o efeito frigorífico. A eficiência e a capacidade do compressor são consideravelmente aumentadas quando o refrigerante possui um alto valor de calor latente e baixo volume específico no estado gasoso. Nestas condições o sistema permite a utilização de equipamento menor, com, conseqüentemente, baixo consumo de energia. De modo geral, as baixas relações de compressão resultam em baixo consumo de energia e alta eficiência volumétrica.

A tabela 2.2 nos mostra um estudo comparativo de algumas características termodinâmicas de três refrigerantes comuns, operando no ciclo básico, com temperaturas de evaporação e condensação de -15°C e 30°C respectivamente, conforme padronização americana. Para tais condições, lembramos que o ciclo de Carnot nos fornece um COP igual a 5,74.

Tabela 2.2 - Características termodinâmicas de alguns refrigerantes.

Refrig.	Pressão Saturação		Relação de Compressão	Efeito de Refrig. kJ/kg	COP	η_R
	-15°C	30°C				
12	182,7	744,6	4,08	116,3	4,70	0,82
22	295,8	1192,1	4,03	162,8	4,66	0,81
717	236,5	1166,6	4,93	1103,4	4,76	0,83

Neste trabalho o fluido usado é o refrigerante 12. Possui uma temperatura de ebulição de $-29,8^{\circ}\text{C}$ a pressão atmosférica e, atualmente, é o refrigerante mais empregado em geladeiras domésticas, comerciais e também em condicionadores de ar automotivos.

Uma característica importante na escolha de um refrigerante é a sua miscibilidade com o óleo. A diluição do óleo diminui a viscosidade do mesmo, provocando assim, deficiência de lubrificação no compressor. Quando em circulação, a mistura poderá diminuir a capacidade de transmissão dos trocadores de calor, afetando dessa maneira a capacidade e eficiência do sistema.

Uma vantagem no uso de refrigerante 12 é ser miscível ao óleo, sob maioria das condições de operação, facilitando dessa forma o retorno do óleo ao cárter do compressor. De maneira geral, além de um dimensionamento adequado das tubulações, que tende a garantir velocidades mínimas capaz de arrastar o óleo de volta ao cárter, recomenda-se a instalação de separador de óleo na linha de descarga.

CAPÍTULO 3

ANÁLISE TEÓRICA DO SUBSISTEMA DA UNIDADE DE CONDENSAÇÃO A AR

Embora o objetivo desse trabalho seja avaliar, experimentalmente, o desempenho de unidades de condensação, uma análise teórica e o fornecimento de pormenores dos principais componentes que as compõem se faz necessário para uma melhor compreensão das unidades. Dá-se o nome unidade de condensação a um conjunto de componentes, montados sobre a mesma base, cuja função é a liquefação de refrigerante usado no sistema de compressão a vapor. Os componentes básicos que formam a unidade de condensação são o compressor e o condensador.

3.1. Compressores

Os principais compressores de vapor usados na indústria de refrigeração são do tipo alternativo, centrífugo, parafuso e palhetas. Com exceção do compressor centrífugo, cujo funcionamento se baseia na ação de forças centrífugas, os outros três são máquinas de deslocamento positivo. Num projeto frigorífico, a escolha do tipo de compressor depende basicamente do refrigerante adotado e da capacidade da instalação. Nesta análise, a nossa discussão será limitada ao compressor alternativo.

O compressor alternativo consiste de um pistão (êmbolo) que se movimenta alternadamente num cilindro, provido com válvu-

las de aspiração e descarga, a fim de permitir a compressão. Os compressores alternativos aplicados em sistemas de refrigeração são apresentados em três formas: aberto, semi-hermético e hermético. Os dois primeiros permitem algum tipo de manutenção nas partes móveis, enquanto que, o último é completamente selado. Também, estes compressores são disponíveis com um cilindro ou multicilindros, sendo que, os multicilindros são dispostos conforme as seguintes configurações: linha, V, W ou radialmente.

Na operação de compressores de deslocamento positivo, o desvio do desempenho ideal se deve a várias perdas, resultando na diminuição de capacidade e no aumento da energia fornecida. As perdas mais significativas são: desvio da compressão isoentrópica, ineficiência das válvulas e perda de pressão no interior do compressor. Essas perdas são difíceis de computar individualmente [9]. Entretanto, seu efeito coletivo sobre o desempenho de um compressor ideal, pode ser caracterizado por certos parâmetros; entre esses, a eficiência volumétrica e a eficiência de compressão, que são determinadas experimentalmente.

3.1.1. O Ciclo Ideal do Compressor Alternativo

A fim de estabelecer relações matemáticas pertinentes à determinação dos parâmetros principais para análise do desempenho de um compressor alternativo, recorreremos ao diagrama p-V (pressão-volume) da figura 3.1.

O ciclo ideal de um compressor alternativo, tal como mostrado na figura 3.1, compreende os seguintes processos: compressão politrópica (1-2), descarga isobárica (2-3), expansão po-

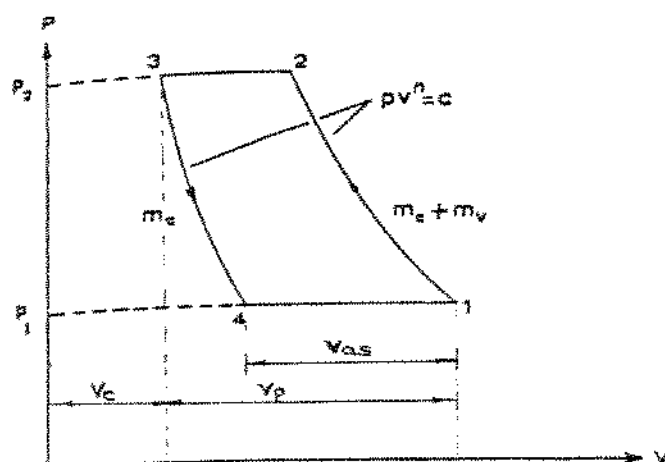


Figura 3.1 - Diagrama pressão - volume de um compressor alternativo ideal.

litrópica (3-4), e sucção isobárica (4-1). O processo de compressão ou expansão politrópica pode ser representado da seguinte forma:

$$p v^n = \text{constante} \quad (3.1)$$

A título de análise o expoente n , é considerado igual para ambos os processos (compressão e expansão), com

$$1 \leq n \leq K \quad \text{e} \quad K = C_p/C_v$$

Para uma aproximação inicial, considera-se igual ao valor médio entre 1 e K , com K avaliado na temperatura média antes e depois do processo de compressão ou expansão; assim sendo, temos:

$$n = \frac{1 + K}{2} \quad (3.2)$$

Para cada processo do ciclo, o trabalho realizado é definido como:

$$W = \int p dV \quad (3.3)$$

O trabalho total necessário para o ciclo ideal é a soma do trabalho individual dos processos, ou seja:

$$W_t = p_1 V_1^n \int_1^2 \frac{dV}{V^n} + p_2 (V_3 - V_2) + p_3 V_3^n \int_3^4 \frac{dV}{V^n} + p_1 (V_1 - V_4) \quad (3.4)$$

Integrando, obtemos:

$$W_t = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{1-n} + p_2 (V_3 - V_2) + \frac{p_4 V_4 - p_3 V_3}{1-n} + p_1 (V_1 - V_4) \quad (3.5)$$

Fazendo: $p_1 = p_4$ e $p_2 = p_3$, e substituindo na eq. 3.5, temos:

$$W_t = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{1-n} + p_2 (V_3 - V_2) + \frac{p_1 V_4 - p_2 V_3}{1-n} + p_1 (V_1 - V_4) \quad (3.6)$$

Simplificando, podemos escrever:

$$W_t = \frac{n}{1-n} [p_2 (V_2 - V_3) - p_1 (V_1 - V_4)] \quad (3.7)$$

Sabe-se que a variação de volume nos processos de sucção (4-1) e descarga (2-3) pode ser representada pela expressão:

$$V_1 - V_4 = m_v v_1 \quad \text{e} \quad V_2 - V_3 = m_v v_2 \quad (3.8)$$

Assim sendo, a substituição da eq. 3.8 na eq. 3.7 nos fornece a expressão para o trabalho do ciclo, ou seja:

$$W_t = m_v \frac{n}{1-n} [p_2 v_2 - p_1 v_1] \quad (3.9)$$

Do exposto, o trabalho realizado por unidade de massa de vapor comprimido no ciclo ideal é igual a:

$$-w = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} - 1 \right] \quad (3.10)$$

Simplificando a eq. 3.10, obtemos [13]:

$$-w = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.11)$$

onde:

p = pressão;

v = volume específico;

V = volume;

n = expoente politrópico de processos de compressão e expansão;

K = constante;

C_p = calor específico a pressão constante;

C_v = calor específico a volume constante;

w = trabalho por unidade de massa;

W = trabalho;

W_t = trabalho total para o ciclo ideal, e

m_v = massa de vapor na aspiração.

3.1.2. Eficiência Volumétrica

A eficiência volumétrica de um compressor alternativo é definida como a relação entre o deslocamento real ou o volume de vapor aspirado por rotação V_{as} e o deslocamento do pistão por rotação V_p , isto é:

$$\eta_{vol} = \frac{V_{as}}{V_p} \quad (3.12)$$

O volume aspirado ou o deslocamento real do vapor no ciclo ideal de compressão é dado como:

$$V_{as} = v_1(m_c + m_v) - m_c v_4 \quad (3.13)$$

O volume do espaço nocivo V_c , que corresponde a V_3 no diagrama p-V da figura 3.1 é igual a:

$$V_c = v_4 m_c R_c^{-1/n} \quad (3.14)$$

A relação de compressão R_c , é definida por:

$$R_c = \frac{p_3}{p_4} \quad (3.15)$$

Pela eq. 3.14, temos:

$$v_4 m_c = \frac{V_c}{R_c^{-1/n}} = V_c R_c^{1/n} \quad (3.16)$$

Combinando eqs. 3.12, 3.13 e 3.16 obtemos a seguinte expressão para a eficiência volumétrica.

$$\eta_{vol} = \frac{v_1(m_c+m_v)}{V_p} - \frac{V_c}{V_p} R_c^{1/n} \quad (3.17)$$

Por definição, a relação de volume do espaço nocivo C , é:

$$C = \frac{V_c}{V_p} \quad (3.18)$$

onde V_c e V_p , são o volume de espaço nocivo e o deslocamento do pistão respectivamente. Além disso, da figura 3.1, temos,

$$V_1 = V_c + V_p \quad (3.19)$$

$$e \quad V_1 = v_1(m_c+m_v).$$

Substituindo as eqs. 3.18 e 3.19 em 3.17, obtemos a equação para a eficiência volumétrica do ciclo ideal de compressão, dada como:

$$\eta_{vol} = \frac{V_c + V_p}{V_p} - C R_c^{1/n} \quad (3.20)$$

ou ainda, pela equação:

$$\eta_{vol} = 1 - C(R_c^{1/n} - 1) \quad (3.21)$$

O emprego da eq. 3.21 para estimativa da eficiência volumétrica, baseada na reexpansão do gás residual do espaço nocivo sempre apresenta valores maiores que nos casos reais [9]. O desempenho do compressor diminui nos casos reais devido a fatores tais

como: fugas pelos êmbolos, fugas pelas válvulas de aspiração e descarga, perda de carga nas válvulas, trefilação, arraste de óleo e aquecimento do vapor de sucção no cilindro.

A perda maior é devido às fugas pelas válvulas e êmbolos, tendo sido comprovado por fotografia de alta velocidade, a ondulação das palhetas de válvulas quando em movimento e para relação de compressão alta, que as mesmas não se fecham adequadamente. A complexidade desse problema é de difícil avaliação analítica.

A precisão da eq. 3.21 pode ser melhorada consideravelmente mediante a introdução do conceito de relação efetiva do espaço nocivo C_{ef} [14]. Este parâmetro é considerado constante ao longo da faixa de operação do compressor. O teste geralmente realizado para a determinação de C_{ef} é conduzido com a sucção tampada e o compressor acionado até atingir o vácuo. A pressão mínima (vácuo) obtida, juntamente com a pressão de descarga nesta condição, permitem avaliação da relação de compressão R_o , para eficiência volumétrica igual a zero, dada como:

$$\eta_{vol} = 1 - C_{ef}(R_o^{1/n} - 1) = 0 \quad (3.22)$$

onde: $R_o = \frac{\text{Pressão de descarga abs.}}{\text{Pressão de sucção abs.}} \quad (3.23)$

$$R_c = R_o, \quad \eta_{vol} = 0 \quad (3.24)$$

Segue-se, então, que a relação efetiva do espaço nocivo é avaliada segundo a expressão:

$$C_{ef} = (R_o^{1/n} - 1)^{-1} \quad (3.25)$$

Substituindo a eq. 3.25 na eq. 3.21 obtemos a expressão para eficiência volumétrica que leva em consideração as perdas que surgem na prática, isto é:

$$\eta_{vol} = 1 - \left[\frac{(R_c^{1/n} - 1)}{(R_o^{1/n} - 1)} \right] \quad (3.26)$$

onde:

- η_{vol} = eficiência volumétrica;
- V_{as} = volume de vapor aspirado;
- V_p = volume de gás deslocado pelo pistão;
- V_c = volume de espaço nocivo;
- m_c = massa de gás no espaço nocivo;
- m_v = massa de vapor aspirado;
- R_c = relação de compressão;
- R_o = relação de compressão com bloqueio de aspiração;
- C = relação de volume do espaço nocivo; e
- C_{ef} = relação efetiva de volume do espaço nocivo.

3.1.3. Eficiência de Compressão

Os parâmetros que influenciam a eficiência de compressão são normalmente determinados através da utilização de um diagrama indicador. Este diagrama indica a pressão e o volume do ciclo de compressão durante o teste real do compressor. O instrumento usado para as medições é conhecido como um indicador, sendo disponível em várias formas.

A figura 3.2, mostra uma das formas mais simples deste dispositivo.

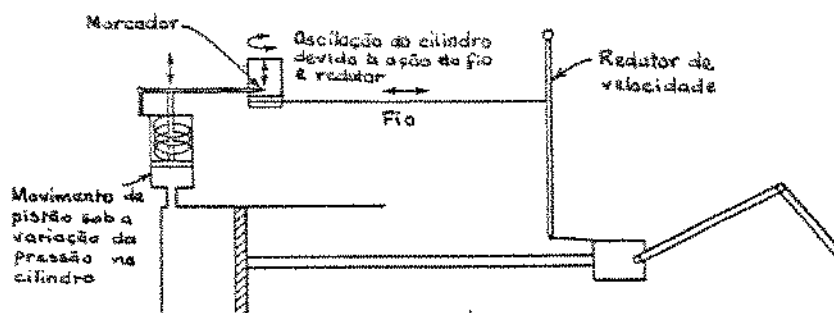


Figura 3.2 - Diagrama esquemático de um tipo de indicador.

Neste dispositivo, a pressão do cilindro atua sobre uma mola, causando uma deflexão vertical do marcador que é proporcional à pressão do cilindro. O gráfico usado é movimentado em relação ao deslocamento do pistão, de maneira que sua posição horizontal fique proporcional ao volume do cilindro. Um diagrama indicador típico é mostrado pela figura 3.3. A eficiência de compressão η_{comp} é definida como:

$$\eta_{comp} = \frac{\text{Potência teórica}}{\text{Potência indicada}} \quad (3.27)$$

Seguindo a técnica empregada por Hirsch [14], a eficiência de compressão pode ser obtida diretamente do diagrama indicador da seguinte forma:

$$\eta_{comp} = \frac{\text{área abcd}}{\text{área abcd} + \text{área adk} + \text{área bkc}} \quad (3.28)$$

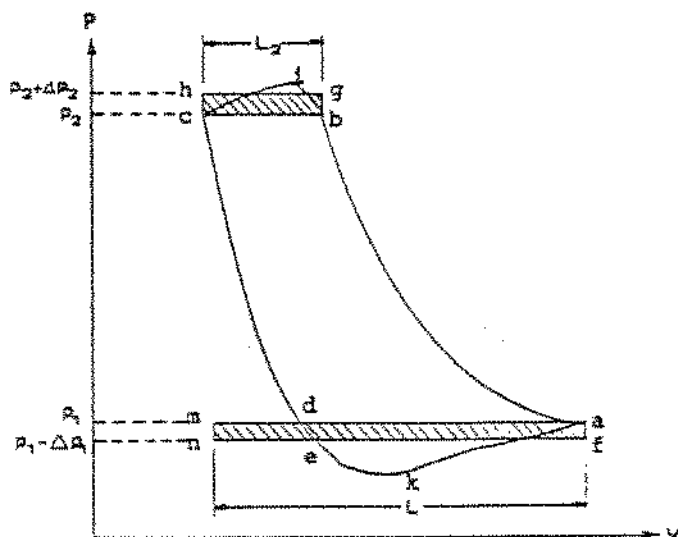


Figura 3.3 - Diagrama indicador de um compressor de refrigeração.

Área abcd se refere a trabalho útil efetuado entre p_1 e p_2 e representa a potência teórica. A área total dos diagramas (área ... abcd + área adk + área bkc) representa o trabalho de compressão real. O trabalho necessário para forçar a passagem do vapor pelas válvulas de sucção e descarga é representado pelas áreas adk e bkc respectivamente.

Dividindo a eq. 3.28 por L , o comprimento do diagrama indicador que representa o deslocamento do pistão, obtemos:

$$\eta_{\text{comp}} = \frac{\frac{\text{área abcd}}{L}}{\frac{\text{área abcd}}{L} + \frac{\text{área adk}}{L} + \frac{\text{área bkc}}{L}} \quad (3.29)$$

Para o ciclo de compressão ideal, a área do trabalho útil no diagrama pressão-volume dividido pelo deslocamento do pistão fornece a pressão média efetiva (MEP). Pela eq. 3.11, MEP se reduz a:

$$MEP = \frac{\text{área abcd}}{L} = \frac{\frac{n}{n-1} p_1 v_a [R_c^{(n-1)/n} - 1]}{V_p} \quad (3.30)$$

A eficiência de compressão tal como definida pela eq. 3.29 segue a relação:

$$\eta_{\text{comp}} = \frac{MEP}{MEP + \frac{\text{área adk}}{L} + \frac{\text{área blc}}{L}} \quad (3.31)$$

A fim de investigar as áreas adk e blc, da fig. 3.3, as seguintes hipóteses são tomadas:

- 1) As áreas de trabalho, adk e blc, são equivalentes às áreas retangulares, amnf e bghe, respectivamente.
- 2) O comprimento da área retangular que indica o trabalho realizado na válvula de sucção, adk, é igual ao comprimento L do diagrama indicador representando o deslocamento do pistão.
- 3) Desprezando o efeito do espaço nocivo o comprimento L_2 do diagrama indicador poderá ser representado pela expressão:

$$L_2 = L R_c^{-1/n} \quad (3.32)$$

Das hipóteses 1 e 3, segue que:

$$\frac{\text{área blc}}{L} = \frac{\text{área bghe}}{L} = \frac{\text{área bghe}}{L_2 R_c^{1/n}} = \frac{\Delta p_2}{R_c^{1/n}} \quad (3.33)$$

onde $\Delta p_2 = \frac{\text{área } bghc}{L_2}$ representa a pressão média a ser vencida pelo compressor durante a descarga. Da mesma forma, pelas hipóteses 1 e 2 temos:

$$\frac{\text{área } adk}{L} = \frac{\text{área } amnf}{L} = \Delta p_1 \quad (3.34)$$

onde Δp_1 é a pressão diferencial média que assegura o fluxo de vapor para dentro do cilindro durante o processo de aspiração ou sucção. Substituindo as eqs. 3.33 e 3.34 na eq. 3.31, obtemos uma equação que, através da mecânica dos fluidos, permite a avaliação do efeito das perdas de pressão sobre a eficiência de compressão:

$$\eta_{\text{comp}} = \frac{\text{MEP}}{\text{MEP} + \Delta p_1 + \Delta p_2 \cdot R_c^{-1/n}} \quad (3.35)$$

Para avaliar os valores de Δp_1 e Δp_2 na eq. 3.35, a força de arraste e o efeito de estrangulamento do vapor que flui pelas válvulas de sucção e descarga do compressor devem ser verificados. Considerando a válvula como sendo uma placa plana que se estende no fluxo de vapor a força de arraste exercida sobre a válvula é da forma:

$$F_a = C_a A \frac{\rho \bar{v}^2}{2} \quad (3.36)$$

onde: F_a = força de arraste;

C_a = coeficiente de arraste;

ρ = densidade do vapor;

$\bar{v}$ = velocidade média do fluxo de vapor;

A = área da válvula perpendicular ao fluxo, e

V_a = volume do vapor no ponto a da figura 3.3.

A pressão diferencial necessária para vencer a força de arraste é dada como:

$$\Delta p_a = C_a \frac{\rho \bar{v}^2}{2} \quad (3.37)$$

No caso de estrangulamento do vapor, utilizamos a equação de orifício [15] para determinar a pressão diferencial, isto é:

$$\Delta p_e = \frac{\rho Q^2}{2 C_d^2 A_o^2} \quad (3.38)$$

onde:

Q = vazão volumétrica;

C_d = coeficiente de descarga, e

A_o = área média da abertura perpendicular ao fluxo de vapor.

Pela definição da eficiência volumétrica, o fluxo de vapor aspirado por cilindro é dado como:

$$Q = n_{vol} V_p n_c \quad (3.39)$$

onde:

n_c = número de rotações do compressor por unidade de tempo

Substituindo a eq. 3.39 na eq. 3.38 obtemos a expressão para o cálculo da pressão diferencial que deverá ser vencida devido ao estrangulamento, como:

$$\Delta p_e = \frac{\rho V_p^2 n_c^2 n_{vol}^2}{2 C_d^2 A_o^2} \quad (3.40)$$

A pressão diferencial a ser vencida na válvula de sucção (Δp_1) e na válvula de descarga (Δp_2), é composta pelo componente de arraste e pelo componente devido ao estrangulamento respectivamente, e podemos escrever:

$$\Delta p_1 = \Delta p_{a_1} + \Delta p_{e_1} \quad (3.41)$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_{a_2} + \Delta p_{e_2} \quad (3.42)$$

As velocidades médias do fluxo de vapor pela válvula de sucção ($\bar{v}_a$) e pela válvula de descarga ($\bar{v}_b$), envolvidas na eq. 3.37, podem ser determinadas, respectivamente, pelas expressões:

$$\bar{v}_a = \frac{V_p \eta_{vol}}{n_s A_{os} t_s} \quad (3.43)$$

$$\bar{v}_b = \frac{V_p \eta_{vol}}{n_d A_{od} t_d} \quad (3.44)$$

onde:

- n_s = número de aberturas na sucção ;
- n_d = número de aberturas na descarga ;
- t_s = tempo de aspiração do vapor , e
- t_d = tempo de descarga do vapor.

Substituindo as eqs. 3.37 e 3.40 nas eqs. 3.41 e 3.42, e utilizando as eqs. 3.43 e 3.44 juntamente com a relação politrópica, $p v^n = \text{constante}$, obtemos:

$$\Delta p_1 = K_{I^2 a} \eta_{vol}^2 \quad (3.45)$$

e

$$\Delta p_2 = K_2 \rho_a \eta_{vol}^2 R_c^{1/n}, \quad (3.46)$$

$$\text{onde: } K_1 = \frac{C_{as}}{2} \left(\frac{V_p}{n_s A_{os} t_s} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{V_p n_c}{C_s A_{os}} \right)^2 \quad (3.47)$$

e

$$K_2 = \frac{C_{ad}}{2} \left(\frac{V_p}{n_d A_{od} t_d} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{V_p n_c}{C_d A_{od}} \right)^2 \quad (3.48)$$

Os índices s e d se referem às posições de abertura das válvulas de sucção e de descarga, respectivamente. Das eqs. 3.30, 3.45 e 3.46, podemos escrever a eficiência de compressão, eq. 3.35, da seguinte forma:

$$\eta_{comp} = \frac{\frac{n}{n-1} [R_c^{(n-1)/n} - 1]}{\frac{n}{n-1} [R_c^{(n-1)/n} - 1] + (K_1 + K_2) \frac{V_p \rho_a}{V_a p_1} \eta_{vol}^2} \quad (3.49)$$

Usando a relação politrópica,

$$p_1 \rho_a^{-n} = C \quad (3.50)$$

e fazendo,

$$K = \frac{K_1 + K_2}{C^{1/n}} \cdot \frac{V_p}{V_a} \quad (3.51)$$

temos, da eq. 3.49, a expressão:

$$\eta_{comp} = \frac{\frac{n}{n-1} [R_c^{(n-1)/n} - 1]}{\frac{n}{n-1} [R_c^{(n-1)/n} - 1] + K p_1^{(1-n)/n} \eta_{vol}^2} \quad (3.52)$$

A fim de calcular a eficiência de compressão nas condições de operação, deve-se determinar a constante K da eq. 3.52. Esta pode ser obtida medindo a potência fornecida, com uma dada carga no compressor, e usando a relação [9]:

$$bhp = \frac{thp \cdot \eta_{vol}}{\eta_{comp} \cdot \eta_{mec}} = W_f \eta_{mot} \quad (3.53)$$

onde:

bhp = potência no eixo;

thp = potência teórica;

η_{mec} = eficiência mecânica;

η_{mot} = eficiência do motor , e

W_f = potência fornecida.

Da eq. 3.53, a eficiência de compressão é calculada pela expressão:

$$\eta_{comp} = \frac{thp \cdot \eta_{vol}}{W_f \cdot \eta_{mec} \cdot \eta_{mot}} \quad (3.54)$$

Substituindo o valor de η_{comp} da eq. 3.54 na eq. 3.52, calcula-se o valor de K.

3.1.4. Coeficiente de Eficácia

O coeficiente de eficácia (ou performance) conforme já visto no capítulo anterior é definido como a razão entre a capacidade frigorífica e a potência fornecida, ou seja:

$$\text{COP} = \frac{{}_4Q_1}{W_f} \quad (3.55)$$

A capacidade frigorífica, durante o processo de evaporação 4-1 da figura 2.8, é definida como:

$${}_4Q_1 = V_p p_1 n_{\text{vol}} (h_1 - h_4) \quad (3.56)$$

Pela eq. 3.53 e eq. 3.11, verificamos que a potência fornecida ao compressor pode ser dada pela expressão:

$$W_f = \frac{\frac{n}{n-1} p_1 V_1 [R_c^{(n-1)/n} - 1] n_{\text{vol}}}{n_{\text{comp}} n_{\text{mec}} n_{\text{mot}}} \quad (3.57)$$

Substituindo eq. 3.56 e eq. 3.57 na eq. 3.55, a expressão que define o coeficiente de eficácia poderá ser colocada da seguinte forma:

$$\text{COP} = \frac{V_p p_1 (h_1 - h_4) n_{\text{comp}} n_{\text{mec}} n_{\text{mot}}}{\frac{n}{n-1} p_1 V_1 [R_c^{(n-1)/n} - 1]} \quad (3.58)$$

Dados experimentais demonstram que essas equações podem ser usadas para prever o desempenho de um compressor alternativo e, conseqüentemente, computar o coeficiente de eficácia para um sistema de compressão a vapor, com uma precisão de $\pm 10\%$ [13].

3.2. Condensadores

O condensador de um sistema de refrigeração é uma superfície de transmissão de calor cuja função é rejeitar, para o meio de condensação, o calor absorvido pelo refrigerante no evaporador mais a energia térmica correspondente à potência fornecida ao compressor. Após a perda de calor para o meio de condensação, o vapor refrigerante é convertido ao estado líquido, à pressão de condensação, sendo disponível posteriormente para expansão.

Geralmente, condensadores são classificados, de acordo com o meio de condensação, como: resfriado a ar, resfriado a água e evaporativo (resfriado a ar-água). Neste trabalho, nosso interesse se baseia no condensador resfriado a ar e, portanto, o mesmo será objeto da presente discussão.

3.3. Condensadores Resfriados a Ar

O condensador resfriado a ar pode ser classificado como de resfriamento por convecção natural ou por convecção forçada.

Os equipamentos que utilizam circulação de ar por convecção natural são limitados em pequenas aplicações, tais como: geladeiras domésticas e congeladores. Este se deve ao fato que o condensador de convecção natural oferece capacidade limitada, fator esse que leva ao dimensionamento de uma superfície relativamente grande.

Os condensadores de convecção forçada são subdivididos em dois grupos de acordo com a localização do condensador, a sa-

ber: condensador montado sobre chassis e condensador remoto. Quando o condensador é montado juntamente com o compressor na mesma base ou chassis o conjunto é conhecido como unidade de condensação. O condensador remoto é aquele localizado separadamente e geralmente afastado do compressor.

3.3.1. Serpentinhas

De modo geral, as serpentinhas são fabricadas em tubos de cobre, alumínio, ou tubos de ferro com diâmetros que variam entre 6,35mm a 19,05mm (1/4" a 3/4"). O cobre oferece facilidade na fabricação, além de ser resistente a corrosão. O alumínio requer processo de fabricação mais preciso, enquanto que o ferro necessita proteção contra ferrugem. O tubo de menor diâmetro é o preferido, sempre que possível, por apresentar maior flexibilidade no projeto e arranjo dos circuitos, resultando em baixa carga de refrigerante.

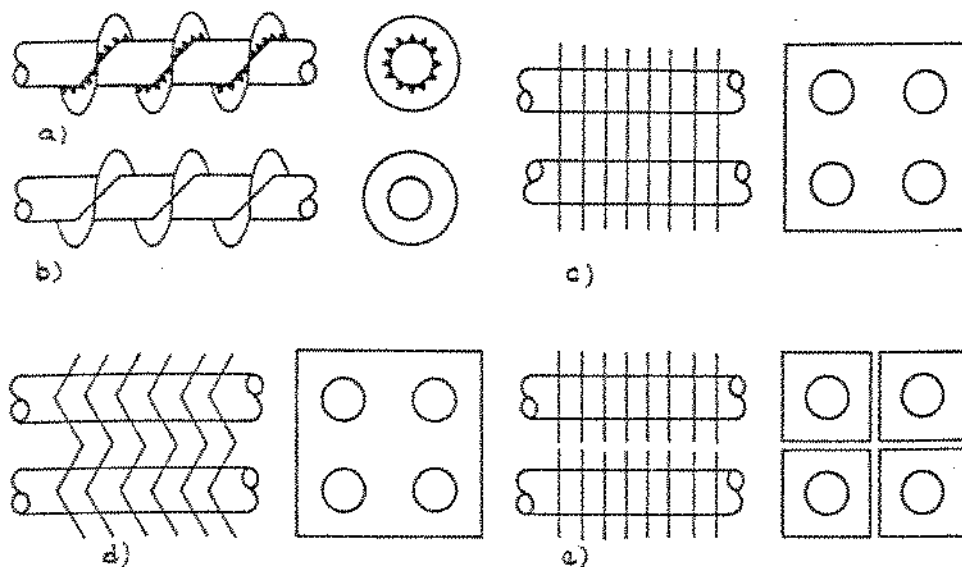
No projeto da serpentina, é importante considerar todas as variáveis no contexto geral do sistema de refrigeração. Tubos, aletas, número de fileiras, e área frontal todos afetam a quantidade do ar, a resistência do ar, o tamanho do ventilador, a potência do ventilador e, indiretamente, o nível de ruído da unidade.

O arranjo da serpentina em circuitos é de suma importância no que concerne a custo e confiabilidade do condensador. A tendência atual é fazer o compressor descarregar o vapor superaquecido em vários circuitos de condensador, geralmente na parte superior. Durante a condensação, ao longo da serpentina, os circuitos se convergem em número menor de circuitos, até atingir um número mínimo na faixa de sub-resfriamento. Desta maneira, velo-

idades altas são mantidas e maior eficiência e sub-resfriamento adequado, de aproximadamente 5,6 a 8,3°C, são alcançados.

3.3.2. Aletas

Na maioria das aplicações, aletas são empregadas para melhorar a troca de calor no lado do ar. Geralmente, as aletas são fabricadas em alumínio, entretanto, aletas de cobre e de ferro são também utilizadas. As formas mais comuns de aletas, conforme mostra a figura 3.4, são: espiral, placas retangulares planas ou corrugadas.



- a) Aletas espirais onduladas
- b) Aletas espirais lisas
- c) Aletas contínuas de placas planas
- d) Aletas de placas configuradas
- e) Aletas de placas sobre tubos distintos

Figura 3.4 - Tipos comuns de serpentinas aletadas.

As aletas são fixadas nos tubos por solda ou por expansão mecânica, assegurando dessa maneira um contato térmico entre as mesmas e o tubo. O espaçamento entre aletas varia de 157 a 1180 aletas por metro (4 a 30 aletas por polegada), sendo comum a faixa entre 315 a 708 aletas por metro (8 a 18 aletas por polegada) [9].

3.3.3. Transferência de Calor

O processo da troca de calor, no condensador resfriado a ar, compreende três fases básicas: desuperaquecimento, condensação, e sub-resfriamento. A figura 3.5, mostra as mudanças de estado de refrigerante 12 ao longo da serpentina do condensador e as variações correspondentes de temperatura do ar (meio de condensação).

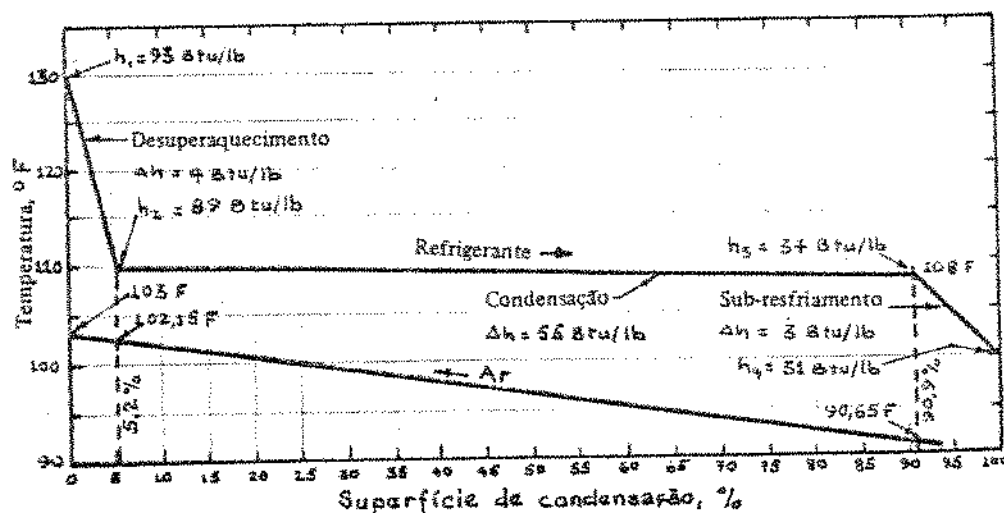


Figura 3.5 - Variações de temperatura e entalpia no condensador resfriado a ar, utilizando R-12.

As faixas que representam desuperaquecimento, condensação, e sub-resfriamento variam entre 5 a 10%, de acordo com a temperatura de entrada do vapor e a temperatura do líquido na saída [9].

No condensador resfriado a ar, aproximadamente 85% da sua área de troca de calor se destina a condensação de refrigerante, e a mesma ocorre a uma temperatura quase que constante. A pequena variação na temperatura de condensação se deve a perda de carga causada por atrito ao longo do interior da serpentina.

3.3.4. Desempenho do Trocador de Calor

No projeto de um trocador de calor convencional, que envolve dois fluidos, os parâmetros principais que devem ser considerados em relação ao desempenho de troca térmica, são:

U_o = coeficiente global de troca de calor, $W/m^2 \cdot ^\circ C$

A_o = área total da superfície externa relacionada a U_o , m^2

T_1, T_2 = temperaturas terminais do fluido quente, entrada e saída respectivamente, $^\circ C$

t_1, t_2 = temperaturas terminais do fluido frio, entrada e saída respectivamente, $^\circ C$

C_h = $(\dot{m}c_p)_h$ = taxa de capacidade térmica do fluido quente, $W/^\circ C$

C_c = $(\dot{m}c_p)_c$ = taxa de capacidade térmica de fluido frio, $W/^\circ C$

$\dot{m}$ = vazão mássica, kg/h

c_p = calor específico a pressão constante, $W.h/kg^\circ C$

Geometria de escoamento = contra corrente, concorrente, corrente cruzada, ou uma combinação das correntes.

A interação desses parâmetros forma a base para o projeto térmico do trocador de calor.

O fluxo de calor por unidade da área de troca numa seção do trocador, onde a diferença de temperatura é $T-t$, pode ser colocado da maneira semelhante à da lei de Ohm, para um regime permanente, como:

$$\frac{dq}{dA} = U(T-t) \quad (3.59)$$

onde: $\frac{dq}{dA}$ = fluxo de calor por unidade da área de troca, $W/h.m^2$

A integração da eq. 3.59, nos fornece a expressão para a taxa de transferência de calor, q , dada por:

$$q = U_o A_o \Delta t_m \quad (3.60)$$

onde: Δt_m = diferença média de temperaturas. Admitindo um trocador perfeito, sem qualquer perda de calor para o ambiente; podemos escrever para a troca de calor sensível:

$$q = C_h(T_1 - T_2) = C_c(t_2 - t_1) \quad (3.61)$$

e, para mudança de fase isotérmica:

$$q = \dot{m} h_{cd} \quad (3.62)$$

onde: h_{cd} = calor latente de condensação, $W.h/kg$

3.3.5. Diferença Média de Temperaturas

Para iguais áreas de troca e o mesmo valor de coeficiente global de troca de calor, o trocador de calor contra corrente, mostrado pela figura 3.6, fornece a máxima taxa de transferência de calor entre dois fluidos.

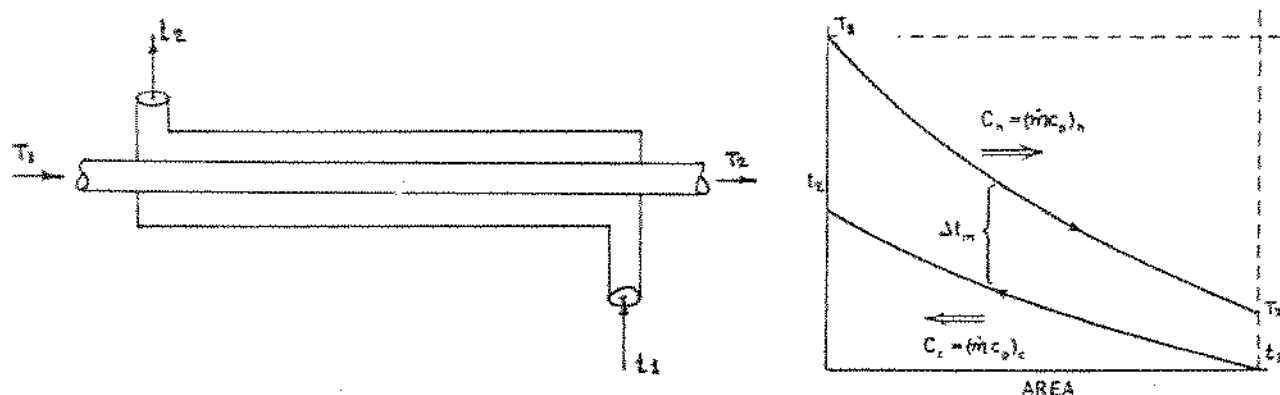


Figura 3.6 - Trocador de calor contra-corrente mostrando: a) diagrama esquemático e b) distribuição de temperatura.

Tal arranjo fornece a máxima diferença média de temperaturas, e para uma contra-corrente pura, tem-se:

$$\Delta t_{m,cf} = \text{DMLT} = \frac{(T_2 - t_1) - (T_1 - t_2)}{\ln\left(\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2}\right)} \quad (3.63)$$

onde: DMLT = diferença média logarítmica de temperaturas.

$$\text{Fazendo: } R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (3.64)$$

$$\text{e } P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (3.65)$$

Bowman, Mueller, e Nagle [16] colocaram a eq. 3.63 da seguinte forma:

$$\Delta t_{m,cf} = \frac{(t_2 - t_1)(R-1)}{\ln\left(\frac{1-P}{1-RP}\right)} \quad (3.66)$$

Para o trocador de calor ar-líquido, uma contra corrente pura é geralmente impraticável. Neste caso, o trocador de calor mais econômico é a serpentina aletada que utiliza uma geometria de escoamento do tipo corrente cruzada. A figura 3.7 mostra o esquema do trocador de calor com corrente cruzada, tal como usado na condensação do vapor de água e no evaporador.

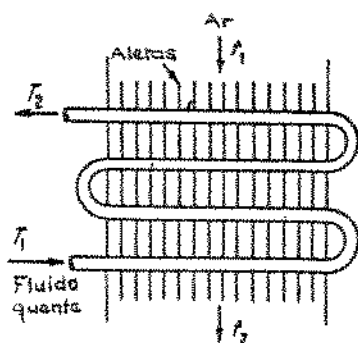


Figura 3.7 - Diagrama esquemático de trocador de calor com corrente cruzada.

A diferença média de temperaturas para o trocador de calor corrente cruzada é definida como [17]:

$$\Delta t_m = F \cdot DMLT \quad (3.67)$$

onde: F = fator de correção, obtido graficamente em função de R e de P .

Entretanto, quando a temperatura T do fluido permanece constante, a equação 3.63 ainda é válida para o trocador de calor corrente cruzada, ou para quaisquer geometria de escoamento, e neste caso:

$$\Delta t_m = \frac{t_2 - t_1}{\ln\left(\frac{T-t_1}{T-t_2}\right)} = \frac{(T-t_1) - (T-t_2)}{\ln\left(\frac{T-t_1}{T-t_2}\right)} \quad (3.68)$$

Pelo exposto, verificamos que para o condensador resfriado a ar mostrado pela figura 3.5, o conceito de DMLT não pode ser aplicado corretamente, uma vez que, a temperatura nem é constante, e nem o calor retirado é totalmente sensível em toda a faixa de operação. Tais distorções, causadas pelo efeito de desuperaquecimento e de sub-resfriamento, são muito menores quando se compara estas áreas com a área que se deve à retirada de calor latente de condensação que é de aproximadamente 85% [9]. Portanto mesmo que a diferença de temperatura entre o refrigerante e o ar, seja maior na seção de desuperaquecimento, conforme mostra a figura 3.5, o coeficiente de transferência de calor por convecção nesta faixa é normalmente menor do que o da condensação. Estas duas variações, entretanto, se compensam uma a outra, o que possibilita o emprego da eq. 3.68 em toda faixa do condensador resfriado a ar, com resultados razoavelmente precisos [4].

3.3.6. Efetividade de um Trocador de Calor

Para um trocador de calor contra corrente ou corrente paralela, ou quando a temperatura de um dos fluidos permanece cons

tante, a diferença média de temperatura, Δt_m , conforme já definida é igual a DMLT. Convém salientar que essa definição é estritamente verdadeira somente se o coeficiente global e os calores específicos dos fluidos permaneçam constantes ao longo do trocador, e sem perdas. Parker, Boggs, e Blick [18] mostram procedimentos para casos que envolvem variações de U_o .

O emprego da eq. 3.60, é conveniente somente quando são conhecidas as temperaturas terminais. Na maioria dos casos, entre tanto, as temperaturas terminais são desconhecidas. A fim de evitar cálculos por tentativas, usa-se um método alternativo que envolve o uso de três parâmetros adimensionais [19], definidos a se guir:

1) Efetividade de Trocador de Calor (ϵ)

$$\epsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{\text{Taxa de transf. de calor real}}{\text{máxima taxa de transf. de calor possível}} \quad (3.69)$$

ou seja:

$$\epsilon = \frac{C_h (T_1 - T_2)}{C_c (T_1 - t_1)} \quad , \quad C_c = C_{\min}$$

$$\epsilon = \frac{C_c (t_2 - t_1)}{C_h (T_1 - t_1)} \quad , \quad C_h = C_{\min} \quad (3.70)$$

2) Número de Unidades de Transferência (NTU)

$$NTU = \frac{A_o U_o}{C_{\min}} = \frac{A_o}{C_{\min}} \int_{A_o} U_o \, dA_o \quad (3.71)$$

3) Razão entre as Taxas de Capacidade (Z)

$$Z = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.72)$$

Geralmente, define-se a efetividade, ϵ , em função de NTU e Z, isto é:

$$\epsilon = f(\text{NTU}, Z, \text{escoamento}) \quad (3.73)$$

A efetividade, portanto, não depende das temperaturas no trocador. Para o trocador cujo valor de Z igual a 0 (com mudança de fase de um fluido, tal como no condensador ou evaporador), a efetividade é dada como:

$$\epsilon = 1 - \exp(-\text{NTU}) \quad (3.74)$$

A taxa de transferência de calor real é determinada por:

$$q = C_h (T_1 - T_2) = C_c (t_2 - t_1) \quad (3.75)$$

Combinando eqs. 3.75 e 3.70, obtém-se a expressão para a taxa de transferência de calor em função das temperaturas de entrada dos fluidos, dada por:

$$q = \epsilon C_{\min} (T_1 - t_1) \quad (3.76)$$

A diferença média de temperatura, Δt_m , para eq. 3.60, é portanto:

$$\Delta t_m = \left[\left(\frac{\epsilon}{NTU} \right) (T_1 - t_1) \right] \quad (3.77)$$

A efetividade, ϵ , pode ser calculada para os vários arranjos de escoamento em função de Z .

3.3.7. Área Total de Troca de Calor

Um trocador de calor com serpentina aletada possui área de troca térmica (A_o) que compreende: área da superfície externa de tubo descoberto ($A_{p,o}$), e área da superfície de aleta (A_f). De finimos portanto:

$$A_o = A_{p,o} + A_f \quad (3.78)$$

Convém salientar que A_o é baseada na superfície aletada, não levando em consideração as curvas.

Considerando-se um trocador com aleta retangular, conforme mostra a figura 3.8, para área da superfície externa de tubo descoberto, temos:

$$A_{p,o} = \pi D_o N_p (L_p - N_f \cdot E) \quad (3.79)$$

e, para calcular a área da superfície de aleta, podemos usar a expressão:

$$A_f = 2N_f \left\{ [X \cdot Y + (X+Y)E] - \frac{\pi D_o^2}{4} \cdot N_p \right\} \quad (3.80)$$

onde:

A_o = área total da superfície externa, m^2 ;

$A_{p,o}$ = área da superfície externa de tubo, m^2 ;

A_f = área da superfície de aleta, m^2 ;

D_o = diâmetro externo de tubo, m;

L_p = comprimento de tubo aletado, m;

E = espessura de aleta, m;

N_p = número de tubos;

N_f = número de aletas;

X = largura de aleta, m, e

Y = altura de aleta, m.

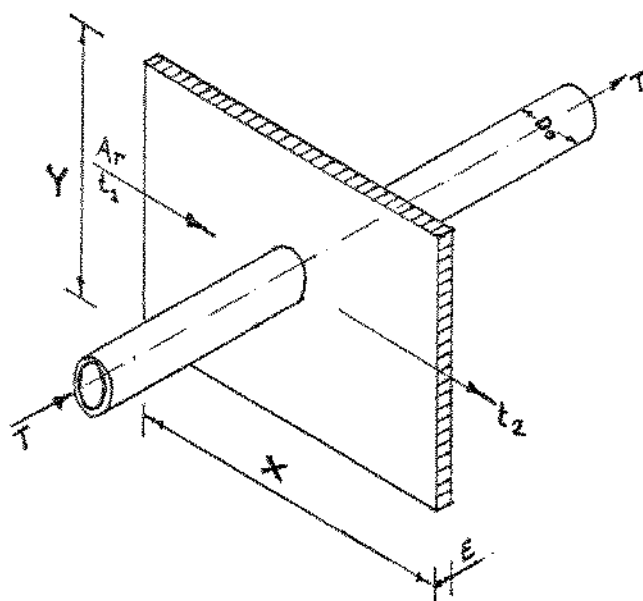


Figura 3.8 - Diagrama esquemático de trocador com aleta retangular.

3.3.8. Coeficiente Global de Troca de Calor

O coeficiente global de troca de calor (U_o) é o recíproco da soma de todas as resistências térmicas que dificultam o fluxo de calor através da serpentina aletada. Portanto, podemos escrever:

$$U_o = \frac{1}{R_t} \quad (3.81)$$

A resistência térmica total (R_t) pode ser determinada pela expressão:

$$R_t = R_i + R_p + R_f + R_o \quad (3.82)$$

onde:

R_i = resistência térmica da superfície interna do tubo;

R_p = resistência térmica da parede do tubo;

R_f = resistência térmica da aleta, e

R_o = resistência térmica da superfície externa.

As resistências térmicas podem ser calculadas pelas seguintes equações:

$$R_i = \frac{A_o}{A_{p,i} h_i} \quad (3.83)$$

$$R_p = \frac{A_o X_p}{A_{p,m} k_p} \quad (3.84)$$

$$R_f = \frac{1}{h_{c,o}} \left(\frac{1-\phi}{\phi + A_{p,o}/A_f} \right) \quad e \quad (3.85)$$

$$R_o = \frac{1}{h_{c,o}} \quad , \quad (3.86)$$

onde: $A_{p,i}$ = área da superfície interna do tubo, m^2 ;

$A_{p,m}$ = área média da superfície do tubo, m^2 ;

X_p = espessura da parede do tubo, m ;

k_p = condutividade térmica do tubo, $W/m.^{\circ}C$;

h_i = coeficiente de transferência de calor para escoamento dentro do tubo, $W/m^2.^{\circ}C$;

h_c = coeficiente de transferência de calor para escoamento no exterior do trocador, $W/m^2.^{\circ}C$, e

ϕ = eficiência da aleta.

Substituindo as eqs. 3.83 a 3.86 na eq. 3.82 podemos reescrever a eq. 3.81 na forma:

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_{p,i} h_i} + \frac{A_o X_p}{A_{p,m} k_p} + \frac{1-\phi}{h_{c,o} (A_{p,o}/A_f + \phi)} + \frac{1}{h_{c,o}}} \quad (3.87)$$

Costuma-se desprezar a resistência térmica R_p com apenas uma pequena variação no resultado final, principalmente quando se trata de tubos com paredes finas e de condutividade térmica alta.

Outros parâmetros que influenciam a resistência térmica total e, portanto, devem ser considerados são: fator de depósito (partículas de óleo no interior dos tubos de condensador) e mau contato térmico na fixação das aletas nos tubos.

1) Eficiência de Aleta (ϕ)

A medida que o calor flui da base duma aleta até sua extremidade, a temperatura cai devido a resistência térmica oferecida pelo material da aleta. A variação de temperatura entre a aleta e o fluido ambiente é, portanto, maior na base do que na sua extremidade, o que provoca uma variação no fluxo de calor.

A fim de computar esse efeito define-se a eficiência de aleta, ϕ , como a razão entre o calor efetivamente transferido da aleta e o calor máximo que poderia ter sido transferido se a temperatura de toda superfície da aleta fosse igual à da base. Tem-se que:

$$\phi = \frac{\int_h (t_{f,m} - t) dA}{\int_h (t_{f,b} - t) dA} \quad (3.88)$$

onde: $t_{f,m}$ = temperatura média da aleta, $^{\circ}\text{C}$

$t_{f,b}$ = temperatura na base da aleta, $^{\circ}\text{C}$

t = temperatura do ar ambiente, $^{\circ}\text{C}$

A figura 3.9 mostra a eficiência de aletas anulares circulares de espessura uniforme de acordo com Gardner [20].

Geralmente, a aleta anular retangular e de espessura uniforme é a mais utilizada para fins de aquecimento, resfriamento ou condensação.

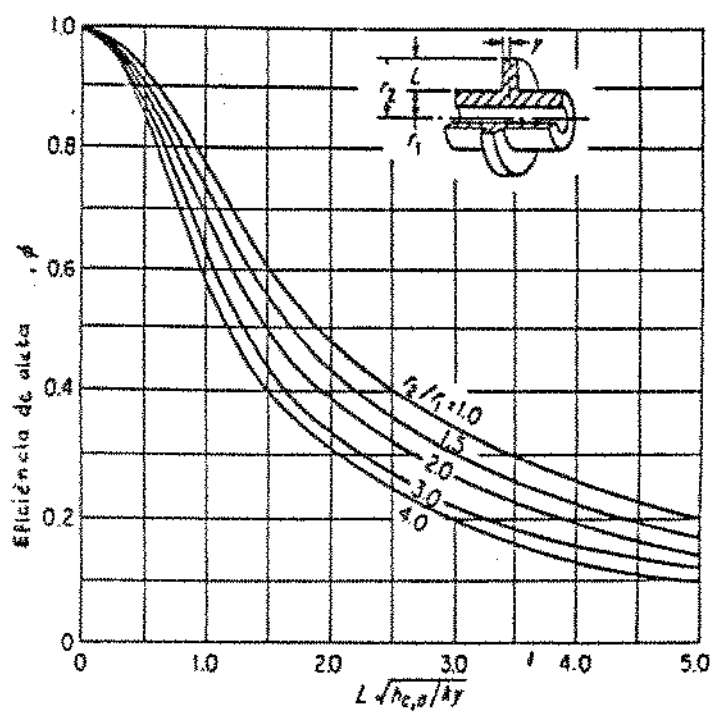


Figura 3.9 - Eficiência de aletas anulares circulares de espessura uniforme.

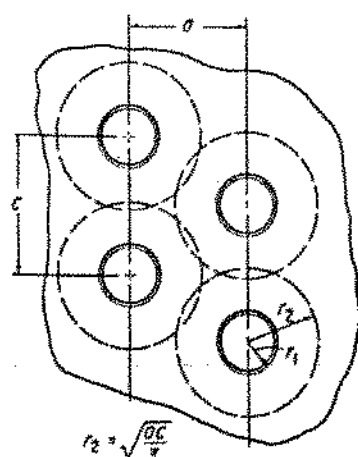


Figura 3.10 - Método aproximado para determinação do raio equivalente de aleta anular retangular em relação a aleta anular circular.

Por não ter uma solução exata Carrier e Anderson [21] mostraram que uma boa aproximação do desempenho da aleta anular retangular, é obtida tomando-se a área da aleta anular circular de igual área. Pela figura 3.10 determina-se o raio externo equivalente da aleta anular circular como:

$$r_2 = \left[\frac{ac}{\pi} \right]^{1/2} \quad (3.89)$$

onde:

r_2 = raio externo equivalente de aleta circular, e
 a, c = distância entre as linhas de centro de tubos em fileiras longitudinais e transversais, adjacentes.

3.4. Cálculo Termo-Hidráulico de Condensador Resfriado a Ar Forçada

Atualmente, existe um grande volume de informação sobre trocadores de calor na literatura aberta [22], entretanto, a maioria dos trabalhos envolvem estudos paramétricos (coeficiente de transferência de calor, fator de atrito, etc.) de um dado trocador [19].

Utilizando o conceito da efetividade - NTU, Ellison et al [23] apresentaram um método para o cálculo sistemático de condensadores resfriados a ar, baseado na análise individual dos tubos. O desempenho térmico e hidráulico de cada tubo (o comprimento reto entre duas curvas) é computado individualmente, a partir de valores locais de temperatura e de coeficientes de transferência

de calor. Equações propostas por Travis, Baron e Rohsenow [24] são usadas para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor, do escoamento bifásico do lado do refrigerante. Para a perda de pressão, são usados os métodos de Lockhart e Martinelli [25] e o de Bo Pierre [27]. A troca de calor e a perda de pressão do lado do ar são calculadas usando as correlações do fator de Colburn "j" e do coeficiente de atrito de Fanning em função do número de Reynolds. Determina-se, então, o fluxo de calor aplicando-se o conceito da efetividade-NTU de Kays e London [19].

O cálculo do condensador se divide, basicamente, em três partes, a saber:

- coeficiente de transferência de calor e perda de carga do lado do refrigerante;
- coeficiente de transferência de calor e perda de carga do lado do ar;
- efetividade e taxa de fluxo de calor por tubo do condensador.

3.4.1. Coeficiente de Transferência de Calor e Perda de Carga do Lado do Refrigerante

No processo de condensação dentro de tubo horizontal, com convecção forçada e alta velocidade de vapor, o fluxo anular é o que predomina na grande parte do condensador, conforme investigado por Soliman e Azer [28].

As correlações desenvolvidas por Travis, Baron e Rohsenow [24] para coeficientes de transferência de calor de fluidos em condensação se baseiam em derivação analítica, supondo um

fluxo anular no interior do tubo com a distribuição de velocidade universal de von Karman. Dados experimentais obtidas, usando R-12 e R-22, tiveram boa concordância com a estimativa analítica, embora seja necessária introduzir um fator de correção a fim de compensar o aparecimento de gotas.

1) Coeficiente de Transferência de Calor em:

. Escoamento bifásico (h_{tp}).

A fim de computar o coeficiente, h_{tp} , estima-se um título médio, X_m , do vapor para determinar, inicialmente, o parâmetro de Lockhart e Martinelli [25], para o tubo. O parâmetro de Lockhart e Martinelli, X_{tt} , para escoamento bifásico, com ambas as fases turbulentas, é definido por:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-X_m}{X_m} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (3.90)$$

Em seguida, calcula-se o número de Reynolds, Re , da fase líquida, dado por:

$$Re_{tp,l} = G_r (1-X_m) D_e / \mu_l \quad (3.91)$$

onde:

ρ_v = densidade do vapor;

ρ_l = densidade do líquido;

μ_v = viscosidade do vapor;

μ_l = viscosidade do líquido;

G_r = velocidade mássica do refrigerante, e

D_e = diâmetro equivalente

Com o Re determinado, o próximo passo é obter o fator F_2 , calculado por uma das seguintes relações:

$$F_2 = 0,707 Pr_1 Re_{tp,1}^{0,5} , \quad Re_{tp,1} < 50 ; \quad (3.92)$$

$$F_2 = 5Pr_1 + 5\ln[1 + Pr_1(0,09636Re_{tp,1}^{0,585} - 1)] ,$$

$$50 < Re_{tp,1} < 1125 \quad (3.93)$$

ou

$$F_2 = 5Pr_1 + 5\ln(1+5Pr_1) + 2,5\ln(0,0031 Re_{tp,1}^{0,812}) ,$$

$$Re_{tp,1} > 1125 \quad (3.94)$$

Determinado o fator F_2 , calcula-se a função de X_{tt} . Esse fator, $F(X_{tt})$, é computado por:

$$F(X_{tt}) = \frac{0,15}{X_{tt}} (1 + 2,85 X_{tt}^{0,524}) \quad (3.95)$$

Finalmente, calcula-se o coeficiente de transferência de calor, h_{tp} , por uma (apropriada) das expressões seguintes:

$$h_{tp} = \frac{k_1 F(X_{tt}) Pr_1 (Re_{tp,1})^{0,9}}{D_e F_2} , \quad F(X_{tt}) < 1 \quad (3.96)$$

ou

$$h_{tp} = \frac{k_1 [F(X_{tt})]^{1,15} Pr_1 (Re_{tp,1})^{0,9}}{D_e F_2} , \quad 1 < F(X_{tt}) < 15 \quad (3.97)$$

onde: k_1 = condutividade térmica do líquido e

Pr_1 = número de Prandtl do líquido = $C_p \mu / k$

. Escoamento monofásico (h_1)

As expressões anteriores são usadas quando o título do vapor varia na faixa de $0,1 < X < 0,95$.

Nas regiões de líquido e vapor superaquecido, os autores [23] recomendam o emprego de expressões convencionais para escoamento monofásico e turbulento em tubos circulares. Entre estas regiões, ($0 \leq X \leq 0,1$ ou $0,95 \leq X \leq 1,0$) o coeficiente de película é computado por interpolação linear. Às vezes, na região superaquecida, a temperatura da parede do tubo cai abaixo da temperatura de saturação do refrigerante, enquanto que a temperatura no meio do refrigerante permanece acima de saturação ($T_w < T_{sat} < T_f$). Neste caso, computa-se o coeficiente de película como sendo escoamento bifásico, com título de 0,99.

No método apresentado por Anand e Tree [26], os autores computaram o coeficiente de transferência de calor, monofásico (h_1), de acordo com os seguintes regimes:

a) Regime Laminar:

$$St Pr^{2/3} = 1,1064 Re^{-0,78992}, \quad Re < 3500 \quad (3.98)$$

b) Regime Transitório:

$$St Pr^{2/3} = 3,5194 \cdot 10^{-7} Re^{1,03804}, \quad 3500 \leq Re \leq 6000 \quad (3.99)$$

c) Regime Turbulento:

$$St Pr^{2/3} = 0,0180 Re^{-0,13750}, \quad Re > 6000 \quad (3.100)$$

Com a definição do regime, calcula-se o coeficiente de transferência de calor, pela equação apropriada, sabendo-se que:

$$St = \frac{h_1}{G_r C_p}, \quad (3.101)$$

e

$$Re = \frac{G_r D_i}{\mu} \quad (3.102)$$

onde: D_i = diâmetro interno do tubo;

St = número de Stanton, e

Re = número de Reynolds.

2) Perda de Carga

A perda de pressão, por atrito, nas seções retas dos tubos é calculada pelo método de Lockhart e Martinelli [25]. O fator de atrito, f , é computado pelo ajuste de curva como:

$$f = 0,049 Re_{tp,1}^{-0,2} \quad (3.103)$$

A perda de carga é calculada pelas expressões:

$$\Delta P_{tp} = \phi_1^2 \Delta P_{x,1} \quad (3.104)$$

onde: $\phi_1 = 1,467 - 0,51346 \ln X_{tt} + 0,048789(\ln X_{tt})^2$ (3.105)

e $\Delta p_{x,l} = \frac{2fG_1^2}{\rho_e g_c} \cdot \frac{L}{D_e}$ (3.106)

sendo: g_c = constante gravitacional.

A velocidade mássica do líquido, G_1 , é definida por:

$$G_1 = (1-X_m) G_r \quad (3.107)$$

A perda de pressão, nas curvas, é computada pelo método de Bo Pierre [27], conforme segue:

$$\rho_m = \frac{1}{\left[\frac{X_m}{\rho_v} + \frac{1-X_m}{\rho_l} \right]} \quad (3.108)$$

e $\Delta p_{rb} = \frac{\xi G_r^2}{2 g_c \rho_m}$ (3.109)

onde o fator de perda nas curvas, ξ , é dado em função de X_m , como:

X_m	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
ξ	0,7	0,8	1,0	1,1	1,0	0,6

A perda de pressão total é a soma das perdas no trecho reto e na curva.

3.4.2. Coeficiente de Transferência de Calor e Perda de Carga do Lado do Ar

A fim de computar o coeficiente de película e perda de carga, do lado do ar, ajustes de curva para o fator "j" de Colburn e para o fator de atrito, f , são obtidos a partir de dados experimentais de acordo com as equações seguintes:

$$j = C_j Re^{n_j} \quad (3.110)$$

e

$$f = C_f Re^{n_f} \quad (3.111)$$

onde: C_j = correlação (coeficiente) para transferência de calor;
 C_f = correlação (coeficiente) para fator de atrito;
 n_j = correlação (expoente) para transferência de calor, e
 n_f = correlação (expoente) para fator de atrito.

Na ausência dessas correlações pode-se usar dados disponíveis referentes à geometria convencional de um trocador de calor apropriado (serpentina aletada).

Prosseguindo, calcula-se o número de Reynolds, dado por:

$$Re = \frac{4 G_a r_h}{\mu_a} \quad (3.112)$$

onde: r_h = raio hidráulico ;

G_a = velocidade mássica ou fluxo de massa por unidade de área do ar , e

μ_a = viscosidade do ar.

Tendo obtido as correlações, para C_j , C_f , n_j e n_f em relação a Re , com_{puta-se} o coeficiente de transferência de calor pela expressão:

$$h = \frac{j G_a C_{p_a}}{Pr^{2/3}} \quad (3.113)$$

e, a perda de pressão como:

$$\Delta p = \frac{f G_a^2}{2 g_c \rho_a} \cdot \frac{L}{r_h} \quad (3.114)$$

Convém salientar que embora não sejam consideradas neste procedimento, as variações nos valores de f e h por fileiras, as mesmas poderão ser compensadas conforme procedimento descrito por Rich [29].

3.4.3. Efetividade e Taxa de Fluxo de Calor por Tubo do Condensador

Para o cômputo da taxa de transferência de calor por tubo do condensador, o conceito da efetividade - NTU do trocador de calor, corrente cruzada, com um fluido misturado, conforme apresentado por Kays e London [19], é usado.

Desprezando-se a resistência térmica da parede do tubo inicia-se os cálculos pelas expressões seguintes:

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_a A_o \phi} + \frac{1}{h_r A_{p,i}} \quad (3.115)$$

$$C_a = \dot{m}_a C_{p,a} \quad (3.116)$$

A capacidade térmica, C_r , calculada somente para a região monofásica, é dada por:

$$C_r = \dot{m}_r C_{p,r} \quad (3.117)$$

Definindo:

$$C_{\min} = \text{menor entre } C_a \text{ e } C_r \quad (3.118)$$

temos,

$$NTU = \frac{U_o A_o}{C_{\min}} \quad (3.119)$$

A efetividade do tubo, ϵ , na região bifásica, é então computada por:

$$\epsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (3.120)$$

Na região monofásica, os cálculos dependem da grandeza da capacidade térmica, C , de cada fluido. Nesta aplicação, o ar é o fluido não-misturado enquanto que o refrigerante é misturado.

Quando temos $C_{\text{não-misturado}}$ maior que $C_{\text{misturado}}$, isto é, $C_a > C_r$ podemos introduzir um fator Γ , definido como:

$$\Gamma = 1 - e^{-NTU \frac{C_r}{C_a}} \quad (3.121)$$

Neste caso, temos:

$$\epsilon = 1 - e^{-\Gamma \frac{C_a}{C_r}} \quad (3.122)$$

Quando $C_{\text{misturado}}$ é maior do que $C_{\text{não-misturado}}$, isto é, $C_r > C_a$ tem-se:

$$\Gamma = 1 - e^{-NTU}$$

Analogamente, obtemos:

$$\epsilon = \left(\frac{C_r}{C_a} \right) (1 - e^{-\Gamma \frac{C_a}{C_r}}) \quad (3.123)$$

Finalmente, computamos a taxa de transferência de calor q , por:

$$q = \epsilon C_{\min} (T_1 - t_1) \quad (3.124)$$

A variação da temperatura do ar é dada por:

$$t_2 = t_1 + \frac{q}{C_a} \quad (3.125)$$

Do lado do refrigerante, calcula-se na região bifásica:

$$X_2 = X_1 - \frac{q}{\dot{m}_r h_{fg}} \quad (3.126)$$

enquanto que na região monofásica, tem-se:

$$T_2 = T_1 - \frac{q}{C_r} \quad (3.127)$$

onde: h_{fg} = calor de condensação.

Para a região bifásica, T_2 corresponde à temperatura de saturação na pressão de saída. Pelas eqs. 3.126 e 3.127, determinamos as condições (monofásica ou bifásica) do refrigerante.

A temperatura média da parede do tubo, T_w , pode ser calculada pela expressão:

$$T_w = \frac{(T_1 + T_2)}{2} - \frac{q}{h_r A_{p,i}} \quad (3.128)$$

Obviamente, por esta análise, a taxa de transferência de calor total é a soma das capacidades de cada tubo. As propriedades termodinâmicas do ar e refrigerante, na saída do trocador, são médias ponderadas dos valores obtidos.

Dados experimentais obtidos no laboratório conferem muito bem com os valores calculados por este método, conforme afirmam os autores [23]. Os mesmos recomendam este procedimento tanto para o projeto como para a avaliação de condensador resfriado a ar forçado, e trata-se de um trabalho disponível na literatura aberta.

CAPÍTULO 4

MONTAGEM EXPERIMENTAL E COLETA DE DADOS

Foi construído para este trabalho uma bancada de testes, que visa, além de fornecer os dados pertinentes à avaliação das unidades de condensação, dispor dos requisitos necessários para dar prosseguimento a pesquisas afins, e servir como equipamento didático.

4.1. Bancada de Testes

A figura 4.1 mostra o diagrama esquemático da bancada

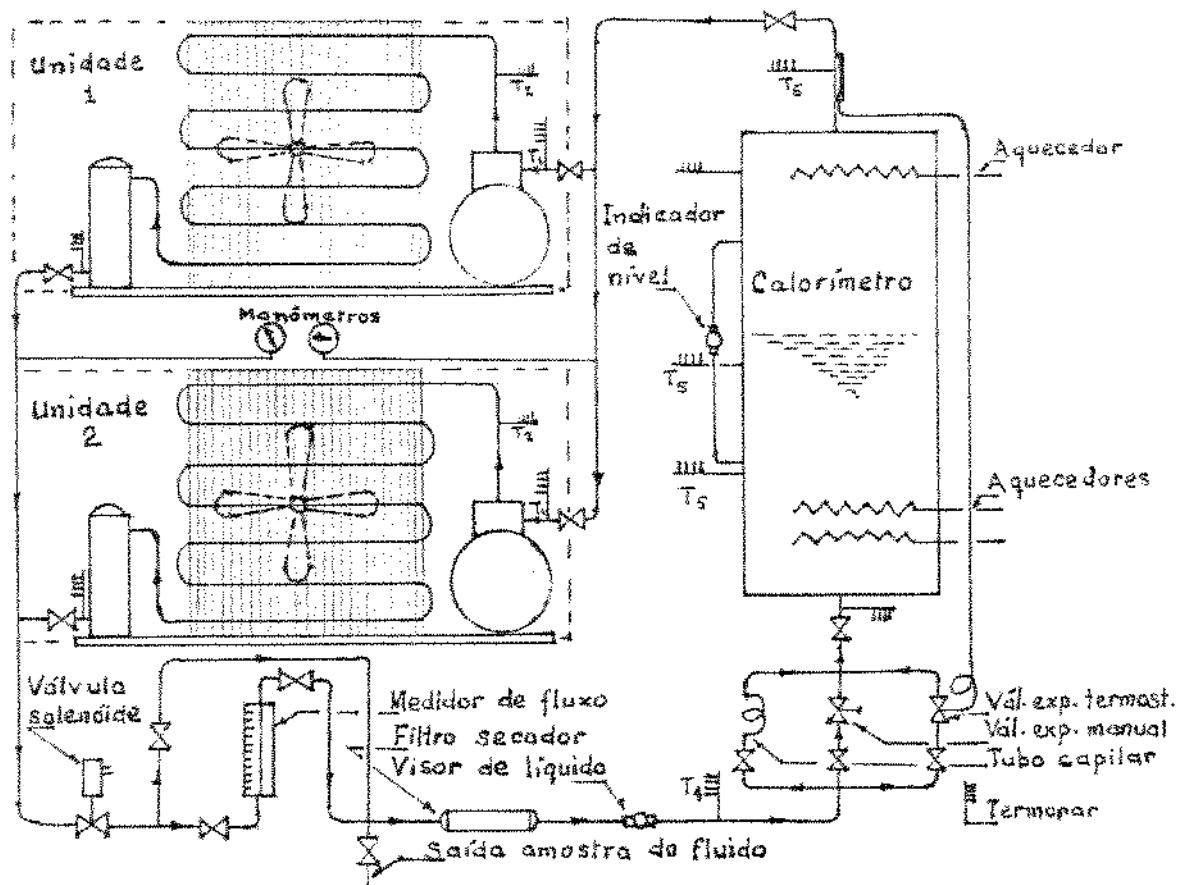


Figura 4.1 - Esquema de montagem da bancada de testes.

de testes.

A fim de descrever os componentes principais que constituem a bancada, dividimos o sistema em: circuito de refrigeração, circuito elétrico, e instrumentação e controles, cujas descrições se encontram detalhadas no apêndice A.

4.2. Caracterização das Unidades de Condensação Avaliadas

As quatro unidades de condensação, objetos de avaliação foram fabricadas e fornecidas pela firma REFRIO Indústria e Comércio Ltda, como sendo amostras da linha de produção da mesma.

As características técnicas das quatro unidades são resumidas na Tabela 4.1.

4.3. Metodologia de Ensaio

A fim de estabelecer as condições e métodos de ensaio a utilizar na coleta de dados para determinação da capacidade, potência fornecida, coeficiente de eficácia e taxa de óleo em circulação, recorreremos às normas ASHRAE [30, 31, 32], e à norma brasileira [33].

Durante os testes a norma ASHRAE [30], que trata de métodos de ensaio para avaliação de unidades de condensação com deslocamento positivo, foi estritamente seguida, não sendo disponível nesse período os "Métodos de Ensaio de Unidades Condensadoras" da norma brasileira.

Tabela 4.1 - Características das 4 unidades de condensação avaliadas.

. COMPRESSOR		SICOM / TECUMSEH			
Tipo		hermético 220V/60Hz			
Modelo		AK619ES111 LRA:27			
. CONDENSADOR		REFRIO			
Material do tubo		ferro	cobre	cobre	cobre
Material da aleta		ferro	alumínio	ferro	ferro
Coifa de descarga		com	sem	com	sem
Arranjo do tubo		escalonado	escalonado	escalonado	escalonado
Superfície da aleta		lisa	lisa	lisa	lisa
Nº de tubos		48	36	36	36
Nº de aletas		95	99	100	100
Nº de circuitos		01	01	01	01
Espaçam. tubo frontal, m		0,025	0,025	0,025	0,025
Espaçam. tubo fileira, m		0,020	0,020	0,020	0,020
Comprimento frontal, m		0,380	0,305	0,415	0,415
Altura frontal, m		0,320	0,305	0,305	0,305
Área frontal, m ²		0,1216	0,0930	0,1266	0,1266
Área livre/área frontal		0,3408	0,5916	0,5961	0,5961
Área de aleta/área total		0,8113	0,9173	0,8910	0,8910
Espessura da aleta, m		0,00020	0,00017	0,00020	0,00020
Diâmetro interno, tubo, m		0,0125	0,0079	0,0079	0,0079
Diâmetro externo, tubo, m		0,0171	0,0095	0,0095	0,0095
Altura da aleta, m		0,320	0,305	0,305	0,305
Largura da aleta, m		0,100	0,065	0,065	0,065
Espaçamento das aletas, m		0,0040	0,0030	0,0040	0,0040
Área de troca térmica, m ²		4,9324	3,7422	3,8938	3,8938
Fluxo de ar, m ³ /h		701,48	941,44	1235,12	975,00

A metodologia ASHRAE se divide em três partes: ensaio primário (ou principal), ensaio de confirmação, e determinação de óleo em circulação. Neste trabalho será descrito apenas o método utilizado em cada ensaio.

4.3.1. Ensaio Primário: Método Calorimétrico com Refrigerante Primário

Toda avaliação da unidade é baseada em dados obtidos durante o ensaio primário.

1) Descrição.

O sistema compreende tanque (calorímetro) com isolamento térmico, equipado internamente com resistências elétricas de aquecimento e provido com termopares para o registro de temperaturas. A perda máxima permitida para tal calorímetro não deverá ser superior a 5% da máxima quantidade de calor fornecido ao trocador.

O dispositivo de expansão usado é a válvula de expansão manual.

As linhas de líquido e de vapor são isoladas termicamente a fim de minimizar perdas de calor.

2) Calibração do calorímetro

Por calibração entende-se a determinação experimental do parâmetro AU_a .

Para calibrar o calorímetro, o mesmo é aquecido até que a temperatura de sua superfície seja cerca de 15°C acima da temperatura ambiente. No caso das resistências elétricas localizadas

internamente, o calorímetro deverá ser enchido com óleo de refrigeração a fim de assegurar melhor troca térmica. Obviamente após a calibração, o óleo é retirado e o calorímetro devidamente limpo.

A temperatura ambiente é mantida constante, não ultrapassando 32°C , com uma variação de $\pm 1^{\circ}\text{C}$. O calor fornecido ao calorímetro deverá permanecer constante e as leituras efetuadas a cada hora até que quatro médias sucessíveis não difiram mais do que $0,5^{\circ}\text{C}$.

O coeficiente de perda de calor é dado por:

$$AU_a = \frac{q_h}{t_s - t_a} \quad (4.1)$$

A perda de calor no calorímetro, durante o ensaio da unidade de condensação, é calculada pela expressão:

$$q_a = AU_a (t_a - t_s) \quad (4.2)$$

onde: AU_a = coeficiente de perda de calor do calorímetro, $\text{W}/^{\circ}\text{C}$;

q_h = calor fornecido ao calorímetro, W ;

t_a = temperatura média do ambiente ao redor do calorímetro $^{\circ}\text{C}$;

t_s = temperatura média na superfície do calorímetro $^{\circ}\text{C}$, e

q_a = perda de calor no calorímetro, W .

3) Procedimento do ensaio primário

Os ensaios foram feitos no laboratório com temperatura controlada, através de aquecimento do ambiente com resistências elétricas, visando obter dessa maneira todas as condições climáticas

cas a que são sujeitos equipamentos frigoríficos, isto é, tentando simular as várias condições climáticas do território nacional.

Para obter as condições de operação pré-estabelecidas, a unidade de condensação é regulada conforme segue:

- . a pressão de aspiração é regulada pela válvula de expansão manual;
- . a temperatura de vapor na entrada da unidade é ajustada através das resistências elétricas de aquecimento, e
- . a pressão de descarga no condensador é ajustada, regulando a temperatura ambiente.

Todas as leituras tomadas foram efetuadas após o estabelecimento de regime permanente.

4) Cálculos

A capacidade de refrigeração q , é determinada pela equação 4.3, com o auxílio da figura 4.2, como:

$$q = \frac{h_1 - h_3}{h_6 - h_4} (q_h + q_a) \quad (4.3)$$

onde: h_1 = entalpia de refrigerante na entrada da unidade sob as condições especificadas, kJ/kg;

h_2 = entalpia de refrigerante na entrada do condensador, kJ/kg ;

h_3 = entalpia de refrigerante a temperatura que corresponde a pressão de descarga, kJ/kg,

h_4 = entalpia de refrigerante na entrada da válvula de expansão, kJ/kg;

h_6 = entalpia de refrigerante na saída do calorímetro, kJ/kg;

p_s = pressão de aspiração, kPa;

p_d = pressão de descarga, kPa;

q = capacidade de refrigeração, W, e

q_h = calor fornecido ao calorímetro, W.

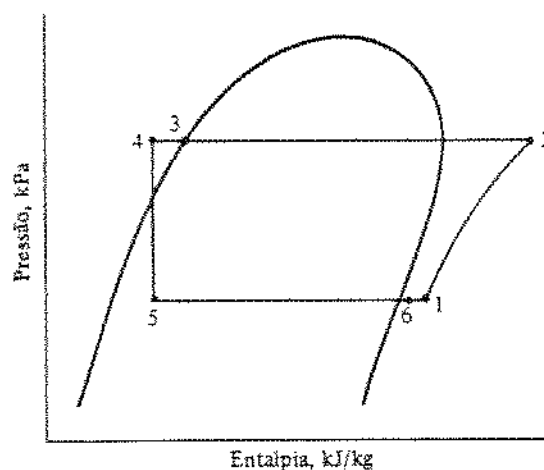


Figura 4.2 - Diagrama pressão-entalpia definindo as condições de operação.

A vazão mássica, $\dot{m}$, de refrigerante em circulação é dada por:

$$\dot{m} = \frac{q}{h_6 - h_5} \quad (4.4)$$

onde: $\dot{m}$ = vazão mássica do refrigerante, kg/h

Os dados de cada ensaio, os cálculos, e os resultados são apresentados no apêndice C.

4.3.2. Ensaio de Confirmação: Medidor de Fluxo

O objetivo deste teste é averiguar a precisão do ensaio primário. Os resultados do ensaio de confirmação não deverá ser menor ou maior que 3% em relação aos valores correspondentes do ensaio primário.

1) Descrição

O medidor é instalado na linha de líquido entre a unidade de condensação e o dispositivo de expansão. O visor de líquido deverá ser localizado de tal maneira a permitir a observação (se houver) de bolhas de vapor no líquido.

2) Calibração

Deverá seguir as recomendações do fabricante. Em nosso caso, o medidor já veio calibrado pelo fabricante.

3) Procedimento do Ensaio de Confirmação

Todas as leituras são lidas diretamente no medidor, e durante a coleta de dados do ensaio primário seguindo as mesmas condições de operação.

4) Cálculos

Os valores obtidos são comparados com os resultados obtidos pela eq. 4.4.

4.3.3. Determinação da Quantidade de Óleo em Circulação

As razões da determinação da quantidade de óleo em circulação são:

- . determinar a validade dos ensaios, uma vez que quantidades acima de 2% poderão afetar consideravelmente precisão e concordância entre os resultados do ensaio primário e ensaio de confirmação, e
- . auxiliar o projetista no dimensionamento de uma instalação nova.

1) Descrição

A quantidade de óleo em circulação é determinada medindo a proporção por massa de óleo presente no refrigerante líquido durante operação em regime permanente.

2) Procedimento e Cálculos

- a) evacuar e pesar um recipiente vazio;
- b) pesar o recipiente com amostra coletada;
- c) pesar um frasco vazio contendo um plugue de algodão;
- d) drenar a mistura líquido/óleo do recipiente para dentro do frasco e colocar o plugue;
- e) pesar novamente o recipiente esvaziado;
- f) determinar a massa média do recipiente $(a+e)/2$;
- g) determinar a massa da mistura líquido/óleo $(b-f)$;
- h) evaporar gradualmente o refrigerante da mistura no frasco (d) ;

- i) pesar novamente o frasco com plugue após a evaporação (h);
- j) calcular a massa do óleo (i-c);
- k) determinar a massa do refrigerante (g-j), e
- l) a quantidade de óleo em circulação:

$$\frac{j(\text{kg de óleo})}{k(\text{kg de refrigerante})}$$

4.3.4. Estudo Analítico do Parâmetro AU_a

As leituras efetuadas e a determinação experimental do coeficiente de perda de calor, AU_a , são apresentadas no Apêndice B.

Paralelamente, o parâmetro AU_a foi estudado analiticamente de acordo com correlações empíricas apresentadas nas referências [34 e 35]. A fim de estimar o coeficiente global de transferência de calor, U_a , do calorímetro, devemos conhecer o coeficiente de película, h_a , do lado externo do tanque, e o coeficiente de transferência de calor, h_r , do refrigerante em ebulição, além de, obviamente, calcular a resistência térmica oferecida pelo isolamento.

1) Cálculo de h_a

O coeficiente de película, h_a , do lado externo do tanque pode ser calculado para cilindros verticais, como [34,36]:

. Regime Laminar:

$$Nu = 0,56(Gr.Pr)^{0,25} \quad , \quad 10^4 \leq Gr.Pr \leq 10^8 \quad (4.5)$$

. Regime Turbulento:

$$Nu = 0,13(Gr.Pr)^{0,33} \quad , \quad 10^8 < Gr.Pr \leq 10^{12} \quad (4.6)$$

onde:

$$Nu = \frac{h_a L}{k} \quad (4.7)$$

$$Gr = \frac{L^3 \rho^2 \beta g \Delta t}{\mu^2} \quad (4.8)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (4.9)$$

com: Nu = número de Nusselt;

Gr = número de Grashof;

Pr = número de Prandtl;

h_a = coeficiente de película, Btu/h.pé².°F;

L = altura do calorímetro, pé;

k = condutividade térmica do ar, Btu/h.pé.°F;

ρ = densidade do ar, lb/pé³;

β = coeficiente de expansão volumétrica do ar, 1/°F;

μ = viscosidade dinâmica do ar, lb/pé.h;

c_p = calor específico a pressão constante, Btu/lb.°F;

Δt = diferença de temperatura, externa-interna, °F, e

g = aceleração de gravidade, pé/h².

2) Cálculo de h_r

O coeficiente de transferência de calor, h_r , de refrigerante em ebulição, pode ser estimado segundo o método gráfico de-

envolvido por Shah [35]. Entretanto, existe numerosas equações empíricas propostas por vários autores inclusive uma pelo próprio Shah [37]. A maioria das correlações, porém, se aplicam efetivamente apenas nas faixas em que foram baseadas.

Entre as correlações consideradas gerais quanto a aplicabilidade, as mais famosas são as do Dengler e Addoms [38], Shrock e Grossman [39], Bennet et al [40], Guerrieri e Talti [41] e Chen [42]. Chen mostrou, porém, que as outras quatro não servem para aplicações gerais.

Anderson et al [43] e Chaddock e Noerager [44] compararam seus dados para ebulição em tubos horizontais, com várias correlações. Concluíram que as correlações de Guerrieri e Talti, Lavin e Yong [45], Shrock e Grossman, e Sachs e Long [46], são insatisfatórias. A correlação de Bo Pierre [47] demonstrou boa concordância.

Do exposto, e baseado em muitos outros trabalhos, Shah [35] considera somente a correlação de Chen [42] como satisfatória, sendo recomendada para ebulição em tubos verticais, porém, salientando que sua utilização requer iterações complicadas.

A correlação de Bo Pierre pode ser utilizada para evaporadores de R-12 e R-22 na faixa testada. Fora da faixa experimental, sua aplicabilidade é duvidosa conforme mostra Johnston e Chaddock [48].

O método gráfico proposto por Shah [35] abrange a maior parte das faixas de aplicabilidade das correlações de Chen e Bo Pierre; portanto, sua disponibilidade dispensa o emprego de tais correlações.

A fim de aplicar o gráfico de Shah, figura 4.3, recorre

-se a quatro equações adimensionais definidas a seguir:

$$\psi = \frac{h_{TP}}{h_1} \quad (4.10)$$

$$C_o = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0,8} (\rho_v/\rho_l)^{0,5} \quad (4.11)$$

$$B_o = \frac{\dot{q}}{G \cdot h_{fg}} \quad (4.12)$$

$$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D} \quad (4.13)$$

O h_1 , da fase líquida é calculado pela equação de Dittus-Boelter, definida por:

$$h_1 = 0,023 \left[\frac{GD(1-x)}{\mu_l} \right]^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \cdot \frac{k_l}{D} \quad (4.14)$$

onde: $h_{TP} = h_r$ = coeficiente de transferência de calor bifásico,
Btu/h.pé².°F ;

h_1 = coeficiente de transferência de calor da fase líquida
Btu/h.pé².°F ;

ρ_v = densidade do vapor, lb/pé³;

ρ_l = densidade do líquido, lb/pé³;

$\dot{q}$ = fluxo de calor baseado no diâmetro interno, Btu/h.pé²;

G = fluxo de massa total, lb/h.pé²;

h_{fg} = calor latente de vaporização, Btu/lb ;

g = aceleração de gravidade, pé/h²;

D = diâmetro interno do cilindro, pé;

C_o = número de convecção ;

B_o = número de ebulição;

Fr_1 = número de Froude, para líquido;

ψ = definido por eq. 4.10, e

X = título médio de vapor na entrada e saída do calorímetro.

O emprego dessa correlação gráfica, para evaporadores contendo mistura de refrigerante e óleo, é feito supondo ausência de óleo. Esta recomendação se baseia no trabalho de Bo Pierre [47] que mostrou que, até 18% de óleo em circulação com R-12, o coeficiente de transferência de calor, quando calculado a base da temperatura de saturação de refrigerante puro, quase que não é alterado.

Os cálculos, e o valor de AU_a obtidos analiticamente são apresentados no apêndice B.

Pelos resultados obtidos, verifica-se que o valor analítico de $0,38 \text{ W/}^\circ\text{C}$ é muito menor que o valor experimental de $0,88 \text{ W/}^\circ\text{C}$, ou seja, a resistência térmica total obtida pelo cálculo analítico é muito maior que a da calibração experimental.

Através do estudo analítico observamos que o fator dominante é, essencialmente, a espessura do isolamento. Isso leva à hipótese de que na prática, não foi possível manter uma espessura uniforme de isolamento, e que, provavelmente, a espessura do poliuretano injetado foi muito menor do que 50mm na grande parte da superfície do evaporador.

Por essa razão o valor experimental de $0,88 \text{ W/}^\circ\text{C}$ foi utilizado nos cálculos, atendendo desta maneira as normas ASHRAE.

4.4. Resultados e Comentários

Todos os dados obtidos nos ensaios efetuados, os cálculos e os resultados primitivos são apresentados integralmente no apêndice C.

Verifica-se pelos resultados obtidos que, de maneira geral, os coeficientes de eficácia dos equipamentos são muito menores relativamente aos de Carnot, diminuindo gradualmente da unidade ferro-ferro com coifa até a unidade ferro-cobre sem coifa, e também, à medida que baixa a temperatura da evaporação.

Estes apontam, obviamente, para baixas eficiências frigoríficas (η_R) e, conseqüentemente, dão uma idéia da necessidade de melhoramento dos equipamentos é, portanto, da continuação dos trabalhos efetuados.

A capacidade de refrigeração, a potência necessária, e o comportamento do condensador resfriado a ar, para cada unidade de condensação, são mostrados graficamente no próximo capítulo, usando tanto os valores primitivos do apêndice C como os valores ajustados, do apêndice D.

CAPÍTULO 5

ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS UNIDADES DE CONDENSAÇÃO A AR

A fim de melhor analisar e visualizar o comportamento dos equipamentos em estudo, torna-se necessário colocar os parâmetros principais na forma gráfica.

A capacidade de refrigeração e a potência necessária ao compressor são expressas em função das temperaturas de evaporação e condensação.

A taxa de calor rejeitada no condensador é colocada em função das temperaturas de condensação e do ambiente.

Os dados primitivos destes parâmetros são ajustados pelo método dos mínimos quadrados. Mantendo-se uma variável independente constante, cada família de curvas do compressor e do condensador são representadas por polinômios de segundo grau, e primeiro grau respectivamente. A derivação do método dos mínimos quadrados é encontrada em vários livros. Pacitti e Atkinson [50] mostram as técnicas analítica e computacional deste método.

Os valores ajustados, juntamente com as respectivas equações se encontram no apêndice D.

5.1. Unidade Ferro-Ferro com Coifa

Apresentamos a seguir os gráficos que mostram o compor-

tamento da unidade de condensação ferro-ferro com coifa.

A capacidade de refrigeração, figura 5.1, e a potência necessária, figura 5.2, do compressor, são plotadas em função da temperatura de evaporação e da condensação.

Pela figura 5.3, temos a capacidade de rejeição de calor, do condensador ferro-ferro, plotada em função da temperatura de condensação e da temperatura ambiente.

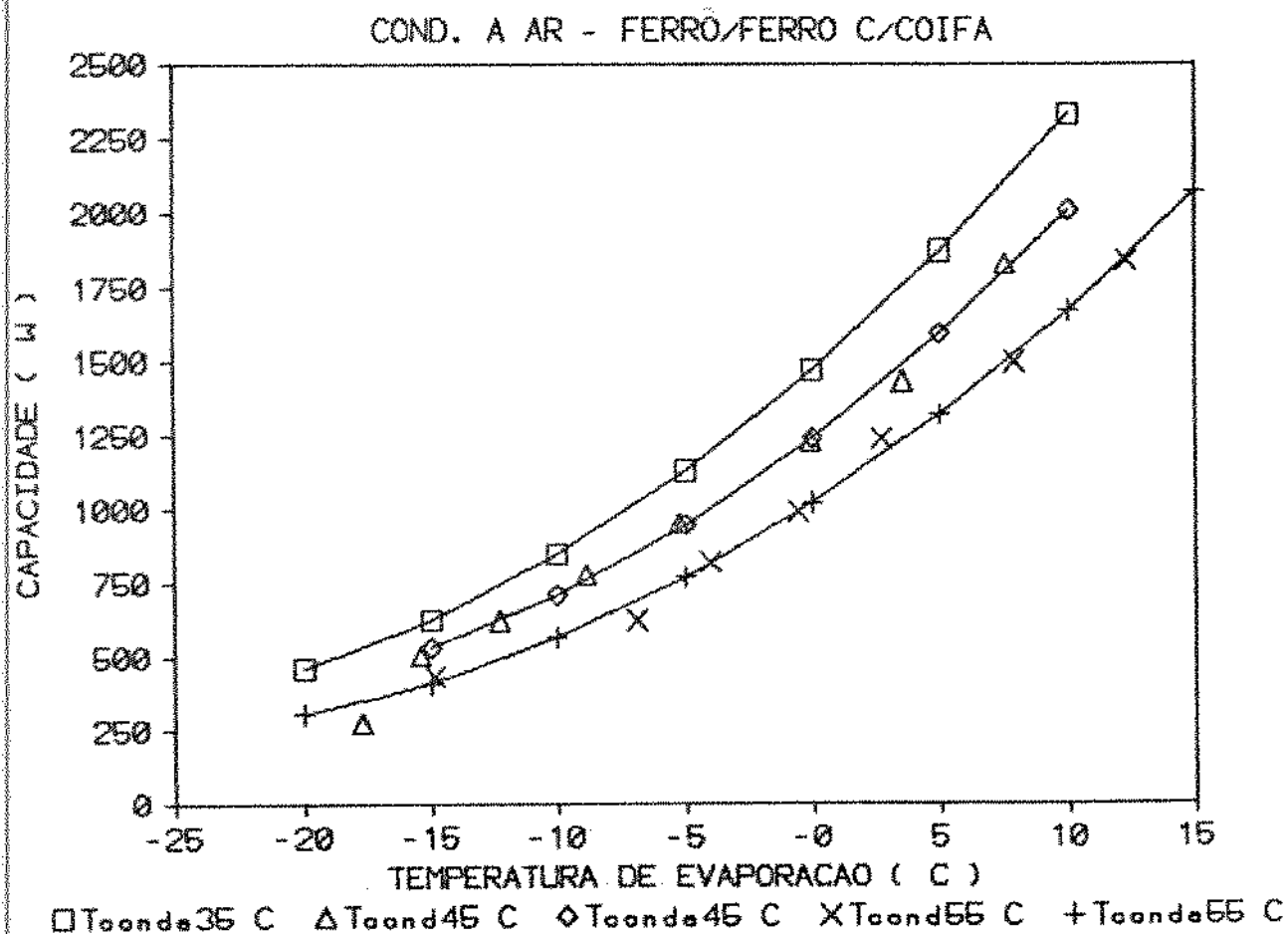


Figura 5.1 - Capacidade de refrigeração da unidade ferro-ferro com coifa.

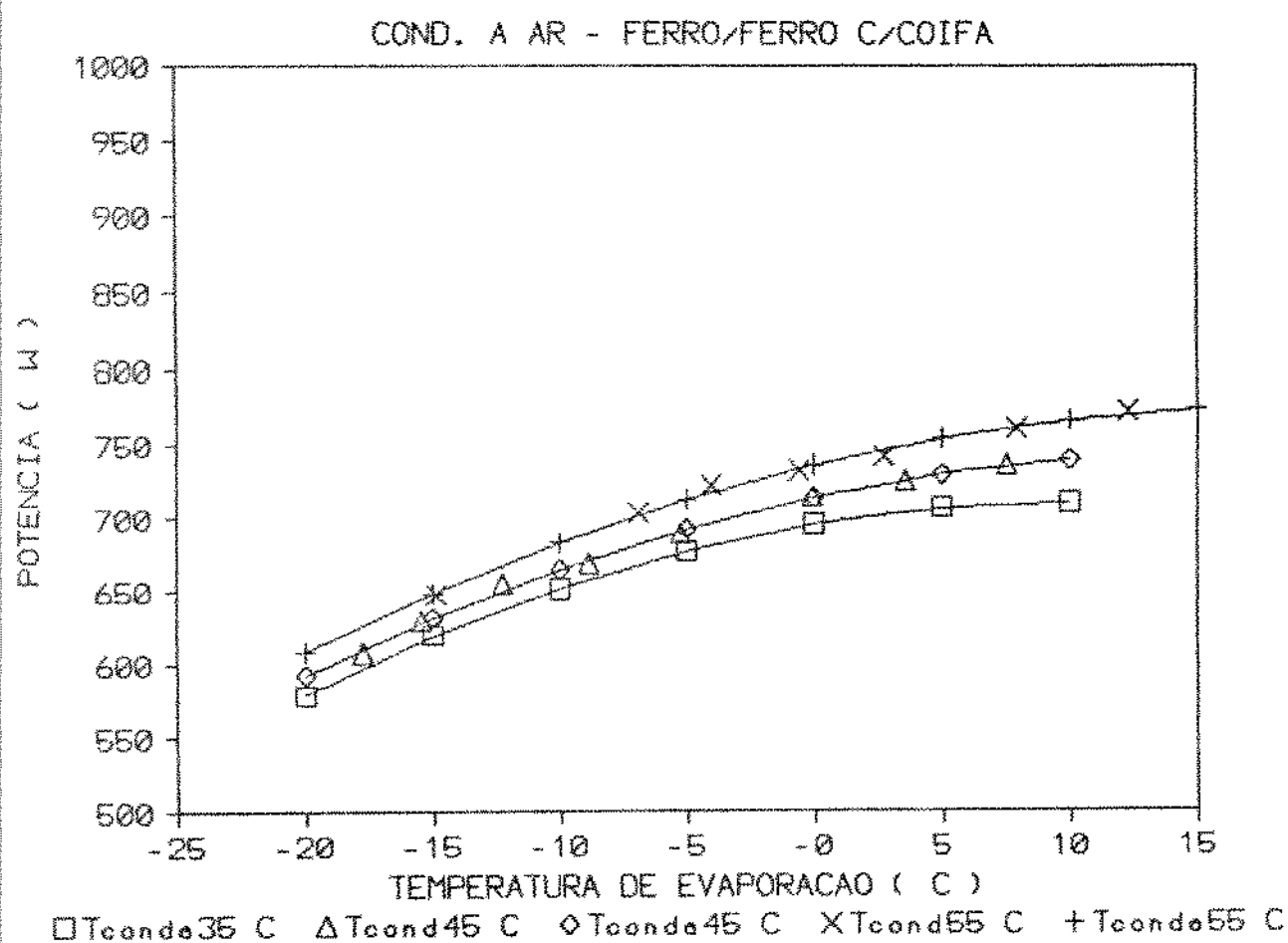


Figura 5.2 - Potência necessária ao compressor da unidade ferro-ferro com coifa.

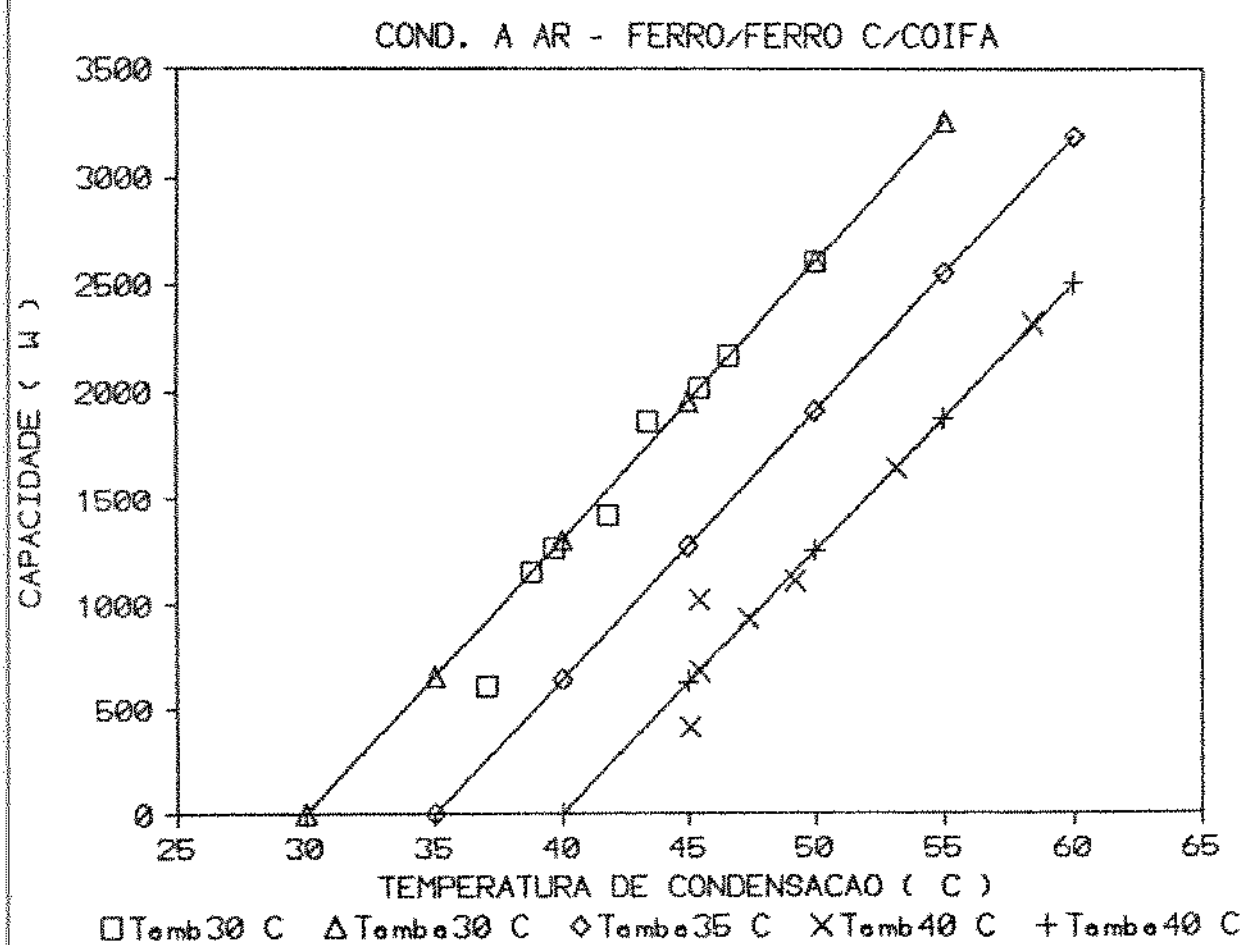


Figura 5.3 - Capacidade do condensador da unidade ferro-ferro com coifa.

5.2. Unidade Cobre-Alumínio sem Coifa

Os gráficos que seguem representam os resultados obtidos no ensaio da unidade de condensação, cujo condensador é fabricado em tubos de cobre e aletas de alumínio.

A figura 5.4, mostra a capacidade de refrigeração, enquanto que a figura 5.5 indica a potência necessária ao compressor.

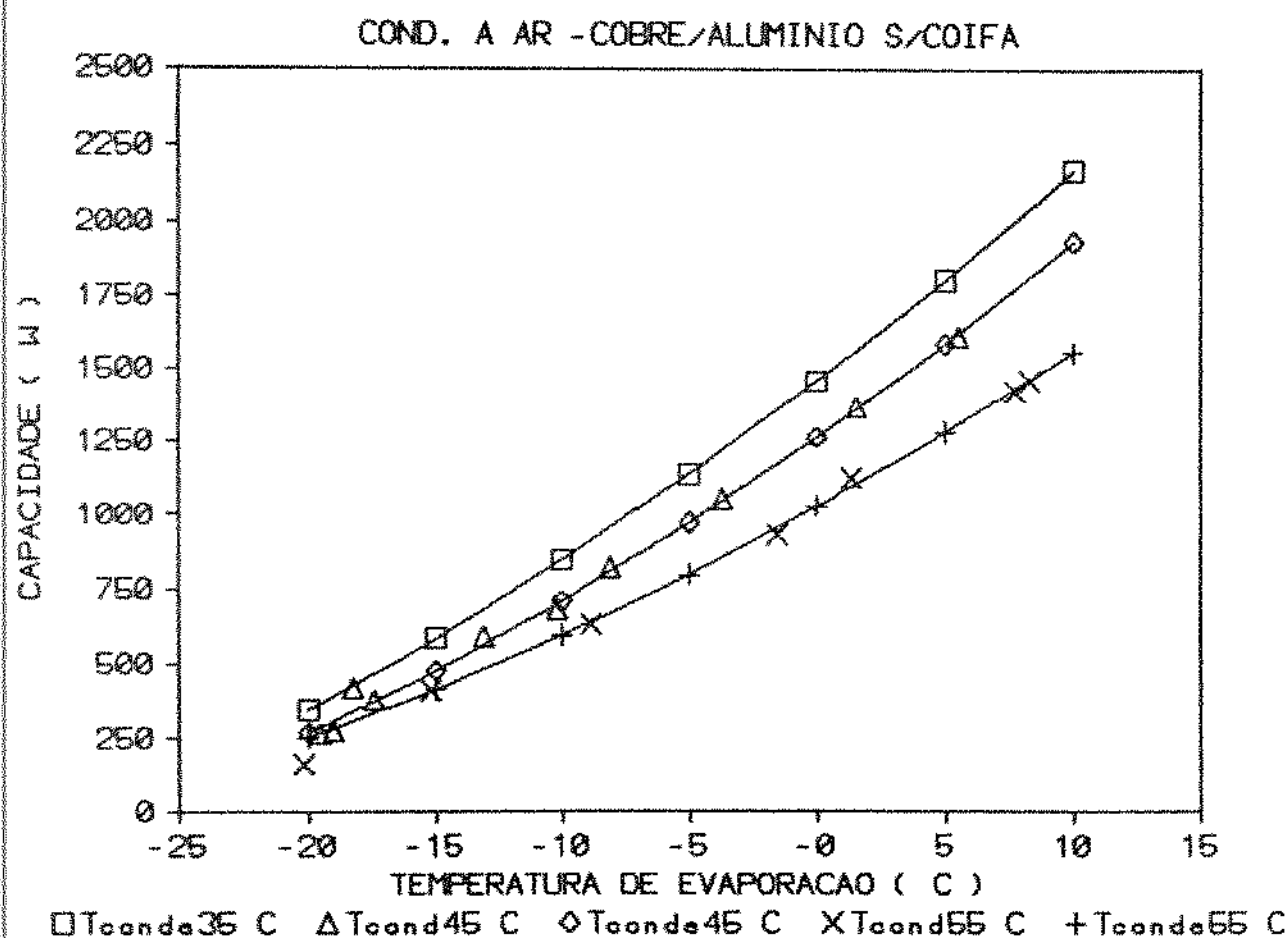


Figura 5.4 - Capacidade de refrigeração da unidade cobre-alumínio sem coifa.

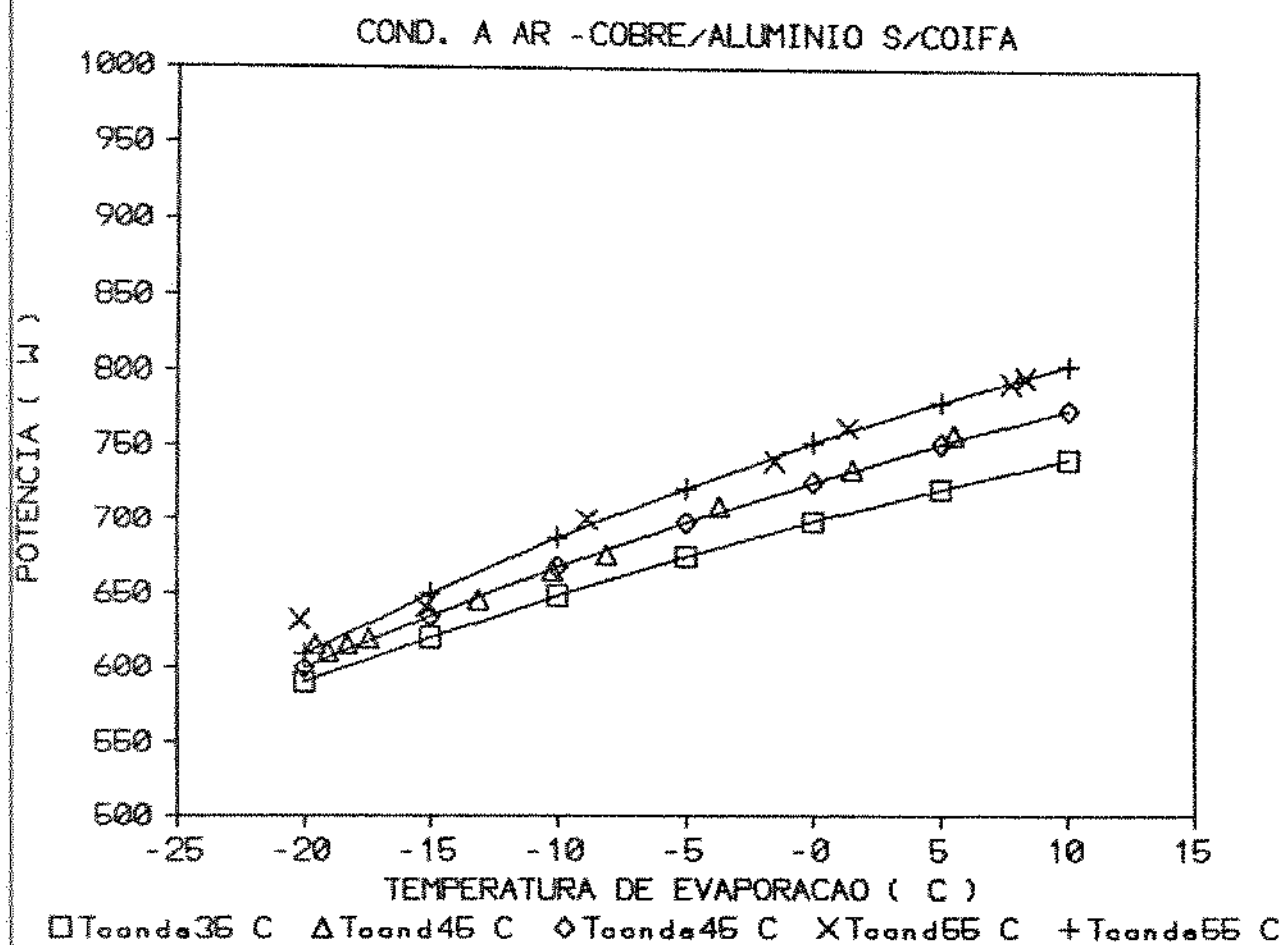


Figura 5.5 - Potência necessária ao compressor da unidade cobre-alumínio sem coifa.

O comportamento do condensador, cobre-alumínio, é mostrado na figura 5.6, com a influência das temperaturas de condensação e ambiente.

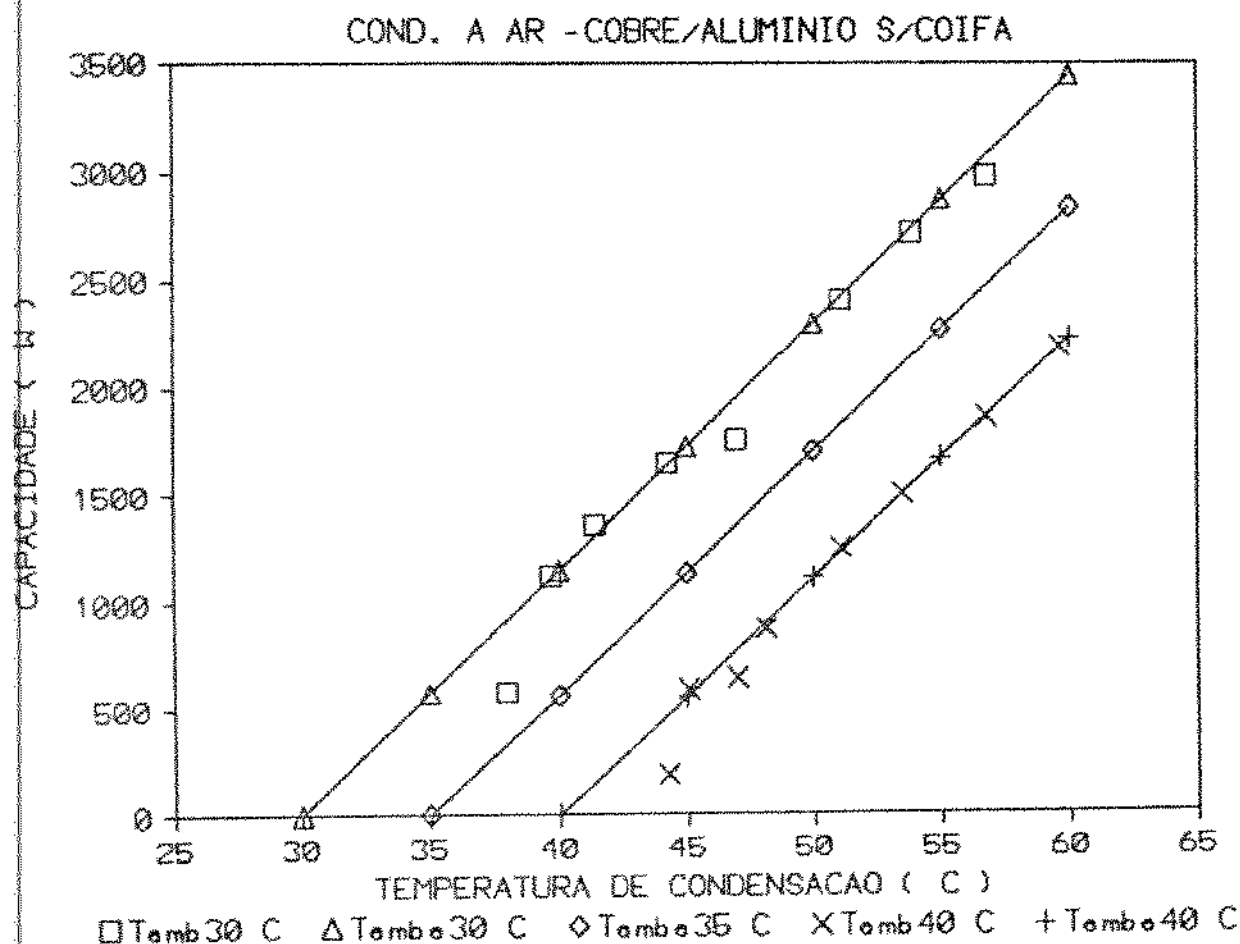


Figura 5.6 - Capacidade do condensador da unidade cobre-alumínio sem coifa.

5.3. Unidade Cobre-Ferro com Coifa

Seguindo os exemplos anteriores, mostramos o comportamento dos componentes da unidade de condensação cobre-ferro com coifa. O condensador é executado em tubos de cobre com aletas de

ferro.

A capacidade de refrigeração, e a potência necessária ao compressor se encontram indicadas pelas figuras 5.7 e 5.8 respectivamente.

Da mesma maneira temos, pela figura 5.9, a taxa de rejeição de calor do condensador cobre-ferro com coifa.

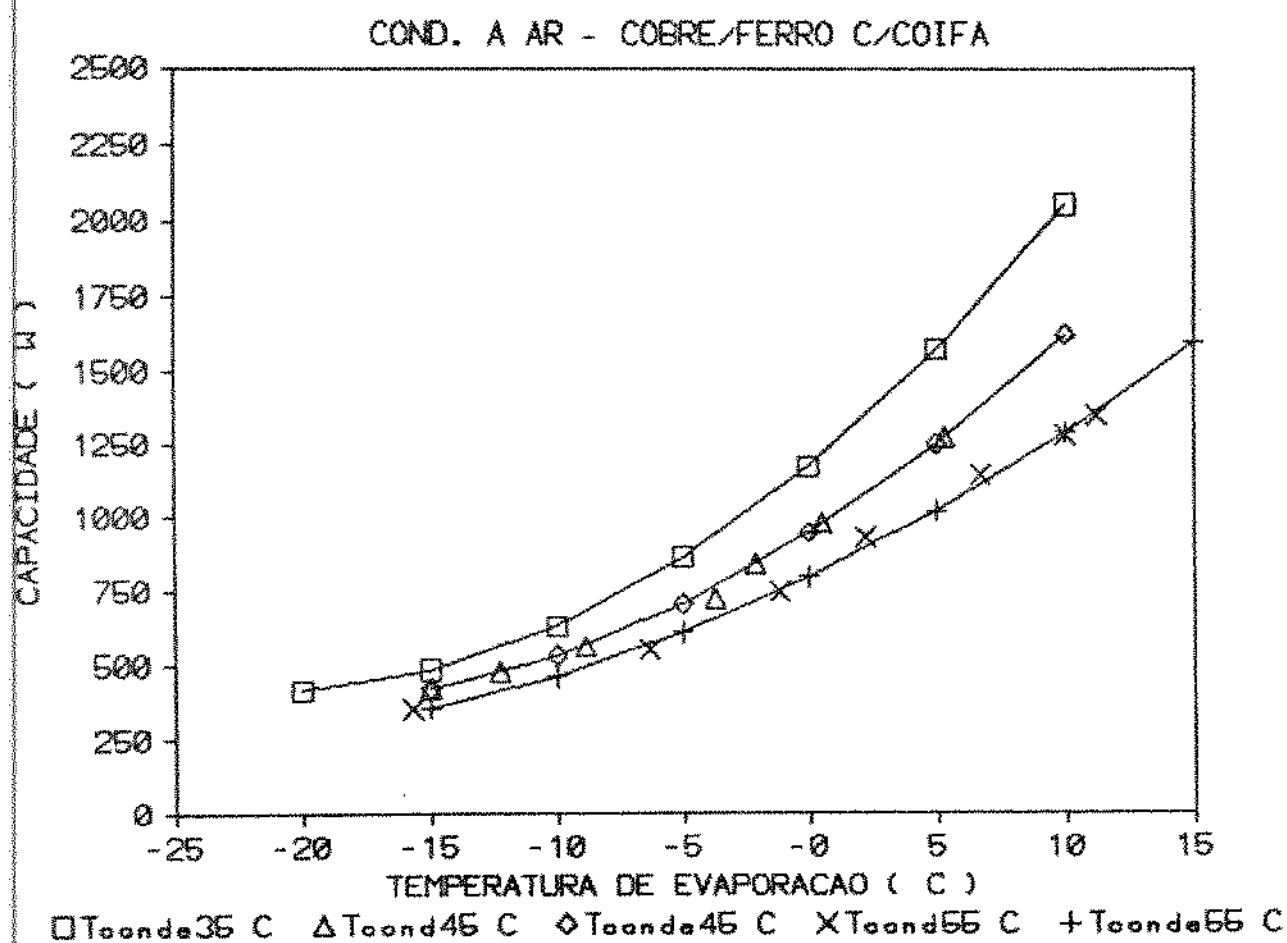


Figura 5.7 - Capacidade de refrigeração da unidade cobre-ferro com coifa.

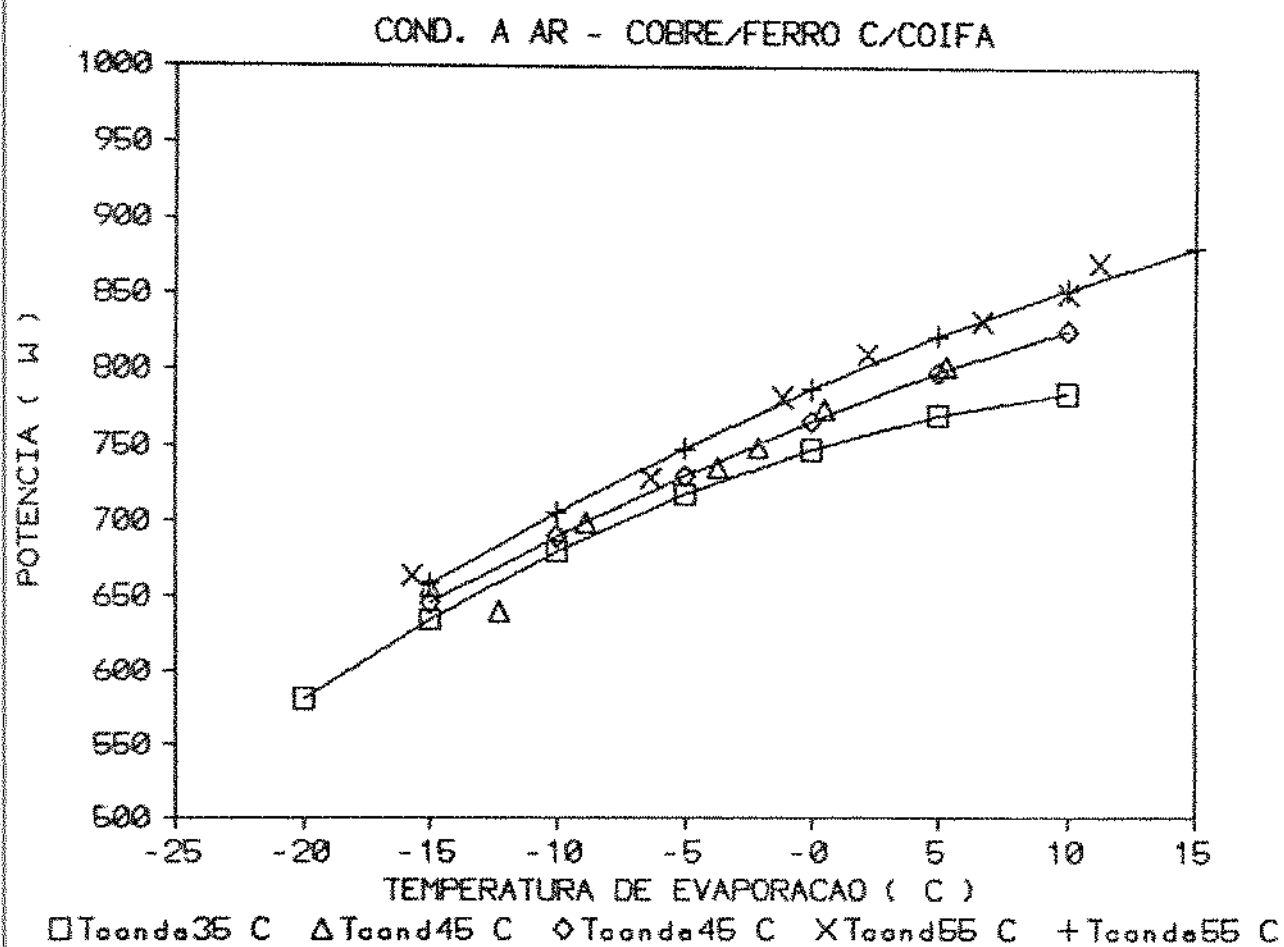


Figura 5.8 - Potência necessária ao compressor da unidade cobre-ferro com coifa.

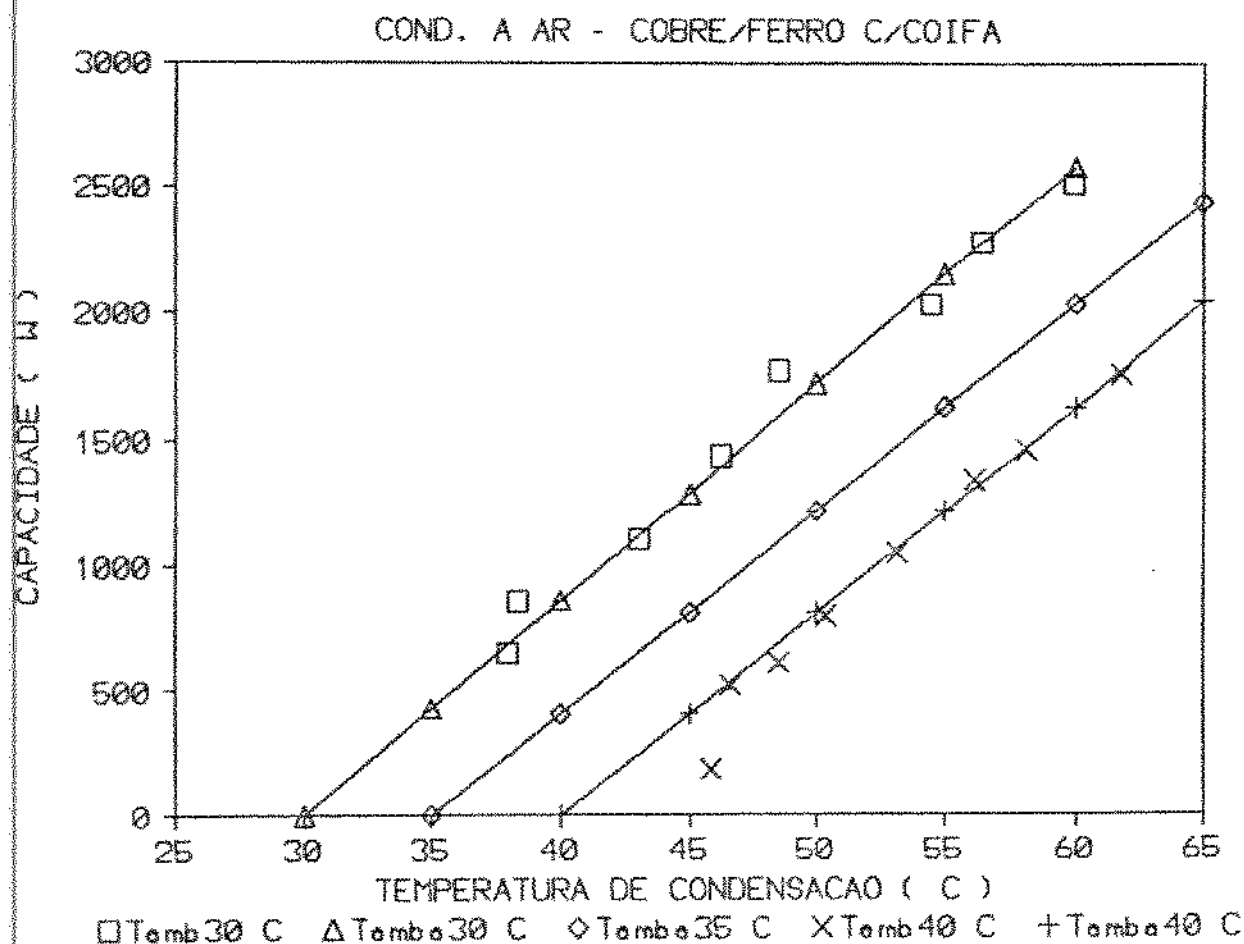


Figura 5.9 - Capacidade do condensador da unidade cobre-ferro com coifa.

5.4. Unidade Cobre-Ferro sem Coifa

A unidade de condensação cobre-ferro sem coifa é quase idêntica à unidade cobre-ferro com coifa. Uma única diferença sendo a montagem de coifa no condensador do último, cuja finalidade é direcionar melhor o fluxo de ar, além de possuir outra vantagem inerente, tal como, proporcionar um funcionamento silencioso.

Como consequência, o desempenho da unidade cobre-ferro sem coifa é ligeiramente inferior em relação à unidade provida com coifa.

As figuras 5.10, 5.11 e 5.12 mostram o comportamento da unidade de condensação cobre-ferro sem coifa.

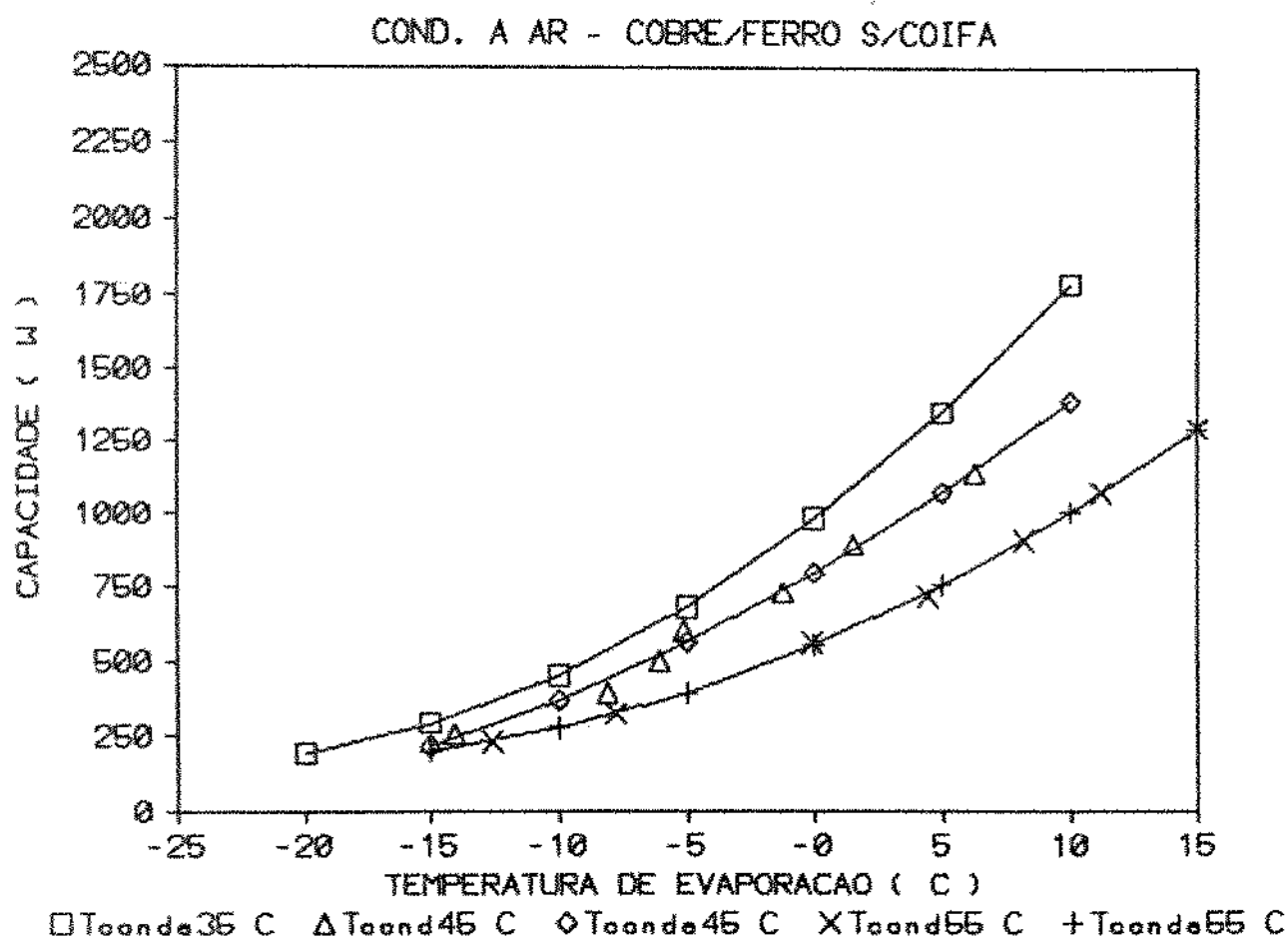


Figura 5.10 - Capacidade de refrigeração da unidade cobre-ferro sem coifa.

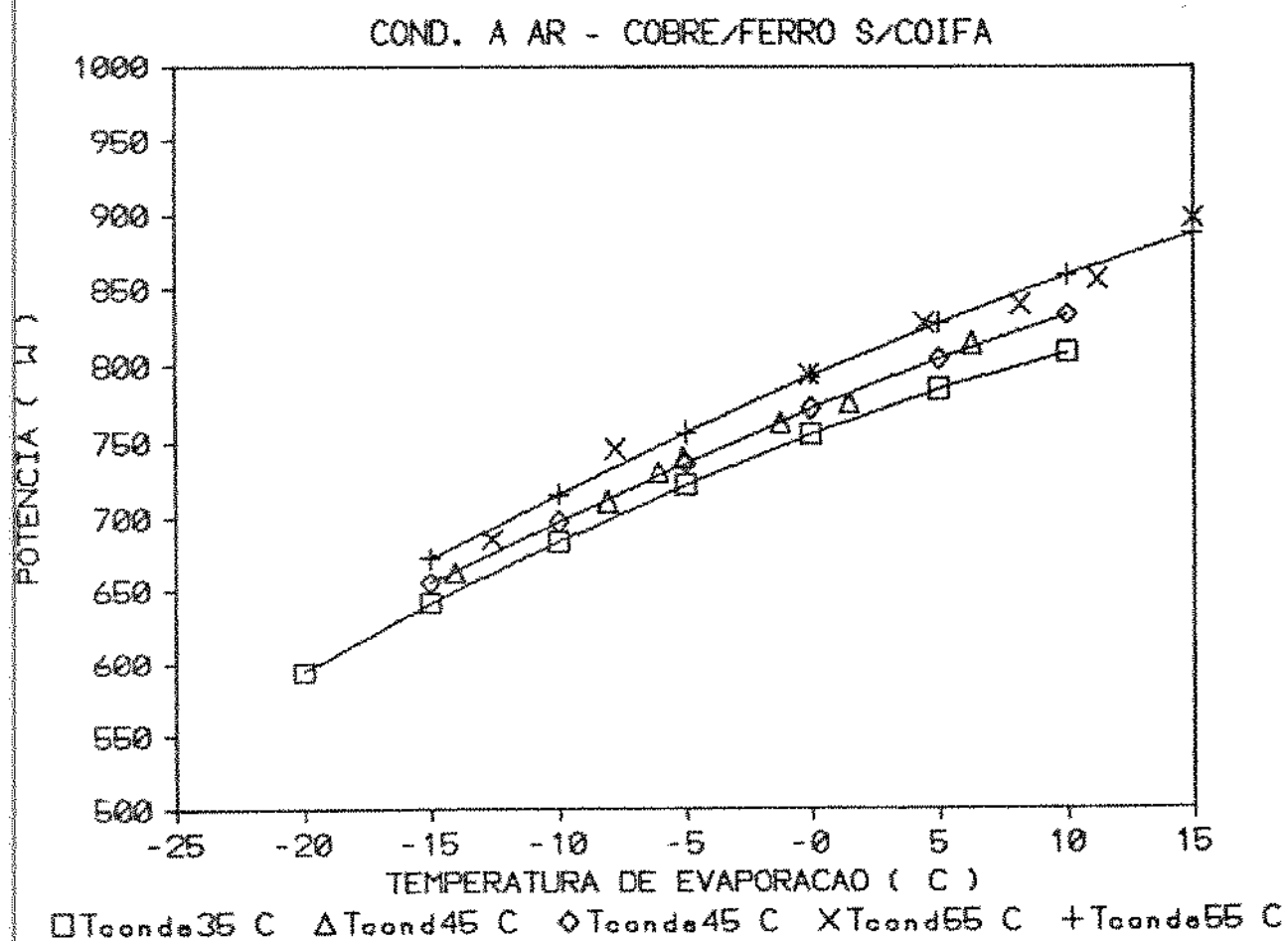


Figura 5.11 - Potência necessária ao compressor da unidade cobre-ferro sem coifa.

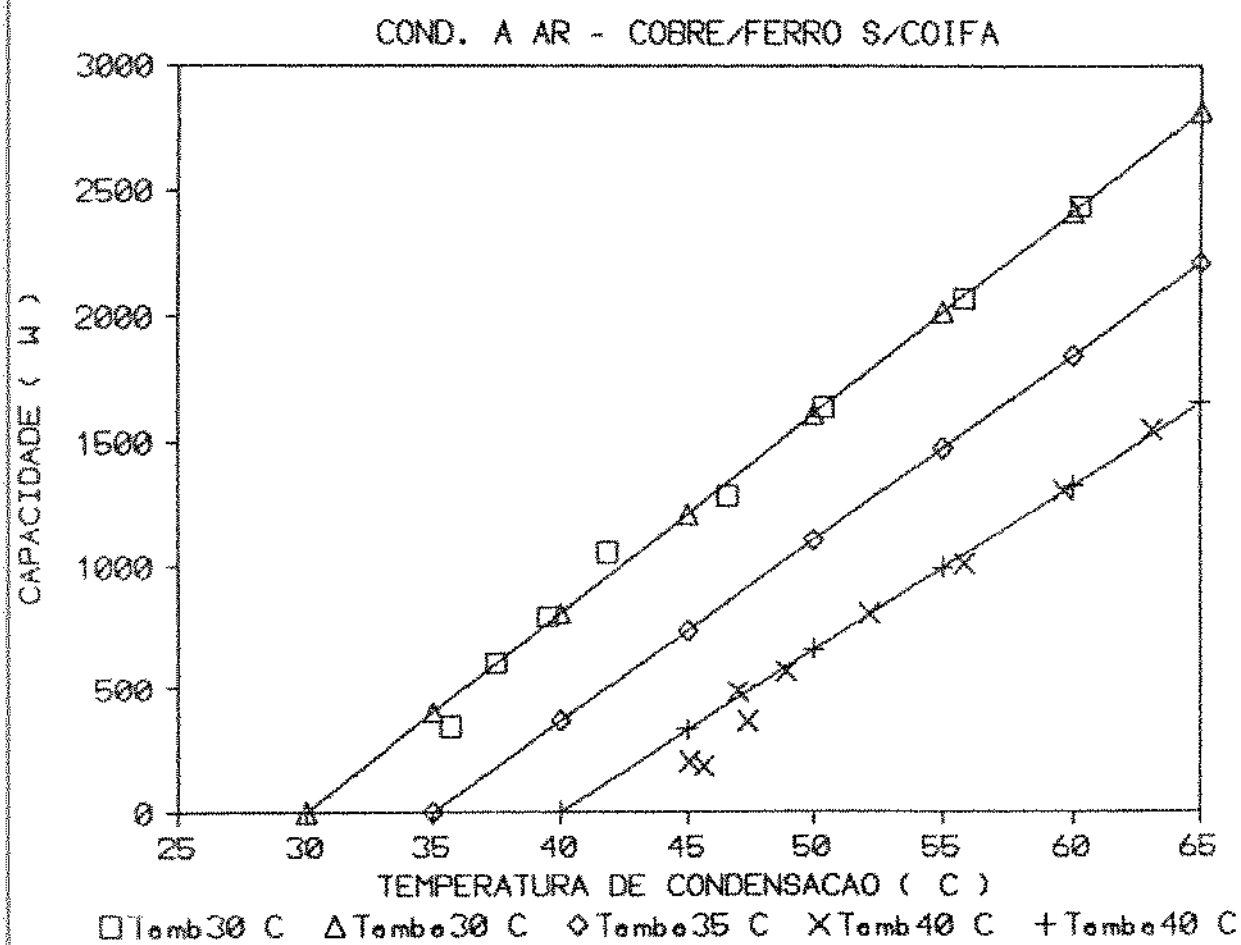


Figura 5.12 - Capacidade do condensador da unidade cobre-ferro sem coifa.

5.5. Comentários

Pelo exposto, verificamos que as capacidades de refrigeração e as potências necessárias seguem curvas divergentes, enquanto que para os condensadores as taxas de rejeição de calor tem formas retas divergentes.

No entanto, alguns autores [4] representam a taxa de rejeição de calor no condensador resfriado a ar, por linhas retas paralelas, admitindo-se que a efetividade do trocador de calor seja constante.

De fato comprova-se, neste trabalho, que as diferenças entre estas duas representações são pequenas, conforme se verifica pelas pequenas variações dos coeficientes angulares (ver apêndice D).

De maneira geral, observa-se que, à medida que a capacidade diminui, o comportamento do sistema se torna instável. Isto se deve ao fato que, com baixa carga térmica, torna-se difícil uma regulagem fina da válvula de expansão manual utilizada. Uma outra observação se refere à impossibilidade de obter maior número de dados para temperaturas de evaporação acima de -5°C (temperatura de condensação 35°C), devido à limitação imposta pela temperatura ambiente, sendo um pouco melhor para a unidade ferro-ferro com coifa. Entretanto, estas duas observações não invalidam os resultados obtidos, sendo possível o equacionamento das curvas.

CAPÍTULO 6

SIMULAÇÃO DA UNIDADE DE CONDENSAÇÃO

Por simulação, referimo-nos ao estudo do comportamento da unidade como um todo, a fim de determinar os pontos de equilíbrio dos dois componentes acoplados. Isto é, avaliar a capacidade de refrigeração e a taxa de calor rejeitado no condensador quando se varia a temperatura ambiente, a temperatura de condensação, e a temperatura de evaporação.

Na análise de sistemas térmicos, as duas formas utilizadas são: o método gráfico e o método matemático. Apresentamos a seguir os dois métodos aplicados ao nosso trabalho. Para tanto definimos a taxa de calor rejeitado no condensador por:

$$QCD = QCP + PCP \quad (6.1)$$

onde: QCD = capacidade do condensador, W ;

QCP = capacidade de refrigeração, W , e

PCP = potência necessária ao compressor, W.

Na realidade, o valor de QCD, é ligeiramente menor que a da eq. 6.1. Esta diferença varia de 0 a 10% da potência do compressor, consequência de perda de calor pela superfície do compressor hermético [9].

6.1. Simulação Gráfica

Neste método são expressos, graficamente, os comportamentos dos dois componentes acoplados em função das mesmas variáveis. A intersecção das curvas de cada componente corresponde ao ponto de operação e, consequentemente, indica o ponto de equilíbrio da unidade.

A superposição dos gráficos, mostrados no capítulo anterior, juntamente com a eq. 6.1 mostra a seguir, os comportamentos das unidades de condensação.

As curvas mostradas se referem às variáveis seguintes: temperaturas ambiente de 30°C e 35°C , e temperaturas de evaporação de 10°C , 0°C e -10°C .

6.1.1. Unidade Ferro-Ferro com Coifa

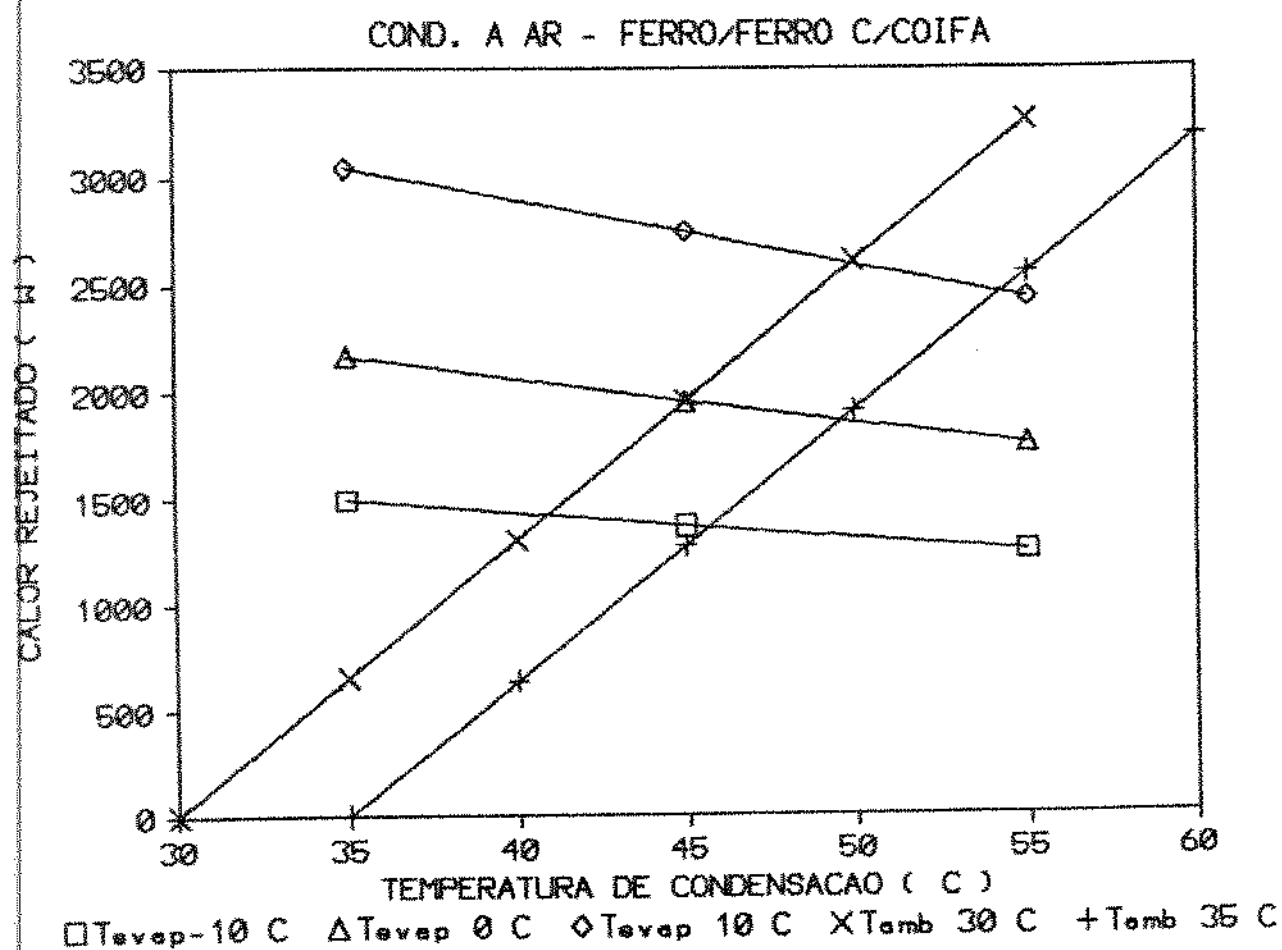


Figura 6.1(a)

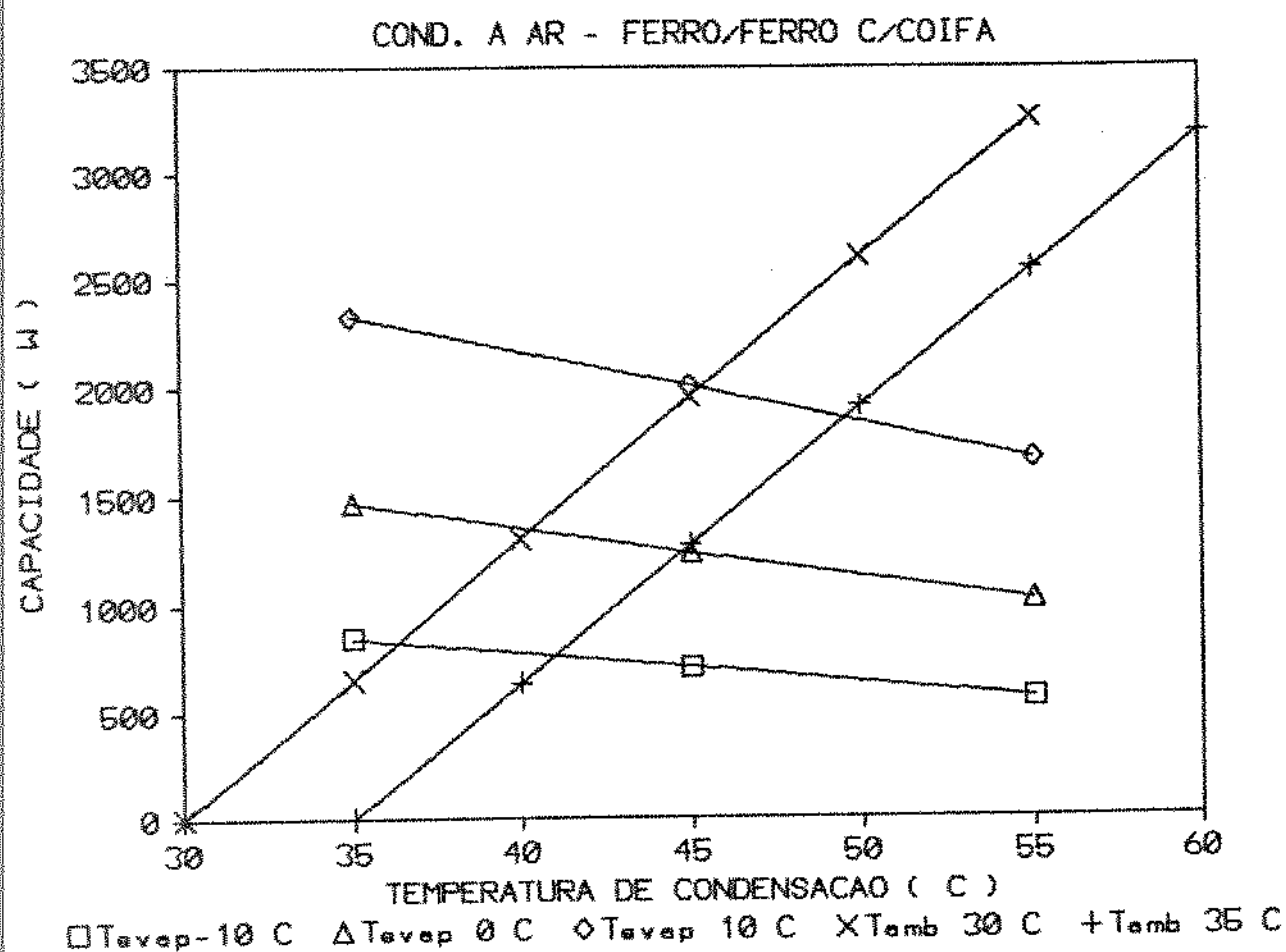


Figura 6.1(b)

Figura 6.1 - Comportamento do subsistema da unidade de condensação ferro-ferro com coifa, mostrando (a) calor rejeitado no condensador e (b) capacidade frigorífica.

6.1.2. Unidade Cobre-Alumínio sem coifa.

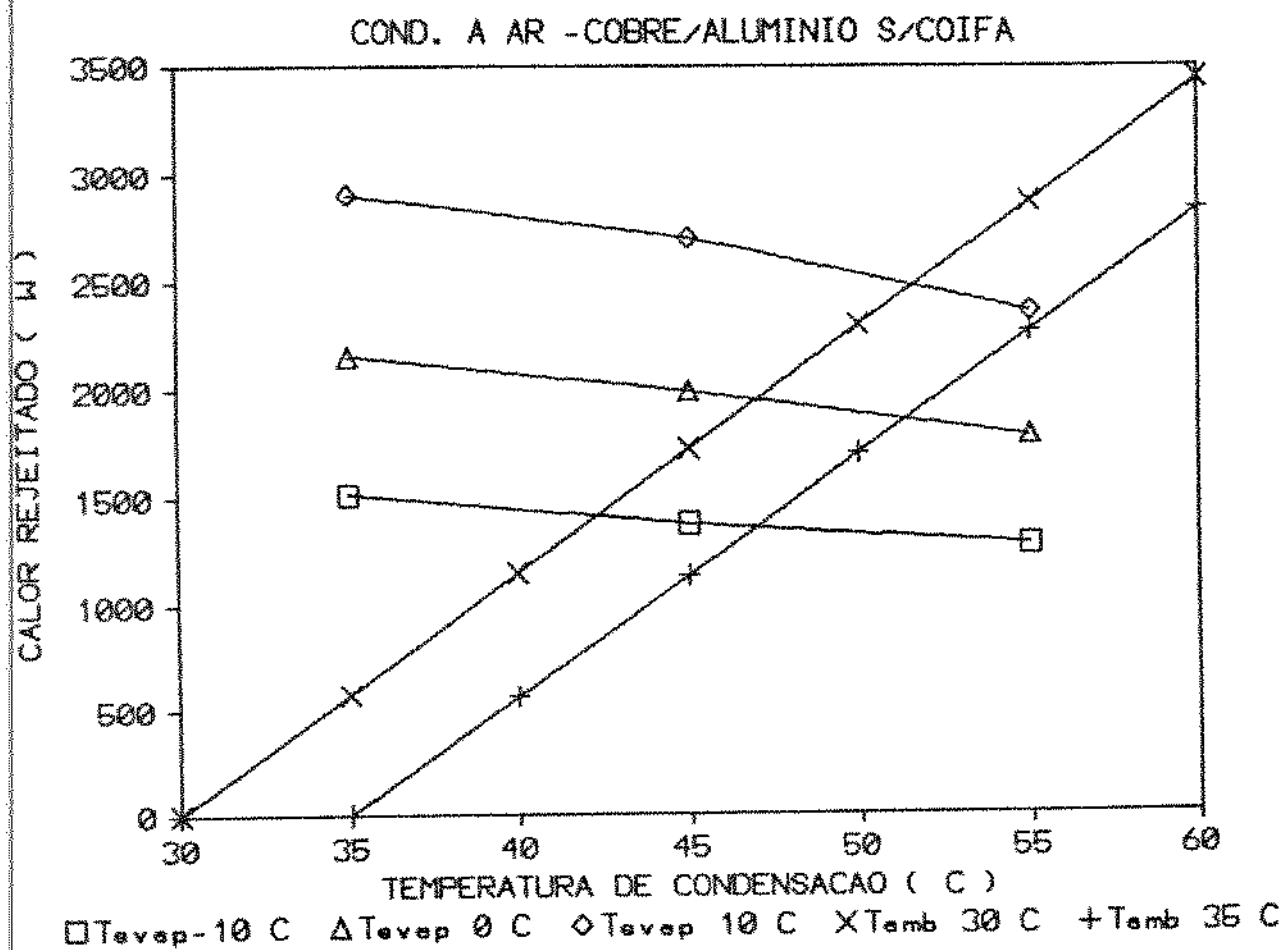


Figura 6.2(a).

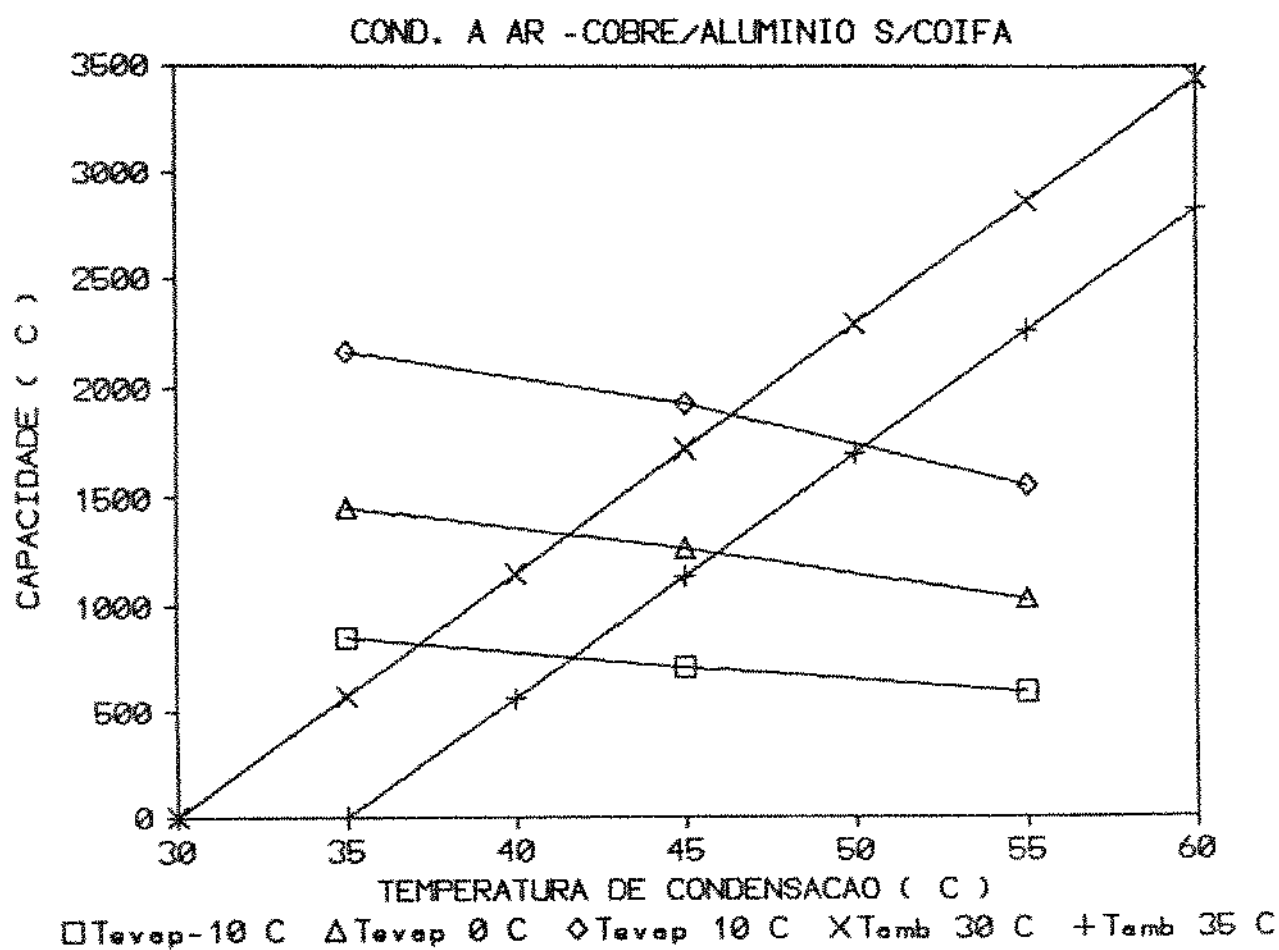


Figura 6.2(b)

Figura 6.2 - Comportamento do subsistema da unidade de condensação cobre-alumínio sem coifa, mostrando (a) calor rejeitado no condensador e (b) capacidade frigorífica.

6.1.3. Unidade Cobre-Ferro com Coifa

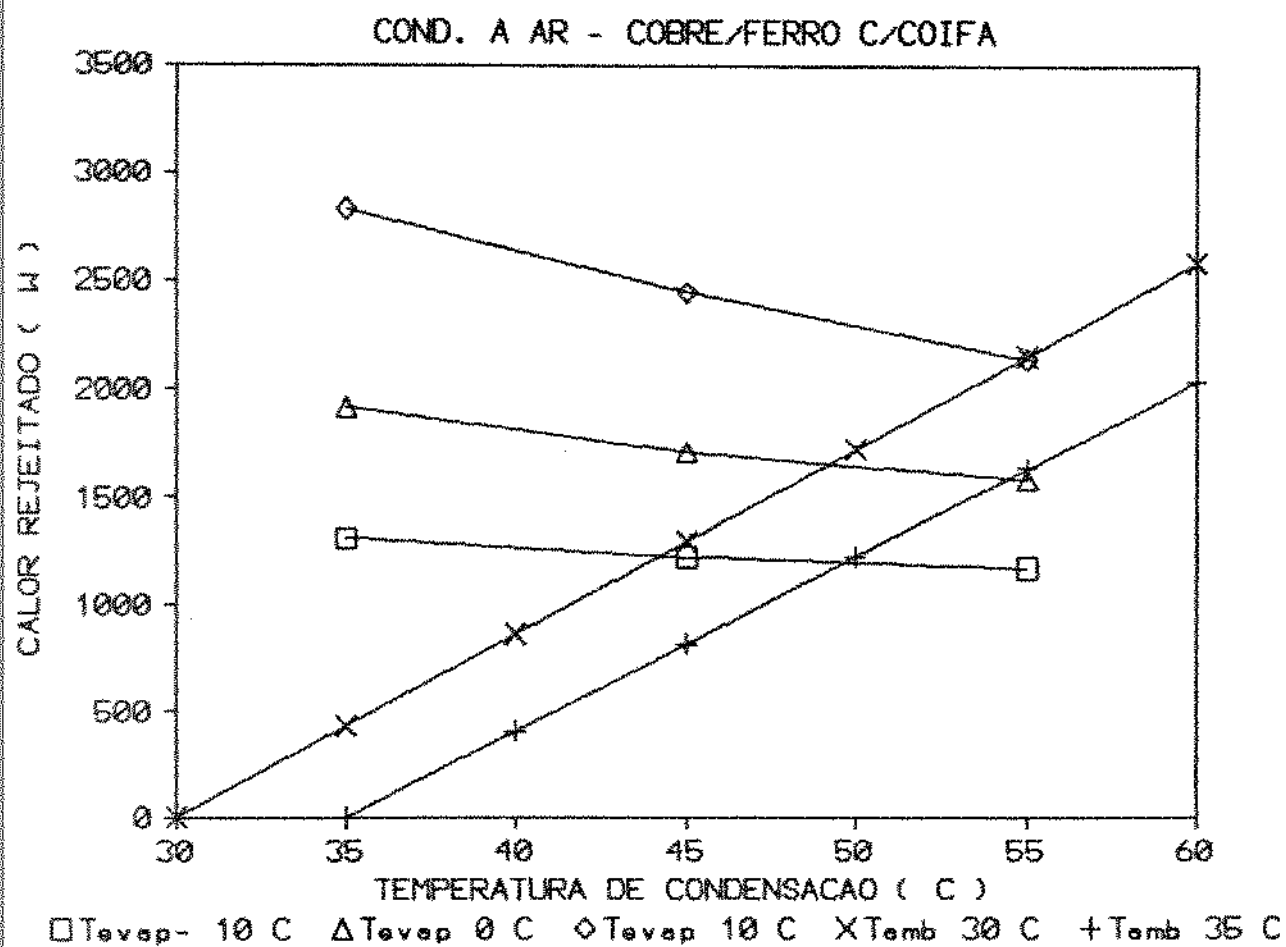


Figura 6.3(a)

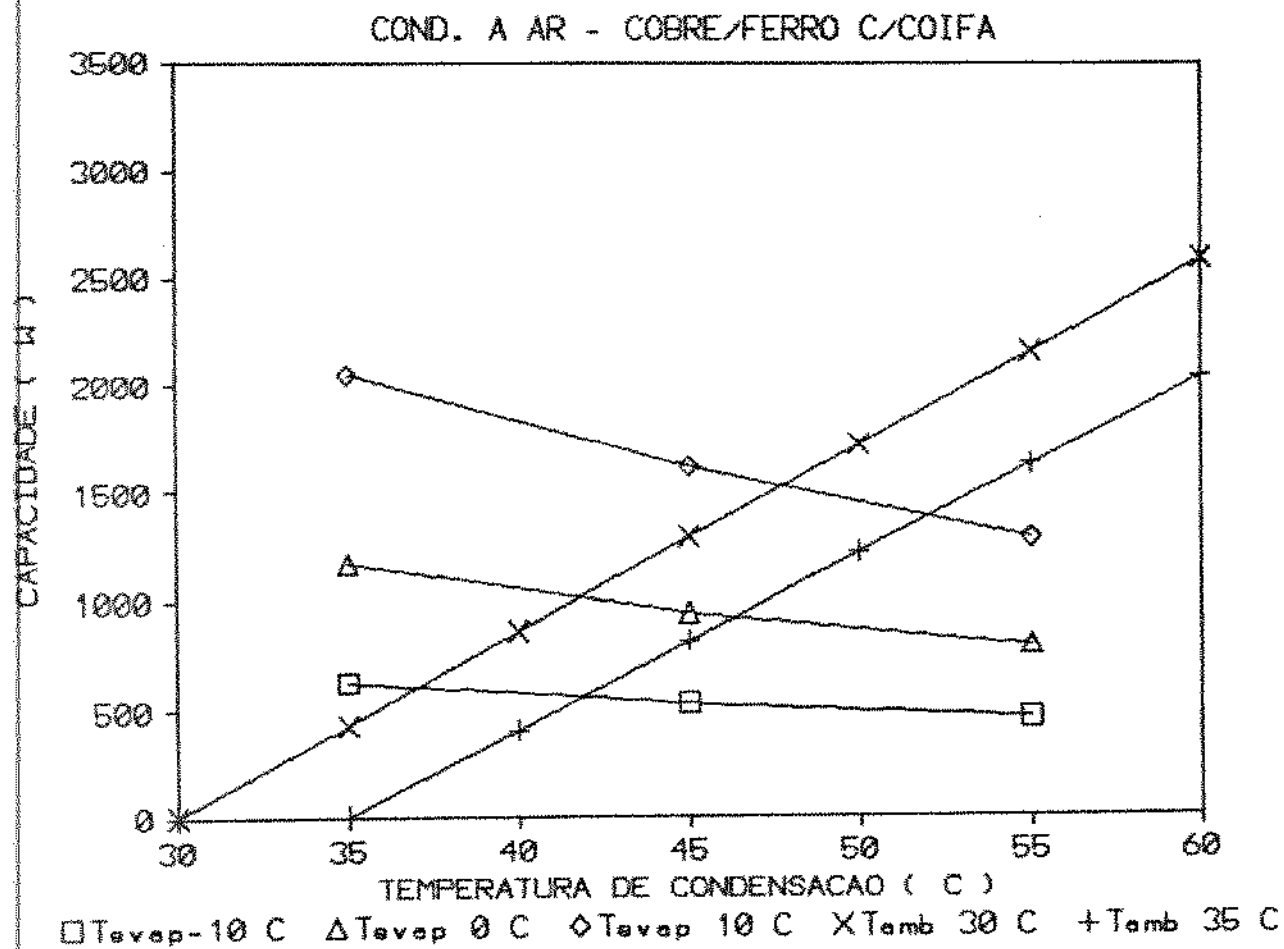


Figura 6.3(b)

Figura 6.3 - Comportamento do subsistema da unidade de condensação cobre-ferro com coifa, mostrando (a) calor rejeitado no condensador e (b) capacidade frigorífica.

6.1.4. Unidade Cobre-Ferro sem coifa

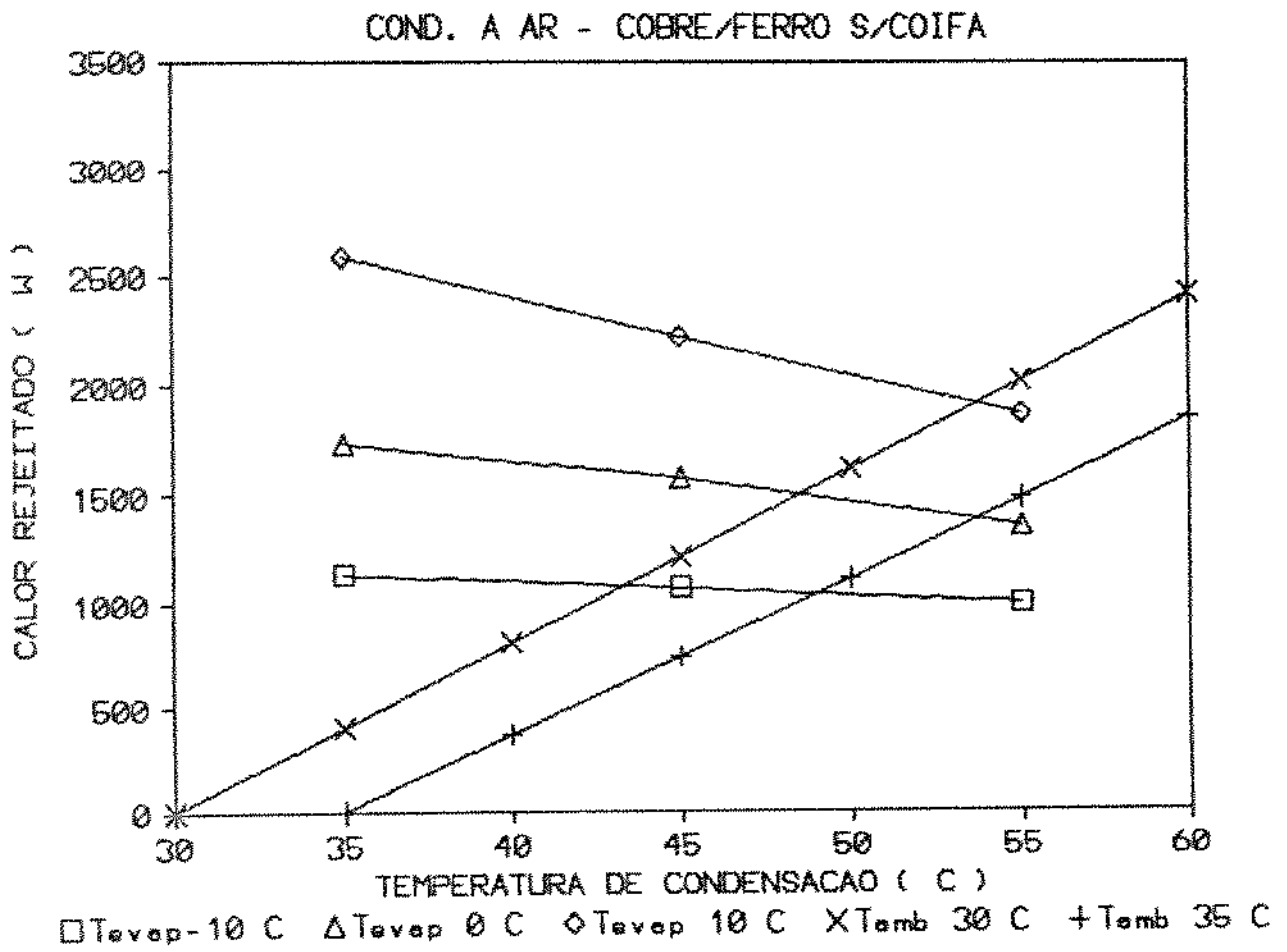


Figura 6.4(a)

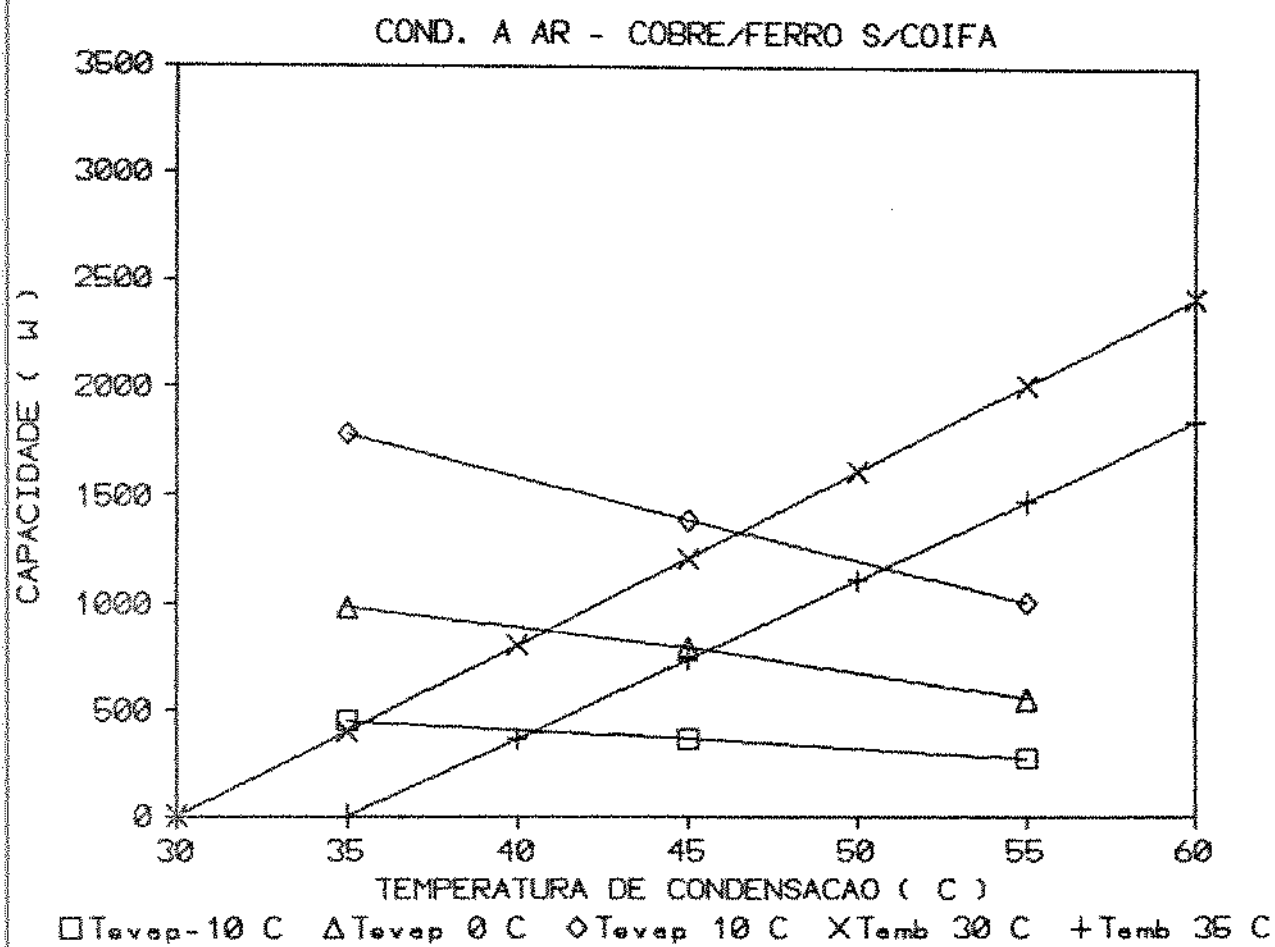


Figura 6.4(b)

Figura 6.4 - Comportamento do subsistema da unidade de condensação cobre-ferro sem coifa, mostrando (a) calor rejeitado no condensador e (b) capacidade frigorífica.

6.2. Simulação Matemática

Pela análise gráfica abordada anteriormente, vimos que a simulação do subsistema das unidades de condensação, tal como aplicada neste trabalho, é a solução simultânea das equações que representam o comportamento do compressor e condensador, acoplados.

De fato, o método matemático aplicado foi baseado na solução simultânea de equações algébricas, não-lineares, em regime permanente. Lembramos que, já na análise transiente, ou seja, na simulação dinâmica as equações usadas são na forma diferencial.

A fim de simular, matematicamente, o subsistema da unidade de condensação, devemos modelar a família de curvas que descreve o comportamento de cada componente.

6.2.1. Modelagem

Modelagem matemática é o processo de equacionar o comportamento característico de equipamentos.

Neste trabalho, a forma de expressão escolhida é o polinômio. O modelo matemático que descreve a família de curvas mostradas no capítulo 5, pode ser expresso da forma bi-quadrática [36, 51]:

$$Z = C_1 + C_2X + C_3X^2 + C_4Y + C_5Y^2 + C_6XY + C_7X^2Y + C_8XY^2 + C_9X^2Y^2 \quad (6.2)$$

onde: $C_1 \dots C_9$ = constantes;

X, Y = variáveis independentes, e

Z = variável dependente.

A derivação matemática do modelo bi-quadrático, da eq. 6.2, é mostrada no apêndice E.

Pela eq. 6.2 podemos modelar a capacidade de refrigeração, a potência necessária ao compressor, e a taxa de rejeição de calor no condensador das seguintes formas:

1) Capacidade de refrigeração:

$$\begin{aligned} QCP = C_1 + C_2 TE + C_3 TE^2 + C_4 TC + C_5 TC^2 + C_6 TE \cdot TC + C_7 TE^2 \cdot TC + \\ + C_8 TE \cdot TC^2 + C_9 TE^2 \cdot TC^2 \end{aligned} \quad (6.3)$$

2) Potência necessária ao compressor:

$$\begin{aligned} PCP = D_1 + D_2 TE + D_3 TE^2 + D_4 TC + D_5 TC^2 + D_6 TE \cdot TC + D_7 TE^2 \cdot TC + \\ + D_8 TE \cdot TC^2 + D_9 TE^2 \cdot TC^2 \end{aligned} \quad (6.4)$$

3) Capacidade do condensador

$$\begin{aligned} QCD = F_1 + F_2 TC + F_3 TC^2 + F_4 TA + F_5 TA^2 + F_6 TC \cdot TA + F_7 TC^2 \cdot TA + \\ + F_8 TC \cdot TA^2 + F_9 TC^2 \cdot TA^2 \end{aligned} \quad (6.5)$$

onde: TE = temperatura de evaporação, °C ;

TC = temperatura de condensação, °C ;

TA = temperatura ambiente, °C , e

C,D,F = constantes .

Outra forma de representar a capacidade do condensador é pelo modelo bi-linear, dado por [4,51]:

$$QCD = M(TC - TA) \quad (6.6)$$

onde: M = constante do condensador, W/°C

Obviamente este modelo, eq. 6.6, considera as curvas paralelas, ou seja, a família de curvas possui o mesmo coeficiente angular.

As constantes C, D e F, utilizadas nas eqs. 6.3 a 6.5, podem ser calculadas, escolhendo nove pontos dos respectivos gráficos e substituindo os valores nas respectivas equações. Este procedimento gera um sistema de nove equações que pode ser resolvido simultaneamente.

O programa em Fortran, Gauss.For, que computa as constantes C, D e F, e os valores obtidos são apresentados no apêndice F.

6.2.2. Solução de Equações Não Lineares: O Método de Newton-Raphson

Existem vários métodos na literatura que abordam soluções para equações simultâneas não lineares. O método utilizado, neste trabalho, para simular as unidades de condensação é a técnica de Newton-Raphson, e é baseado na expansão em série de Taylor [52].

A expressão geral para expansão em série de Taylor, quando y é uma função de n variáveis $x_1, x_2, \dots, x_n$ em torno do ponto $(x_1 = a_1, x_2 = a_2, \dots, x_n = a_n)$ é dada por:

$$\begin{aligned}
y(x_1, x_2, \dots, x_n) = & y(a_1, a_2, \dots, a_n) + \sum_{j=1}^n \left[\frac{\partial y(a_1, \dots, a_n)}{\partial x_j} \right] (x_j - a_j) \\
& + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \left[\frac{\partial^2 y(a_1, \dots, a_n)}{\partial x_i \partial x_j} \right] (x_i - a_i)(x_j - a_j) + \dots
\end{aligned} \quad (6.7)$$

A título de ilustração, consideremos um sistema de três equações não lineares com as incógnitas x_1 , x_2 , e x_3 .

$$f_1(x_1, x_2, x_3) = 0 \quad (6.8)$$

$$f_2(x_1, x_2, x_3) = 0 \quad (6.9)$$

$$f_3(x_1, x_2, x_3) = 0 \quad (6.10)$$

A solução deste sistema é um processo iterativo que poderá ser efetuado seguindo as seguintes etapas:

1. Admitem-se valores arbitrários para as variáveis, denominando-as $x_{1.t}$, $x_{2.t}$, $x_{3.t}$.
2. Expande-se a função em série de Taylor em torno da solução correta desconhecida ($x_{1.c}$, $x_{2.c}$, $x_{3.c}$).
3. Resolve-se o sistema de equações lineares para valores de x corrigidos e retorna a etapa 1, repetindo até a convergência.

Detalhando, a expansão da primeira equação, eq. 6.8, em série de Taylor pela eq. 6.7, em torno do ponto ($x_{1.c}$, $x_{2.c}$, $x_{3.c}$) considerando até os termos da primeira derivada é:

$$\begin{aligned}
f_1(x_1, x_2, x_3) &\approx f_1(x_{1.c}, x_{2.c}, x_{3.c}) + \\
&+ \left[\frac{\partial f_1(x_{1.c}, x_{2.c}, x_{3.c})}{\partial x_1} \right] (x_1 - x_{1.c}) + \\
&+ \left[\frac{\partial f_2(x_{1.c}, x_{2.c}, x_{3.c})}{\partial x_2} \right] (x_2 - x_{2.c}) + \\
&+ \left[\frac{\partial f_3(x_{1.c}, x_{2.c}, x_{3.c})}{\partial x_3} \right] (x_3 - x_{3.c}) \quad (6.11)
\end{aligned}$$

Na primeira tentativa, no ponto $(x_{1.t}, x_{2.t}, x_{3.t})$, os valores das funções f_1 , f_2 e f_3 podem ser expressos aproximadamente como:

$$b_1 \approx a_{11}(x_{1.t} - x_{1.c}) + a_{12}(x_{2.t} - x_{2.c}) + a_{13}(x_{3.t} - x_{3.c}) \quad (6.12)$$

$$b_2 \approx a_{21}(x_{1.t} - x_{1.c}) + a_{22}(x_{2.t} - x_{2.c}) + a_{23}(x_{3.t} - x_{3.c}) \quad (6.13)$$

$$b_3 \approx a_{31}(x_{1.t} - x_{1.c}) + a_{32}(x_{2.t} - x_{2.c}) + a_{33}(x_{3.t} - x_{3.c}) \quad (6.14)$$

onde: $b_k = f_k(x_{1.t}, x_{2.t}, x_{3.t}) \quad (6.15)$

e $a_{ij} = \frac{\partial f_i(x_{1.t}, x_{2.t}, x_{3.t})}{\partial x_j} \quad (6.16)$

Substituindo-se os valores de a e b nas eqs. 6.12 a 6.14 formamos três equações simultâneas lineares com três incógnitas: $(x_{1.t} - x_{1.c})$, $(x_{2.t} - x_{2.c})$, e $(x_{3.t} - x_{3.c})$. O novo valor de x_1 a ser usado por exemplo será:

$$x_{1.n} = x_{1.t} - (x_{1.t} - x_{1.c}) \quad (6.17)$$

Consideram-se satisfatórios os valores de x quando as funções f calculadas com esses valores de x aproximam-se de zero

ou quando as correções nas variáveis são aceitáveis.

Face ao exposto, a aplicação do método de Newton-Raphson, neste trabalho, resume-se as seguintes etapas:

1. Deslocam-se todos os termos para um lado de cada equação,

$$y_1(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \quad (6.18)$$

$$y_n(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \quad (6.19)$$

2. Admitem-se valores arbitrários para as seguintes incógnitas

$x_{1,t}$, $x_{2,t}$, ..., $x_{n,t}$ e substitui-os nas equações. Como os valores de y_1 a y_n serão diferentes de zero, chamaremos de R_1 a R_n esses valores.

3. As correções são efetuadas, resolvendo simultaneamente o sistema de equações lineares para os Δx .

$$R_1 = \frac{\partial y_1}{\partial x_1} \Delta x_1 + \frac{\partial y_1}{\partial x_2} \Delta x_2 + \dots + \frac{\partial y_1}{\partial x_n} \Delta x_n \quad (6.20)$$

$$R_n = \frac{\partial y_n}{\partial x_1} \Delta x_1 + \frac{\partial y_n}{\partial x_2} \Delta x_2 + \dots + \frac{\partial y_n}{\partial x_n} \Delta x_n \quad (6.21)$$

onde:

$$\Delta x_1 = (x_{1,t} - x_{1,\text{novo}}), \Delta x_2 = (x_{2,t} - x_{2,\text{novo}}), \text{ etc.} \quad (6.22)$$

4. A computação termina quando todos os valores de x são suficientemente pequenos. Ao contrário, $x_{1,t}$ assume o valor de $x_{1,\text{novo}}$,

$x_{2,t}$ se torna $x_{2,\text{novo}}$, etc., e o processo volta a etapa 2.

A interpretação geométrica do método de Newton-Raphson é mostrada na figura 6.5.

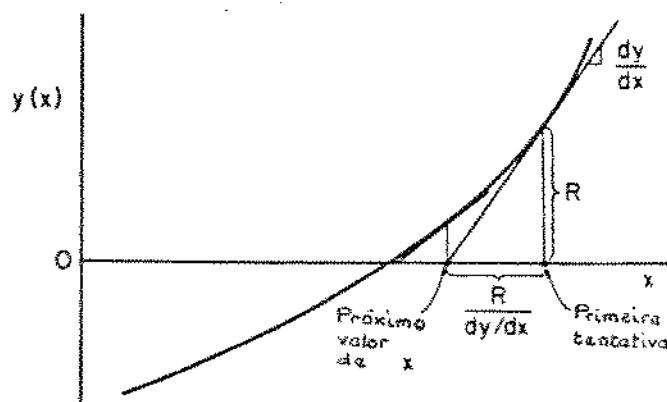


Figura 6.5 - Método de Newton-Raphson para uma equação e uma incógnita.

Pela etapa 1, verifica-se que, procuramos o valor de x para que $y(x)$ seja igual a zero, o ponto de cruzamento com o eixo x . A figura 6.5; mostra que a correção no primeiro valor de x igual a $R/(dy/dx)$. Os processos se repetem, cada vez calculando um novo valor de R e dy/dx até que haja convergência.

Pelas eqs. 6.1, 6.3 a 6.5, e estipulando as temperaturas ambiente e evaporação, formamos sistemas de equações para simulação matemática, em regime permanente, das unidades de condensação resfriadas a ar.

O programa para simulação em Fortran, Unicon. For, baseado no método de Newton Raphson [53], juntamente com os resultados obtidos encontram-se no apêndice G.

6.3. Resultados e Comentários

Pelos resultados apresentados verifica-se que à medida que a temperatura ambiente aumenta, o desempenho da unidade cai, o mesmo acontecendo com a diminuição da temperatura de evaporação. Entre as 4 unidades avaliadas o condensador ferro-ferro com coifa é o que apresenta melhor desempenho, seguido pela unidade cobre-alumínio sem coifa. As unidades cobre-ferro apresentam os piores resultados tanto o modelo com coifa como a versão sem coifa conforme se verificam pelos baixos coeficientes de eficácia anteriormente mostrados.

A título de ilustração escolhemos, arbitrariamente, dois valores, conforme os seguintes parâmetros: temperatura ambiente 30°C , e temperatura de evaporação 10°C . Mostramos pela tabela 6.1 o desempenho de cada unidade conforme resultados obtidos pela simulação matemática ou graficamente.

Tabela 6.1 - Análise comparativa, parcial, das unidades de condensação testadas.

UNIDADES DE CONDENSAÇÃO A AR				
Parâmetro	Fe/Fe c/coifa	Cu/Al s/coifa	Cu/Fe c/coifa	Cu/Fe s/coifa
TA, $^{\circ}\text{C}$	30	30	30	30
TE, $^{\circ}\text{C}$	10	10	10	10
TC, $^{\circ}\text{C}$	49,9	51,7	54,9	53,7
QCD, W	2595,7	2486,9	2143,5	1908,6
QCP, W	1843,0	1692,4	1290,3	1052,8
PCP, W	752,7	794,5	853,1	855,8

De maneira geral, percebe-se que, os ângulos que as linhas de capacidade dos condensadores formam com a vertical, diminuem à medida que aumentam as capacidades de condensação.

No apêndice G, apresentamos duas variedades de coeficientes para a modelagem dos condensadores. A variedade usada para ilustrar o processo da simulação engloba uma faixa de temperatura ambiente de 30°C a 40°C . A outra variedade (coeficientes), computada a partir da temperatura ambiente de 25°C a 35°C também poderá ser empregada, dependendo da faixa de operação de interesse.

Os resultados da simulação matemática mostram apenas os valores das últimas iterações, após as convergências, omitindo dessa maneira as informações intermediárias. Além das iterações intermediárias omitidas os valores dos resíduos e as derivadas parciais, de cada passo, podem ser úteis para analisar casos de divergências. Todos os valores tomados como "chutes" iniciais foram escolhidos arbitrariamente.

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Na concepção deste trabalho tornou-se necessário efetuar um estudo amplo, capaz de não só atender à proposta inicial - avaliar 4 unidades de condensação resfriadas a ar - como também obter informações que poderão levar o aperfeiçoamento destes equipamentos. Ou seja, não se limitando este trabalho a uma investigação restrita mas tornando-o amplo no sentido de aproveitamento tecnológico, visando acoplamento dos condensadores com compressores de outros modelos e marcas, e otimização destes equipamentos em futuros trabalhos.

Pelo que foi exposto, resultados obtidos, e comentários efetuados, acreditamos que este trabalho tenha atingido seu objetivo. Ressaltamos, entretanto, algumas particularidades e características gerais das unidades testadas.

Tanto nos projetos de componentes frigoríficos como no acoplamento dos mesmos, todos os parâmetros que influem diretamente ou indiretamente no desempenho dos equipamentos devem ser cuidadosamente analisados a fim de proporcionar melhor aproveitamento dos sistemas, em função do campo de aplicação e do ambiente da instalação.

A família de curvas para o compressor mostra que, para a mesma temperatura de evaporação, a capacidade de refrigeração permitida por um compressor, diminui à medida que aumenta a temperatura de condensação. Da mesma maneira, esta capacidade diminui quan

do se baixa a temperatura de evaporação, mantendo-se a temperatura de condensação constante. Tanto o aumento da temperatura de condensação como a diminuição da temperatura de evaporação, diminuem a eficiência volumétrica e a vazão, e aumentam o trabalho de compressão.

No entanto, a potência necessária ao compressor aumenta no primeiro caso, enquanto que a mesma diminui no segundo. Esta observação, obviamente, se baseia na hipótese de que o sistema esteja operando a esquerda do pico da curva, lembrando que, a curva da potência de um compressor ideal é uma parábola voltada para baixo [4].

Uma vez que a potência requerida para acionar o compressor, é uma função de dois únicos fatores: o trabalho de compressão por unidade de massa de vapor comprimido, e a massa de vapor comprimido por unidade de tempo, conclui-se que quando aumenta a temperatura de condensação, o parâmetro dominante é o trabalho de compressão enquanto que na diminuição da temperatura de evaporação, a vazão mássica é o que governa a potência necessária.

Quanto às particularidades, verifica-se que a unidade de condensação, com tubo de ferro e aleta de ferro, é a que apresenta melhor desempenho. A unidade cobre-alumínio vem em seguida, segundo os dados levantados. O acoplamento compressor-condensador das unidades cobre-ferro, com e sem coifa, apresentam desempenhos bastante inferiores em relação às outras unidades. Tais unidades (cobre-ferro) são sujeitas a maior índice de falhas dos compressores, conforme observado durante o teste efetuado na unidade cobre-ferro sem coifa, quando houve uma falha (queima) do compressor, sendo necessário substituir o mesmo para terminar o trabalho.

Salientamos, entretanto, que na comparação deverá ser sempre levado em consideração as características de cada unidade conforme especificações da tabela 4.1.

A afirmação de que a unidade ferro-ferro apresenta melhor desempenho não necessariamente condena a unidade cobre-ferro. Simplesmente, trata-se de um acoplamento mais compatível no caso de ferro-ferro do que cobre-ferro. Obviamente poderá ser escolhido um outro compressor que ofereça melhor pontos de equilíbrio para cada tipo de condensador, um assunto para futura investigação.

De maneira geral, verifica-se que o desempenho das unidades é baixo e que os mesmos poderão ser melhorados, principalmente no que concerne a eficiência das aletas, um parâmetro que depende da fixação adequada entre tubo/aleta.

A transferência de calor pela interface tubo/aleta é acompanhada por um diferencial de temperatura provocada pela resistência térmica oferecida ao fluxo de calor na região da interface. O fluxo de calor, em regime permanente, que atravessa a interface dividido pela diferença de temperatura é conhecido como condutância por contato térmico. Uma metodologia de avaliar o contato térmico entre tubo/aleta, e uma correlação empírica que descreve a condutância térmica em função de parâmetros adimensionais podem ser encontrados nas referências [54] e [55] respectivamente.

Uma observação visual do contato tubo/aleta revelou uma fraca ligação que permitia o deslocamento das aletas por uma força axial insignificante, pela ação do dedo.

Como fruto deste trabalho, tal observação já está recebendo atenção apropriada, sendo posto na prática a mudança com o desenvolvimento de nova prensa e espansores responsáveis pela

fixação tubo/aleta.

Embora ainda não esteja comprovado experimentalmente, o desempenho das unidades novas desenvolvidas após as melhorias pareçam bastante superiores que seus antecessores, proporcionando maior índice de aceitação no mercado. Não obstante será de maior valia um estudo específico quanto a otimização destas unidades, tanto por modelo como no contexto geral da unidade de condensação.

Para finalizar, lembramos as palavras do Zagottis [56]:

"É preciso tentar mudar duas culturas. Primeiro, a universidade precisa pensar de forma diferente sua ligação com o setor produtivo. E a indústria deve rever sua visão sobre a tecnologia".

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] NUSSBAUM, O.J. and LICHTENSTEIN, M. - "Operating Economy of Air-Cooled Refrigerant Condensers", ASHRAE Journal, Vol. 4, 1962, pp. 75-82.
- [2] KRAMER, D.E. - "Refrigerant Control in Air-Cooled Condensers" Refrigerating Engineering, ASRE, July 1958, Vol. 66, nº 7, pp. 41-67.
- [3] NOBRE, DALVA L.M. - "Universidade e Indústria - uma convivência necessária", Revista Brasileira de Tecnologia, Janeiro 1987, Vol. 18, nº 1, pp. 23-28.
- [4] STOECKER, W.F. and JONES, J.W. - "Refrigeração e Ar Condicionado", McGraw-Hill do Brasil, Ltd. 1985, p. 481.
- [5] O'LEARY, R.A. - "Some Interesting Refrigeration Inventions", Refrigerating Engineering, ASRE, 1941, Vol. 42, nº 5, pp. 300-304.
- [6] BJURSTROM, H. and RALDOW, W. - "The Absorption process for Heating, Cooling and Energy Storage, A Historical Survey", Energy Research, 1981, vol. 5, pp. 43-59.
- [7] TAYLOR, R.S. - "Heat Operated Absorption Units", Refrigerating Engineering, ASRE, 1945, vol. 4, nº 3, pp. 188-193.

- [8] MARSH, W. R. and OLIVO; T.C. - "Principles of Refrigeration"
Delmar Publishers, Albany, New York, 12205, 1966 edition, pp. 371.
- [9] ASHRAE Handbook, 1983 Equipment Volume, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- [10] ENNIO, C.C. - "Refrigeração", Editora Edgard Blucher Ltda., São Paulo, 3ª edição, 1982, pp. 322.
- [11] GUILLEMINOT, J.J., MEUNIER, F. et MISCHLER, B. - "Etude des Cycles Intermittents à Adsorption Solide pour la Réfrigération Solaire", Revue de Physique Appliquée, nº 15, mars 1980, pp. 441-452.
- [12] IOFFE, A.F. - "Semiconductor Thermoelements and Thermoelectric Cooling", Transactions A. Gelbtuch, Infosearch Limited, London, 1957.
- [13] LIN, SUI, XISTRIS, GEORGE and SIGALAS, MICHAEL - "Performance Evaluation of a Reciprocating Compressor Through Blanked Suction Test Data", ASHRAE Transactions, 1981, Part 1, nº 2627, pp. 263-278.
- [14] HIRSCH, S.R. - "On the Relation of Compressor Theory to Performance", ASHRAE Journal, July 1973, vol. 15, pp. 37-41.

- [15] STREETER, V.L. - "Mecânica dos Fluidos", Editora McGraw-Hill do Brasil Ltda, São Paulo, 1974, p. 735.
- [16] BOWMAN, R.A. MUELLER, A.C. and NAGLE, W.M. - "Mean Temperature Difference in Design", ASME Transactions, 1940, Vol. 62, pp. 283-294.
- [17] THRELKELD, J.L. - "Thermal Environmental Engineering", Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, New Jersey, Second Edition, 1962, pp. 495.
- [18] PARKER; J.D. BOGGS, J.H. and BLICK, E.F. - "Introduction to Fluid Mechanics and Heat Transfer", Addison Wesley Publishing Co., Reading, MA, 1969.
- [19] KAYS, W.M. and LONDON, A.L. - "Compact Heat Exchangers", McGraw-Hill Book Co., Inc., New York, NY, 1964, Second Edition.
- [20] GARDNER, K.A. - "Efficiency of Extended Surfaces", ASME Transactions, 1945, Vol. 67, pp. 621-631.
- [21] CARRIER; W.H. and ANDERSON, S.W. - "The Resistance to Heat Flow Through Finned Tubing", ASHVE Transactions, 1944, Vol. 50, pp. 117-152.
- [22] McQUISTON, F.C. and TREE, D.R. - "Optimum Space Envelopes of the Finned Tube Heat Transfer Surface", ASHRAE Transactions, 1972, Part 2, nº 2248, pp. 144-152.

- [23] ELLISON, R.D., CRESWICK, F.A., FISHER, S.K. and JACKSON, W. L. - "A Computer Model for Air-Cooled Refrigerant Condensers with specified Refrigerant Circuiting", ASHRAE Transactions, 1981, Part 1, no 4, pp. 1106-1124.
- [24] TRAVISS, D.P., BARON, A.B. and ROHSENOW, W.M. - "Forced-Convection Condensation Inside Tubes", Report No DSR 72591-94, Heat Transfer Laboratory, MIT, July 1971.
- [25] LOCKHART, R.W. and MARTINELLI, R.C. - "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes", Chem. Engr. Prog., 45:39-48, 1949.
- [26] ANAND, N.K. and TREE, D.R. - "Steady State Simulation of a Single Tube-Finned Condenser Heat Exchanger", ASHRAE Transactions, 1982, part 2, no 2710, pp. 185-200.
- [27] PIERRE, B. - "Flow Resistance with Boiling Refrigerants", ASHRAE Journal, Part I: pp. 58-65, September 1964; Part II: pp. 73-77, October 1964.
- [28] SOLIMAN, H.M. and AZER, N.Z. - "Flow Patterns during Condensation Inside a Horizontal Tube", ASHRAE Transactions, 1971, Part 1, No 2188, pp. 210-224.
- [29] RICH, D.G. - "The Effect of the Number of Tube Rows on Heat Transfer Performance of Smooth Plate-Fin-Tube Heat Exchangers", ASHRAE Transactions, 1975, No 81, pp. 307-319.

- [30] ASHRAE Standard - "Methods of Testing for Rating Positive Displacement Condensing Units", 1980, nº14-80.
- [31] ASHRAE Standard - "Methods of Testing for Rating Positive Displacement Refrigerant Compressors", 1967, nº 23-67.
- [32] ASHRAE Standard - "Methods of Testing for Rating Remote Mechanical - Draft Air-Cooled Refrigerant Condensers", 1970, nº 20-70.
- [33] ABNT - "Unidades Condensadoras Comerciais", Norma Brasileira, 1977, NB-317.
- [34] McADAMS, W.H. - "Heat Transmission", Third Edition, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1954.
- [35] SHAH, M.M. - "A New Correlation for Heat Transfer during Boiling Flow Through Pipes", ASHRAE Transactions, 1976, Part 2, nº 2407, pp. 66-86.
- [36] ASHRAE Handbook, 1981 Fundamentals Volume, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- [37] SHAH, M.M. - "Heat Transfer and Pressure Drop in Ammonia Evaporators", ASHRAE Transactions, Vol. 80, Part 2, 1974.

- [38] DENGLE, C.E. and ADDOMS, J.N. - "Heat Transfer Mechanism for Vaporization of Water in Vertical Tubes", Chemical Engineering Progress Symposium Series, Vol. 52, No 18, 1956, pp. 95-103.
- [39] SHROCK, V.E. and GROSSMAN, L.M. - "Forced Convection Boiling in Tubes", Nuclear Science and Eng., Vol. 12, pp. 479-481, 1962.
- [40] BENNET, J.A.R. et al., "Heat Transfer to Two-Phase Gas-Liquid Systems", Part I, Transactions of The Institution of Chemical Engineers, England, Vol. 39, 1961, pp. 113-126.
- [41] GUERRIERI, S.A. and TALTI R.D. - "A Study of Heat Transfer to Organic Liquids in Single Tube Natural Circulation Boilers", Chemical Engineering Progress Symposium Series, Vol. 52, No 18, 1956, pp. 69-77.
- [42] CHEN, J.C. - "A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow", J & EC Process Design and Development, vol. 5, No 3, July 1966, pp. 322-329.
- [43] ANDERSON, S.W., et al. - "Evaporation of Refrigerant 22 in a Horizontal 3/4 in.OD Tube", ASHRAE Transactions, Vol. 72, Part I, 1966, pp. 28-41.

- [44] CHADDOCK, J.B. and NOERAGER, J.A. - "Evaporation of Refrigerant 12 in Horizontal Tube with Constant Heat Flux", ASHRAE Transactions, Vol. 72, Part I, 1966, pp. 99-103.
- [45] LAVIN, J.G. and YOUNG, E.H. - "Heat Transfer to Evaporating Refrigerants in Two-Phase Flow", AICHE Reprint 21e, Symposium on Two-Phase Heat Transfer, Feb. 1964.
- [46] SACHS, P. and LONG, R.A.K. - "A Correlation for Heat Transfer in Stratified Two-Phase Flow with Vaporization", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 2, No 3, April 1961, pp. 222-230.
- [47] PIERRE, B. - "Varmeovergongen vid kokande kolmedier i horisontella rör", Kylteknisk Tidskrift, No 3, 1957, pp. 129-137.
- [48] JOHNSTON, R.C. and CHADDOCK, J.B. - "Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerants Evaporating in Horizontal Tubes", ASHRAE Transactions, Vol. 70, 1964, pp. 163-172.
- [49] KREITH, F. - "Princípios da Transmissão de Calor", Terceira Edição, Editora Edgard Blucher Ltda. São Paulo, 1977, p. 550.
- [50] PACITTI, T. e ATKINSON, C.P. - "Programação e Métodos Computacionais", Vol. 2, 2ª edição, 1977, Livros Técnicos e Científicos Editora S.a.

- [51] STOECKER, W.F. - "Procedures for Simulating the Performance of Components and Systems for Energy Calculations", 1975, Third Edition, ASHRAE, p. 96.
- [52] STOECKER, W.F. - "Design of Thermal Systems", McGraw-Hill Kogakusha, Ltd. 1971, p. 244.
- [53] STOECKER, W.F. - "A Generalized Program for Steady-State System Simulation", ASHRAE Transactions, 1971, Part 1, nº 2179, pp. 140-148.
- [54] ERNEST, T.L., SHEFFIELD, J.W. and SAUER, JR. H.J. - "Finned Tube Contact Conductance: Characterizing the Integrity of The Mechanical Bond", ASHRAE Transactions, Vol. 91 Part. 2A , nº 2892, 1985, pp. 85-99.
- [55] SHEFFIELD, J.W., ABU-EBID, M. and SAUER, JR. H.R. - "Finned Tube Contact Conductance: Empirical Correlation of Thermal Conductance", ASHRAE Transactions, Vol. 91 Part. 2A , nº 2893, 1985, pp. 100-117.
- [56] ZAGOTTIS, D.L.D. - "Entrevista: Universidade em xeque", Revista Brasileira de Tecnologia, Outubro 1989, Vol. 19, nº 12, pp. 10-12.

APÊNDICE A

DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES DA BANCADA DE TESTES

A.1 - Circuito de Refrigeração

O circuito de refrigeração é composto por:

- duas unidades de condensação resfriadas a ar forçado, cada uma contendo,

. compressor hermético

marca: Sicom/Tecumseh

modelo: AK619 ES111 - 220V/60Hz

. Condensador a ar

marca: Refrio

tipo: tubo aletado

. reservatório de líquido

marca: Refrio

tipo: vertical

. motor ventilador

marca: Arno

potência: 1/20 CV - 220V

. filtro secador

marca: Fligor

modelo: SF-1006 - 1/4"x2"

- . válvula solenóide

marca: Danfoss

modelo: EVR-3

- . visor de líquido

marca: Danfoss

- . válvula de expansão termostática

marca: Danfoss

Modelo: TF 2-1 orifício nº 3

refrigerante: R-12

- . válvula de expansão manual

marca: Refrio

tipo: agulha

- . tubo capilar

- . calorímetro de aço carbono

fabricação: Refrio

dimensão: 250 x 250 x 600mm

isolamento: 50mm poliuretano injetado

visor de nível: Danfoss

A.2 - Circuito Elétrico

Os componentes elétricos são interligados conforme mostra a figura A.1.

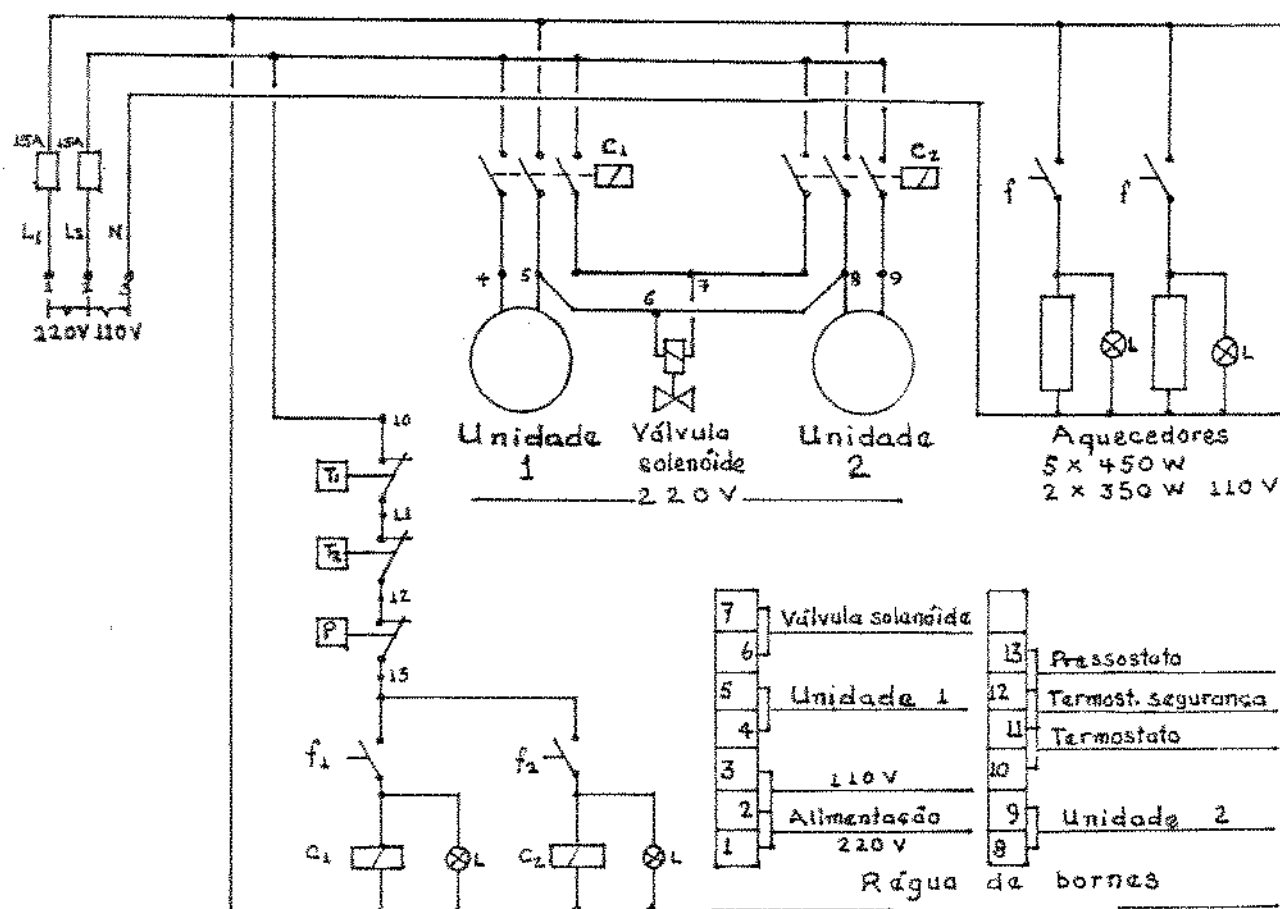


Figura A.1 - Esquema elétrico da bancada de testes.

As peças principais são:

- resistência elétrica para aquecimento do líquido

marca: KENT

tipo: tubular 7 5/8" x ϕ 3/4"

capacidade: 5x 450W - 120V

- resistência elétrica para superaquecimento do vapor

marca: KENT

tipo: tubular 6" x ϕ 3/4"

capacidade: 2x 350W -120V

- lâmpadas pilotos, chaves e contatores.

A.3 - Instrumentação e Controles

Os instrumentos de medição e controles elétricos utilizados, compreendem:

- medidor de fluxo

marca: OMEL
tipo: R-12 $-30+80^{\circ}\text{C}$
escala: 0-100 lb/H

- manômetros de alta e baixa pressão

marca: Burdex
tipo: Classe 1
escalas: 0-25 kgf/cm²
 -1 + 5 kgf/cm²

- balança eletrônica

modelo: AM 5500
marca: MARTE

- voltímetro

marca: ALCA
tipo: analógico
escalas: 0-150V e 0-250V

- anemômetro digital

marca: Airflow
modelo: LCA 6000

- multímetro (alicate)

marca: ENGRO

modelo: AOV-300

escalas: 6-300A/150-600V/0-5 kOhms

- variador de voltagem

marca: VARIVOLT

modelo: VM-130

faixa: 0-130V

- termostato de baixa temperatura

marca: Danfoss

modelo: RT-3

- termostato de segurança

marca: PENN

faixa: -30 +40°C

- pressostato de alta/baixa

marca: Danfoss

modelo: KP-15

- medidor de temperatura, compreendendo:

. chave seletora de 18 pontos

marca: Omega

modelo: RT 18

. indicador de temperatura

marca: ECB

modelo: MDT-2000

tipo: digital

. termopares

tipo: cobre-constantan

- calibrador do conjunto medidor de temperatura, compreendendo:

. resfriador de líquido

marca: mgw Landa

modelo: Ultra-kryomat ruk 50

faixa: -50°C $+100^{\circ}\text{C}$

. termômetros de vidro padrão

$75/105^{\circ}\text{C}$ ASTM 66°C 1921758 USA

$25/55^{\circ}\text{C}$ ASTM 64°C 2024058 USA

$-8/+32^{\circ}\text{C}$ ASTM 63°C 1966342 USA

$-38/+2^{\circ}\text{C}$ ASTM 62°C 1816057 USA

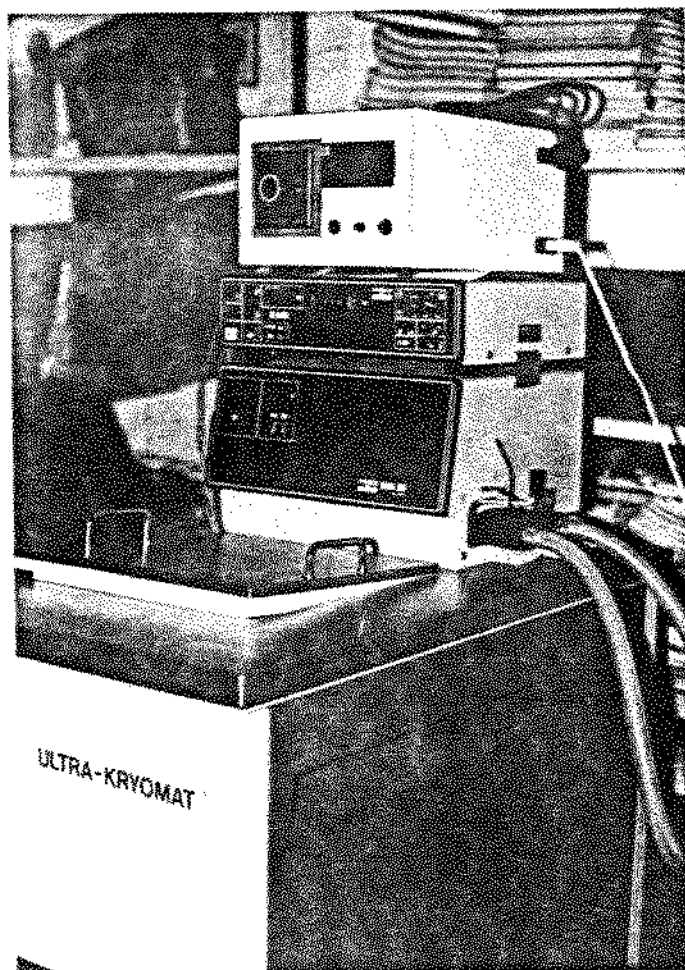


Figura A.2 - Calibrador do conjunto medidor de temperatura.

APÊNDICE B

DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL E ANALÍTICA DE AU_a

Nomenclatura:

AU_a	= coeficiente de perda de calor, $W/^{\circ}C$
hs	= horas
t_{s1}, t_{s2}	= temperatura da superfície do evaporador pontos 1 e 2, $^{\circ}C$
t_s	= temperatura média da superfície do evaporador $^{\circ}C$
$t_{a1} \dots t_{a3}$	= temperatura ambiente, $^{\circ}C$
t_a	= temperatura média ambiente, $^{\circ}C$
V	= voltagem, V
I	= amperagem, A
q_h	= calor fornecido ao calorímetro, W
Δt_m	= diferença média de temperatura, ambiente/superfície do evaporador, $^{\circ}C$
L_e	= altura total do calorímetro, mm (pé)
L_i	= altura do evaporador, mm (pé)
y	= altura de líquido, mm (pé)
b	= comprimento/largura do calorímetro, mm (pé)
d_e	= diâmetro do tubo de entrada, pol.
d_s	= diâmetro do tubo de saída, pol.
U_a	= coeficiente global de transferência de calor, baseado no diâmetro externo, $Btu/h \text{ pé}^2 \text{ }^{\circ}F$
D_{ee}, D_{ei}	= diâmetro equivalente do calorímetro, externo e interno, pé

D_e = diâmetro equivalente, pé

A_s = área da superfície de troca, pé²

A_{se}, A_{si} = área da superfície de troca do calorímetro, externa e interna, pé²

A_{ti} = área da seção transversal interna, pé²

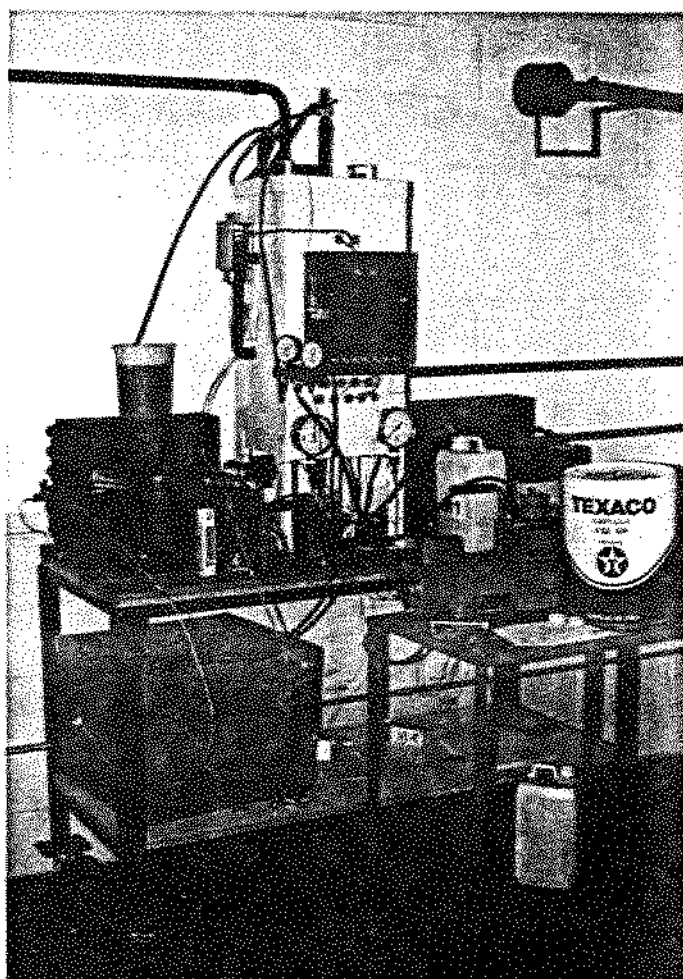


Figura B.1 - Bancada de Testes.

APÊNDICE B

DADOS E RESULTADOS OBTIDOS NA CALIBRAÇÃO DO CALORÍMETRO

B.1 - Determinação do coeficiente de perda de calor, AU_a , pela norma ASHRAE [28]

t_s	t_{s1}	t_{s2}	t_s	t_{a1}	t_{a2}	t_{a3}	t_a	V	I	q_h	Δt_m	AU_a
	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	volt	amp	W	$^{\circ}C$	$W/^{\circ}C$
9:00	46,3	46,3	46,45	31,3	31,3	31,3	31,3	9,5	1,37	13,03	15,15	0,86
10:00	46,3	46,6	46,45	31,2	31,2	31,1	31,17	9,5	1,42	13,45	15,28	0,88
11:00	46,4	46,7	46,55	31,3	31,2	31,2	31,23	9,5	1,40	13,33	15,32	0,87
12:00	46,5	46,8	46,65	31,3	31,1	31,1	31,17	9,5	1,43	13,62	15,48	0,88
13:00	46,6	46,9	46,75	31,2	31,1	31,1	31,13	9,5	1,45	13,75	15,62	0,88
14:00	46,6	46,8	46,70	31,2	31,1	31,1	31,13	9,5	1,44	13,70	15,57	0,88
15:00	46,7	46,9	46,80	31,3	31,2	31,2	31,23	9,5	1,44	13,70	15,57	0,88
16:00	46,8	47,1	46,95	31,2	31,2	31,2	31,2	9,5	1,44	13,70	15,75	0,87
17:00	46,9	47,2	47,05	31,4	31,3	31,3	31,33	9,5	1,46	13,83	15,72	0,88

Pela tabela acima, verifica-se que: $AU_a = 0,88 W/^{\circ}C$.

APÊNDICE B

ESTUDO ANALÍTICO DO PARÂMETRO AU_a

B.1 - Estimativa do coeficiente de perda de calor, AU_a , segundo [34,35]

De acordo com a descrição anteriormente feita, o calorímetro consiste de um tanque (evaporador) metálico, medindo 250mm x 250mm x 600mm, isolado externamente com 50mm de poliuretano injetado, com acabamento superficial em chapa metálica fina e pintada. A figura B.2, mostra o diagrama do calorímetro utilizado.

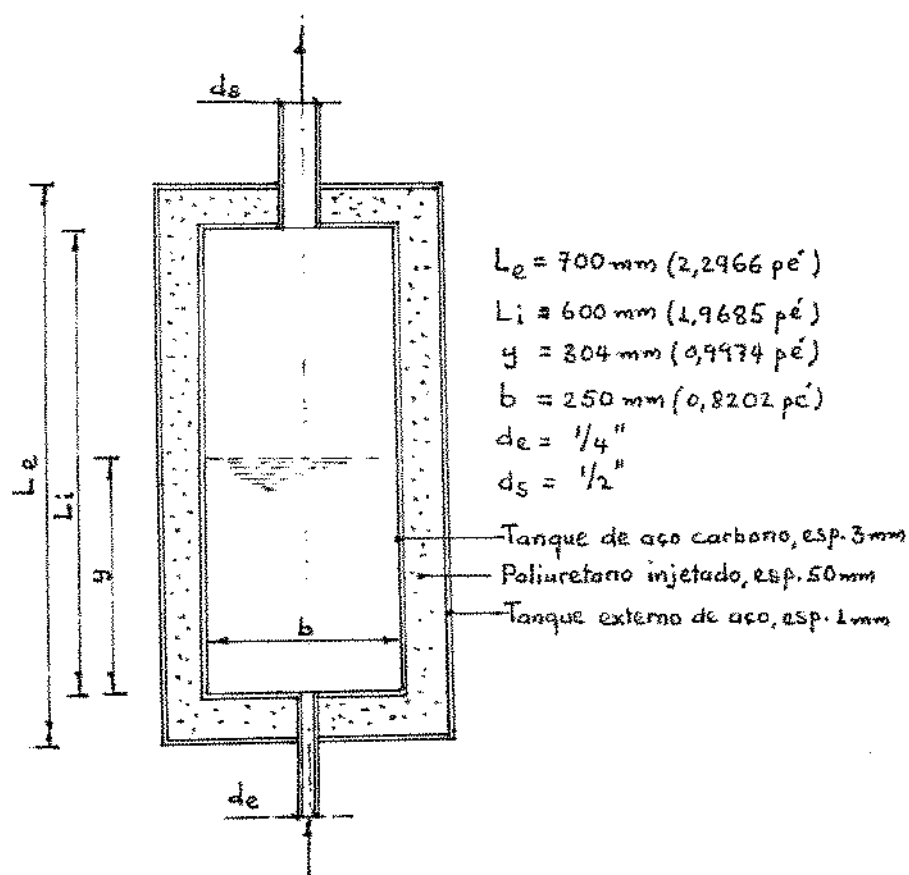


Figura B.2 - Diagrama do calorímetro.

Desprezando-se as resistências térmicas oferecidas pelos materiais de acabamento e do tanque, podemos estimar o coeficiente global de transferência de calor, U_a , pela equação:

$$U_a = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + R_i + \frac{D_{ee}}{D_{ei} \cdot h_r}} \quad (\text{B.1})$$

onde: $R_i = \frac{D_{ee} \ln (D_{ee}/D_{ei})}{2k}$ = resistência térmica do isolamento, $\text{h.pé}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{Btu}$

Usando as mesmas condições da calibração experimental, e para obter as propriedades físicas dos fluidos, temos:

$$\Delta t_m = 46,80 - 31,23 = 15,57^\circ\text{C} = 28,03^\circ\text{F}$$

$$t_m = \frac{116,24 + 88,21}{2} = 102,23^\circ\text{F}$$

$$\dot{q} = \frac{q_h}{A_{si}} = \frac{13,7\text{W}}{A_{si}} = \frac{46,7581}{A_{si}} \text{ Btu/h}$$

$$D_e = 4 \left(\frac{\text{área da seção transversal}}{\text{perímetro molhado}} \right) \quad (\text{B.2})$$

Pela eq. B.2, temos:

$$D_{ei} = 0,8202 \text{ pé}$$

$$D_{ee} = 1,1483 \text{ pé}$$

$$A_s = \pi D_e \cdot L + \frac{2\pi D_e^2}{4} \quad (\text{B.3})$$

Pela eq. B.3, temos:

$$A_{si} = 6,1290 \text{ pé}^2$$

$$A_{se} = 10,3561 \text{ pé}^2 \text{ (0,9621m}^2\text{)}$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{ti}} = \frac{100 \text{ lb/h}}{A_{ti}}$$

$$A_t = \frac{\pi D_e^2}{4} \quad (\text{B.4})$$

Pela eq. B.4, temos:

$$A_{ti} = 0,5284 \text{ pé}^2$$

B.2.1. Cálculo de h_a

Propriedades físicas de ar, tomadas a partir da temperatura média, $t_m = 102,23^\circ\text{F}$ [49].

$$g\beta\rho^2/\mu^2 = 1,76 \cdot 10^6 \text{ 1/}^\circ\text{F} \cdot \text{pé}^3$$

$$\text{Pr} = 0,72$$

$$k = 0,0154 \text{ Btu/h pé } ^\circ\text{F}$$

Pelas eqs. 4.8 e 4.9, temos:

$$\text{Gr.Pr} = 1,76 \cdot 10^6 \cdot 2,2966^3 \cdot 28,03 \cdot 0,72$$

$$\text{Gr.Pr} = 4,3025 \cdot 10^8 - \text{Turbulento}$$

Usando a eq. 4.6 e eq. 4.7, tem-se

$$h_a = \frac{0,13 \cdot 0,0154 (4,3025 \cdot 10^8)^{0,33}}{2,2966}$$

$$h_a = 0,6159 \text{ Btu/h.pé}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

B.2.2. Cálculo da resistência térmica de isolamento, R_i

A condutividade térmica, k , de poliuretano injetado pode variar de 0,16 a 0,24 (Btu/h.pé²°F/pol) [36]. Portanto, a resistência térmica do isolamento pode ser calculado, pelo valor médio de $k = 0,0167 \text{ Btu/h.pé}^2 \cdot ^\circ\text{F/pé}$, por:

$$R_i = \frac{1,1483 \ln (1,1483/0,8202)}{2 \cdot 0,0167}$$

$$R_i = 11,5686 \text{ h.pé}^2 \cdot ^\circ\text{F/Btu}$$

B.2.3. Cálculo de h_r

Propriedades físicas de R-12, tomadas a partir da temperatura média, $t_m = 102,23 \text{ } ^\circ\text{F}$ [36,49].

$$\rho_v = 3,3403 \text{ lb/pé}^3$$

$$\rho_l = 78,508 \text{ lb/pé}^3$$

$$\mu_v = 0,0324 \text{ lb/pé.h}$$

$$\mu_l = 0,477 \text{ lb/pé.h}$$

$$h_{fg} = 87,196 - 31,583 = 55,613 \text{ Btu/lb}$$

$$k_l = 0,040 \text{ Btu/h.pé}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

$$\text{Pr}_l = 3,5$$

$$x = \frac{0,2 + 1,0}{2} = 0,60$$

Pelas eqs. 4.11 a 4.14, obtém-se:

$$C_o = \left(\frac{1}{0,6} - 1\right)^{0,8} \left(\frac{3,3403}{78,508}\right)^{0,5} = 0,1491$$

$$B_o = \frac{46,7581}{6,1290} \cdot \frac{0,5284}{100} \cdot \frac{1}{55,613} = 7,25 \cdot 10^{-4}$$

$$h_l = 0,023 \left[\frac{100 \cdot 0,8202(1-0,6)}{0,5284 \cdot 0,477} \right]^{0,8} \cdot 3,5^{0,4} \cdot \frac{0,040}{0,8202}$$

$$h_l = 0,0910 \text{ Btu/h.pé}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

Traçando os valores de C_o e B_o na figura 4.3, obtém-se

$$\psi = 12.$$

Pela eq. 4.10, tem-se:

$$h_{TP} = 12 \cdot 0,0910 \text{ Btu/h.pé}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

$$h_{TP} = 1,0920 \text{ Btu/h.pé}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

Da eq. B.1, temos:

$$U_a = \frac{1}{\frac{1}{0,6159} + 11,5686 + \frac{1,1483}{0,8202 \cdot 1,0920}}$$

$$U_a = 0,0691 \text{ Btu/h.pé}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

$$U_a = 0,3925 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Multiplicando U_a pela área da superfície externa, A_{se} ,
obtem-se:

$$AU_a = 0,38 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

APÊNDICE C

DADOS E RESULTADOS EXPERIMENTAIS

NOMENCLATURA:

- T_1 = temperatura de refrigerante na entrada do compressor, °C
 T_2 = temperatura de refrigerante após compressão, °C
 T_4 = temperatura de refrigerante na entrada da válvula de expansão, °C
 T_6 = temperatura de refrigerante na saída do calorímetro, °C
 $T_a = T_{amb}$ = temperatura ambiente, durante o teste, °C
 $T_c = T_{cond}$ = temperatura da condensação, °C
 T_s = temperatura da superfície do evaporador, °C
 V = $212V \pm 4\%$ = voltagem durante o teste, V.
 T_{ev} = temperatura de evaporação, saturada, °C
 $\dot{m}_s$ = vazão mássica do refrigerante, ensaio secundário, kg/h
 $\dot{m}$ = vazão mássica do refrigerante, ensaio primário, kg/h
 I = corrente consumida pelo compressor, A
 Pot_{cp} = potência consumida pelo compressor, W
 Pot_v = 67,57 W = potência do ventilador
 $COP = \frac{q}{Pot_{cp} + Pot_v}$, coeficiente de eficácia, unidade condensadora.
 COP_c = coeficiente de eficácia, Carnot
 $\alpha = \frac{h_1 - h_3}{h_6 - h_4}$, relação de troca térmica, linhas de vapor e líquido
 $q_c = \frac{\dot{m}(h_2 - h_4)}{3,6}$ = capacidade do condensador, W.
 P_s = pressão de sucção, kPa(absoluta)
 P_d = pressão de descarga, kPa(absoluta)
 q = capacidade de refrigeração, W.

A P P E N D I C E C

C.5 - Unidade ferro-ferro com coifa: Condensador.

 $T_{amb} : 30^{\circ}C$ [illegible][illegible]

APPENDICE C

C.8 - Unidade cobre-alumínio sem coifa: Compressor

$$T_{\text{cond}}: 35^{\circ} \quad P_{\text{cond}}: 851,13 \text{ kPa(abs)} \quad h_3: 234,16 \text{ kJ/kg}$$
[illegible][illegible]

A P E N D I C E C

C.9 - Unidade cobre-alumínio sem coifa: Compressor.

 $T_{\text{cond}}: 45^{\circ}$ $P_{\text{cond}}: 1094,31 \text{ kPa(abs)}$ $h_3: 244,96 \text{ kJ/kg}$

Pto.	T_1 °C	T_2 °C	T_4 °C	T_6 °C	T_a °C	T_s °C	T_{ev} °C	P_s kPa(abs)	$\dot{m}_s$ kg/h	$\dot{m}$ kg/h	I A
1	18,5	92,0	36,4	9,1	25,0	7,0	5,51	368,82	45,35	47,99	4,69
2	17,5	96,0	37,9	5,2	26,5	1,9	1,48	324,24	42,40	41,71	4,58
3	17,3	100,3	37,2	1,6	30,0	-3,3	-3,70	273,58	32,60	31,92	4,42
4	17,6	104,1	37,3	-0,8	32,0	-8,1	-8,12	235,07	26,47	25,39	4,21
5	20,6	113,3	39,6	-1,4	34,0	-11,5	-10,20	217,85	22,09	21,68	4,14
6	18,7	105,1	36,8	-2,2	33,0	-12,4	-13,11	196,57	19,40	18,10	4,02
7	26,8	109,2	39,1	-2,1	36,0	-18,3	-17,45	167,19	12,02	11,59	3,86
8	25,6	105,0	38,5	-3,1	35,0	-18,6	-18,25	162,12	12,96	13,12	3,83
9	28,9	105,0	38,5	-0,3	35,0	-20,5	-19,05	157,05	8,34	8,29	3,80
10	30,7	101,3	39,9	-1,8	37,0	-20,5	-19,53	154,01	8,67	8,33	3,71

Pto.	h_1 kJ/kg	h_2 kJ/kg	h_4 kJ/kg	h_6 kJ/kg	α	q_h W	q_a W	q W	POT_{cp} W	COP_c	COP
1	364,0	406,0	235,6	356,0	0,9886	1607,93	15,84	1605,26	752,64	7,06	1,96
2	363,0	407,0	237,1	355,0	1,0014	1341,92	21,65	1365,48	734,43	6,31	1,70
3	364,0	412,0	236,4	355,0	1,0038	1018,22	29,30	1051,50	708,72	5,53	1,35
4	364,0	415,0	236,5	353,0	1,0219	768,54	35,29	821,43	675,88	4,99	1,11
5	367,0	422,0	238,9	352,0	1,0789	591,47	40,04	681,34	665,08	4,76	0,93
6	366,0	415,0	236,0	353,0	1,0345	528,72	39,95	588,29	645,45	4,48	0,83
7	375,0	419,0	238,4	355,0	1,1149	288,95	47,78	375,42	619,28	4,09	0,55
8	375,0	415,0	237,8	352,0	1,1382	318,50	47,17	416,21	615,33	4,03	0,61
9	376,0	415,0	237,8	356,0	1,1082	196,79	48,84	272,21	610,39	3,97	0,40
10	375,0	413,0	239,2	353,0	1,1426	180,01	50,60	263,49	595,38	3,93	0,40

A P E N D I C E C

C.12 - Unidade cobre-alumínio sem coifa: Condensador.

$$T_{amb} : 30^{\circ}C$$
[illegible][illegible]

APÊNDICE C

C.29 - Determinação da quantidade de óleo em circulação

Item	Amostra (g)			
	1	2	3	4
a	437,36	336,16	341,85	543,13
b	642,20	470,77	474,82	761,50
c	22,34	22,33	22,50	22,43
e	437,42	336,21	341,91	543,20
f	437,39	336,19	341,88	543,17
g	204,81	134,58	132,94	218,33
i	22,51	22,59	22,70	22,60
j	0,17	0,26	0,20	0,17
k	204,64	134,32	132,74	218,16
l	0,0008	0,0019	0,0015	0,0008

onde:

1 = unidade ferro-ferro com coifa

2 = unidade cobre-alumínio sem coifa

3 = unidade cobre-ferro com coifa

4 = unidade cobre-ferro sem coifa

Item = refere-se ao procedimento e cálculos, 4.3.3.

Notamos pela tabela acima que a quantidade de óleo em circulação, em cada unidade de condensação, é menor do que os 2% estabelecida pela norma ASHRAE.

APÊNDICE D

EQUACIONAMENTO E VALORES AJUSTADOS DAS RESPECTIVAS CURVAS DO COMPRESSOR E CONDENSADOR

Nomenclatura:

- T_{conda} = temperatura de condensação, para valores ajustados, $^{\circ}\text{C}$
 t_{amba} = temperatura ambiente, para valores ajustados, $^{\circ}\text{C}$
 y = capacidade de refrigeração, W
 z = potência necessária ao compressor, W
 q = taxa de rejeição de calor, W
 x = temperatura de evaporação, compressor, $^{\circ}\text{C}$
 t = temperatura de condensação, condensador, $^{\circ}\text{C}$

APÊNDICE D

D.1 - Unidade ferro-ferro com coifa.

COMPRESSOR		TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO (X), °C							
T _{conda} , °C	Parâmetro	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15
35	Equação	$y = 1469,2450 + 74,2863x + 1,1910x^2$							
	Capacidade (y), W	459,92	622,93	845,48	1127,59	1469,25	1870,45	2331,21	-
45	Equação	$y = 1238,9680 + 65,0048x + 1,1815x^2$							
	Capacidade (y), W	-	529,73	707,07	943,48	1238,97	1593,53	2007,17	-
55	Equação	$y = 1019,8550 + 55,2957x + 0,9713x^2$							
	Capacidade (y), W	302,46	408,96	564,03	767,66	1019,86	1320,62	1669,94	2067,83
35	Equação	$z = 695,7463 + 2,8980x - 0,1458x^2$							
	Potência (Z), W	579,47	619,47	652,19	677,61	695,75	706,59	710,15	-
45	Equação	$Z = 713,8887 + 3,7185x - 0,1166x^2$							
	Potência (Z), W	592,88	631,88	665,04	692,38	713,89	729,57	739,41	-
55	Equação	$Z = 735,9610 + 4,1203x - 0,1125x^2$							
	Potência (Z), W	608,56	648,84	683,51	712,55	735,96	753,75	765,91	772,45
CONDENSADOR		TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO (t), °C							
T _{amba} , °C	Parâmetro	25	30	35	40	45	50	55	60
25	Equação	$q = 132,35t - 3308,75$							
	Capacidade (q), W	0,0	661,75	1323,50	1985,25	2647,00	3308,75	-	-
30	Equação	$q = 130,36t - 3910,80$							
	Capacidade (q), W	-	0,0	651,80	1303,60	1955,40	2607,20	3259,00	-
35	Equação	$q = 127,56t - 4464,60$							
	Capacidade (q), W	-	-	0,0	637,80	1275,60	1913,40	2551,20	3189,00
40	Equação	$q = 125,22t - 5008,80$							
	Capacidade (q), W	-	-	-	0,0	626,10	1252,20	1878,30	2504,40

APÊNDICE D

D.2 - Unidade cobre-alumínio sem coifa

COMPRESSOR		TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO (X), °C							
T _{cond} °C	Parâmetro	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15
35	Equação	$y = 1453,5900 + 66,0055x + 0,5262x^2$							
	Capacidade (y), W	343,96	581,90	846,16	1136,72	1453,59	1796,77	2166,27	-
45	Equação	$y = 1261,6390 + 60,9818x + 0,5636x^2$							
	Capacidade (y), W	267,44	473,72	708,18	970,82	1261,64	1580,64	1927,82	-
55	Equação	$y = 1026,3950 + 47,9902x + 0,4599x^2$							
	Capacidade (y), W	250,55	410,02	592,48	797,94	1026,57	1277,84	1552,29	-
35	Equação	$z = 699,1317 + 4,655x - 0,0418x^2$							
	Potência (z), W	589,30	619,89	648,40	674,81	699,13	721,36	741,51	-
45	Equação	$z = 725,7289 + 5,3582x - 0,0485x^2$							
	Potência (z), W	599,16	634,44	667,30	697,73	725,73	751,31	774,46	-
55	Equação	$z = 752,0410 + 5,8360x - 0,0661x^2$							
	Potência (z), W	608,88	649,63	687,07	721,21	752,04	779,57	803,79	-
CONDENSADOR		TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO (t), °C							
T _{amb} °C	Parâmetro	25	30	35	40	45	50	55	60
25	Equação	$q = 117,11t - 2927,75$							
	Capacidade (q), W	0,0	585,55	1171,10	1756,65	2342,20	2927,75	-	-
30	Equação	$q = 114,73t - 3441,90$							
	Capacidade (q), W	-	0,0	573,65	1147,30	1720,95	2294,60	2868,25	3441,90
35	Equação	$q = 113,26t - 3964,10$							
	Capacidade (q), W	-	-	0,0	563,30	1132,60	1698,90	2265,20	2831,50
40	Equação	$q = 111,07t - 4442,80$							
	Capacidade (q), W	-	-	-	0,0	555,35	1110,70	1666,05	2221,40

APÊNDICE D

D.3 - Unidade cobre-ferro com coifa

COMPRESSOR		TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO (X), °C							
T _{conda} , °C	Parâmetro	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15
35	Equação	$y = 1172,9580 + 70,9163x + 1,6532x^2$							
	Capacidade (y), W	415,91	481,18	629,12	859,71	1172,96	1568,87	2047,44	-
45	Equação	$y = 943,7389 + 54,4856x + 1,3050x^2$							
	Capacidade (y), W	-	419,93	529,28	703,89	943,74	1248,84	1619,19	-
55	Equação	$y = 793,1381 + 41,2675x + 0,8117x^2$							
	Capacidade (y), W	-	356,76	461,63	607,09	793,14	1019,77	1286,98	1594,28
35	Equação	$z = 747,6942 + 5,2649x - 0,1540x^2$							
	Potência (z), W	580,80	634,07	679,65	717,52	747,69	770,17	784,94	-
45	Equação	$z = 766,0380 + 6,8184x - 0,0819x^2$							
	Potência (z), W	-	645,33	689,66	729,90	766,04	798,08	826,03	-
55	Equação	$z = 787,2280 + 7,4082x - 0,0797x^2$							
	Potência (z), W	-	658,17	705,18	748,19	787,23	822,28	853,35	880,42
CONDENSADOR		TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO (t), °C							
T _{amba} , °C	Parâmetro	25	30	35	40	45	50	55	60
25	Equação	$q = 86,17t - 2154,25$							
	Capacidade (q), W	0,0	430,85	861,70	1292,55	1723,40	2154,25	2585,10	-
30	Equação	$q = 86,15t - 2584,50$							
	Capacidade (q), W	-	0,0	430,75	861,50	1292,25	1723,00	2153,75	2584,50
35 *	Equação	$q = 86,15t - 2584,50$							
	Capacidade (q), W	-	0,0	430,75	861,50	1292,25	1723,00	2153,75	2584,50
40 **	Equação	$q = 81,23t - 3249,20$							
	Capacidade (q), W	-	-	-	0,0	406,15	812,30	1218,45	1624,60

T_{conda}: 65°C * q(35°C) = 2443,80W **q(40°C) = 2045,70W

APÊNDICE D

D.4 - Unidade cobre-ferro sem coifa

COMPRESSOR		TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO (X), °C							
T _{conda} °C	Parâmetro	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15
35	Equação	$y = 981,7197 + 66,5920x + 1,3578x^2$							
	Capacidade (y), W	193,00	288,34	451,58	682,70	981,72	1348,62	1783,42	-
45	Equação	$y = 798,2913 + 50,8810x + 0,7940x^2$							
	Capacidade (y), W	-	213,73	368,88	563,74	798,29	1072,55	1386,50	-
55	Equação	$y = 554,7635 + 36,3906x + 0,8394x^2$							
	Capacidade (y), W	-	197,77	274,80	393,80	554,76	757,70	1002,61	1289,49
35	Equação	$z = 754,6742 + 6,2257x - 0,0897x^2$							
	Potência (z), W	594,28	641,11	683,45	721,30	754,67	783,56	807,96	-
45	Equação	$z = 771,1666 + 6,8127x - 0,0611x^2$							
	Potência (z), W	-	655,23	696,93	735,58	771,17	803,70	833,18	-
55	Equação	$z = 793,1207 + 7,1991x - 0,0588x^2$							
	Potência (z), W	-	671,90	715,25	755,66	793,12	827,65	859,23	887,88
CONDENSADOR		TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO (t), °C							
T _{amba} °C	Parâmetro	25	30	35	40	45	50	55	60
25	Equação	$q = 84,38 t - 2109,50$							
	Capacidade (q), W	0,0	421,90	843,80	1265,70	1687,60	2109,50	2531,40	-
30 *	Equação	$q = 80,62t - 2418,60$							
	Capacidade (q), W	-	0,0	403,10	806,20	1209,30	1612,40	2015,50	2418,60
35 **	Equação	$q = 73,79t - 2582,65$							
	Capacidade (q), W	-	-	0,0	368,95	737,90	1106,85	1475,80	1844,75
40 ***	Equação	$q = 66,14t - 2645,60$							
	Capacidade (q), W	-	-	-	0,0	330,70	661,40	992,10	1322,80

T_{conda}: 65°C *q(30°C) = 2821,70W **q(35°C) = 2213,70W ***q(40°C) = 1653,50W

APÊNDICE E

DERIVAÇÃO MATEMÁTICA DO MODELO BI-QUADRÁTICO

O comportamento característico de um componente é uma variável frequentemente expressa em função de duas outras variáveis. Por exemplo, a altura manométrica, h , desenvolvida pela bomba centrífuga, da figura E.1, é uma função de duas variáveis: a rotação n , e a vazão, w .

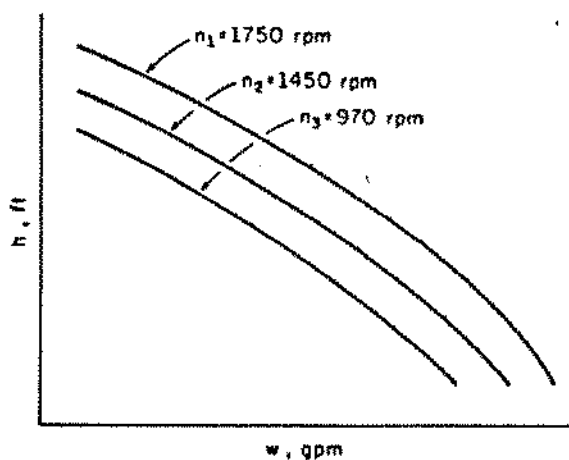


Figura E.1 - Comportamento de uma bomba centrífuga.

Se uma expressão polinomial for utilizada para descrever a altura manométrica, h , em função de uma equação de segundo grau de n e w , podemos escrever separadamente equações para cada uma das três curvas da figura E.1. Três pontos da curva de

1750 rpm forneceria as constantes na equação.

$$h_1 = a_1 + b_1 w + c_1 w^2 \quad (E.1)$$

Da mesma forma as curvas de 1450 rpm e 970 rpm podem ser descritas, respectivamente, pelas expressões:

$$h_2 = a_2 + b_2 w + c_2 w^2 \quad (E.2)$$

$$h_3 = a_3 + b_3 w + c_3 w^2 \quad (E.3)$$

Em seguida podemos expressar as constantes, a , como equação de segundo grau em termos de n , usando dados dos três pontos $(a_1, 1750)$, $(a_2, 1450)$, e $(a_3, 970)$. Tal equação teria a forma:

$$a = A_0 + A_1 n + A_2 n^2 \quad (E.4)$$

De maneira semelhante teremos para as constantes b e c , respectivamente, as expressões:

$$b = B_0 + B_1 n + B_2 n^2 \quad (E.5)$$

$$c = C_0 + C_1 n + C_2 n^2 \quad (E.6)$$

Finalmente, substituindo as constantes a , b , e c das eqs. E.4 a E.6 na equação geral, obtemos:

$$h = A_0 + A_1 n + A_2 n^2 + (B_0 + B_1 n + B_2 n^2)w + (C_0 + C_1 n + C_2 n^2)w^2 \quad (E.7)$$

Simplificando e chamando as constantes A, B e C de c, temos:

$$h = c_1 + c_2n + c_3n^2 + c_4w + c_5w^2 + c_6nw + c_7n^2w + c_8nw^2 + c_9n^2w^2 \quad (\text{E.8})$$

As constantes, c, da eq. E.8, podem ser calculadas escolhendo-se nove pontos da família de curvas mostrada na fig. E.1.

APÊNDICE F

PROGRAMA GAUSS.FOR, EM FORTRAN, PARA RESOLUÇÃO DE SISTEMAS DE
EQUAÇÕES BI-QUADRÁTICAS, E RESULTADOS.

```

C      PROGRAMA GAUSS.FOR
C      PROGRAMA PARA RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS
C      Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) + C6(X)(Y) +
C          C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)
C          ( METODO DA ELIMINACAO DE GAUSS )
C
C      DEFINICAO DO PROGRAMA
C      DIMENSION VDEF(9),X0(9),Y0(9),Z(9,9),C(9),Q(9)
C      WRITE (*,100)
C      WRITE (*,110)
C      WRITE (*,120)
C
C      ENTRADA DE DADOS
C      WRITE (*,130)
C      READ  (*,*) N
C      WRITE (*,140)N
C      WRITE (*,150)
C      READ  (*,*) (VDEF(I),X0(I),Y0(I), I=1,N)
C      WRITE (*,160)
C      WRITE (*,170)(VDEF(I),X0(I),Y0(I), I=1,N)
C
C      RESOLUCAO
C      DO 10 I=1,N
C      Z(I,1) = 1.
C      Z(I,2) = X0(I)
C      Z(I,3) = X0(I)**2
C      Z(I,4) = Y0(I)
C      Z(I,5) = Y0(I)**2
C      Z(I,6) = X0(I)*Y0(I)
C      Z(I,7) = X0(I)*X0(I)*Y0(I)
C      Z(I,8) = X0(I)*Y0(I)*Y0(I)
C      Z(I,9) = (X0(I)*Y0(I))**2
C 10  CONTINUE
C
C      CALL GAUSS (Z, VDEF, C, N)
C      WRITE (*,180)
C      DO 15 M=1,N
C      WRITE (*,190) M,C(M)
C 15  CONTINUE
C
C      RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS
C      WRITE (*,200)
C      WRITE (*,220)
C      DO 20 I=1,N
C      Q(I) = C(1) + C(2)*X0(I) + C(3)*X0(I)**2 + C(4)*Y0(I) + C(5)*
C      !Y0(I)**2 + C(6)*X0(I)*Y0(I) + C(7)*X0(I)**2*Y0(I) + C(8)*X0(I)
C      !*Y0(I)*Y0(I) + C(9)*(X0(I)*Y0(I))**2
C      WRITE (*,170) Q(I), X0(I), Y0(I)
C 20  CONTINUE
C
C      FORMATOS
C 100 FORMAT( ' RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS' )
C 110 FORMAT( ' Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) + ' )
C 120 FORMAT( ' C6(X)(Y) + C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)' )
C 130 FORMAT(//, ' ENTRE COM O NUMERO DE EQUACOES A RESOLVER ',/)
C 140 FORMAT(I2)
C 150 FORMAT(//, ' ENTRE COM OS DADOS EXPERIMENTAIS ',/)
C 160 FORMAT(//, 15X, ' VALORES DA ENTRADA' ,//, 7X, 'VDEF(Z0)', 7X, 'VIND1(

```



```
!X0)'.6X,'VIND2(Y0)'./)  
170 FORMAT(3F15.4)  
180 FORMAT(/.7X,' CALCULO DOS COEFICIENTES PARA MODELAGEM './)  
190 FORMAT(8X,'C (.I2. ' ) =', F20.6)  
200 FORMAT(/.7X,' RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS './)  
220 FORMAT(/.9X,'Z0'.14X,'X0'.14X,'Y0'./)  
STOP  
END
```

200

C
C

```
C SUBROTINA GAUSS  
SUBROUTINE GAUSS (A, B, R, N)  
DIMENSION A(N,N), R(N), B(N)  
DO 60 K=1,N
```

C
C

```
PROCESSO DA PIVOTACAO  
PVT = 0.0  
DO 30 I=K,N  
IF (ABS(A(I,K)) - ABS(PVT)) 30, 30, 25  
25 PVT = A(I,K)  
IPT = I  
30 CONTINUE
```

C
C

```
VERIFICACAO DA SINGULARIDADE  
IF (ABS(PVT) - 0.1E-15) 35, 35, 40  
35 WRITE (*,36)  
36 FORMAT (//, 'O SISTEMA EH SINGULAR './)  
RETURN
```

C
C

```
TROCA DAS LINHAS IPT E K  
40 BPT = B(K)  
B(K) = B(IPT)  
B(IPT) = BPT  
DO 45 J=K,N  
APT = A(K,J)  
A(K,J) = A(IPT,J)  
45 A(IPT,J) = APT
```

C
C

```
PROCESSO DA ELIMINACAO  
KM1 = K + 1  
IF (K - N) 50, 60, 60  
50 DO 55 I=KM1,N  
B(I) = B(I) - B(K)*A(I,K)/A(K,K)  
AM1 = A(I,K)  
DO 55 J=K,N  
55 A(I,J) = A(I,J) - A(K,J)*AM1/A(K,K)  
60 CONTINUE
```

C
C

```
RETROSSUBSTITUICAO  
M = N  
65 SOMA = 0.0  
IF (M - N) 70, 80, 80  
70 MM1 = M + 1  
DO 75 J=MM1,N  
75 SOMA = SOMA + A(M,J)*R(J)  
80 CONTINUE  
R(M) = (B(M) - SOMA)/A(M,M)  
IF (M - 1) 90, 90, 85  
85 M = M - 1  
GO TO 65  
90 RETURN  
END
```

RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS
 $Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) +$
 $C6(X)(Y) + C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)$

ENTRE COM O NUMERO DE EQUACOES A RESOLVER

9

DADOS EXPERIMENTAIS-FERRO/FERRO COM COIFA

VALORES DA ENTRADA

VDEP(Z0)	VIND1(X0)	VIND2(Y0)
622.9300	-15.0000	35.0000
1127.5900	-5.0000	35.0000
2331.2100	10.0000	35.0000
529.7300	-15.0000	45.0000
943.4800	-5.0000	45.0000
2007.1700	10.0000	45.0000
408.9600	-15.0000	55.0000
767.6600	-5.0000	55.0000
1669.9400	10.0000	55.0000

MODELAGEM - CAPACIDADE DO COMPRESSOR

C (1)	=	2363.151000
C (2)	=	103.396600
C (3)	=	- .356379
C (4)	=	-27.494190
C (5)	=	.055830
C (6)	=	-.756755
C (7)	=	.079337
C (8)	=	-.002142
C (9)	=	-.001004

RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS

Z0	X0	Y0
622.9301	-15.0000	35.0000
1127.5900	-5.0000	35.0000
2331.2100	10.0000	35.0000
529.7300	-15.0000	45.0000
943.4800	-5.0000	45.0000
2007.1700	10.0000	45.0000
408.9601	-15.0000	55.0000
767.6600	-5.0000	55.0000
1669.9400	10.0000	55.0000

Stop - Program terminated.



RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS
 $Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) +$
 $C6(X)(Y) + C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)$

ENTRE COM O NUMERO DE EQUACOES A RESOLVER

9

DADOS EXPERIMENTAIS-FERRO/FERRO COM COIFA

VALORES DA ENTRADA

VDEF(Z0)	VIND1(X0)	VIND2(Y0)
619.4700	-15.0000	35.0000
677.6100	-5.0000	35.0000
710.1500	10.0000	35.0000
631.8800	-15.0000	45.0000
692.3800	-5.0000	45.0000
739.4100	10.0000	45.0000
648.8400	-15.0000	55.0000
712.5500	-5.0000	55.0000
765.9100	10.0000	55.0000

MODELAGEM - POTENCIA DO COMPRESSOR

C (1)	=	663.267500
C (2)	=	-3.265008
C (3)	=	-.446119
C (4)	=	.238812
C (5)	=	.019690
C (6)	=	.249278
C (7)	=	.012984
C (8)	=	-.002091
C (9)	=	-.000126

RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS

Z0	X0	Y0
619.4700	-15.0000	35.0000
677.6100	-5.0000	35.0000
710.1500	10.0000	35.0000
631.8800	-15.0000	45.0000
692.3800	-5.0000	45.0000
739.4100	10.0000	45.0000
648.8400	-15.0000	55.0000
712.5500	-5.0000	55.0000
765.9100	10.0000	55.0000

Stop - Program terminated.

RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS
 $Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) +$
 $C6(X)(Y) + C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)$

ENTRE COM O NUMERO DE EQUACOES A RESOLVER

9

DADOS EXPERIMENTAIS-FERRO/FERRO COM COIFA

VALORES DA ENTRADA

VDEF(Z0)	VIND1(X0)	VIND2(Y0)
1985.2500	40.0000	25.0000
2647.0000	45.0000	25.0000
3308.7500	50.0000	25.0000
1303.6000	40.0000	30.0000
1955.4000	45.0000	30.0000
2607.2000	50.0000	30.0000
637.8000	40.0000	35.0000
1275.6000	45.0000	35.0000
1913.4000	50.0000	35.0000

MODELAGEM-CAPACIDADE DO CONDENSADOR

C (1)	=	425.493900
C (2)	=	130.139100
C (3)	=	.000122
C (4)	=	-173.502100
C (5)	=	.965293
C (6)	=	.493766
C (7)	=	-.000009
C (8)	=	-.016213
C (9)	=	.000000

RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS

Z0	X0	Y0
1985.2500	40.0000	25.0000
2647.0000	45.0000	25.0000
3308.7500	50.0000	25.0000
1303.6000	40.0000	30.0000
1955.4000	45.0000	30.0000
2607.2000	50.0000	30.0000
637.8003	40.0000	35.0000
1275.6000	45.0000	35.0000
1913.4000	50.0000	35.0000

Stop - Program terminated.

RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS
 $Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) +$
 $C6(X)(Y) + C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)$

ENTRE COM O NUMERO DE EQUACOES A RESOLVER

9

DADOS EXPERIMENTAIS-FERRO/FERRO COM COIFA

VALORES DA ENTRADA

VDEP(Z0)	VIND1(X0)	VIND2(Y0)
1955.4000	45.0000	30.0000
2607.2000	50.0000	30.0000
3259.0000	55.0000	30.0000
1275.6000	45.0000	35.0000
1913.4000	50.0000	35.0000
2551.2000	55.0000	35.0000
626.1000	45.0000	40.0000
1252.2000	50.0000	40.0000
1878.3000	55.0000	40.0000

MODELAGEM-CAPACIDADE DO CONDENSADOR

C (1)	=	-385.821900
C (2)	=	156.796500
C (3)	=	.000237
C (4)	=	-123.273300
C (5)	=	.192476
C (6)	=	-1.156646
C (7)	=	-.000014
C (8)	=	.009181
C (9)	=	.000000

RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS

Z0	X0	Y0
1955.4000	45.0000	30.0000
2607.2000	50.0000	30.0000
3259.0000	55.0000	30.0000
1275.6000	45.0000	35.0000
1913.4000	50.0000	35.0000
2551.2000	55.0000	35.0000
626.0999	45.0000	40.0000
1252.2000	50.0000	40.0000
1878.3000	55.0000	40.0000

Stop - Program terminated.

RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS
 $Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) +$
 $C6(X)(Y) + C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)$

ENTRE COM O NUMERO DE EQUACOES A RESOLVER

9

DADOS EXPERIMENTAIS-COBRE/ALUMINIO SEM COIFA

VALORES DA ENTRADA

VDEF(Z0)	VIND1(X0)	VIND2(Y0)
581.9000	-15.0000	35.0000
1136.7200	-5.0000	35.0000
2166.2700	10.0000	35.0000
473.7200	-15.0000	45.0000
970.8200	-5.0000	45.0000
1927.8200	10.0000	45.0000
410.0200	-15.0000	55.0000
797.9400	-5.0000	55.0000
1552.2900	10.0000	55.0000

MODELAGEM - CAPACIDADE DO COMPRESSOR

C (1)	=	1784.508000
C (2)	=	20.841940
C (3)	=	-.715862
C (4)	=	-1.878611
C (5)	=	-.216460
C (6)	=	2.684769
C (7)	=	.060178
C (8)	=	-.039839
C (9)	=	-.000705

RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS

Z0	X0	Y0
581.8999	-15.0000	35.0000
1136.7200	-5.0000	35.0000
2166.2700	10.0000	35.0000
473.7199	-15.0000	45.0000
970.8198	-5.0000	45.0000
1927.8200	10.0000	45.0000
410.0199	-15.0000	55.0000
797.9399	-5.0000	55.0000
1552.2900	10.0000	55.0000

Stop - Program terminated.

RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS
 $Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) +$
 $C6(X)(Y) + C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)$

ENTRE COM O NUMERO DE EQUACOES A RESOLVER

9

DADOS EXPERIMENTAIS-COBRE/ALUMINIO SEM COIFA

VALORES DA ENTRADA

VDEF(Z0)	VIND1(X0)	VIND2(Y0)
619.8900	-15.0000	35.0000
674.8100	-5.0000	35.0000
741.5100	10.0000	35.0000
634.4400	-15.0000	45.0000
697.7300	-5.0000	45.0000
774.4600	10.0000	45.0000
649.6300	-15.0000	55.0000
721.2100	-5.0000	55.0000
803.7900	10.0000	55.0000

MODELAGEM - POTENCIA DO COMPRESSOR

C (1)	=	603.734900
C (2)	=	.429321
C (3)	=	-.103511
C (4)	=	2.776781
C (5)	=	-.001460
C (6)	=	.160049
C (7)	=	.003658
C (8)	=	-.001123
C (9)	=	-.000054

RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS

Z0	X0	Y0
619.8901	-15.0000	35.0000
674.8101	-5.0000	35.0000
741.5101	10.0000	35.0000
634.4401	-15.0000	45.0000
697.7300	-5.0000	45.0000
774.4601	10.0000	45.0000
649.6301	-15.0000	55.0000
721.2101	-5.0000	55.0000
803.7900	10.0000	55.0000

Stop - Program terminated.

RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS
 $Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) +$
 $C6(X)(Y) + C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)$

ENTRE COM O NUMERO DE EQUACOES A RESOLVER

9

DADOS EXPERIMENTAIS-COBRE/ALUMINIO SEM COIFA

VALORES DA ENTRADA

VDEF(Z0)	VIND1(X0)	VIND2(Y0)
1756.6500	40.0000	25.0000
2342.2000	45.0000	25.0000
2927.7500	50.0000	25.0000
1147.3000	40.0000	30.0000
1720.9500	45.0000	30.0000
2294.6000	50.0000	30.0000
563.3000	40.0000	35.0000
1132.6000	45.0000	35.0000
1698.9000	50.0000	35.0000

MODELAGEM-CAPACIDADE DO CONDENSADOR

C (1)	=	-2502.842000
C (2)	=	228.164100
C (3)	=	-.900046
C (4)	=	54.531370
C (5)	=	-2.861099
C (6)	=	-7.747282
C (7)	=	.066003
C (8)	=	.132204
C (9)	=	-.001200

RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS

Z0	X0	Y0
1756.6500	40.0000	25.0000
2342.2000	45.0000	25.0000
2927.7500	50.0000	25.0000
1147.3000	40.0000	30.0000
1720.9500	45.0000	30.0000
2294.6000	50.0000	30.0000
563.2999	40.0000	35.0000
1132.6000	45.0000	35.0000
1698.9000	50.0000	35.0000

Stop - Program terminated.

RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS
 $Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) +$
 $C6(X)(Y) + C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)$

ENTRE COM O NUMERO DE EQUACOES A RESOLVER

9

DADOS EXPERIMENTAIS-COBRE/ALUMINIO SEM COIFA

VALORES DA ENTRADA

VDEP(Z0)	VIND1(X0)	VIND2(Y0)
1720.9500	45.0000	30.0000
2294.6000	50.0000	30.0000
2868.2500	55.0000	30.0000
1132.6000	45.0000	35.0000
1698.9000	50.0000	35.0000
2265.2000	55.0000	35.0000
555.3500	45.0000	40.0000
1110.7000	50.0000	40.0000
1666.0500	55.0000	40.0000

MODELAGEM-CAPACIDADE DO CONDENSADOR

C (1)	=	604.859100
C (2)	=	108.427200
C (3)	=	.000032
C (4)	=	-160.995500
C (5)	=	.870105
C (6)	=	.642245
C (7)	=	-.000003
C (8)	=	-.014405
C (9)	=	.000000

RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS

Z0	X0	Y0
1720.9490	45.0000	30.0000
2294.6000	50.0000	30.0000
2868.2500	55.0000	30.0000
1132.5990	45.0000	35.0000
1698.9000	50.0000	35.0000
2265.1990	55.0000	35.0000
555.3495	45.0000	40.0000
1110.6990	50.0000	40.0000
1666.0500	55.0000	40.0000

Stop - Program terminated.

RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS
 $Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) +$
 $C6(X)(Y) + C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)$

ENTRE COM O NUMERO DE EQUACOES A RESOLVER

9

DADOS EXPERIMENTAIS - COBRE/FERRO COM COIFA

VALORES DA ENTRADA

VDEP(Z0)	VIND1(X0)	VIND2(Y0)
481.1800	-15.0000	35.0000
859.7100	-5.0000	35.0000
2047.4400	10.0000	35.0000
419.9300	-15.0000	45.0000
703.8900	-5.0000	45.0000
1619.1900	10.0000	45.0000
356.7600	-15.0000	55.0000
607.0900	-5.0000	55.0000
1286.9800	10.0000	55.0000

MODELAGEM - CAPACIDADE DO COMPRESSOR

C (1)	=	2594.302000
C (2)	=	153.536100
C (3)	=	1.729669
C (4)	=	-54.366830
C (5)	=	.393060
C (6)	=	-2.919379
C (7)	=	.023196
C (8)	=	.015966
C (9)	=	-.000725

RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS

Z0	X0	Y0
481.1800	-15.0000	35.0000
859.7099	-5.0000	35.0000
2047.4400	10.0000	35.0000
419.9299	-15.0000	45.0000
703.8898	-5.0000	45.0000
1619.1900	10.0000	45.0000
356.7599	-15.0000	55.0000
607.0898	-5.0000	55.0000
1286.9800	10.0000	55.0000

Stop - Program terminated.

RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS
 $Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) +$
 $C6(X)(Y) + C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)$

ENTRE COM O NUMERO DE EQUACOES A RESOLVER

9

DADOS EXPERIMENTAIS - COBRE/FERRO COM COIFA

VALORES DA ENTRADA

VDEP(Z0)	VIND1(X0)	VIND2(Y0)
634.0700	-15.0000	35.0000
717.5200	-5.0000	35.0000
784.9400	10.0000	35.0000
645.3300	-15.0000	45.0000
729.9000	-5.0000	45.0000
826.0300	10.0000	45.0000
658.1700	-15.0000	55.0000
748.1900	-5.0000	55.0000
853.3500	10.0000	55.0000

MODELAGEM - POTENCIA DO COMPRESSOR

C (1)	=	705.847800
C (2)	=	-7.756518
C (3)	=	-.955971
C (4)	=	.698610
C (5)	=	.014200
C (6)	=	.540561
C (7)	=	.035128
C (8)	=	-.004815
C (9)	=	-.000349

RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS

Z0	X0	Y0
634.0700	-15.0000	35.0000
717.5200	-5.0000	35.0000
784.9400	10.0000	35.0000
645.3300	-15.0000	45.0000
729.9000	-5.0000	45.0000
826.0300	10.0000	45.0000
658.1700	-15.0000	55.0000
748.1900	-5.0000	55.0000
853.3500	10.0000	55.0000

Stop - Program terminated.

RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS
 $Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) +$
 $C6(X)(Y) + C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)$

ENTRE COM O NUMERO DE EQUACOES A RESOLVER

9

DADOS EXPERIMENTAIS - COBRE/FERRO COM COIFA

VALORES DA ENTRADA

VDEF(Z0)	VIND1(X0)	VIND2(Y0)
1292.5500	40.0000	25.0000
1723.4000	45.0000	25.0000
2154.2500	50.0000	25.0000
861.5000	40.0000	30.0000
1292.2500	45.0000	30.0000
1723.0000	50.0000	30.0000
407.3000	40.0000	35.0000
814.6000	45.0000	35.0000
1221.9000	50.0000	35.0000

MODELAGEM-CAPACIDADE DO CONDENSADOR

C (1)	=	2451.790000
C (2)	=	16.218290
C (3)	=	.000018
C (4)	=	-266.067800
C (5)	=	3.273051
C (6)	=	5.133123
C (7)	=	-.000001
C (8)	=	-.093402
C (9)	=	.000000

RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS

Z0	X0	Y0
1292.5500	40.0000	25.0000
1723.4000	45.0000	25.0000
2154.2500	50.0000	25.0000
861.5001	40.0000	30.0000
1292.2500	45.0000	30.0000
1723.0000	50.0000	30.0000
407.3001	40.0000	35.0000
814.6000	45.0000	35.0000
1221.9000	50.0000	35.0000

Stop - Program terminated.

RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS
 $Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) + C6(X)(Y) + C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)$

ENTRE COM O NUMERO DE EQUACOES A RESOLVER

9

DADOS EXPERIMENTAIS - COBRE/FERRO COM COIFA

VALORES DA ENTRADA

VDEF(Z0)	VIND1(X0)	VIND2(Y0)
1292.2500	45.0000	30.0000
1723.0000	50.0000	30.0000
2153.7500	55.0000	30.0000
814.6000	45.0000	35.0000
1221.9000	50.0000	35.0000
1629.2000	55.0000	35.0000
406.1500	45.0000	40.0000
812.3000	50.0000	40.0000
1218.4500	55.0000	40.0000

MODELAGEM-CAPACIDADE DO CONDENSADOR

C (1)	=	-3746.106000
C (2)	=	207.938200
C (3)	=	.000117
C (4)	=	117.612900
C (5)	=	-2.629755
C (6)	=	-6.735314
C (7)	=	-.000007
C (8)	=	.089190
C (9)	=	.000000

RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS

Z0	X0	Y0
1292.2510	45.0000	30.0000
1723.0010	50.0000	30.0000
2153.7510	55.0000	30.0000
814.6007	45.0000	35.0000
1221.9010	50.0000	35.0000
1629.2010	55.0000	35.0000
406.1508	45.0000	40.0000
812.3008	50.0000	40.0000
1218.4510	55.0000	40.0000

Stop - Program terminated.

RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS
 $Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) +$
 $C6(X)(Y) + C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)$

ENTRE COM O NUMERO DE EQUACOES A RESOLVER .

9

DADOS EXPERIMENTAIS - COBRE/FERRO SEM COIFA

VALORES DA ENTRADA

VDEP(Z0)	VIND1(X0)	VIND2(Y0)
288.3400	-15.0000	35.0000
682.7000	-5.0000	35.0000
1783.4200	10.0000	35.0000
213.7300	-15.0000	45.0000
563.7400	-5.0000	45.0000
1386.5000	10.0000	45.0000
197.7700	-15.0000	55.0000
393.8000	-5.0000	55.0000
1002.6100	10.0000	55.0000

MODELAGEM - CAPACIDADE DO COMPRESSOR

C (1)	=	1150.374000
C (2)	=	131.200100
C (3)	=	8.128759
C (4)	=	5.699377
C (5)	=	-.300520
C (6)	=	-2.059660
C (7)	=	-.300068
C (8)	=	.006106
C (9)	=	.003046

RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS

Z0	X0	Y0
288.3400	-15.0000	35.0000
682.6998	-5.0000	35.0000
1783.4200	10.0000	35.0000
213.7300	-15.0000	45.0000
563.7398	-5.0000	45.0000
1386.5000	10.0000	45.0000
197.7700	-15.0000	55.0000
393.7998	-5.0000	55.0000
1002.6100	10.0000	55.0000

Stop - Program terminated.

RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS
 $Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) +$
 $C6(X)(Y) + C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)$

ENTRE COM O NUMERO DE EQUACOES A RESOLVER

9

DADOS EXPERIMENTAIS - COBRE/FERRO SEM COIFA

VALORES DA ENTRADA

VDEP(Z0)	VIND1(X0)	VIND2(Y0)
641.1100	-15.0000	35.0000
721.3000	-5.0000	35.0000
807.9600	10.0000	35.0000
655.2300	-15.0000	45.0000
735.5800	-5.0000	45.0000
833.1800	10.0000	45.0000
671.9000	-15.0000	55.0000
755.6600	-5.0000	55.0000
859.2300	10.0000	55.0000

MODELAGEM - POTENCIA DO COMPRESSOR

C (1)	=	739.885300
C (2)	=	2.596838
C (3)	=	-.396271
C (4)	=	-.532365
C (5)	=	.027280
C (6)	=	.138692
C (7)	=	.013354
C (8)	=	-.001000
C (9)	=	-.000131

RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS

Z0	X0	Y0
641.1100	-15.0000	35.0000
721.3000	-5.0000	35.0000
807.9600	10.0000	35.0000
655.2300	-15.0000	45.0000
735.5800	-5.0000	45.0000
833.1800	10.0000	45.0000
671.9000	-15.0000	55.0000
755.6600	-5.0000	55.0000
859.2300	10.0000	55.0000

Stop - Program terminated.

RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS
 $Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) +$
 $C6(X)(Y) + C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)$

ENTRE COM O NUMERO DE EQUACOES A RESOLVER

9

DADOS EXPERIMENTAIS - COBRE/FERRO SEM COIFA

VALORES DA ENTRADA

VDEP(Z0)	VIND1(X0)	VIND2(Y0)
1265.7000	40.0000	25.0000
1687.6000	45.0000	25.0000
2109.5000	50.0000	25.0000
806.2000	40.0000	30.0000
1209.3000	45.0000	30.0000
1612.4000	50.0000	30.0000
368.9500	40.0000	35.0000
737.9000	45.0000	35.0000
1106.8500	50.0000	35.0000

MODELAGEM-CAPACIDADE DO CONDENSADOR

C (1)	=	1611.797000
C (2)	=	57.127800
C (3)	=	.000024
C (4)	=	-221.378100
C (5)	=	2.901049
C (6)	=	2.625144
C (7)	=	-.000002
C (8)	=	-.061402
C (9)	=	.000000

RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS

Z0	X0	Y0
1265.7000	40.0000	25.0000
1687.6000	45.0000	25.0000
2109.5000	50.0000	25.0000
806.2003	40.0000	30.0000
1209.3000	45.0000	30.0000
1612.4000	50.0000	30.0000
368.9504	40.0000	35.0000
737.9004	45.0000	35.0000
1106.8500	50.0000	35.0000

Stop - Program terminated.

RESOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES BI-QUADRATICAS
 $Z = C1 + C2(X) + C3(X**2) + C4(Y) + C5(Y**2) + C6(X)(Y) + C7(X**2)(Y) + C8(X)(Y**2) + C9(X**2)(Y**2)$

ENTRE COM O NUMERO DE EQUACOES A RESOLVER

9

DADOS EXPERIMENTAIS - COBRE/FERRO SEM COIFA

VALORES DA ENTRADA

VDEP(Z0)	VIND1(X0)	VIND2(Y0)
1209.3000	45.0000	30.0000
1612.4000	50.0000	30.0000
2015.5000	55.0000	30.0000
737.9000	45.0000	35.0000
1106.8500	50.0000	35.0000
1475.8000	55.0000	35.0000
330.7000	45.0000	40.0000
661.4000	50.0000	40.0000
992.1000	55.0000	40.0000

MODELAGEM-CAPACIDADE DO CONDENSADOR

C (1)	=	688.461600
C (2)	=	104.394000
C (3)	=	-.000143
C (4)	=	-164.220000
C (5)	=	2.021710
C (6)	=	-.300823
C (7)	=	.000008
C (8)	=	-.016388
C (9)	=	.000000

RESOLUCAO COM OS COEFICIENTES COMPUTADOS

Z0	X0	Y0
1209.3000	45.0000	30.0000
1612.4000	50.0000	30.0000
2015.5000	55.0000	30.0000
737.8995	45.0000	35.0000
1106.8490	50.0000	35.0000
1475.8000	55.0000	35.0000
330.6995	45.0000	40.0000
661.3995	50.0000	40.0000
992.0995	55.0000	40.0000

Stop - Program terminated.

APÊNDICE G

PROGRAMA UNICON.FOR, EM FORTRAN, PARA SIMULAÇÃO DAS UNIDADES DE
CONDENSAÇÃO, E RESULTADOS.

```

C      PROGRAMA UNICON.FOR
C      PROGRAMA PARA SIMULACAO DE UNIDADE CONDENSADORA RESFRIADA A AR.
C      EM REGIME PERMANENTE. UTILIZANDO O METODO DE NEWTON-RAPHSON
C
C      PROGRAMA PRINCIPAL
C      NOTAS EXPLICATIVAS
C      ITER      = NUMERO DE ITERACOES
C      ITMAX     = NUMERO DE ITERACAO MAXIMA DESEJADA
C      NVAR      = NUMERO DE VARIAVEIS = NUMERO DE EQUACOES
C      DP(I,J)   = DERIVADA PARCIAL DE [I] EM FUNCAO DA VARIABEL [J]
C      R( )      = RESIDUO DA EQUACAO
C      EPS       = PRECISAO DESEJADA
C      V( )      = VALOR DA VARIABEL
C      VCOR( )   = CORRECAO DA VARIABEL
C
C      DEFINICAO DO PROGRAMA
C      DIMENSION V(60), R(60), DP(60,60), VCOR(60)
C      WRITE (*,100)
C      WRITE (*,110)
C      WRITE (*,120)
C
C      ENTRADA DE DADOS
C      WRITE (*,130)
C      READ (*,*) NVAR, EPS, ITMAX
C      WRITE (*,140)NVAR, EPS, ITMAX
C      WRITE (*,150)
C      READ (*,*) (J, V(J), J=1,NVAR)
C      WRITE (*,155)
C      WRITE (*,160)(J, V(J), J=1,NVAR)
C
C      INICIO DO PROCESSO DA ITERACAO
C      ITER = 1
C
C      ENTRADA DAS SUBROTINAS PARA O CALCULO DOS VALORES RESIDUAIS,
C      DERIVADAS PARCIAIS E ALTERACAO DAS VARIAVEIS
10  CALL EQS (NVAR, ITER, V, R)
C      WRITE (*,170)
C      WRITE (*,160) (I, R(I), I=1,NVAR)
C      WRITE (*,175)
C
C      CALL DIPAR (NVAR, V, R, DP)
C      IMPRESSAO DOS VALORES DAS DERIVADAS PARCIAIS MAIORES QUE ZERO
C      DO 30 I = 1,NVAR
C      DO 25 J = 1,NVAR
C      Z = ABS(DP(I,J))
C      IF (Z - 0.1E-7) 25, 25, 20
20  WRITE (*,180) I, J, DP(I,J)
25  CONTINUE
30  CONTINUE
C
C      CALL GAUSS (DP, R, VCOR, NVAR)
C      CORRECAO DOS VALORES DAS VARIAVEIS
C      DO 35 L = 1,NVAR
35  V(L) = V(L) - VCOR(L)
C
C      RESULTADO DA ITERACAO
C      WRITE (*,190) ITER

```


WRITE (*,200)
WRITE (*,210) (I, V(I), VCOR(I), I=1,NVAR)

VERIFICACAO DAS ITERACOES

IF (ITER - ITMAX) 40, 60, 60

40 ITER = ITER + 1

VERIFICAR SE O RESIDUO FOR MENOR QUE A PRECISAO DESEJADA

K = 1

45 VAL = ABS(VCOR(K)) - ABS(EPS * V(K))

IF (VAL) 50, 10, 10

50 IF (K - NVAR) 55, 60, 60

55 K = K + 1

GO TO 45

60 STOP

FORMATOS

```
100 FORMAT( ' PROGRAMA PARA SIMULACAO DE UNIDADE CONDENSADORA' )
110 FORMAT( ' RESFRIADA A AR. EM REGIME PERMANENTE. UTILIZANDO' )
120 FORMAT( ' O METODO DE NEWTON-RAPHSON' )
130 FORMAT(//, ' ENTRE COM O NUMERO DE VARIABEIS, A PRECISAO E A ITERA
!CAO MAXIMA DESEJADA ',/)
140 FORMAT(/3X, ' NUMERO DE VARIABEIS =', I3/3X, ' PRECISAO
! =', F8.6/3X, ' ITERACAO MAXIMA =', I4/)
150 FORMAT(/, ' ENTRE COM O NUMERO DA VARIABEL E SEU CHUTE INICIAL',/)
155 FORMAT(1X)
160 FORMAT(I10,F30.5)
170 FORMAT(/3X, ' NUM. DE EQUACAO', I2X, ' RESIDUO', /)
175 FORMAT(1X)
180 FORMAT(3X, ' DP (', I2, ', ', I2, ') =', F20.6)
190 FORMAT(/3X, ' RESULTADO APOS', I4, ' ITERACOES',/)
200 FORMAT(4X, ' VARIABEL', 9X, ' VALOR', I2X, ' VARIACAO',/)
210 FORMAT(I10,2F20.5)
END
```

SUBROTINA EQS

SUBROUTINE EQS (NVAR, ITER, V, R)

DIMENSION V(50), R(50)

SIMULACAO DA UNIDADE CONDENSADORA - COMPRESSOR / CONDENSADOR

NOTAS EXPLICATIVAS

V(1) = QCD, CAPACIDADE DO CONDENSADOR, W

V(2) = TA, TEMPERATURA AMBIENTE, C

V(3) = TC, TEMPERATURA DE CONDENSACAO, C

V(4) = QCP, CAPACIDADE DO COMPRESSOR, W

V(5) = TE, TEMPERATURA DE EVAPORACAO, C

V(6) = PCP, POTENCIA DO COMPRESSOR, W

IDENTIFICACAO DAS VARIABEIS

IF (ITER - 1) 10, 10, 20

10 WRITE (*,220)

220 FORMAT(/ ' IDENTIFICACAO DAS VARIABEIS',/)

WRITE (*,230)

230 FORMAT(' VAR(1) = QCD')

WRITE (*,240)

240 FORMAT(' VAR(2) = TA')

WRITE (*,250)

250 FORMAT(' VAR(3) = TC')

WRITE (*,260)

260 FORMAT(' VAR(4) = QCP')

WRITE (*,270)

270 FORMAT(' VAR(5) = TE')

WRITE (*,280)

280 FORMAT(' VAR(6) = PCP')



```
C      FUNCDOES                                     220
20  R(1) = -385.8219 + 156.7965 * V(3) + 0.000237 * V(3) * V(3) - 123.2733 * V(2) +
    10.192476 * V(2) * V(2) - 1.156646 * V(3) * V(2) - 0.000014 * V(3) * V(3) * V(2) +
    10.009181 * V(3) * V(2) * V(2) + 0.0 * V(3) * V(3) * V(2) * V(2) - V(1)
    R(2) = +2363.151 + 103.3966 * V(5) - 0.356379 * V(5) * V(5) - 27.49419 * V(3) +
    10.05583 * V(3) * V(3) - 0.756755 * V(5) * V(3) + 0.079337 * V(5) * V(5) * V(3) -
    10.002142 * V(5) * V(3) * V(3) - 0.001004 * V(5) * V(5) * V(3) * V(3) - V(4)
    R(3) = +663.2675 - 3.265008 * V(5) - 0.446119 * V(5) * V(5) + 0.238812 * V(3) +
    10.01969 * V(3) * V(3) + 0.249278 * V(5) * V(3) + 0.012984 * V(5) * V(5) * V(3) -
    10.002091 * V(5) * V(3) * V(3) - 0.000126 * V(5) * V(5) * V(3) * V(3) - V(6)
    R(4) = V(4) + V(6) - V(1)
    R(5) = V(2) - 30.
    R(6) = V(5) - 10.
    RETURN
    END

C
C      SUBROTINA  DIPAR
C      SUBROUTINE DIPAR (NVAR, V, R, DP)
C      DIMENSION  V(60), R(60), DP(60,60), VD(60), RD(60)

C
C      NOTAS EXPLICATIVAS
C      DV = INCREMENTO DA VARIÁVEL
C      VD = V + DELTA  V = V + V * DV
C      RD = R EVALUADO EM VD
C      A DERIVADA PARCIAL EH (RD - R)/(V * DV)
C
C      DV = 0.001
C      TOMANDO VALORES DE VD = V
C      DO 10 K = 1, NVAR
10   VD(K) = V(K)
C      DO 30 J = 1, NVAR
C
C      SOMANDO DELTA A VD(J)
C      VD(J) = (1. + DV) * V(J)
C      CALL EQS (NVAR, 6, VD, RD)
C      DO 20 I = 1, NVAR
C      DP(I, J) = (RD(I) - R(I))/(V(J) * DV)
20  CONTINUE
C
C      VOLTANDO O VALOR DE VD(J) AO V(J)
C      VD(J) = V(J)
30  CONTINUE
C      RETURN
C      END

C
C      SUBROTINA  GAUSS
C      SUBROUTINE GAUSS (A, B, X, N)

C
C      RESOLUCAO DAS EQUACOES PELO METODO DA ELIMINACAO DE GAUSS
C      DIMENSION  A(60,60), X(60), B(60), BC(60)
C      IND = 0

C
C      INICIO DO PROCESSO DA ELIMINACAO
C      DO 75 K = 1, N

C
C      PROCESSO DA PIVOTACAO
C      IF (ABS(A(K,K)) - 0.1E-6) 10, 10, 50
10   IF (K - N) 15, 30, 30
15   M = K + 1
20   IF (ABS(A(M,K)) - 0.1E-6) 25, 25, 40

C
C      VERIFICACAO DA SINGULARIDADE
25  IF (M - N) 35, 30, 30
30  WRITE (*, 290)
290  FORMAT(/, ' O SISTEMA EH SINGULAR ', /)
```



GO TO 20

C
C

TROCANDO AS LINHAS M . K

```
40 BC(K) = B (K)
   B (K) = B (M)
   B (M) = BC(K)
   DO 45 J = K,N
   CC = A(K,J)
   A(K,J)= A(M,J)
   A(M,J)= CC
```

45 CONTINUE

C
C

PROCESSO DA ELIMINACAO

```
50 KMAIS = K + 1
   IF (K - N) 55, 70, 70
55 DO 65 I = KMAIS,N
   B(I) = B(I) - B(K) * A(I,K)/A(K,K)
   ACP = A(I,K)
   DO 60 J =K,N
   A(I,J) = A(I,J) - A(K,J) * ACP/A(K,K)
60 CONTINUE
65 CONTINUE
70 CONTINUE
75 CONTINUE
```

C
C

RETROSSUBSTITUICAO

```
   L = N
80 SOMA = 0.0
   IF (L - N) 85, 95, 95
85 LMAIS = L + 1
   DO 90 J = LMAIS,N
   SOMA = SOMA + A(L,J) * X(J)
90 CONTINUE
95 CONTINUE
   X(L) = (B(L) - SOMA)/A(L,L)
   IF (L - 1) 105, 105, 100
100 L = L - 1
   GO TO 80
105 RETURN
END
```

UNIDADE FERRO-FERRO COM COIFA

PROGRAMA PARA SIMULACAO DE UNIDADE CONDENSADORA
RESFRIADA A AR, EM REGIME PERMANENTE, UTILIZANDO
O METODO DE NEWTON-RAPHSON

ENTRE COM O NUMERO DE VARIAVEIS, A PRECISAO E A ITERACAO MAXIMA DESEJADA

6 .00001 20

NUMERO DE VARIAVEIS = 6
PRECISAO = .000010
ITERACAO MAXIMA = 20

ENTRE COM O NUMERO DA VARIABEL E SEU CHUTE INICIAL

1	3500
2	35
3	60
4	1500
5	6
6	500

1	3500.00000
2	35.00000
3	60.00000
4	1500.00000
5	6.00000
6	500.00000

IDENTIFICACAO DAS VARIAVEIS

VAR(1) = QCD
VAR(2) = TA
VAR(3) = TC
VAR(4) = QCF
VAR(5) = TE
VAR(6) = PCF

RESULTADO APOS 4 ITERACOES

VARIABEL	VALOR	VARIACAO
1	2595.69300	.01757
2	30.00000	.00000
3	49.91516	.00014
4	1842.96300	.01431
5	10.00000	.00000
6	752.73040	.00386

A:\>

UNIDADE FERRO-FERRO COM COIFA

PROGRAMA PARA SIMULACAO DE UNIDADE CONDENSADORA
RESFRIADA A AR, EM REGIME PERMANENTE, UTILIZANDO
O METODO DE NEWTON-RAPHSON

ENTRE COM O NUMERO DE VARIAVEIS, A PRECISAO E A ITERACAO MAXIMA DESEJADA

6 .00001 20

NUMERO DE VARIAVEIS = 6
PRECISAO = .000010
ITERACAO MAXIMA = 20

ENTRE COM O NUMERO DA VARIABEL E SEU CHUTE INICIAL

1	3500
2	35
3	60
4	1500
5	6
6	500

1	3500.00000
2	35.00000
3	60.00000
4	1500.00000
5	6.00000
6	500.00000

IDENTIFICACAO DAS VARIAVEIS

VAR(1)	=	QCD
VAR(2)	=	TA
VAR(3)	=	TC
VAR(4)	=	QCF
VAR(5)	=	TE
VAR(6)	=	PCF

RESULTADO APOS 4 ITERACOES

VARIABEL	VALOR	VARIACAO
1	1423.13100	.00045
2	30.00000	.00000
3	40.91922	.00000
4	764.04330	.00103
5	-10.00000	.00000
6	659.08730	-.00381

A:\>

UNIDADE FERRO-FERRO COM COIFA

PROGRAMA PARA SIMULACAO DE UNIDADE CONDENSADORA
RESFRIADA A AR, EM REGIME PERMANENTE, UTILIZANDO
O METODO DE NEWTON-RAPHSON

ENTRE COM O NUMERO DE VARIAVEIS, A PRECISAO E A ITERACAO MAXIMA DESEJADA

6 .00001 20

NUMERO DE VARIAVEIS = 6
PRECISAO = .000010
ITERACAO MAXIMA = 20

ENTRE COM O NUMERO DA VARIABEL E SEU CHUTE INICIAL

1 3500
2 35
3 60
4 1500
5 6
6 500

1 3500.00000
2 35.00000
3 60.00000
4 1500.00000
5 6.00000
6 500.00000

IDENTIFICACAO DAS VARIAVEIS

VAR(1) = QCD
VAR(2) = TA
VAR(3) = TC
VAR(4) = QCF
VAR(5) = TE
VAR(6) = PCF

RESULTADO APOS 4 ITERACOES

VARIABEL	VALOR	VARIACAO
1	2458.58900	.00409
2	35.00000	.00000
3	54.27960	.00003
4	1694.55500	.00428
5	10.00000	.00000
6	764.03440	.00121

A:\>

UNIDADE FERRO-FERRO COM COIFA

PROGRAMA PARA SIMULACAO DE UNIDADE CONDENSADORA
RESFRIADA A AR, EM REGIME PERMANENTE, UTILIZANDO
O METODO DE NEWTON-RAPHSON

ENTRE COM O NUMERO DE VARIAVEIS, A PRECISAO E A ITERACAO MAXIMA DESEJADA

6 .00001 20

NUMERO DE VARIAVEIS = 6
PRECISAO = .000010
ITERACAO MAXIMA = 20

ENTRE COM O NUMERO DA VARIABEL E SEU CHUTE INICIAL

6	3500
2	35
3	60
4	1500
5	6
6	500
1	3500.00000
2	35.00000
3	60.00000
4	1500.00000
5	6.00000
6	500.00000

IDENTIFICACAO DAS VARIAVEIS

VAR(1) = QCD
VAR(2) = TA
VAR(3) = TC
VAR(4) = QCP
VAR(5) = TE
VAR(6) = PCP

RESULTADO APOS 4 ITERACOES

VARIAVEL	VALDR	VARIACAO
1	1363.33800	-.00004
2	35.00000	.00000
3	45.69177	.00000
4	697.23720	.00064
5	-10.00000	.00000
6	666.10080	-.00122

A:\>

UNIDADE COBRE-ALUMÍNIO SEM COIPA

PROGRAMA PARA SIMULACAO DE UNIDADE CONDENSADORA
RESFRIADA A AR, EM REGIME PERMANENTE, UTILIZANDO
O METODO DE NEWTON-RAPHSON

ENTRE COM O NUMERO DE VARIAVEIS, A PRECISAO E A ITERACAO MAXIMA DESEJADA

6 .00001 20

NUMERO DE VARIAVEIS = 6
PRECISAO = .000010
ITERACAO MAXIMA = 20

ENTRE COM O NUMERO DA VARIABEL E SEU CHUTE INICIAL

1	3500
2	35
3	60
4	1500
5	6
6	500

1	3500.00000
2	35.00000
3	60.00000
4	1500.00000
5	6.00000
6	500.00000

IDENTIFICACAO DAS VARIAVEIS

VAR(1)	=	QCD
VAR(2)	=	TA
VAR(3)	=	TC
VAR(4)	=	QCP
VAR(5)	=	TE
VAR(6)	=	PCP

RESULTADO APOS 5 ITERACOES

VARIAVEL	VALOR	VARIACAO
1	2486.87700	.00003
2	30.00000	.00000
3	51.67733	.00000
4	1692.40100	.00007
5	10.00000	.00000
6	794.47610	.00002

A:\>

UNIDADE COBRE-ALUMÍNIO SEM COIFA

PROGRAMA PARA SIMULACAO DE UNIDADE CONDENSADORA
RESFRIADA A AR, EM REGIME PERMANENTE, UTILIZANDO
O METODO DE NEWTON-RAPHSON

ENTRE COM O NUMERO DE VARIAVEIS, A PRECISAO E A ITERACAO MAXIMA DESEJADA

6 .00001 20

NUMERO DE VARIAVEIS = 6
PRECISAO = .000010
ITERACAO MAXIMA = 20

ENTRE COM O NUMERO DA VARIABEL E SEU CHUTE INICIAL

1	3500
2	35
3	60
4	1500
5	6
6	500

1	3500.00000
2	35.00000
3	60.00000
4	1500.00000
5	6.00000
6	500.00000

IDENTIFICACAO DAS VARIAVEIS

VAR(1)	=	QCD
VAR(2)	=	TA
VAR(3)	=	TC
VAR(4)	=	QCF
VAR(5)	=	TE
VAR(6)	=	PCF

RESULTADO APOS 5 ITERACOES

VARIABEL	VALOR	VARIACAO
1	1405.96000	-.00003
2	30.00000	.00000
3	42.25550	.00000
4	743.90520	.00005
5	-10.00000	.00000
6	662.05520	-.00001

A:\>

UNIDADE COBRE-ALUMÍNIO SEM COIFA

PROGRAMA PARA SIMULACAO DE UNIDADE CONDENSADORA
RESFRIADA A AR, EM REGIME PERMANENTE, UTILIZANDO
O METODO DE NEWTON-RAPHSON

ENTRE COM O NUMERO DE VARIAVEIS, A PRECISAO E A ITERACAO MAXIMA DESEJADA

6 .00001 20

NUMERO DE VARIAVEIS = 6
PRECISAO = .000010
ITERACAO MAXIMA = 20

ENTRE COM O NUMERO DA VARIABEL E SEU CHUTE INICIAL

1	3500
2	35
3	60
4	1500
5	6
6	500

1	3500.00000
2	35.00000
3	60.00000
4	1500.00000
5	6.00000
6	500.00000

IDENTIFICACAO DAS VARIAVEIS

VAR(1) = QCD
VAR(2) = TA
VAR(3) = TC
VAR(4) = QCP
VAR(5) = TE
VAR(6) = PCP

RESULTADO APOS 5 ITERACOES

VARIABEL	VALOR	VARIACAO
1	2331.53200	.00002
2	35.00000	.00000
3	55.58787	.00000
4	1526.09600	.00005
5	10.00000	.00000
6	805.43600	.00003

A:\>

UNIDADE COBRE-ALUMÍNIO SEM COIFA

PROGRAMA PARA SIMULACAO DE UNIDADE CONDENSADORA
RESFRIADA A AR, EM REGIME PERMANENTE, UTILIZANDO
O METODO DE NEWTON-RAPHSON

ENTRE COM O NUMERO DE VARIAVEIS, A PRECISAO E A ITERACAO MAXIMA DESEJADA

6 .00001 20

NUMERO DE VARIAVEIS = 6
PRECISAO = .000010
ITERACAO MAXIMA = 20

ENTRE COM O NUMERO DA VARIABEL E SEU CHUTE INICIAL

1	3500
2	35
3	60
4	1500
5	6
6	500

1	3500.00000
2	35.00000
3	60.00000
4	1500.00000
5	6.00000
6	500.00000

IDENTIFICACAO DAS VARIAVEIS

VAR(1)	=	QCD
VAR(2)	=	TA
VAR(3)	=	TC
VAR(4)	=	QCP
VAR(5)	=	TE
VAR(6)	=	PCP

RESULTADO APOS 5 ITERACOES

VARIABEL	VALOR	VARIACAO
1	1354.93800	.00006
2	35.00000	.00000
3	46.96468	.00000
4	683.78440	.00000
5	-10.00000	.00000
6	671.15330	.00000

A:\>

UNIDADE COBRE-FERRO COM COIFA

PROGRAMA PARA SIMULACAO DE UNIDADE CONDENSADORA
RESFRIADA A AR, EM REGIME PERMANENTE, UTILIZANDO
O METODO DE NEWTON-RAPHSON

ENTRE COM O NUMERO DE VARIAVEIS, A PRECISAO E A ITERACAO MAXIMA DESEJADA

6 .00001 20

NUMERO DE VARIAVEIS = 6
PRECISAO = .000010
ITERACAO MAXIMA = 20

ENTRE COM O NUMERO DA VARIABEL E SEU CHUTE INICIAL

1	3500
2	35
3	60
4	1500
5	6
6	500

1	3500.00000
2	35.00000
3	60.00000
4	1500.00000
5	6.00000
6	500.00000

IDENTIFICACAO DAS VARIAVEIS

VAR(1)	=	QCD
VAR(2)	=	TA
VAR(3)	=	TC
VAR(4)	=	QCP
VAR(5)	=	TE
VAR(6)	=	PCP

RESULTADO APOS 5 ITERACOES

VARIABEL	VALDR	VARIACAO
1	1224.65600	.00006
2	30.00000	.00000
3	44.21750	.00000
4	535.97470	-.00001
5	-10.00000	.00000
6	688.68130	.00001

A:\>

UNIDADE COBRE-FERRO COM COIFA

PROGRAMA PARA SIMULACAO DE UNIDADE CONDENSADORA
RESFRIADA A AR, EM REGIME PERMANENTE, UTILIZANDO
O METODO DE NEWTON-RAPHSON

ENTRE COM O NUMERO DE VARIAVEIS, A PRECISAO E A ITERACAO MAXIMA DESEJADA

6 .00001 20

NUMERO DE VARIAVEIS = 6
PRECISAO = .000010
ITERACAO MAXIMA = 20

ENTRE COM O NUMERO DA VARIABEL E SEU CHUTE INICIAL

1	3500
2	35
3	60
4	1500
5	6
6	500

1	3500.00000
2	35.00000
3	60.00000
4	1500.00000
5	6.00000
6	500.00000

IDENTIFICACAO DAS VARIAVEIS

VAR(1) = QCD
VAR(2) = TA
VAR(3) = TC
VAR(4) = QCF
VAR(5) = TE
VAR(6) = PCF

RESULTADO APOS 4 ITERACOES

VARIABEL	VALOR	VARIACAO
1	2143.45700	-.00979
2	30.00000	.00000
3	54.88390	-.00009
4	1290.34500	-.00748
5	10.00000	.00000
6	853.11220	.00141

A:\>

UNIDADE COBRE-FERRO COM COIFA

PROGRAMA PARA SIMULACAO DE UNIDADE CONDENSADORA
RESFRIADA A AR, EM REGIME PERMANENTE, UTILIZANDO
O METODO DE NEWTON-RAPHSON

ENTRE COM O NUMERO DE VARIAVEIS, A PRECISAO E A ITERACAO MAXIMA DESEJADA

5 .00001 20

NUMERO DE VARIAVEIS = 6
PRECISAO = .000010
ITERACAO MAXIMA = 20

ENTRE COM O NUMERO DA VARIABEL E SEU CHUTE INICIAL

1	3500
2	35
3	60
4	1500
5	6
6	500

1	3500.00000
2	35.00000
3	60.00000
4	1500.00000
5	6.00000
6	500.00000

IDENTIFICACAO DAS VARIAVEIS

VAR(1)	=	QCD
VAR(2)	=	TA
VAR(3)	=	TC
VAR(4)	=	QCP
VAR(5)	=	TE
VAR(6)	=	PCP

RESULTADO APOS 4 ITERACOES

VARIABEL	VALOR	VARIACAO
1	2022.51400	-.00077
2	35.00000	.00000
3	59.83401	-.00001
4	1160.89400	-.00111
5	10.00000	.00000
6	861.61990	.00010

A:\>

UNIDADE COBRE-FERRO COM COIFA

PROGRAMA PARA SIMULACAO DE UNIDADE CONDENSADORA
RESFRIADA A AR, EM REGIME PERMANENTE, UTILIZANDO
O METODO DE NEWTON-RAPHSON

ENTRE COM O NUMERO DE VARIAVEIS, A PRECISAO E A ITERACAO MAXIMA DESEJADA

6 .00001 20

NUMERO DE VARIAVEIS = 6
PRECISAO = .000010
ITERACAO MAXIMA = 20

ENTRE COM O NUMERO DA VARIABEL E SEU CHUTE INICIAL

1 3500
2 35
3 60
4 1500
5 6
6 500

1 3500.00000
2 35.00000
3 60.00000
4 1500.00000
5 6.00000
6 500.00000

IDENTIFICACAO DAS VARIAVEIS

VAR(1) = QCD
VAR(2) = TA
VAR(3) = TC
VAR(4) = QCP
VAR(5) = TE
VAR(6) = PCP

RESULTADO APOS 4 ITERACOES

VARIAVEL	VALOR	VARIACAO
1	1190.24900	-.00015
2	35.00000	.00000
3	49.61540	.00000
4	494.11090	-.00074
5	-10.00000	.00000
6	696.13850	-.00091

A:\>

UNIDADE COBRE-FERRO SEM COIFA

PROGRAMA PARA SIMULACAO DE UNIDADE CONDENSADORA
RESFRIADA A AR, EM REGIME PERMANENTE, UTILIZANDO
O METODO DE NEWTON-RAPHSON

ENTRE COM O NUMERO DE VARIAVEIS, A PRECISAO E A ITERACAO MAXIMA DESEJADA

6 .00001 20

NUMERO DE VARIAVEIS = 6
PRECISAO = .000010
ITERACAO MAXIMA = 20

ENTRE COM O NUMERO DA VARIABEL E SEU CHUTE INICIAL

1	3500
2	35
3	60
4	1500
5	6
6	500

1	3500.00000
2	35.00000
3	60.00000
4	1500.00000
5	6.00000
6	500.00000

IDENTIFICACAO DAS VARIAVEIS

VAR(1)	=	QCD
VAR(2)	=	TA
VAR(3)	=	TC
VAR(4)	=	QCF
VAR(5)	=	TE
VAR(6)	=	PCF

RESULTADO APOS 4 ITERACOES

VARIAVEL	VALOR	VARIACAO
1	1908.64900	-.00730
2	30.00000	.00000
3	53.67109	-.00010
4	1052.84400	-.00666
5	10.00000	.00000
6	855.80470	-.00083

A. \)

UNIDADE COBRE-FERRO SEM COIFA

PROGRAMA PARA SIMULACAO DE UNIDADE CONDENSADORA
RESFRIADA A AR, EM REGIME PERMANENTE, UTILIZANDO
O METODO DE NEWTON-RAPHSON

ENTRE COM O NUMERO DE VARIAVEIS, A PRECISAO E A ITERACAO MAXIMA DESEJADA

6 .00001 20

NUMERO DE VARIAVEIS = 6
PRECISAO = .000010
ITERACAO MAXIMA = 20

ENTRE COM O NUMERO DA VARIAVEL E SEU CHUTE INICIAL

1	3500
2	35
3	60
4	1500
5	6
6	500

1	3500.00000
2	35.00000
3	60.00000
4	1500.00000
5	6.00000
6	500.00000

IDENTIFICACAO DAS VARIAVEIS

VAR(1)	=	QCD
VAR(2)	=	TA
VAR(3)	=	TC
VAR(4)	=	QCF
VAR(5)	=	TE
VAR(6)	=	PCP

RESULTADO APOS 5 ITERACOES

VARIAVEL	VALOR	VARIACAO
1	1077.62200	.00003
2	30.00000	.00000
3	43.36436	.00000
4	383.18240	-.00001
5	-10.00000	.00000
6	694.43980	.00002

A:1)

UNIDADE COBRE-FERRO SEM COIFA

PROGRAMA PARA SIMULACAO DE UNIDADE CONDENSADORA
RESFRIADA A AR, EM REGIME PERMANENTE, UTILIZANDO
O METODO DE NEWTON-RAPHSON

ENTRE COM O NUMERO DE VARIAVEIS, A PRECISAO E A ITERACAO MAXIMA DESEJADA

6 .00001 20

NUMERO DE VARIAVEIS = 6
PRECISAO = .000010
ITERACAO MAXIMA = 20

ENTRE COM O NUMERO DA VARIABEL E SEU CHUTE INICIAL

1	3500
2	35
3	60
4	1500
5	6
6	500

1	3500.00000
2	35.00000
3	60.00000
4	1500.00000
5	6.00000
6	500.00000

IDENTIFICACAO DAS VARIAVEIS

VAR(1)	=	QCD
VAR(2)	=	TA
VAR(3)	=	TC
VAR(4)	=	QCP
VAR(5)	=	TE
VAR(6)	=	PCP

RESULTADO APÓS 4 ITERACOES

VARIABEL	VALOR	VARIACAO
1	1738.21100	-.00123
2	35.00000	.00000
3	58.54982	-.00001
4	869.43360	-.00063
5	10.00000	.00000
6	868.77750	-.00012