

PEDRO IGNACIO MILLÁN

SISTEMAS CONVENCIONAL E INDIRETO DE COMPRESSÃO  
MECÂNICA DE VAPOR; APLICAÇÕES NOS CONJUNTOS DE EVAPORAÇÃO  
PARA CONCENTRAÇÃO DE LICOR NEGRO

Dissertação de Mestrado apresentada à  
Escola Politécnica da Universidade de  
São Paulo para obtenção do grau de  
Mestre em Engenharia.

SÃO PAULO, 1984.

CONSULTA  
FD-630

FD-630

PEDRO IGNACIO MILLÁN

Engenheiro Eletromecânico, Orientação Mecânica,  
Universidad de Buenos Aires, 1974.

SISTEMAS CONVENCIONAL E INDIRETO DE COMPRESSÃO MECÂNICA  
DE VAPOR; APLICAÇÕES NOS CONJUNTOS DE EVAPORAÇÃO PARA  
CONCENTRAÇÃO DE LICOR NEGRO.

Dissertação de Mestrado apresentada à  
Escola Politécnica da Universidade de  
São Paulo para obtenção do grau de  
Mestre em Engenharia.

Orientador: Prof.Dr.Clemente Greco  
Professor do Departamento  
de Engenharia Mecânica  
da EPUSP.

SÃO PAULO, 1984.

DEDICATÓRIA

A

Fernanda Paula,  
Daniela Cristina,  
Maria del Carmen,  
Angela Esther.



## AGRADECIMENTOS

Ao professor Dr. Clemente Greco, pela orientação, colaboração e contribuições fornecidas não só na elaboração do presente trabalho mas também ao longo de todo o meu programa de Mestrado.

Ao professor Dr. Luis Novaes Ferreira França pelo incentivo constante para execução desta Dissertação.

Aos Professores Dr. Eitaro Yamane e Dr. José Maria Saiz Jabardo pelas suas contribuições na elaboração deste trabalho.

Ao Engenheiro Marco Antonio Soares de Paiva pelo seu inestimável auxílio, em diversas etapas, principalmente no processamento de dados.

Aos Engenheiros Ademar Hakuo Ushima, Aluísio de Oliveira Marcondes Filho, Sílvio de Oliveira Júnior, Clayton Dimas Fernandes e José Manoel Martins Leites, pela valiosa colaboração prestada.

A Sra. Iara Namba pela sua expressiva cooperação.

A todos os amigos do Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP e do Agrupamento de Engenharia Térmica do IPT que contribuíram de alguma forma na realização deste trabalho.



## RESUMO

O trabalho estuda a compressão mecânica de vapor aplicada aos sistemas de evaporação para concentração de licor negro das fábricas de celulose, processo Kraft. Junto com o sistema convencional, em circuito aberto é apresentado um sistema inédito, chamado de Sistema Indireto de Compressão Mecânica de Vapor. No sistema indireto o vapor d'água é substituído por um fluido de trabalho que pode ser um hidrocarboneto alogenado. Neste caso foi escolhido o fluido R114 que apresenta, em relação ao vapor d'água e para uma mesma carga térmica no condensador, vazões em volume bastante inferiores na sucção do compressor, permitindo uma significativa diminuição do tamanho do mesmo. São incluídas análises sobre as vantagens e desvantagens de ambos os sistemas (convencional e indireto) e uma comparação relativa entre os mesmos. É incorporada uma série de equações para cálculo numérico visando a avaliação de propriedades termodinâmicas de diferentes fluidos ( $H_2O$  e hidrocarbonetos halogenados) para permitir a quantificação rápida e precisa dos principais parâmetros característicos do ciclo das bombas térmicas por compressão de vapor. O trabalho é completado com algumas informações correspondentes ao processo Kraft de fabricação de Celulose, aos sistemas de evaporação para concentração de licor negro e aos ciclos de bomba térmica.

## ABSTRACT

This thesis analyses the industrial mechanical vapor re\_ compression system, applied to black liquor concentration evaporators in kraft pulp mills . The conventional open cycle system is studied and an unpublished system, called "Indirect System of Mechani\_ cal Vapor Compression", is proposed. In the indirect system, steam is substituted by another working fluid, as a halocarbon compound. In this case, the selected fluid is R114, that pre\_ sents much smaller volumetric flow rates than steam, for the same heating load in the heat pump condenser, allowing an expressive reduction in the compressor size. Several analysis about the advantages and disadvantages of both systems (conventional and indirect) are included, as well as equations to evaluate the thermodynamical properties of different fluids ( $H_2O$  and halo\_ carbon compounds). These equations permit to quantify, quickly and exactly, the main parameters of heat pump vapor compression cycles. The work is complemented with some informations about the kraft process of pulp manufacturing, evaporation systems for black liquor concentration and heat pump cycles.

# Í N D I C E

	<u>Pág.</u>
Notação .....	I
Lista de Figuras .....	IX
Lista de Tabelas .....	XIV
Capítulo 1 Introdução .....	1.1
Capítulo 2 Processo Kraft para fabricação de Celulose e Processos de Fabricação de Papel .....	2.1
2.1 Introdução .....	2.1
2.2 Generalidades .....	2.1
2.3 Preparação da Matéria-Prima .....	2.2
2.4 Polpação .....	2.3
2.5 Recuperação dos Produtos Químicos .....	2.5
2.6 Branqueamento da Celulose .....	2.8
2.7 Fabricação do Papel .....	2.10
Capítulo 3 Evaporadores para Concentração de Licor Negro. ....	3.1
3.1 Introdução .....	3.1
3.2 Tipo de Evaporadores .....	3.1
3.3 Propriedades do Licor Negro .....	3.5
3.4 Número Ótimo de Efeitos na Evaporação .....	3.8
3.5 Salto Térmico Global .....	3.14
3.6 Formas de Alimentação nos Evaporadores de Múltiplo Efeito .....	3.16
3.7 Transferência de Calor em Evaporadores.....	3.22
3.8 Balanços de Massa e Energia nos Evaporadores de Múltiplo Efeito .....	3.25
3.9 Possíveis Melhorias nos Evaporadores para Concentra_ ção de Licor Negro .....	3.30
3.9.1 Aproveitamento da água de condensação do vapor efluente do último efeito .....	3.31



3.9.2	Retirada lateral de vapor num efeito intermediário .....	3.32
3.9.3	Melhorias no sistema de vácuo .....	3.33
3.9.4	Aumento do número de efeitos .....	3.34
3.9.5	Limpeza dos tubos dos evaporadores .....	3.34
3.9.6	Utilização de evaporadores do tipo "falling-film" para concentração do licor negro .....	3.34
3.9.7	Recuperação de calor do condensado e da solução concentrada .....	3.37
3.9.8	Utilização de termocompressão .....	3.38
3.9.9	Otimização da alimentação e do sistema de fluxos interiores de licor, vapor e condensado .....	3.40
3.9.10	Coluna de evaporação Lockman .....	3.43
Capítulo 4 Bombas Térmicas .....		4.1
4.1	Introdução .....	4.1
4.2	Conceitos Termodinâmicos Básicos .....	4.2
4.3	Possíveis Ciclos .....	4.4
4.4	Coeficientes de Operação das Bombas Térmicas por Compressão Mecânica de Vapor .....	4.7
4.4.1	Temperaturas de condensação e evaporação ...	4.10
4.4.2	Subresfriamento de líquido .....	4.11
4.4.3	Superaquecimento do vapor .....	4.12
4.4.4	Rendimento do compressor .....	4.15
4.4.5	Motor elétrico .....	4.17
4.5	Fluidos de Trabalho .....	4.18
4.5.1	Pressões de condensação e evaporação .....	4.19
4.5.2	Temperatura crítica .....	4.20
4.5.3	Entalpia de vaporização.....	4.20
4.5.4	Temperatura máxima do ciclo .....	4.20
4.5.5	Coeficientes de transferência de calor .....	4.21
4.5.6	Estabilidade térmica do fluido .....	4.21
4.5.7	Compatibilidade com óleos lubrificantes e outros materiais .....	4.22

4.5.8	Critérios de segurança .....	4.24
4.5.9	Outras características .....	4.25
4.5.10	Comparação de coeficientes de operação para diversos fluidos .....	4.30
4.6	Cálculo Numérico de Propriedades Termodinâmicas para ciclos de BT .....	4.33
4.7	Escolha do Fluido de Trabalho .....	4.36
Capítulo 5 Compressão Mecânica de Vapor; Sistema Conven_		
	cional e Indireto .....	5.1
5.1	Introdução .....	5.1
5.2	Generalidades .....	5.2
5.3	Compressão Mecânica de Vapor em Evaporadores de Múltiplo Efeito para Concentração de Licor Negro .	5.8
5.3.1	Aumento do número de efeitos .....	5.15
5.3.2	CMV no sistema de evaporação convencional de 4 efeitos .....	5.18
5.3.3	CMV no sistema de evaporação de 6 efeitos ..	5.22
5.3.4	CMV na preconcentração .....	5.27
5.3.5	CMV com alimentação do vapor em paralelo ...	5.31
5.4	Sistema Indireto de Compressão Mecânica de Vapor ..	5.35
5.4.1	Vantagens do sistema indireto de CMV .....	5.36
5.4.2	Desvantagens do sistema indireto de CMV ....	5.42
5.5	Exemplo de Aplicação do Sistema Indireto de Compres_	
	são Mecânica de Vapor na Concentração do Licor	
	Negro .....	5.46
5.6	Considerações Adicionais .....	5.52
5.7	Considerações Econômicas .....	5.54
Anexo A Transferência de Calor em Evaporadores de		
	Tubos Longos Verticais .....	A.1

Anexo B	Considerações sobre o Aumento do Número de Efeitos e a Utilização de Termocompressão em Evaporadores .....	B.1
Anexo C	Considerações Termodinâmicas sobre a Eficiência das Bombas Térmicas Utilizando o Conceito de Rendimento Exergético .....	C.1
Anexo D	Possíveis Ciclos de Bomba Térmica .....	D.1
Anexo E	Cálculo Numérico de Propriedades Termodinâmicas de Hidrocarbonetos Alogenados e Vapor d'água .....	E.1
Anexo F	Influência do Gás nas Características dos Compressores Centrífugos .....	F.1



Notação

- $A$  = área  
 $A_{L_L}$  = área da seção transversal do fluxo do líquido condensado na parede externa de um tubo vertical à distância  $L$  do extremo superior do mesmo  
 $a_i, a_j$  ..... constantes das equações do Anexo A  
 $b$  = espessura  
 $C$  = fração em massa de sólidos no licor negro  
 $C_1$  = velocidade absoluta de um fluido na entrada do rotor de um compressor centrífugo  
 $C_c$  = fração em massa de sólidos no licor negro concentrado  
 $C_f$  = fração em massa de sólidos no licor negro fraco  
 $C_{ie}$  = fração em massa de sólidos no licor na entrada do efeito "i" de um evaporador de múltiplo efeito  
 $C_{is}$  = fração em massa de sólidos no licor negro na saída do efeito "i" de um evaporador de múltiplo efeito  
 $C_p$  = capacidade calorífica a pressão constante  
 $c_p$  = calor específico a pressão constante  
 $c_v$  = calor específico a volume constante  
 $D_L$  = diâmetro hidráulico do escoamento de condensado sobre a parede exterior de um tubo vertical a uma distância  $L$  do extremo superior do mesmo  
 $E$  = energia  
 $f_i$  = fração perdida do calor transferido no efeito i de um evaporador de múltiplo efeito

- $G$  = função de Gibbs  
 $g$  = aceleração da gravidade normal  
 $\bar{g}_A$  = função de Gibbs molar da espécie A  
 $\bar{g}_f^0$  = função de Gibbs molar de formação  
 $H$  = entalpia  
 $h$  = entalpia específica  
 $\bar{h}_f^0$  = entalpia molar de formação  
 $h_{\ell v}$  = entalpia de vaporização  
 $i$  = intensidade de corrente elétrica  
 $K$  = condutibilidade térmica  
 $K_\ell$  = condutibilidade térmica de um líquido  
 $k$  = relação entre os calores específicos a pressão e volume constante  
 $L$  = comprimento  
 $L_c$  = vazão em massa de licor concentrado  
 $L_f$  = vazão em massa de licor fraco  
 $L_i$  = vazão em massa de licor negro  
 $L_{ie}$  = idem na entrada do efeito "i" de um evaporador de múltiplo efeito  
 $L_{is}$  = vazão em massa de licor negro na saída do efeito "i" de um evaporador de múltiplo efeito  
 $m$  = massa  
 $\dot{m}$  = vazão em massa

$\dot{m}_a$	= vazão em massa de água evaporada
$\dot{m}_o$	= vazão em massa de vapor "vivo"
$\dot{m}_r$	= vazão em massa de vapor "vivo" de reposição
N	= número de efeitos num conjunto de evaporadores de múltiplo efeito
$n_A$	= número de moles da espécie A
$n_i$	= $1 - f_i$ , fração aproveitada do calor transferido no efeito i de um evaporador de múltiplo efeito
P	= investimento ou custo
p	= pressão
$p_o$	= pressão da atmosfera
Q	= calor trocado ou resultado de uma interação de <u>trans</u> ferência de calor
$Q_R$	= calor trocado num processo reversível
$\dot{Q}$	= calor trocado por unidade de tempo
$\dot{Q}_p$	= perdas de calor por unidade de tempo por convecção e radiação
R	= resistência elétrica
$R_a$	= relação de arraste num ejetor (massa de vapor "arras <u>tado</u> " por unidade de massa de vapor "motor")
$R_e$	= número de Reynolds
$R_i$	= fluido refrigerante de número "i", por exemplo R12
$R_i$	= resistência térmica por unidade de área para uma incrustação interna a um tubo cilíndrico



$R_{ex}$	= idem para uma incrustação externa
$r$	= raio
$r_i$	= raio interno
$r_e$	= raio externo
$r_p$	= relação entre as pressões de descarga e sucção de um compressor
$S$	= entropia
$s$	= entropia específica
$T$	= temperatura absoluta
$T_e$	= temperatura absoluta de ebulição
$T_H$	= temperatura da fonte térmica de temperatura superior
$T_L$	= temperatura da fonte térmica de temperatura inferior
$\bar{T}_k$	= valor médio logarítmico da temperatura absoluta de um corpo $k$ , definida pela equação (4.9)
$t$	= temperatura (escala Celsius)
$t_i$	= temperatura de saturação d'água à pressão $p_i$
$t_{ie}$	= temperatura do licor negro na entrada do efeito "i" de um evaporador de múltiplo efeito
$t_{is}$	= temperatura do licor negro na saída do efeito "i" de um evaporador de múltiplo efeito
$U$	= coeficiente global de transmissão de calor
$u$	= velocidade periférica do rotor de um compressor
$V$	= volume
$V_i$	= vazão em massa de vapor condensante no efeito $i$ de um evaporador de múltiplo efeito
$V_{is}$	= vazão em massa de vapor efluente do efeito $i$ de um

	evaporador de múltiplo efeito
$v$	= volume específico
$v_v$	= volume específico do vapor saturado
$v_\ell$	= volume específico do líquido saturado
$W$	= trabalho
$W_Q$	= trabalho realizado por uma máquina de Carnot
$W_R$	= trabalho num processo reversível
$W_u$	= trabalho útil
$\dot{W}$	= potência
$Z$	= altura
$\Delta t$	= diferença de temperatura
$\Delta t_g$	= salto térmico global, diferença entre a temperatura do vapor condensante no primeiro efeito de um conjunto de evaporadores e a temperatura de saturação correspondente à pressão do último efeito
$\Delta T_{m\ell}$	= diferença média logarítmica de temperaturas

Letras Gregas

- $\alpha$  = coeficiente de transmissão de calor por convecção  
 $\alpha_e$  = coeficiente de transmissão de calor por convecção entre o vapor condensante e a parede externa do tubo  
 $\alpha_i$  = coeficiente de transmissão de calor por convecção entre o licor negro e a parede interior do tubo  
 $\alpha_m$  = valor médio de  $\alpha_e$  num tubo de comprimento L  
 $\alpha_o$  = coeficiente de transmissão de calor por convecção à pressão  $p_o$   
 $\gamma$  = massa de água evaporada por unidade de massa de vapor vivo consumido num evaporador  
 $\gamma_{pn}$  = coeficiente de Seebeck do material P em relação ao N  
 $\epsilon$  = exergia  
 $\epsilon_q$  = exergia-calor  
 $\phi$  = função de Darrieus,  $\phi = E - T_o S + p_o V$   
 $\mu$  = viscosidade dinâmica  
 $\mu_\ell$  = idem de um líquido  
 $\pi_{PN}$  = coeficiente de Peltier do material P em relação ao N  
 $\rho$  = massa específica  
 $\rho_\ell$  = idem de um líquido  
 $\zeta$  = tempo  
 $\Gamma_L$  = vazão em massa de condensado por unidade de perímetro de um tubo vertical a uma distância L do extremo superior do tubo



- $\omega$  = velocidade
- $\omega_L$  = velocidade de condensado na parede exterior de um tubo vertical à distância L do extremo superior do mesmo
- $\eta_e$  = rendimento do motor de acionamento de um compressor
- $\eta_{ex}$  = rendimento exergetico
- $\eta_i$  = relação entre os coeficientes de eficácia de bombas térmicas de ciclo ideal de compressão de vapor e de ciclo de Carnot
- $\eta_m$  = rendimento mecânico de um compressor
- $\eta_s$  = rendimento isoentrópico de um compressor definido pela equação 4.15
- $\eta_t$  = rendimento da transmissão de potência entre um compressor e o seu motor de acionamento

Observações

- CMV = notação simplificada correspondente a compressão mecânica de vapor
- COP = coeficiente de operação (ou de eficácia) de uma bomba térmica ou de um sistema de compressão mecânica de vapor
- EPE = notação simplificada correspondente a elevação do ponto de ebulição
- SICMV= notação simplificada correspondente a sistema indireto de compressão mecânica de vapor.

Em alguns anexos são utilizados símbolos específicos oportunamente definidos.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA Nº	TÍTULO	PÁGINA
2.1	Processo Kraft, digestão e lavagem	2.6
2.2	Processo Kraft, evaporação e recuperação alcalina	2.6
2.3	Processo Kraft, caustificação e recuperação da cal	2.9
2.4	Processo Kraft, exemplo, de branqueamento em 4 estágios CEHO	2.9
2.5	Fluxograma simplificado de uma máquina de papel	2.12
3.1	Evaporador de tubos longos e circulação natural	3.3
3.2	Evaporador com separador independente	3.3
3.3	Evaporador do tipo com circulação forçada com elemento aquecedor interno vertical	3.3
3.4	Custo dos EME	3.12
3.5	Formas de alimentação dos EME	3.17
3.6	Corpo i de um EME	3.25
3.7	Evaporador do tipo "Falling-film"	3.35
3.8	Sistema de CMV com recuperação de calor	3.38
3.9	Evaporador com termocompressão	3.39
3.10	Curvas típicas de um ejetor de vapor	3.39

FIGURA N°	TÍTULO	PÁGINA
3.11	Otimização de um sistema de evaporação	3.42
3.12 a	Evaporador convencional de três estágios	3.47
3.12 b	Evaporador "multi-flash" de três estágios	3.47
3.13 a	Arranjo da figura 3.12b em posição vertical	3.48
3.13 b	Evaporador Lockman simplificado	3.48
3.14	Coluna Lockman	3.49
4.1a	Esquema de BT que utiliza ciclo de compressão mecânica de vapor	4.5
4.1b	Ciclo ideal do fluido de trabalho na BT da figura 4.1a	4.5
4.2	Ciclo real do fluido de trabalho	4.8
4.3	COP real de BT com R12, $\eta_c = 0,8$ $\eta_s = 0,75$ , subresfriamento de líquido de 2K produzindo efeito útil e subaquecimento de vapor de 4K	4.11
4.4	COP de BT, temperatura de evaporação de $\theta^{\circ}\text{C}$ e dados especificados na figura 4.3	4.12
4.5	Diagrama log p-h para o R114	4.14
4.6	Rendimento isoentrópico típico dos compressores alternativos	
4.7	Rendimento isoentrópico típico dos compressores de parafuso	4.16
4.8	Influência do rendimento isoentrópico do compressor numa BT com R12, temperatura de evaporação $0^{\circ}\text{C}$ e demais características coincidentes com as da figura 4.3	4.17



FIGURA	TÍTULO	PÁGINA
4.9	Influência do rendimento do motor elétrico do compressor no COP da BT caracterizada na figura 4.8	4.18
4.10	Efeito da temperatura e da concentração de R12 (fração em massa) na viscosidade de um óleo lubrificante típico	4.23
4.11	COP ideal (sem resfriamento de líquido nem superaquecimento de vapor) para uma diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação de 25°C	4.30
4.12	Relação entre as pressões de condensação e evaporação para uma diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação de 25°C	4.31
4.13	Idem figura 4.11 para uma diferença de temperatura de 75°C	4.31
4.14	Idem figura 4.12 para uma diferença de temperatura de 75°C	4.32
5.1	CMV em coluna de destilação (compressão dos vapores de topo)	5.3
5.2	CMV em coluna de destilação (compressão dos vapores provenientes do fundo)	5.4
5.3	Sistema de CMV num evaporador	5.5
5.4	Sistema de evaporação convencional com 4 efeitos	5.12
5.5	Sistema de evaporação proposto com 6 efeitos	5.17
5.6	Sistema de evaporação de 4 efeitos com CMV	5.20

FIGURA	TÍTULO	PÁGINA
5.7	CMV no sistema de evaporação de 6 efeitos	5.25
5.8	Sistema de pré-concentração com CMV e concentração final convencional em 4 efeitos	5.28
5.9	Sistema de evaporação de 4 corpos, com CMV, com alimentação do vapor em paralelo	5.32
5.10	SICMV para evaporadores	5.35
5.11	SICMV no sistema de evaporação de 4 efeitos	5.48
1 (Anexo A)	Transmissão de calor num evaporador TLV	A.4
1 (Anexo B)	Sistema de evaporação de N efeitos	B.1
4.1 (Anexo C)	Aquecimento resistivo	C.15
4.2 (Anexo C)	Aquecimento com água quente	C.15
4.3 (Anexo C)	Aquecimento com vapor	C.15
4.4 (Anexo C)	Bomba térmica de Carnot	C.15
4.5 (Anexo C)	Bomba térmica real	C.15
1 (Anexo D)	Ciclo ideal de BT por compressão e expansão de gás	D.2

FIGURA	TÍTULO	PÁGINA
2 (Anexo D)	BT por compressão e expansão de gás em circuito aberto	D.2
3 (Anexo D)	BT por efeito Peltier	D.4
4 (Anexo D)	Desempenho de uma BT por efeito Peltier	D.6
5 (Anexo D)	BT com ejetor de vapor	D.7
6 (Anexo D)	Ciclo tri-térmico	D.8
7 (Anexo D)	COP dos ciclos tri-térmicos	D.9
8 (Anexo D)	Ciclo de absorção	D.11
9 (Anexo D)	Ciclo de absorção inverso	D.16

## LISTA DE TABELAS

TABELA Nº	TÍTULO	PÁGINA
4.1	Valores do COP para uma BT típica com os dados da figura 4.3 e temperatura de condensação de 50°C	4.13
4.2	Dados relativos à decomposição térmica de alguns fluidos	4.21
4.3	Classificação dos fluidos de acordo com a toxicidade	4.26
4.4	Comparação de diversos fluidos	4.27
4.5	Preços de fluidos de trabalho	4.29
4.6	Comparação de H <sub>2</sub> O, R11, R113 e R114	4.34
4.7	Pressão de saturação (kgf/cm <sup>2</sup> ) para H <sub>2</sub> O, R11, R113 e R114	4.38
4.8	Efeitos do subresfriamento do líquido para o R114	4.39
4.9	Efeitos do superaquecimento do vapor para R114	4.40
5.1	Dados básicos do sistema de evaporação de 4 efeitos	5.15
5.2	Dados básicos do sistema de evaporação proposto com 6 efeitos	5.18
5.3	Dados básicos do sistema de evaporação de 6 efeitos com CMV	5.26
5.4	Dados do sistema de pré-concentração com CMV	5.29
5.5	Dados do sistema de concentração final acoplado ao sistema de pré-concentração com CMV	5.30



TABELA Nº	TÍTULO	PÁGINA
5.6	Dados do sistema de evaporação de 4 corpos com CMV com alimentação do vapor em paralelo	5.33
5.7	Comparação dos diversos sistemas de evaporação	5.34
5.8	Comparação das capacidades térmicas máximas nos condensadores de BT para compressores alternativos e de parafuso quando se utilizam diferentes fluidos de trabalho	5.38
5.9	Comparação do COP de BT de ciclo de compressão de vapor para H <sub>2</sub> O e R114	5.44
5.10	Dados do sistema de evaporação de 4 efeitos com SICMV	5.50
5.11	Economias operacionais decorrentes da implantação dos sistemas convencionais e indireto de CMV num conjunto de evaporadores para concentração de licor negro	5.56
1 (Anexo A)	Propriedades do líquido saturado a 138°C	A.14
2 (Anexo A)	Resultados do exemplo de transferência de calor em EME	A.16
4.1 (Anexo C)	Funções de Gibbs de formação para algumas espécies	C.19
4.2 (Anexo C)	Comparação das eficiências de diversos processos de aquecimento de um recinto a 40°C	C.22

TABELA Nº	TÍTULO	PÁGINA
1 (Anexo E)	Constantes para o cálculo da massa específica do líquido saturado de hidrocarbonetos alogenados	E.3
2 (Anexo E)	Constantes para o cálculo da pressão de vapor de hidrocarbonetos alogenados	E.5
3 (Anexo E)	Constantes para a equação de estado para vapor de hidrocarbonetos alogenados	E.7
4 (Anexo E)	Constantes para o cálculo da entalpia específica de vapor de hidrocarbonetos alogenados	E.12
5 (Anexo E)	Valores dos parâmetros $\lambda$ e $Y$	E.14
1 (Anexo F)	Comparação das relações de compressão que um mesmo compressor centrífugo, na mesma velocidade de rotação atingiria com vapor d'água e R114	F.6

## Capítulo 1

### Introdução

O presente trabalho trata, fundamentalmente, da aplicação da compressão mecânica de vapor (CMV) nos conjuntos de evaporação para concentração de licor negro das fábricas de celulose que utilizam o processo Kraft. Além do estudo do sistema convencional de CMV é proposto um novo sistema que temos chamado de sistema indireto de compressão mecânica de vapor (SICMV). Trata-se de uma idéia inédita que, na nossa opinião, apresenta, em várias situações, diversas vantagens em relação ao sistema convencional.

De um modo geral pode-se dizer que os conjuntos de evaporação, que são consumidores intensivos de energia, apresentam um excelente potencial para a aplicação da CMV. Particularmente, os sistemas de evaporação para concentração de licor negro, nas fábricas de celulose que utilizam o processo Kraft, constituem um dos campos mais importantes para a instalação de sistemas do CMV. A evaporação nas fábricas de celulose, além de apresentar importantes consumos de vapor, possui algumas características favoráveis à implantação da CMV, por exemplo: uma pequena elevação do ponto de ebulição da solução a ser concentrada.

Além disso, trata-se de uma aplicação bastante recente de CMV com um potencial promissor para o futuro. Em outros setores industriais, como o de concentração de leite, a utilização do sistema convencional de CMV tem sido relativamente fre

quente nos últimos anos podendo-se considerar que algumas firmas multi-nacionais dominam a tecnologia correspondente.

Deve se assinalar a importância do estudo do processo industrial onde pretende-se aplicar o sistema de CMV já que às limitações do mesmo somam-se as restrições impostas pelo próprio processo. Nesse sentido, a fim de identificar as possíveis interferências do processo, no capítulo 2, é apresentada uma descrição sucinta do método Kraft de fabricação de celulose e, no capítulo 3, são discutidas as principais características do sistema de concentração de licor negro.

No capítulo 4 são expostos alguns conceitos fundamentais sobre bombas térmicas, sendo discutidos assuntos tais como: a influência de diversos fatores no coeficiente de eficácia e a escolha do fluido de trabalho mais adequado. Informações estas de grande importância na análise do SICMV.

No capítulo 5 são apresentados os sistemas convencional e indireto de compressão mecânica de vapor, assinalando as vantagens e desvantagens de cada um deles.

De um modo geral o sistema indireto é uma BT que diferencia-se do sistema convencional por utilizar um fluido especial de trabalho em ciclo fechado em lugar do vapor d'água em circuito aberto.

Finalmente, no capítulo 6, são apresentados os principais resultados e conclusões do trabalho. Não foi incluída nenhuma parte experimental em escala laboratorial, já que, neste caso, os problemas de índole tecnológica, apresentam, geralmente características práticas e econômicas próprias da escala industrial.



## Capítulo 2

### Processo Kraft para Fabricação de Celulose e Processo de Fabricação de Papel

#### 2.1 Introdução

A utilização de CMV em EME nas indústrias de celulose deve ser estudada em paralelo com uma série de outras possíveis medidas de otimização energética dos sistemas de evaporação. Em geral essas medidas podem implicar em alterações do balanço energético de diversas partes do processo e não apenas dos evaporadores.

Além disso o processo Kraft de fabricação de celulose e o processo de fabricação de papel apresentam algumas opções interessantes para utilização de bombas térmicas. Nesse sentido julgou-se conveniente incluir este capítulo para apresentar, de forma sucinta, os aspectos mais importantes dos processos industriais de fabricação de celulose e papel.

#### 2.2 Generalidades

A celulose pode ser fabricada através de diferentes processos que, de um modo geral, podem ser classificados em: mecânicos, químicos e semi-químicos. Os diversos sistemas de fabricação visam a transformação da matéria-prima nas fibras celulósicas. No Brasil a principal matéria-prima é a madeira, principalmente eucalipto e em menor proporção pinho. Outras fontes como bagaço de cana, bambu, sisal e babaçu são também utilizadas.

O processo mecânico consiste na desagregação da matéria-prima para obtenção das fibras através da ação mecânica, neste caso as frações não celulósicas da matéria-prima são também incorporadas em boa parte ao produto. A relação entre a massa produzida e a massa de matéria-prima utilizada costuma ser chamada de rendimento do processo. No processo mecânico esse rendimento chega a ser de 95%. Nos processos químicos a matéria-prima é tratada com reagentes visando a remoção das substâncias não celulósicas, principalmente a lignina. Neste caso o rendimento é de 35 a 50%. O processo semi-químico envolve tratamentos químicos e mecânicos com um rendimento que varia de 65 a 95%. Existem diferentes processos químicos, os mais importantes são: soda, sulfato e sulfito. O processo sulfato, também chamado Kraft, é o mais utilizado no Brasil sendo responsável por mais de 70% da produção nacional de celulose. As principais etapas produtivas do processo Kraft são:

- . preparação da matéria-prima;
- . polpação;
- . recuperação de produtos químicos e
- . branqueamento da celulose.

Estas etapas são descritas a seguir.

### 2.3 Preparação da Matéria-prima

A madeira normalmente é recebida em toras e sofre um processo de classificação e descascamento. As toras são lavadas para remoção de areia e detritos e posteriormente picadas na forma de cavacos de tamanhos uniformes para facilitar a diges-

tão na etapa posterior. O tamanho ótimo dos cavacos parece estar caracterizado por um comprimento mínimo de 12mm e uma espessura de 4 a 6mm [SENAI e IPT (1981)].

#### 2.4 Polpação

As madeiras de árvores folhosas (matéria-prima para obtenção de celulose de fibra curta) estão constituídas, aproximadamente, por 47% de celulose, 29% de hemicelulose, 21% de lignina e 3% de outras substâncias (como cinzas e extrativos). Para as madeiras de coníferas (matéria-prima para a obtenção de celulose de fibra longa) essas porcentagens aproximadas são de: 47,22,28 e 3% respectivamente.

O principal objetivo da polpação é o de remover a lignina visando a separação das fibras. Embora a lignina seja o componente mais afetado pela polpação alcalina, os outros carboidratos, principalmente as hemiceluloses, são também atacados pelo licor de cozimento.

O processo de polpação é mostrado na figura 2.1. O cozimento ou digestão da madeira realiza-se em equipamentos chamados digestores que podem ser contínuos ou por "bateladas". Nos digestores descontínuos o ciclo, que dura de 2 a 4 horas, inicia-se com a alimentação dos cavacos. Posteriormente são adicionados o licor branco (solução aquosa de hidróxido de sódio e sulfeto de sódio numa proporção molar de 5 para 2) e o licor negro fraco (solução aquosa com reagentes residuais e produtos das reações de digestão que incorpora a matéria orgânica proveniente de lignina). A carga é posteriormente aquecida com injeção direta de vapor até atingir uma pressão de 7 a

10 kgf/cm<sup>2</sup>. O cozimento continua a alta pressão e temperatura com aquecimento a vapor que pode ser direto ou indireto. Após o cozimento o conteúdo do digestor é descarregado num tanque denominado "blow-tank" à pressão atmosférica (a descarga tem uma duração aproximada de 10 a 15 minutos).

Durante a polpação é necessária a operação de degasagem de elementos voláteis tais como os compostos orgânicos malcheirosos (mercaptanas e H<sub>2</sub>S), terebintina e metanol. De qualquer maneira, como a pressão parcial desses voláteis é baixa, a temperatura no digestor é muito próxima à temperatura de saturação da água na pressão de operação.

A terebintina, que encontra usos nas indústrias de pintura, inseticidas, plásticos e outras do setor de química, pode ser recuperada economicamente quando são usadas coníferas com alto teor de resina. Nesses casos é possível obter de 7 a 20% de terebintina por tonelada de celulose seca ao ar produzida. Para as folhosas essa quantidade é bastante inferior.

Na descarga para o "blow-tank" a redução brusca de pressão provoca a desagregação dos cavacos cozidos e a formação de vapor de "flash" que, no exemplo da figura, é utilizado para preaquecer água de lavagem.

Caso não fossem previstos sistemas de recuperação de calor para os digestores descontínuos, a perda térmica típica, associada ao vapor de "flash" formado na expansão (que reduz a temperatura de aproximadamente 170°C para um valor da ordem de 105°C), seria de cerca de 500.000 kcal por tonelada de celulose seca ao ar produzida.

A polpa obtida é diluída com licor negro fraco e sofre



uma depuração e uma peneiragem para separação dos nós e cavacos mal cozidos. A seguir a massa é lavada, geralmente em filtros rotativos com água em contra corrente, obtendo-se ao final da lavagem a polpa lavada ou massa marrom que geralmente sofre uma nova depuração (os rejeitos ou palitos retornam ao digestor). A massa marrom é posteriormente estocada para ser enviada ao branqueamento, ao desaguamento e secagem para venda como produto ou diretamente à máquina de papel. O líquido filtrado obtido ao final da lavagem constitui o licor negro fraco que é armazenado para ser utilizado em parte na digestão e em parte na recuperação de reagentes.

### 2.5 Recuperação dos Produtos Químicos

Esta parte do processo é mostrado na figura 2.2, e tem por finalidade recuperar os reagentes químicos presentes no licor negro fraco produto da lavagem e aproveitar os seus compostos orgânicos como combustível.

O licor negro fraco que apresenta teores iniciais de sólidos de 13 a 20% (em massa) é concentrado em evaporadores de múltiplo efeito (EME), onde o consumo de vapor varia, dependendo da instalação industrial, de 1 a 3t vapor por tonelada de celulose seca ao ar produzida (podendo ser maior do que o consumo nos próprios digestores).

Previamente à evaporação, o licor negro sofre um processo de oxidação visando a minimização das perdas de enxofre na evaporação e na caldeira de recuperação. As perdas de enxofre na evaporação ocorrem pela formação de  $H_2S$  (volátil) a partir de  $Na_2S$  e  $H_2O$ . Na oxidação o sulfeto de sódio ( $Na_2S$ ) é transfor-

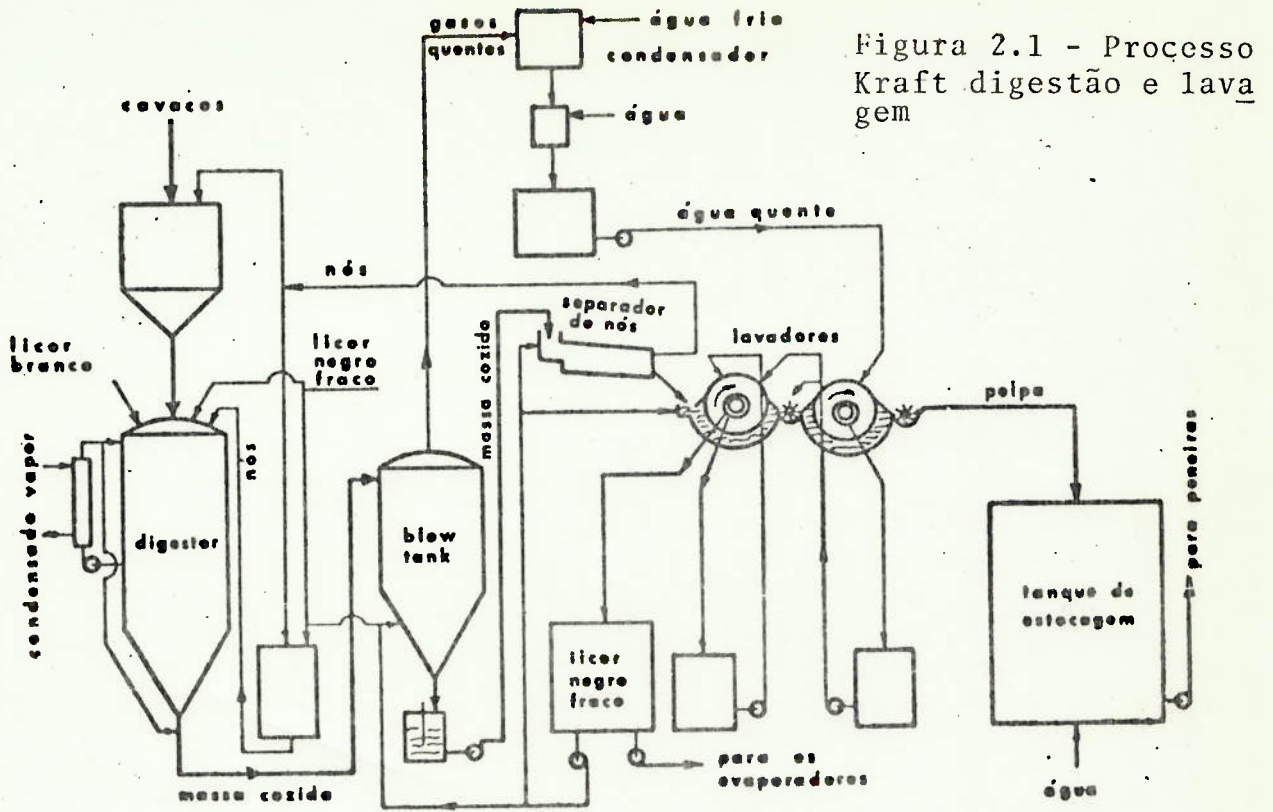


Figura 2.1 - Processo Kraft digestão e lava gem

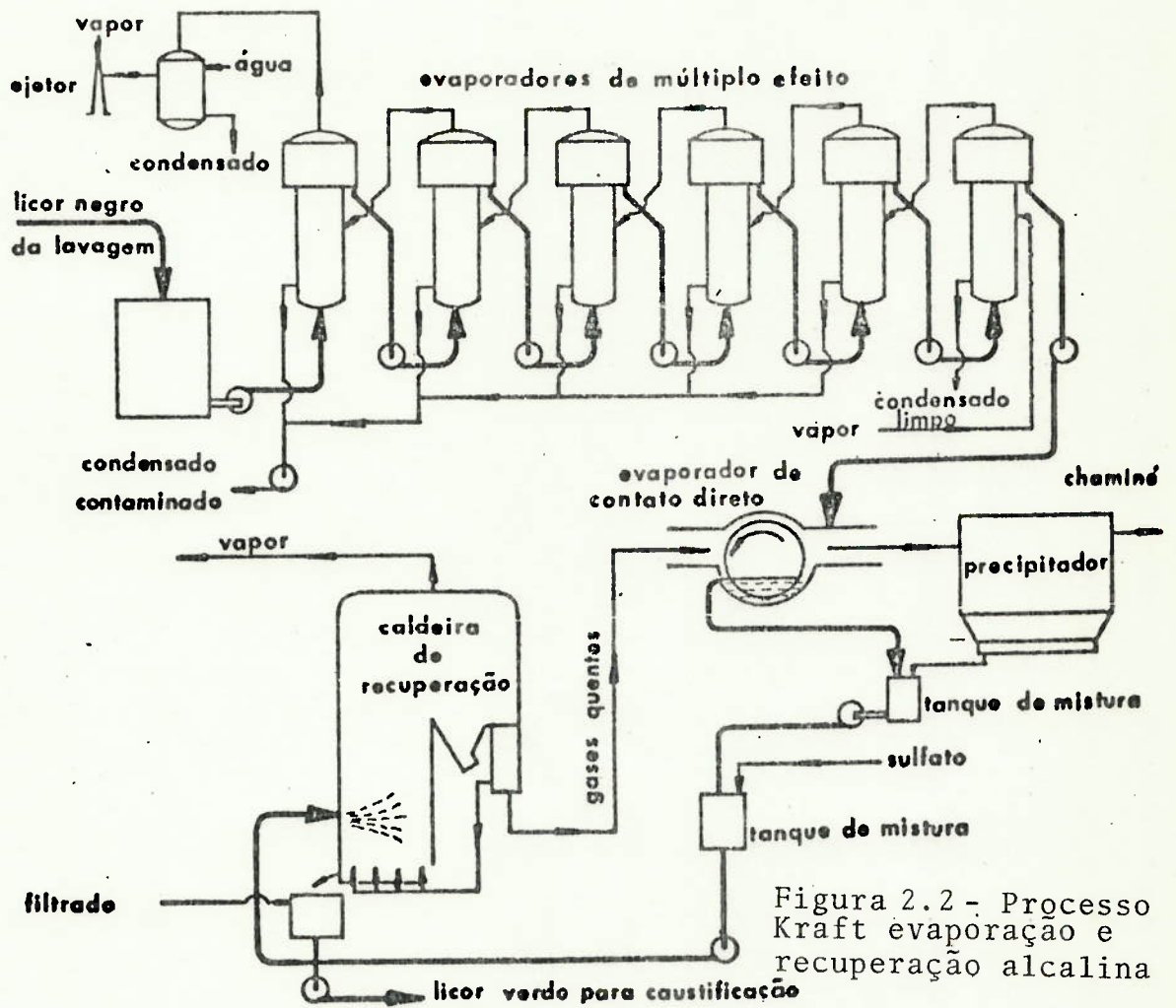


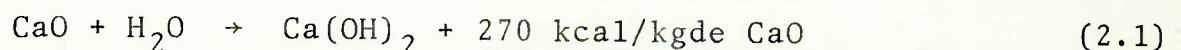
Figura 2.2 - Processo Kraft evaporação e recuperação alcalina

mado em tiosulfato de sódio ( $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$ ) evitando a perda pelo  $\text{H}_2\text{S}$ . Na queima na caldeira de recuperação, a ser posteriormente comentada, quando o licor negro é oxidado as perdas se reduzem, principalmente, a compostos na forma de  $\text{SO}_2$ , minimizando as perdas com o  $\text{H}_2\text{S}$ . No cozimento de madeiras de coníferas, porcentagens apreciáveis de ácidos graxos e resinosos são incorporados ao licor negro como sabões de sódio. O produto obtido da acidulação da espuma de sabão de licor negro denomina-se "tall-oil" e pode ser utilizado em: emulsões, sabões, desinfetantes, lubrificantes, tintas e vernizes. Por este motivo a recuperação de "tall-oil", em evaporadores de fábricas que utilizam coníferas como matéria-prima, tem interesse econômico. Na saída dos EME o licor com um teor de sólidos de 38 a 46% sofre concentração adicional, geralmente num evaporador de contato direto, até 59 a 66% de sólidos. A seguir é adicionado o "make-up" de sulfato de sódio (daí o nome de processo sulfato) para repor as perdas de reagentes. O licor é então queimado numa caldeira de recuperação. O vapor gerado é utilizado no processo e as cinzas fundidas que contêm os sais de sódio são apagadas e dissolvidas com água obtendo uma nova solução que é chamada de licor verde (a cor verde é devida ao sulfeto de ferro que está presente na forma coloidal). Com o licor verde inicia-se o processo de caustificação e recuperação de cal mostrado na figura 2.3.

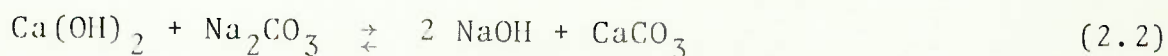
O licor verde, rico em carbonato de sódio, é armazenado em tanques onde sofre a clarificação (separação de resíduos sólidos). O licor verde clarificado vai para o apagador onde é adicionado óxido de cálcio, ocorrendo a reação de caustifica-

ção que se dá em duas fases:

- a) o óxido de cálcio reage com a água, formando hidróxido de cálcio com liberação de calor, segundo a reação:



- b) o hidróxido de cálcio resultante reage com o carbonato de sódio do licor verde, formando hidróxido de sódio e carbonato de cálcio:



O produto final é uma mistura de uma fase líquida (solução aquosa de hidróxido e sulfeto de sódio) e uma fase sólida (principalmente carbonato de cálcio). No decantador é processada a separação das fases líquida e sólida. A fase líquida obtida é o licor branco recuperado que é bombeado para o tanque de armazenamento para ser utilizado novamente na digestão. A fase sólida é enviada para um processo de lavagem. A lama de cal lavada, com um teor de 35 a 45% de sólidos em massa, é concentrada em filtro a vácuo de tambor rotativo até atingir um teor de sólidos de 55 a 75%. Posteriormente é enviada a um forno rotativo onde o carbonato de cálcio é calcinado para obtenção do óxido de cálcio a ser neutralizado na caustificação.

## 2.6 Branqueamento da Celulose

O branqueamento é um processo de várias etapas que varia de fábrica para fábrica e que tem por objetivo a remoção da lignina residual da polpa proveniente da lavagem e a destruição e solubilização de materiais coloridos. A figura 2.4 mostra,



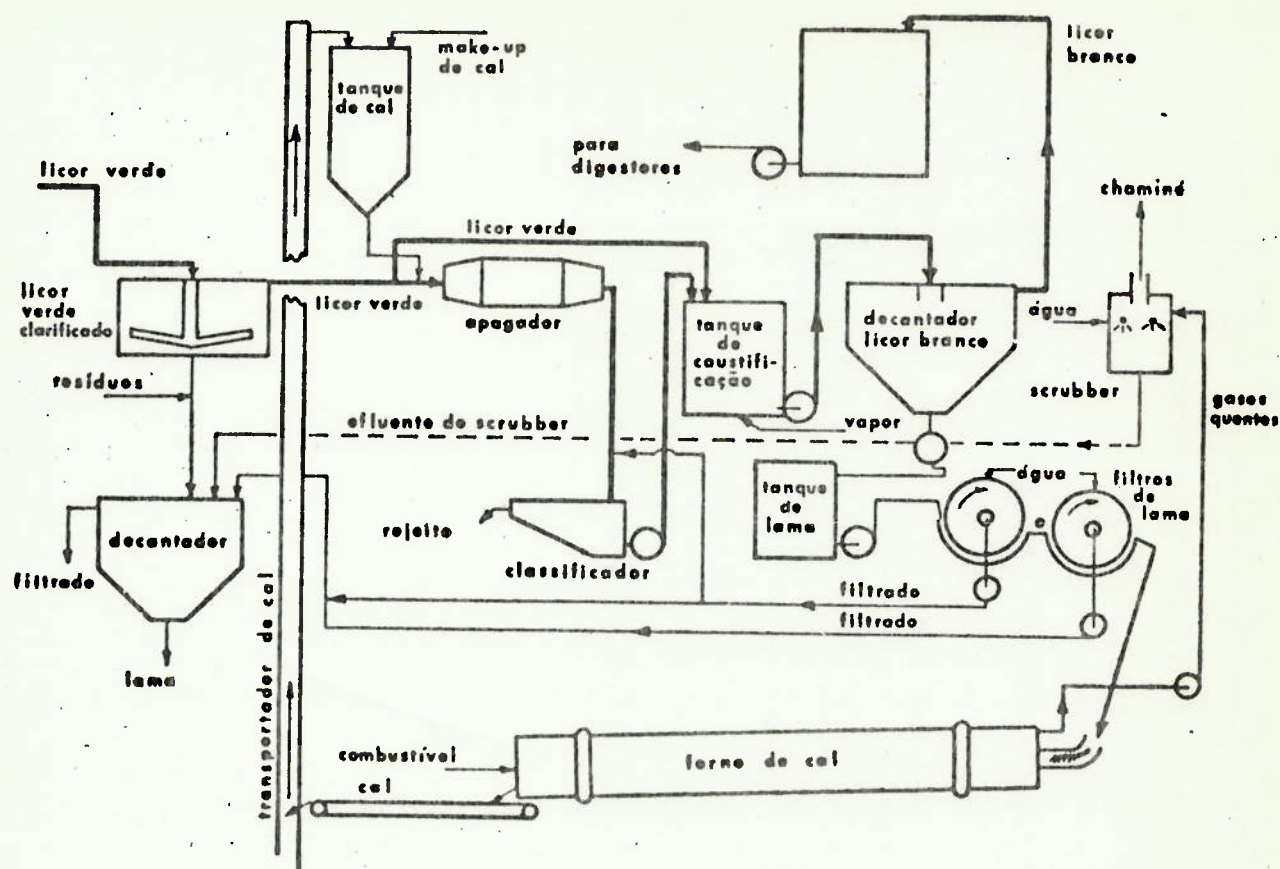


Figura 2.3 - Processo Kraft, caustificação e recuperação da cal

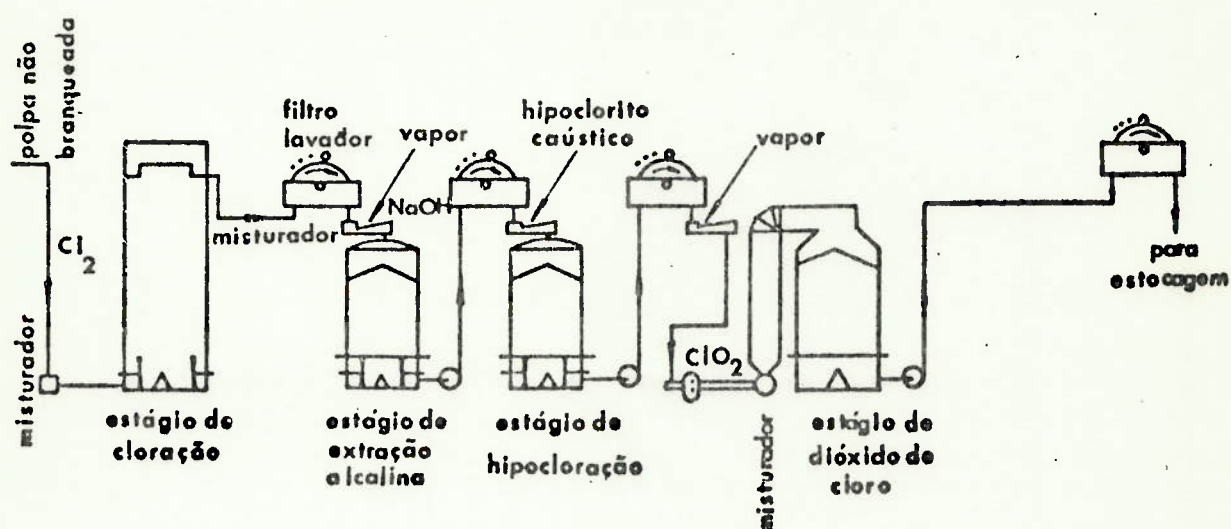


Figura 2.4 - Processo Kraft, exemplo de branqueamento em 4 estágios CEHO



para exemplificar, um processo típico de branqueamento em quatro estágios: cloração (para degradação da lignina), extração alcalina (para neutralização e dissolução dos produtos degradados), hipocloração e um estágio final de dióxido de cloro.

## 2.7 Fabricação do Papel

As principais etapas da fabricação do papel são:

- . preparação da massa;
- . formação da folha;
- . secagem e
- . acabamento.

O processo é mostrado na figura 2.5.

A preparação da massa inicia-se com o tratamento mecânico da celulose. A operação principal é a refinação onde a celulose é desfibrilada a fim de melhorar as ligações entre as fibras e garantir maior resistência ao papel. Na preparação da massa há recuperação dos refugos das máquinas de papel e de parte das fibras perdidas no desaguamento.

Após a refinação é feita normalmente a adição de produtos químicos. Os principais produtos utilizados são: breu (produto natural constituído principalmente de ácidos resinosos) e cola de breu como agentes de colagem; compostos de alumínio, principalmente sulfato de alumínio, para diversas finalidades, tais como ajuste de acidez, floculação da água, melhorias na drenagem na mesa plana, etc; cargas de baixa granulometria, para melhorar as características superficiais da folha (lisura, opacidade, condições de impressão) tais como caulim, talco e óxido de titânio.

nio; amido, para melhorar as propriedades mecânicas e superficiais.

A seguir a massa pode sofrer novo tratamento mecânico, sendo enviada aos depuradores (geralmente separadores centrífugos), para eliminação das impurezas. Finalmente a massa é enviada à caixa de entrada da máquina de papel. Na caixa de alimentação da máquina de papel a consistência da massa (fração em massa de sólidos) é de 0,4 a 0,8%, dependendo da gramatura e tipo de papel. A formação da folha se dá na primeira parte da máquina de papel que é a mesa plana. Na mesa plana a massa flui da caixa de alimentação para a tela formadora através de uma abertura regulável, a tela possui um pequeno movimento transversal, que possibilita uma distribuição uniforme e um alinhamento das fibras, formando uma camada fibrosa de baixa consistência. Na mesa plana há um desaguamento que se dá por gravidade, por depressão dinâmica provocada por lâminas adequadas ("foils") e/ou por sucção a vácuo através de caixas de sucção.

Ao deixar a tela a folha tem aproximadamente 20% de consistência. A folha destacada da tela formadora é levada para as prensas desaguadoras (com efeitos de pressão e/ou sucção) de onde sai com cerca de 40% de consistência. Saindo das prensas a folha de papel é conduzida para a etapa de secagem. Nessa seção a folha é colocada em contato direto com cilindros aquecidos a vapor (geralmente a pressão absoluta do vapor é inferior à  $6 \text{ kgf/cm}^2$ ). O vapor penetra nos cilindros através de juntas rotativas. Nas máquinas modernas esta seção é completamente fechada com insuflamento de ar quente-soco e exaustão de ar úmido do compartimento fechado. O ar de insuflamento é, ge

ralmente, aquecido em trocadores de calor com vapor.

Durante ou após a secagem, o papel pode sofrer processos de tratamento superficial, tais como: passagem por rolos especiais, aplicação superficial de produtos químicos ou calandragem. O consumo específico de uma máquina de papel depende de muitos fatores, valores típicos estão em torno de 2 a 2,5kg de vapor por kg de papel, o que, para caldeiras a óleo combustível, representa de 180 a 220 g óleo por kg de papel.

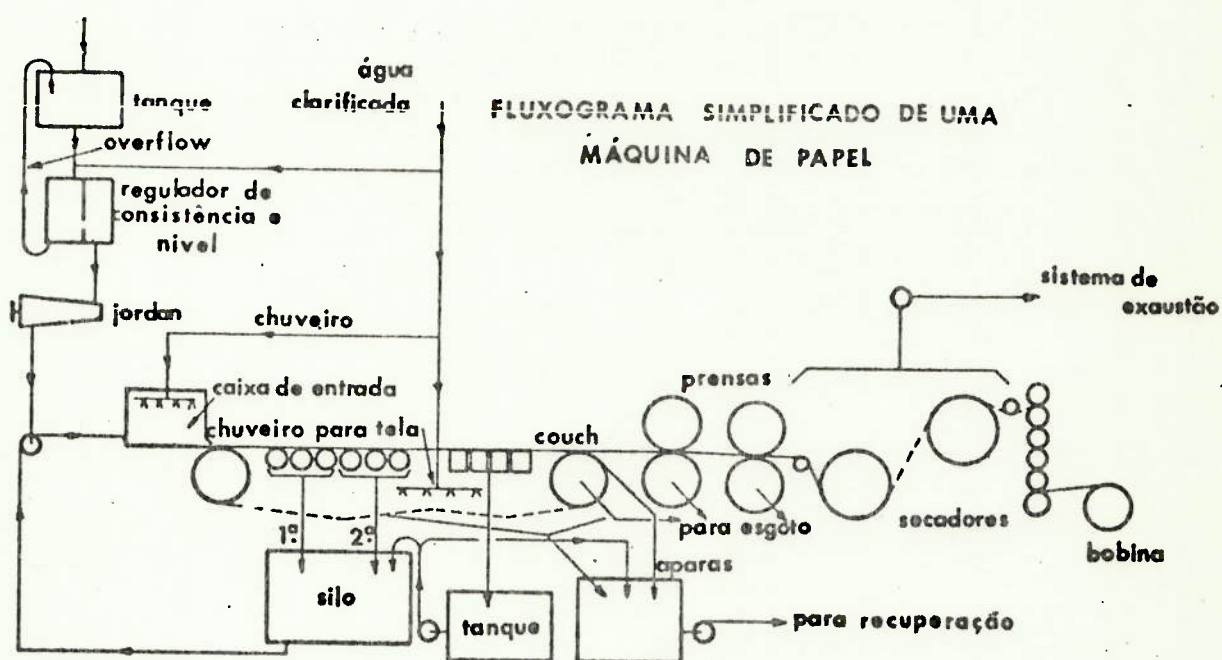


Figura 2.5

## Capítulo 3

### Evaporadores para Concentração de Licor Negro

#### 3.1 Introdução

Neste capítulo são feitas algumas considerações e indicados alguns parâmetros característicos relativos aos evaporadores normalmente utilizados na concentração de licor negro nas fábricas de celulose que aplicam o processo "kraft".

Estas informações serão úteis nos desenvolvimentos dos capítulos seguintes uma vez que a aplicação da CMV deve atender aos fatores condicionantes intrínsecos ao processo tais como faixas de pressões de trabalho. Além disso a utilização de CMV deve ser estudada em paralelo com uma série de outras medidas de otimização energética dos sistemas de evaporação, algumas das quais podem ser alternativas concorrentes com a CMV e outras podem ser aplicadas em conjunto com ela contribuindo para sua viabilização técnica e econômica.

#### 3.2 Tipo de Evaporadores

Os evaporadores geralmente utilizados nas fábricas de celulose (processo kraft) são do tipo de tubos longos verticais com circulação natural ou forçada sendo que esta última é necessária no(s) efeito(s) onde o licor apresenta elevada concentração e viscosidade. São sistemas de múltiplo efeito que concentram o licor proveniente da lavagem com uma concentração inicial de sólidos que pode variar de 13 a 20% (fração em massa) até uma concentração final de 38 a 46%. Na saída dos evapo

radores o licor sofre concentração adicional, por exemplo num evaporador de contacto direto, até o ponto conveniente para a queima na caldeira de recuperação com 59 a 66% de sólidos. Características adicionais do licor negro são apresentadas no item 3.3.

O evaporador vertical de tubos longos é mostrado na figura 3.1. Ele apresenta um elemento aquecedor cilíndrico com um feixe interno de tubos para passagem da solução pelo interior dos mesmos. O líquido ascende e sofre vaporização no interior dos tubos de modo que o vapor formado é descarregado para o espaço acima do espelho superior, chamado espaço de vapor, com uma velocidade relativamente alta. O choque com o defletor serve para uma primeira separação de líquido e vapor. O líquido retorna para a parte inferior por um tubo de maior diâmetro que pode ser externo ou interno ao corpo do evaporador. O vapor formado passa por um separador inercial centrífugo que retira o líquido residual arrastado. O separador pode formar um corpo único com o evaporador ocupando a parte superior do mesmo ou pode ser um elemento independente (figura 3.2). A retirada do líquido concentrado é feita pela parte superior conforme mostrado na figura 3.1.

O vapor condensante ocupa o espaço cilíndrico externo ao feixe tubular que possui chicanas para propiciar o escoamento adequado do vapor e condensado e é projetado para permitir a eliminação de incondensáveis.

Geralmente o efeito ou os dois efeitos de maior concentração exigem necessariamente circulação forçada (figura 3.3) devido não só às altas viscosidades do licor (a 80°C e 40% de sólidos)



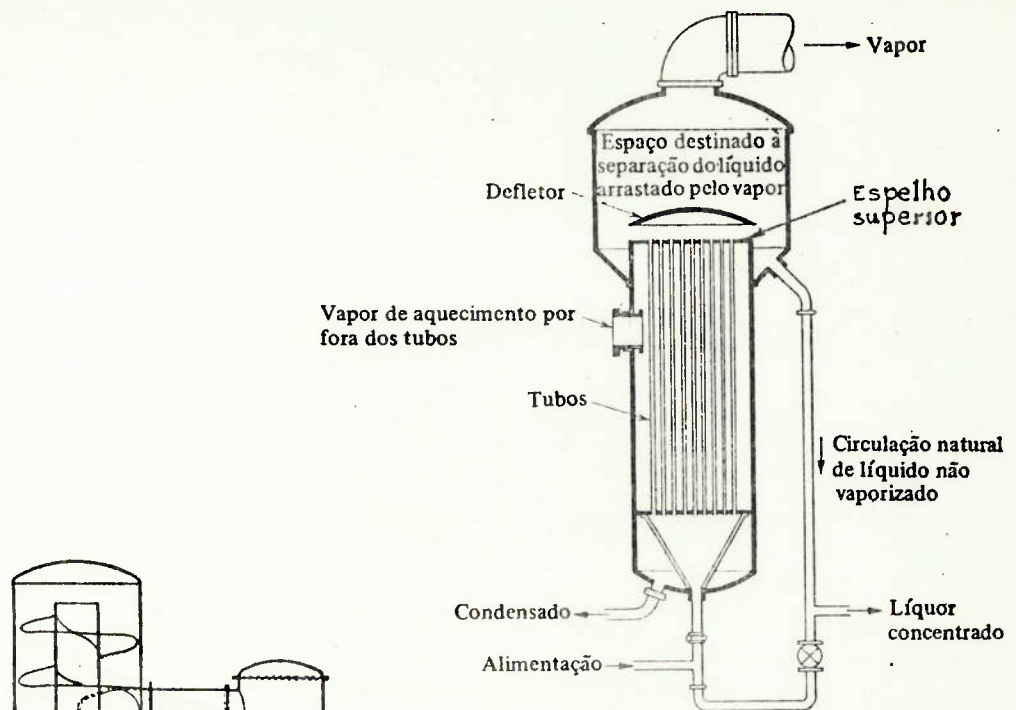


Fig. 3.1 Evaporador de tubos longos e circulação natural (Swenson Evaporator Co.)

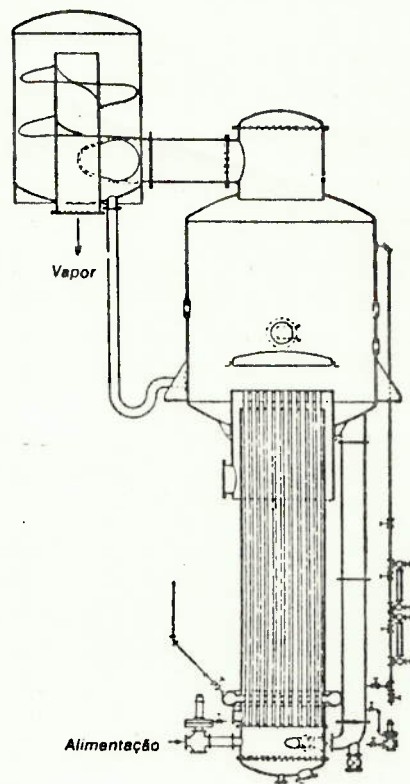


Fig. 3.2 - Evaporador com separador independente

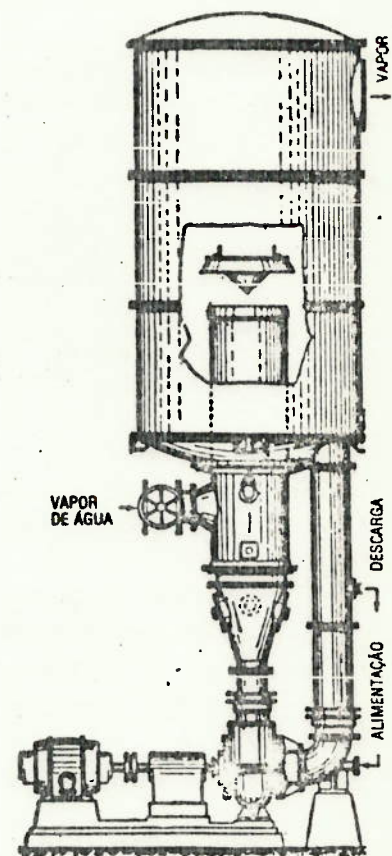


Fig. 3.3 Evaporador do tipo com circulação forçada com elemento aquecedor interno vertical. (Swenson Evaporator Company.)

lidos a viscosidade é de aproximadamente 9 cP), que prejudicam a circulação e o coeficiente de transmissão de calor, mas também aos problemas de formação de incrustações. Nos efeitos de menor concentração a circulação pode ser natural ou forçada. Na prática efeitos com circulação natural exigem diferenças mínimas de temperatura (temperatura do vapor menos temperatura de saturação da solução concentrada na pressão do espaço do vapor) da ordem de  $8^{\circ}\text{C}$ . Este valor cai para aproximadamente  $5^{\circ}\text{C}$  com circulação forçada.

Conforme assinalado anteriormente o choque de vapor e líquido arrastado, com o defletor superior, convenientemente projetado, serve para uma primeira separação de ambas as fases e principalmente para evitar e diminuir a formação de espumas que tendem a desaparecer graças à desagregação mecânica provocada pela incidência a alta velocidade contra o defletor. Este é um dos principais motivos para a utilização deste tipo de evaporadores, já que os evaporadores de tipo calandra ou tipo cesta com tubos verticais curtos, onde o vapor formado não atinge velocidades suficientemente elevadas, não são adequados para trabalhar com líquidos espumantes. Outros tipos de evaporadores, como os de tubos horizontais, não são utilizados por serem menos adequados para operar com fluidos que formam incrustações. Os evaporadores de fluxo descendente, tipo "falling-film", se apresentam como uma opção interessante para a concentração de licor negro e poderão substituir em alguns casos aos evaporadores de tubos longos verticais de fluxo ascendente. Os evaporadores tipo "falling-film" são comentados no item 3.9.6.

Nos evaporadores de tubos verticais longos utilizados na indústria de celulose, os tubos têm geralmente diâmetro de 1 1/2 "a 2" e comprimentos de 6 a 9m. Este tipo de evaporadores tem a vantagem de apresentar grande superfície de transferência de calor numa única peça e conseqüentemente uma pequena ocupação de área de piso.

### 3.3 Propriedades do Licor Negro

A seguir são apresentadas, de forma sucinta, algumas propriedades do licor negro de importância em problemas de engenharia. O licor negro é uma solução aquosa de reagentes residuais e produtos das reações da digestão que incorpora a matéria orgânica proveniente da solubilização da lignina. A maior parte das substâncias orgânicas de caráter não celulósico contidas na madeira reage com o hidróxido de sódio formando alcali-ligninas, sabões de resina e sais de ácidos orgânicos, substâncias estas presentes no licor negro. O licor negro contém cerca de 98% da carga total de álcali aplicada no digestor, sendo aproximadamente 2% do álcali perdido com a pasta no sistema de lavagem. O licor negro contém o sódio que interessa recuperar em diversas formas: cloreto ( $\text{NaCl}$ ), sulfato ( $\text{Na}_2\text{SO}_4$ ), sulfeto ( $\text{Na}_2\text{S}$ ), carbonato ( $\text{Na}_2\text{CO}_3$ ) e tiosulfato ( $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$ ). Uma composição elementar típica dos sólidos de licor negro do processo de cozimento sulfato de eucaliptos brasileiros [Assumpção et alii (1983)] é:

- . carbono (% em peso): 33,2
- . hidrogênio ( " ): 3,3
- . oxigênio ( " ): 38,0

- . nitrogênio (% em peso): 0,8
- . enxofre ( " ): 5,1
- . sódio ( " ): 19,6

O licor negro concentrado é também o combustível utilizado na caldeira de recuperação. O poder calorífico dos sólidos no licor negro de eucalipto gira em torno de 2.900kcal/kg de sólidos (para o licor de coníferas este valor é de 3.700kcal/kg). A quantidade de sólidos no licor negro, para o eucalipto brasileiro, varia de 1.200 a 1.400 kg por tonelada de celulose seca ao ar produzida. As propriedades do licor negro dependem da matéria-prima fibrosa utilizada, das condições de cozimento e processamento aplicadas e, principalmente, da concentração (normalmente expressa como fração mássica de sólidos no licor) e da temperatura. Nesse sentido os valores apresentam desvios de fábrica para fábrica e o dimensionamento de equipamentos deveria ser feito com base nos resultados de análises específicas. No entanto, diversos trabalhos permitiram quantificar: massa específica, calor específico a pressão constante, elevação do ponto de ebulição e viscosidade em função da concentração  $C$  e temperatura  $t$  com uma precisão suficiente para servir de base, pelo menos, para o pré-dimensionamento de sistemas de engenharia.

Para a massa específica  $\rho$  pode ser aplicada a equação de Koorse:

$$\rho = 1,012 + 0,763 C - 0,00047 t - 0,486 \cdot 10^{-3} C t, \quad (3.1)$$

onde:

$$|\rho| = \text{kg/dm}^3,$$

$C$  = adimensional, fração em massa de sólidos no licor,



$$[t] = ^\circ\text{C} .$$

Para o calor específico a pressão constante  $c_p$  pode se utilizar a expressão de Harwin e Brown:

$$c_p = 0,99 - 0,639 C + (1,44 \cdot 10^{-4} + 11,52 \cdot 10^{-4} C) t, \quad (3.2)$$

onde:

$$[c_p] = \text{kcal/kg } ^\circ\text{C} .$$

Para a elevação do ponto de ebulição EPE existe a equação de Grace:

$$\text{EPE} = 6,59 \left( \frac{C}{1-C} \right), \quad (3.3)$$

onde:

$$[\text{EPE}] = ^\circ\text{C} .$$

Para a viscosidade dinâmica  $\mu$  pode se aplicar a equação de Hultin válida para concentrações de até 35%:

$$\mu = e \left[ \frac{7 \cdot 10^7}{(t+273)^3} - 2,948 + 8,8C \right], \quad (3.4)$$

onde:

$$[\mu] = \text{cP}$$

Acima de 40% de sólidos o licor apresenta comportamento não-newtoniano e, embora existam gráficos para a obtenção da viscosidade [Sandquist (1983)] , não foi possível encontrar nenhuma correlação simples do tipo das anteriores.



### 3.4 Número Ótimo de Efeitos na Evaporação

Um sistema de evaporação de múltiplo efeito (EME) é constituído de uma série de evaporadores simples interligados de modo que o vapor liberado em cada um deles (a menos do último) é o agente de aquecimento do seguinte. Considerando uma situação ideal, para a qual as perdas para o ambiente fossem desprezíveis, as diferenças nas entalpias de vaporização do vapor insignificantes para as faixas de pressões de trabalho, os calores de solução nulos e não houvesse efeito de "flasheamento" nem preaquecimento da solução a ser concentrada, ter-se-ia que a condensação de 1 kg de vapor provocaria a vaporização de 1 kg de água solvente da solução. Se o evaporador considerado fosse o primeiro efeito de um sistema múltiplo, repetindo o raciocínio anterior, 1 kg de vapor liberado nesse primeiro efeito, ao ser aproveitado como agente de aquecimento no segundo, provocaria a vaporização de 1 kg de água neste último. Estendendo o processo idealizado até o último efeito chega-se à conclusão que, num evaporador de N efeitos, 1 kg de vapor fornecido poderia provocar a vaporização de N kg de água.

Embora na prática a situação considerada nunca aconteça, o exemplo serve para visualizar a redução de consumo de vapor de processo que o aumento do número de efeitos pode propiciar num sistema de evaporação.

Na igualdade dos demais parâmetros a vazão de vapor do último efeito também tende a diminuir quando aumenta o número de efeitos. Como esse vapor é condensado, o consumo de água de condensação também tende a diminuir quando aumenta o número de efei\_

tos. No entanto, existem algumas questões práticas que limitam o número de efeitos. Conforme será discutido posteriormente o salto térmico global disponível para o sistema de evaporação é praticamente fixo e não pode ser aumentado além de certos limites. O salto térmico global é a diferença entre a temperatura do vapor condensante no primeiro efeito e a temperatura de saturação da água pura na pressão do espaço do vapor do último efeito.

O salto térmico global é dividido entre todos os efeitos de modo que, se não existisse EPE, seria igual à soma das diferenças de temperatura de cada efeito. A diferença de temperaturas num efeito é definida como a diferença entre a temperatura do vapor condensante e a temperatura de saturação da solução correspondente à pressão no espaço de vapor desse efeito. Esta diferença de temperaturas é chamada de diferença aparente de temperatura e é objetivo de análise no item 3.7 e no Anexo A. Comparando agora dois sistemas de evaporação com a mesma área de troca térmica, com EPE desprezível e com diferentes números de efeitos, tem-se que, em igualdade dos demais parâmetros, para o mesmo salto térmico global, a capacidade de evaporação ou capacidade térmica do sistema de menor número de efeitos será maior já que as diferenças de temperatura em cada efeito também serão maiores. O comentário anterior é ilustrado com o exemplo a seguir. Considere-se um sistema de evaporação de N efeitos, cada um deles com a mesma área de troca térmica  $A$ , o mesmo coeficiente global de transmissão de calor  $U$  e a mesma diferença de temperatura  $\Delta t$ , o salto térmico global  $\Delta t_g$  será:

$$\Delta t_g = N \Delta t \quad (3.5)$$

e a capacidade térmica  $\dot{Q}$  :

$$\dot{Q} = N U A \Delta t . \quad (3.6)$$

Considere-se agora um evaporador de um único efeito com área de troca térmica  $A_1$  igual à do sistema de evaporação de  $N$  efeitos,

$$A_1 = N A, \quad (3.7)$$

se o coeficiente global de transmissão de calor fosse igual ao do caso anterior, o mesmo acontecendo com o salto térmico global, a capacidade térmica seria:

$$\dot{Q}_1 = U A_1 \Delta t_g , \quad (3.8)$$

utilizando as equações (3.7) e (3.5):

$$\dot{Q}_1 = N(N U A \Delta t) = N \dot{Q}, \quad (3.9)$$

ou seja para mesma área de troca térmica a capacidade térmica do evaporador de um único efeito seria  $N$  vezes maior do que a do sistema de  $N$  efeitos.

Na prática existe um outro fator que limita a capacidade quando se aumenta o número de efeitos: trata-se da elevação do ponto de ebulição (EPE) que faz com que a soma dos  $\Delta t$  de cada efeito seja menor que o salto térmico global. Existindo EPE o vapor liberado num efeito será superaquecido e ao entrar no efeito seguinte sofrerá um resfriamento e só condensará quando a sua temperatura tenha diminuído de um valor igual à EPE (desprezando as perda de pressão).

Num sistema real de  $N$  efeitos, se a diferença efetiva de

temperatura no efeito genérico  $i$  é indicada com  $\Delta t_i$  e a elevação do ponto de ebulição nesse mesmo efeito com  $EPE_i$ , o salto térmico global  $\Delta t_g$  é dado por:

$$\Delta t_g = \sum_{i=1}^N EPE_i + \sum_{i=1}^N \Delta t_i. \quad (3.10)$$

O último termo da equação anterior é chamado de variação total efetiva de temperatura e, pelo visto anteriormente, esta última quantidade diminui quando aumenta o número de efeitos sem alterar o salto térmico global.

Para ilustrar a consideração anterior com um novo exemplo pode se dizer que a capacidade de um evaporador de duplo efeito com EPE não desprezível é menor que a metade da capacidade de um simples efeito com a mesma área global de transferência de calor operando sob o mesmo  $\Delta t_g$ .

A elevação do ponto de ebulição do licor negro não é muito significativa mas também não é desprezível. Para uma concentração de 46% a equação (3.3) fornece:

$$EPE_{(C=0,46)} = 5,6 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3.11)$$

Na prática os sistemas de evaporação para concentração de licor negro com evaporadores de tubos longos verticais operam geralmente entre 5 e 7 efeitos. Para soluções com maior EPE, o número ótimo de efeitos é normalmente menor. Se se utiliza circulação forçada a diferença mínima de temperatura requerida em cada efeito seria menor e poderia se operar com um maior número de efeitos.

Finalmente o conceito de número ótimo de efeitos atende ao critério econômico de custo mínimo global conforme mostra



do na figura 3.4.

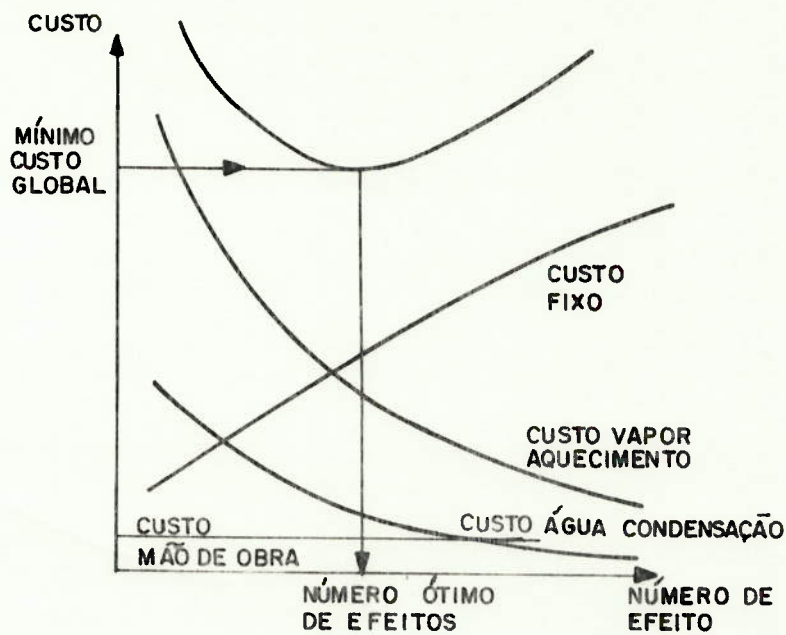


Figura 3.4 - Custo dos EME

Conforme assinalado, os custos do vapor de aquecimento e da água de condensação diminuem com o aumento do número de efeitos, os custos de mão-de-obra são praticamente invariáveis aumentando ligeiramente com o número de efeitos e os custos fixos, cuja parcela principal é o custo do investimento na instalação, crescem quase que proporcionalmente ao número de efeitos. Outros custos de menor importância como energia elétrica para bombeamento, manutenção, etc, foram desprezados. Na prática as análises para definição de um sistema ótimo de evaporação devem levar em conta a concepção geral do mesmo e não apenas o número de efeitos.

Alguns parâmetros econômicos típicos para os Estados Uni



dos e úteis para as análises anteriores são indicados a seguir [Guimarães et alii (1982)].

Os investimentos em evaporadores do tipo de tubos verticais longos  $P_e$  podem ser estimados pela expressão:

$$P_e = 3504 A^{0,778}, \quad (3.12)$$

onde:

$P_e$  = preço do evaporador em dólares americanos incluindo instalação,

$A$  = área de transferência de calor em  $m^2$ .

Os investimentos  $P_t$  em dólares para trocadores de calor, incluindo instalação, para preaquecimento da solução com condensado efluente ou com o próprio licor concentrado podem ser estimados com:

$$P_t = 2595 A^{0,65}. \quad (3.13)$$

Na compressão mecânica de vapor, aplicada aos sistemas de evaporação (assunto que será discutido posteriormente), os investimentos  $P_c$  em dólares com os compressores de vapor d'água, incluindo instalação, podem ser estimados através da expressão:

$$P_c = 8751 \dot{W}^{0,652}, \quad (3.14)$$

onde:

$\dot{W}$  = potência em HP menor que 1.230 HP,

ou:

$$P_c = 8470 \dot{W}^{0,652}, \quad (3.15)$$

para potências maiores que 1.230 HP.

### 3.5 Salto Térmico Global

Conforme definido anteriormente o salto térmico global é a diferença entre a temperatura do vapor condensante no primeiro efeito (vapor saturado proveniente de uma fonte externa, chamado de vapor vivo) e a temperatura de saturação da água pura na pressão do espaço de vapor do último efeito.

Pelo visto no item anterior seria interessante que o salto térmico global fosse o maior possível. Para um dado número de efeitos a uma dada capacidade térmica, quanto maior for o salto térmico, menor será a área necessária de transferência de calor e, conseqüentemente, menor o investimento. Por outro lado, um aumento no salto térmico pode propiciar importantes economias de vapor vivo, uma vez que pode viabilizar o aumento do número de efeitos.

No entanto, existem fatores que limitam o salto térmico global e que são discutidos a seguir.

Em geral, os EME para concentração de licor negro recebem vapor vivo saturado a uma pressão absoluta máxima de 3,5 a 4,5 kgf/cm<sup>2</sup>, operando com uma pressão absoluta mínima de 0,14 a 0,15 kgf/cm<sup>2</sup> no espaço de vapor do último efeito [Swartz (1978)]. O uso de pressões mais elevadas na entrada é inviável já que aceleraria a formação de incrustações no interior dos tubos do primeiro efeito, devido às temperaturas inconvenientes que seriam atingidas pelo licor. O problema de incrustações nos primeiros efeitos do lado do licor nos EME é crítico fazendo com que seja necessária a limpeza periódica dos mesmos. A limpeza é feita com condensado ou licor fraco e a

freqüência mínima recomendada é de 4 horas a cada 2 semanas. Na prática podem ser tomadas uma série de providências para atenuar o problema das incrustações e permitir em alguns casos uma ligeira elevação da pressão do vapor vivo. Alguns pontos a serem observados são:

- . controlar a lavagem e impedir a presença de fibras no licor, inclusive instalar filtros na entrada dos EME;
- . controlar a caustificação para minimizar depósitos de  $\text{Na}_2\text{CO}_3$ ;
- . controlar a clarificação para evitar depósito de  $\text{CaCO}_3$ ;
- . controlar a caldeira de recuperação para minimizar depósitos de  $\text{Na}_2\text{SO}_4$ ;
- . operar com altos valores pH (de 11 a 12) para evitar a precipitação da lignina.

Já no último efeito, um vácuo excessivo é desaconselhável, principalmente porque pode provocar o aumento das perdas de sólidos (com reagentes de alto custo a serem recuperados) por arraste pelo vapor a ser condensado, as perdas máximas admissíveis de sólidos na evaporação correspondem a 0,1% dos sólidos totais no licor concentrado, sendo aconselhável evitar perdas superiores a 0,05%. A baixas pressões, os altos volumes específicos do vapor implicam em altas velocidades de escoamento que propiciam o arraste. O arraste também é favorecido pela formação de espumas devidas a substâncias saponificantes.

Aproveitando a última consideração pode-se assinalar que a formação de espumas é maior nos efeitos com baixas concen\_

trações de licor o que constitui um motivo para evitar a alimentação do licor fraco no último efeito. Swartz aconselha que a concentração no último efeito seja de 25 a 30 % de sólidos. Este assunto será discutido com mais detalhe no item seguinte. Com relação ainda à pressão mínima no espaço do último efeito, deve-se indicar que uma pressão muito baixa também aumentaria os custos operacionais dos sistemas de vácuo (geralmente ejetores a vapor).

### 3.6 Formas de Alimentação nos Evaporadores de Múltiplo Efeito

Nos EME a alimentação da solução a ser concentrada pode ser de diferentes tipos:

- . alimentação direta;
- . alimentação em contracorrente;
- . alimentação mista;
- . alimentação paralela.

A seguir são discutidos os fundamentos dos diversos sistemas de alimentação, mostrados na figura 3.5, e comentada a solução adotada nos EME para concentração de licor negro.

Na alimentação direta (figura 3.5a), também chamada de alimentação frontal, a solução a ser concentrada é introduzida no primeiro efeito e vai passando para os efeitos seguintes paralelamente ao fluxo de vapor. A solução concentrada é retirada no último efeito. Esta forma de alimentação apresenta o sistema mais simples de bombeamento já que o escoamento da solução se dá no sentido das pressões decrescentes sendo necessário apenas o bombeamento da alimentação para o primeiro efei



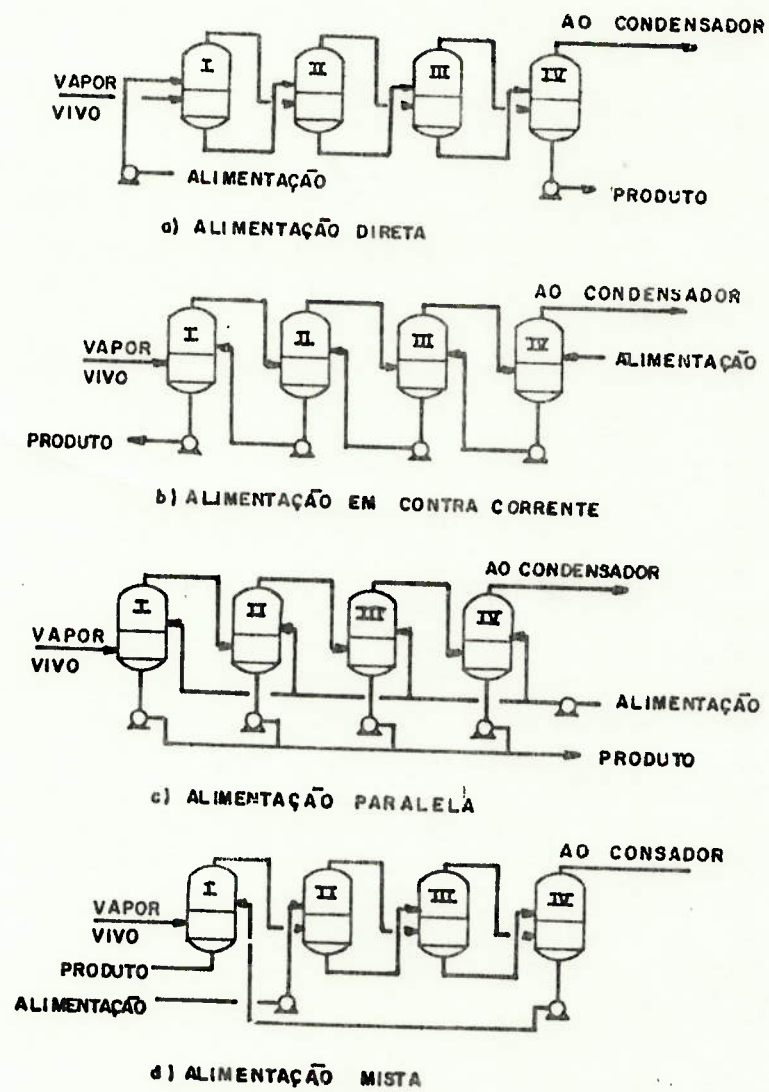


Figura 3.5 - Formas de alimentação dos EME

- a) alimentação direta, b) alimentação em contra corrente, c) alimentação paralela, d) alimentação mista [Espanha(1982)]

to e da extração do último.

A alimentação direta é interessante quando a solução a ser concentrada se encontra numa temperatura elevada e desaconselhável quando esta temperatura é baixa. Por exemplo, se a solução na alimentação estivesse numa temperatura maior do que a temperatura de saturação no primeiro efeito, ao ser introduzida no mesmo sofreria "flasheamento" e o vapor assim formado provocaria vaporização adicional nos efeitos seguintes. Contrariamente, se a solução estivesse inicialmente numa temperatura muito inferior à temperatura de saturação no primeiro efeito, haveria neste um consumo importante de vapor vivo para preaquecer a solução até a temperatura de ebulição e o vapor assim condensado não estaria sendo consumido de forma eficiente já que não provocaria nenhuma vaporização adicional nos efeitos seguintes, sem se aproveitar do fator multiplicador dos EME. O "flasheamento" anteriormente mencionado acontece em todos os efeitos quando se usa este tipo de alimentação. A alimentação direta não é conveniente quando o aumento de concentração na solução provoca importantes aumentos de viscosidade já que, nesta forma de alimentação, a solução mais concentrada encontra-se no último efeito, que é o de menor temperatura, agravando o problema de aumento de viscosidade que implica na redução do coeficiente de transferência de calor. De um modo geral pode-se dizer que este coeficiente, no último efeito dos EME que operam com alimentação direta, tende a ser baixo já que, à influência da viscosidade, soma-se a da baixa pressão no espaço do vapor que também provoca uma redução no coeficiente de transferência de calor. Esta afirmação é confirmada pela equa-

ção de Jakob que, para um regime de ebulição nucleada, relaciona o coeficiente de convecção  $\alpha_0$  de um líquido em ebulição à pressão da atmosfera  $p_0$  com o novo coeficiente para uma nova pressão  $p$  menor que  $p_0$ :

$$\alpha = \alpha_0 \left( \frac{p}{p_0} \right)^{1/3} \quad (3.16)$$

A alimentação direta pode ser conveniente ou necessária com soluções que possam sofrer degradação ou alterações quando concentradas a altas temperaturas.

Na concentração do licor negro, o aumento da viscosidade com a concentração, comentado anteriormente, faz com que a alimentação direta não seja utilizada.

Na alimentação em contracorrente, (figura 3.5b) também chamada alimentação de retorno ou invertida, a solução a ser concentrada é introduzida no último efeito (o de menor temperatura), a extração deste alimenta o efeito anterior e assim sucessivamente até chegar ao primeiro efeito, cuja extração é a solução concentrada final. Este método exige uma bomba entre cada par de efeitos consecutivos. Como a solução mais concentrada se encontra no efeito de maior temperatura, o problema de aumento da viscosidade é menos crítico do que no caso da alimentação direta. Por este motivo, a alimentação em contracorrente é indicada para concentração de soluções viscosas. Na alimentação em contracorrente a solução entra necessariamente subresfriada em todos os efeitos a menos do último, isto provoca uma redução nos coeficientes de transferência de calor. Do ponto de vista energético a alimentação em contracorrente não é interessante quando a solução a ser concentrada se encontra numa temperatura muito elevada (ao contrário do que acon-

tece com a alimentação direta). Por exemplo, se a solução na alimentação estivesse a uma temperatura muito maior do que a temperatura de saturação no último efeito, ao ser introduzida nele sofreria "flasheamento" e o vapor assim formado, além de não ser aproveitado em outros efeitos, poderia prejudicar o sistema de condensação e vácuo. Nesse sentido existem restrições para a aplicação do sistema de alimentação em contracorrente nos EME das fábricas de celulose já que a pressão no espaço de vapor no último efeito (de  $0,14 \text{ kgf/cm}^2$  conforme discutido no item anterior) corresponde uma temperatura de saturação de vapor d'água de aproximadamente  $52^\circ\text{C}$  e o licor negro fraco proveniente da lavagem é normalmente disponível a uma temperatura da ordem de  $80^\circ\text{C}$ . O vapor adicional formado no último efeito, de alto volume específico e conseqüentemente altas velocidades de escoamento, agravaria os problemas de arraste comentados no fim do item anterior e que seriam mais críticos ainda pela maior tendência à formação de espumas nas baixas concentrações.

Na alimentação mista (figura 3.5d), a solução a ser concentrada é alimentada num efeito intermediário e entre este e o último efeito o sistema se comporta como na alimentação direta. A extração do último efeito é bombeada para o efeito anterior ao da alimentação e deste até o primeiro o comportamento corresponde ao da alimentação em contracorrente. Este sistema evita o problema de elevação excessiva de viscosidade no último efeito da alimentação direta e também problemas tais como excessivo "flasheamento" no último efeito na alimentação em contracorrente.



A alimentação mista, com algumas características particulares, é o sistema utilizado nos EME de concentração de licor nas fábricas de celulose pelo processo kraft. Nestas últimas, é normal utilizar alimentação mista em evaporadores de 6 efeitos com a alimentação do licor entrando no quarto ou quinto efeitos (ou em ambos simultaneamente).

Na alimentação paralela (figura 3.5d), a solução a ser concentrada é introduzida em paralelo em todos os efeitos e a solução concentrada final é uma mistura de todas as extracções. A alimentação paralela é utilizada em alguns casos particulares, geralmente quando a alimentação já está saturada e o produto final é um sólido. Neste caso a utilização de evaporadores com circulação forçada ou agitação permite que a alimentação "lave" as impurezas do produto sólido [Perry & Chilton (1980)]. A alimentação paralela é utilizada, por exemplo, na obtenção de sal de cozinha mas não apresenta interesse na concentração do licor negro.

Finalmente deve-se assinalar que não existe nenhuma fórmula que permita prever "a priori" qual a solução ótima da forma de alimentação. Na prática as análises para determinação de um sistema ótimo de evaporação devem atender ao conceito de custo mínimo global e devem levar em conta a concepção geral do sistema considerando: número de efeitos, forma de alimentação, sistemas de recuperação de calor com tanques de re-evaporação e preaquecedores da alimentação, etc.

### 3.7 Transferência de Calor em Evaporadores

Um corpo de um evaporador é um tipo especial de trocador de calor com mudança de fase nos fluidos que participam da interação de transferência de calor. Um estudo detalhado desses processos de transmissão de calor foge ao escopo do presente trabalho. No entanto interessa avaliar as alterações nos coeficientes globais de transmissão de calor decorrentes da substituição do vapor d'água condensante por um outro fluido que pode ser um hidrocarboneto halogenado. Este último estudo é de fundamental importância ao se analisar o SICMV, já que a característica fundamental deste sistema é a substituição do vapor d'água por um outro fluido de trabalho. Nesse sentido, no Anexo A, são apresentadas algumas considerações sobre o problema de transferência de calor nos evaporadores de tubos longos verticais, na concentração de licor negro, para posteriormente estudar o efeito da substituição do vapor d'água condensante externamente aos tubos pelo vapor de um fluido refrigerante (R11, R113, R114).

Em geral o calor trocado por unidade de tempo  $\dot{Q}$  num evaporador de tubos longos verticais é dado pela expressão:

$$\dot{Q} = U A \Delta t, \quad (3.17)$$

onde:

A : somatório das áreas internas dos tubos do evaporador,

$\Delta t$ : diferença aparente de temperatura, definida como a diferença entre a temperatura do vapor condensante do lado externo dos tubos e a temperatura de saturação da solução correspondente

ã pressão no espaço do vapor [ Kern(1980)],

U: coeficiente global de transmissão de calor referido à área interna dos tubos.

O coeficiente U pode ser estimado pela seguinte equação:

$$\frac{1}{U} = \frac{r_i}{r_e \alpha_c} + \frac{R_{ex} r_i}{r_e} + \frac{r_i \ln \left( \frac{r_c}{r_i} \right)}{K} + R_i + \frac{1}{\alpha_i}, \quad (3.18)$$

onde:

$r_i$  = raio interno do tubo,

$r_e$  = raio externo do tubo,

$R_i$  = resistência térmica por unidade de área da incrustação interna,

$R_{ex}$  = idem da incrustação na superfície exterior dos tubos,

$\alpha_i$  = coeficiente de troca de calor por convecção entre o licor negro e a parede interior do tubo,

$\alpha_c$  = coeficiente de troca de calor por convecção entre o vapor condensante e a parede externa do tubo,

K = condutibilidade térmica do material da parede do tubo.

A seguir são apresentados valores típicos dos coeficientes de transmissão de calor nos evaporadores de concentração de licor negro.

Os valores normais de U para evaporadores de tubos longos verticais dos EME utilizados para concentração de licor negro situam-se na faixa de 1.000 a 1.450 kcal/h m<sup>2</sup> °C [Kern (1980)]

. Em corpos onde uma parcela importante do calor tro

cado é utilizada para preaquecer o licor até a temperatura de saturação, o valor de  $U$  é bastante inferior ao indicado anteriormente, podendo chegar a ser da ordem de  $500 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$ . O coeficiente de convecção na condensação externa aos tubos pode ser avaliado através da teoria de Nusselt conforme apresentado no Anexo A. Na prática valores usuais de  $\alpha_e$  para vapor d'água situam-se na faixa de  $6.000$  a  $6.500 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$  [ IPT(1978) ].

No Anexo A verifica-se, para um exemplo particular, que, na substituição do vapor d'água por R114, o coeficiente  $\alpha_e$  diminui de  $6.400$  para  $1.818 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$  implicando numa redução de coeficiente global de  $1.180$  para  $856 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$ .

Com relação às resistências térmicas das incrustações, o termo  $(\frac{R_{ex} r_i}{r_e} + R_i)$  da equação (3.18) normalmente é inferior

a  $4.10^{-4} \text{ hm}^2\text{C/kcal}$  [ IPT(1978) ], podendo-se considerar valores médios típicos de  $1.10^{-4} \text{ hm}^2\text{C/kcal}$  a  $2.10^{-4} \text{ hm}^2\text{C/kcal}$ .

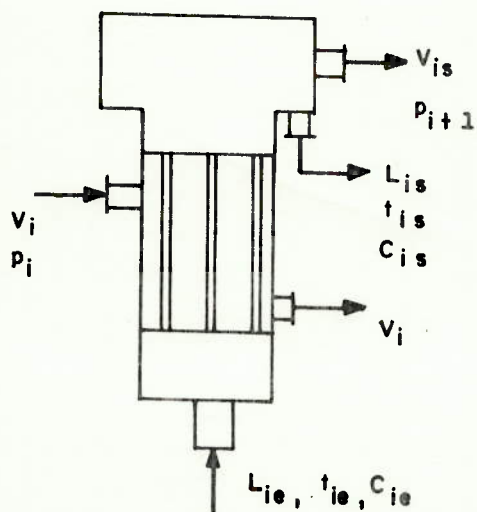
Para  $\alpha_i$  em condições normais devem-se esperar valores da ordem de  $2.500$  a  $3.300 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$ .

Como informação adicional, pode-se assinalar que, em trocadores de calor do tipo "shell & tube" para preaquecimento do licor negro com o condensado do vapor d'água (ambos os fluidos na fase líquida), verificam-se valores de  $U$  típicos da ordem de  $800 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$  [ Guimarães (1982) ]. Para trocadores "shell & tube", para preaquecimento do licor fraco com o licor efluente concentrado, os valores de  $U$  são da ordem de  $700 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{C}}$ .



### 3.8 Balanços de Massa e Energia nos Evaporadores de Múltiplo Efeito

Neste ponto será discutido o problema dos balanços materiais e de energia nos EME para concentração de licor negro.



Corpo i de um EME

Figura 3.6

A figura 3.6 representa o  $i$ -ésimo efeito de um EME. Nele a vazão em massa de licor alimentada  $L_{ie}$ , a uma concentração  $C_{ie}$  e temperatura  $t_{ie}$ , sofre evaporação de uma vazão em massa de água  $V_{is}$ , resultando uma vazão em massa de licor concentrado  $L_{is}$ , numa concentração  $C_{is}$  e temperatura  $t_{is}$ . A vazão em massa do vapor condensante é  $V_i$  e se encontra numa pressão  $p_i$ . A pressão no espaço do vapor é  $p_{i+1}$ . Observe-se que, desprezando as perdas de carga, a vazão  $V_{is}$  numa pressão  $p_{i+1}$  condensará no efeito seguinte (ou no condensador se fosse o último efeito).

Em geral, a vazão em massa de vapor condensante  $V_i$  será a soma das vazões de vapor proveniente do estágio anterior, vazão de vapor vivo da rede, ou ainda vazões provenientes de outras fontes tais como tanques de reevaporação ou ejetores de vapor. Qualquer uma destas parcelas pode ser nula, normalmente no primeiro efeito tem-se o vapor vivo proveniente da rede e nos efeitos seguintes o vapor efluente do efeito imediato anterior. Considera-se que o condensado sai no estado de líquido saturado. Observe-se que no evaporador de tubos verticais longos a temperatura  $t_{is}$  será a temperatura de saturação da solução na pressão  $p_{i+1}$ . Chamando de  $t_{i+1}$  a temperatura de saturação da água para a pressão  $p_{i+1}$  tem-se a relação:

$$t_{is} = t_{i+1} + EPE_i, \quad (3.19)$$

onde:

$EPE_i$  = a elevação do ponto de ebulição da solução no efeito  $i$  ou, com mais rigor, na concentração  $C_{is}$  e na pressão  $p_{i+1}$ .

Com as considerações anteriores, o balanço global de massa resulta:

$$L_{ie} = L_{is} + V_{is}, \quad (3.20)$$

e o balanço de massa para os sólidos:

$$L_{ie} C_{ie} = L_{is} C_{is}, \quad (3.21)$$

desprezando qualquer perda de sólidos por arraste pelo vapor.

Para o balanço de energia-pode se fazer uma aproximação que implica em erros práticos desprezíveis e que consiste em

desprezar os superaquecimentos do vapor. Como, para uma concentração de 46%, a EPE é de 5,6°C, considerando que o calor específico à pressão constante do vapor d'água é de 0,46kcal/kg°C e as entalpias de vaporização do vapor nas pressões de trabalho são normalmente maiores que 500 kcal/kg é de se esperar que os erros cometidos ao desprezar os superaquecimentos do vapor sejam menores que um erro de 1% na apreciação das entalpias de vaporização. Com a hipótese anterior e considerando desprezível o calor de solução tem-se:

$$V_i h_{\ell vi} = L_{ie} c_{pi} (t_{is} - t_{ie}) + V_{is} h_{\ell vi+1} + \dot{Q}_{pi}, \quad (3.22)$$

onde:

$h_{\ell vi}$  = entalpia de vaporização da água à pressão  $p_i$ ,

$h_{\ell vi+1}$  = idem à pressão  $p_{i+1}$ ,

$c_{pi}$  = calor específico à pressão constante do licor na concentração  $C_{ie}$ ,

$\dot{Q}_{pi}$  = perdas de calor por unidade de tempo por convecção e radiação para ambiente no efeito  $i$ .

Na equação anterior considerou-se que as variações de  $c_{pi}$  em função da temperatura entre  $t_{ie}$  e  $t_{is}$  fossem desprezíveis.

Ao escrever as equações anteriores para os diferentes efeitos geralmente devem-se considerar relações adicionais, por exemplo se o vapor condensante no efeito  $i+1$  é simplesmente o vapor efluente do efeito  $i$  tem-se:

$$V_{is} = V_{i+1}, \quad (3.23)$$

Para um par de efeitos  $i$  e  $i+1$  com alimentação direta

tem-se:

$$L_{is} = L_{(i+1)e}, \quad (3.24)$$

$$C_{is} = C_{(i+1)e} \quad (3.25)$$

e se não houver nenhum trocador de calor intermediário:

$$t_{is} = t_{(i+1)e} \quad (3.26)$$

A última equação considera que o "flasheamento" do licor proveniente do efeito  $i$  (por se tratar de alimentação direta) acontece no interior do efeito  $i+1$ .

Para um par de efeitos  $i$  e  $i+1$  com alimentação em contra corrente:

$$L_{ie} = L_{(i+1)s} \quad (3.27)$$

$$C_{ie} = C_{(i+1)s} \quad (3.28)$$

e se não houver nenhum trocador de calor intermediário:

$$t_{ie} = t_{(i+1)s} \quad (3.29)$$

A parcela das perdas de calor da expressão (3.22) pode ser expressa, em primeira aproximação, como uma fração  $f_i$  do termo

$$V_i h_{\ell vi} :$$

$$\dot{Q}_{pi} = f_i V_i h_{\ell vi} \quad (3.30)$$

Com esta última, da equação (3.22), com  $n_i = 1 - f_i$ , tem-se:

$$V_i h_{\ell vi} n_i = L_{ie} c_{pi} (t_{is} - t_{ie}) + V_{is} h_{\ell vi+1} \quad (3.31)$$

Por outra parte, se  $t_i$  fosse a temperatura de saturação da água à pressão  $p_i$ , a diferença aparente de temperaturas  $\Delta t_i$  no efeito  $i$ , conforme definida no item 3.7 seria:

$$\Delta t_i = t_i - t_{is} \quad (3.32)$$



e da (3.19):

$$\Delta t_i = (t_i - t_{i+1}) - EPE_i. \quad (3.33)$$

Observe-se que esta equação permite obter a (3.10).

O calor  $\dot{Q}_i$  efetivamente transferido do vapor para o licor no efeito  $i$  é dado por:

$$\dot{Q}_i = V_i h_{\ell vi} n_i \quad (3.34)$$

e também:

$$\dot{Q}_i = U_i A_i \Delta t_i. \quad (3.35)$$

As equações anteriores, expressas para os diferentes efeitos, levando em conta a forma de alimentação do EME considerado, junto às equações de balanço material e de energia dos outros elementos que eventualmente possam tomar parte do sistema (tais como tanques de reevaporação e trocadores intermediários de calor) permitem montar um sistema de equações cuja solução depende dos dados disponíveis mas exige, geralmente, o procedimento reiterativo. Na solução devem-se considerar as variações de parâmetros tais como  $EPE_i$  e  $C_{pi}$  com a concentração do licor negro.

Em sistemas de EME em operação podem se medir valores de pressões e temperaturas e algumas vazões e calcular os coeficientes globais de transmissão de calor para avaliar, por exemplo, a existência de incrustações.

No projeto de sistemas novos deseja-se calcular as áreas de troca e os consumos de vapor. Geralmente as áreas de troca são iguais para todos os efeitos por motivos de uniformida

de no tamanho do equipamento o que normalmente implica em menor custo. Alguns autores aconselham, como critério de projeto, que as transferências de calor sejam iguais em todos os efeitos [Centro de Estudios de la Energia (1982)] . As duas últimas condições quando adotadas, levam a dividir a variação total efetiva de temperatura, dada pela equação (3.10), entre os diversos efeitos em relação inversa aos coeficientes globais de transmissão:

$$\frac{\Delta t_i}{\Delta t_j} = \frac{U_j}{U_i} . \quad (3.36)$$

De qualquer forma o anterior é apenas um critério e o mais conveniente seria dispor de um programa de computador, baseado nas equações apresentadas, para simular diversas configurações e condições operacionais visando a otimização do sistema.

### 3.9 Possíveis Melhorias nos Evaporadores para Concentração de Licor Negro

Neste ponto são apresentadas de forma sucinta, algumas possíveis melhorias aplicáveis aos EME deixando a CMV para um próximo capítulo. Algumas das medidas podem se constituir em alternativas à aplicação da CMV e outras podem ser implantadas em conjunto com a CMV no rearranjo geral do sistema que normalmente acompanha a adoção desta última medida. Por este motivo, ao se analisar a viabilidade técnica e econômica da CMV, é de fundamental importância considerar também as medidas que são comentadas a seguir. Algumas delas implicam em melhorias no balanço energético geral da unidade industrial e não especi

ficamente da evaporação, por exemplo, as recuperações de calor com aproveitamento em outros pontos do processo.

### 3.9.1 Aproveitamento da água de condensação do vapor efluente do último efeito

Conforme o considerado em 3.5 o vapor efluente do último efeito está a uma pressão mínima de  $0,14 \text{kgf/cm}^2$  à qual corresponde uma temperatura de saturação de  $52^\circ\text{C}$ . Na maioria das situações práticas é possível obter, num condensador indireto, água limpa de condensação a uma temperatura em torno de  $45^\circ\text{C}$  numa vazão significativa.

Uma possibilidade consiste na utilização dessa água na reposição das caldeiras. Nesse caso a água de reposição pode ser desmineralizada antes ou após o aquecimento no condensador, dependendo da temperatura máxima de operação das resinas catiônicas e aniônicas. Em geral, pelo balanço térmico global de uma fábrica integrada de celulose e papel, o potencial de recuperação de calor com esta medida excede à quantidade de calor necessária para o preaquecimento da totalidade da água de reposição. O preaquecimento indicado implica na redução do consumo de vapor de baixa pressão na desaeração que antecede à(s) caldeira(s). A questão da contaminação da água não parece ser muito problemática uma vez que a pressão no condensador, do lado do vapor, é menor do que a do lado da água. Além disso, podem-se instalar dispositivos de segurança (por exemplo: condutivímetro) ao longo da linha para o desvio da água, em caso de contaminação, antes da chegada ao desaerador. Uma outra possibilidade, que pode ser mais interessante que a an

terior, consiste no aproveitamento da água aquecida na reposição de água nas máquinas de papel.

### 3.9.2 Retirada lateral de vapor num efeito intermediário

Esta medida refere-se ao aproveitamento, em qualquer ponto da unidade industrial, de uma parte do vapor contaminado efluente de um efeito intermediário em substituição ao vapor vivo, proveniente das caldeiras, inicialmente consumido nesse ponto. A ilustração do resultado desta medida vai se dar através de um exemplo.

Considere-se um sistema ideal de EME com seis efeitos que, com as hipóteses feitas no item 3.4, permitiria evaporar 6 kg de água por cada kg de vapor vivo e suponha-se que seja utilizado 1 kg de vapor efluente do terceiro efeito para economizar 1 kg de vapor vivo em qualquer parte da unidade industrial. Nessa situação ter-se-ia:

- . perda de evaporação nos três últimos efeitos: 3 kg;
- . consumo adicional de vapor vivo no primeiro efeito para compensar a perda anterior: 0,5kg;
- . economia líquida de vapor vivo: 0,5 kg.

O exemplo anterior, além das hipóteses de idealidade, admitiu que os três primeiros efeitos tivessem área de transferência de calor suficiente para permitir o aumento do consumo de vapor neles.

### 3.9.3 Melhorias no sistema de vácuo

O controle do vácuo é de fundamental importância já que, para uma dada temperatura de vapor vivo, uma diminuição do vácuo provoca uma queda no salto térmico global e, ao contrário, um vácuo excessivo provoca perdas indesejáveis de sólidos (por arraste no último efeito) e consumos desnecessários nos ejetores. Uma listagem completa das recomendações de projeto e de cuidados operacionais para os sistemas de vácuo do EME foge ao escopo do presente trabalho [Swartz (1978)], mesmo assim algumas observações importantes são feitas a seguir. Para minimizar o consumo de vapor nos ejetores é importante que a área de troca no condensador seja suficiente. É aconselhável que o condensador seja dimensionado para que a diferença entre a temperatura de saída dos incondensáveis saturados de umidade e a temperatura de entrada da água de resfriamento não seja superior a  $6^{\circ}\text{C}$ . A presença de incondensáveis implica numa redução do coeficiente global de transmissão de calor do condensador. Em condensadores do tipo "shell & tube" que operassem nas mesmas condições, porém sem incondensáveis, seria de se esperar coeficientes globais da ordem de  $1.450 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$  e nos condensadores dos EME das indústrias de celulose têm-se valores da ordem de  $800 \text{ a } 950 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$ . Qualquer modificação que viesse a diminuir as perdas de carga entre o último efeito e o condensador e entre este e o ejetor seria benéfica para reduzir o consumo de vapor vivo de alta pressão neste último. Como estes sistemas normalmente utilizam dois ejetores em série, com um condensador intermediário, é também importante o projeto cui



dados e o controle operacional deste equipamento.

#### 3.9.4 Aumento do número de efeitos

O aumento do número de efeitos é possivelmente a medida que deve ser analisada com maior prioridade quando se estudam melhorias num sistema de EME. As vantagens do aumento do número de efeitos e os fatores limitantes do mesmo foram analisados no item 3.4. No anexo B são feitas considerações adicionais incluindo uma comparação do aumento do número de efeitos com a utilização de Termocompressão.

#### 3.9.5 Limpeza dos tubos dos evaporadores

No anexo A é estudado o efeito da diminuição no coeficiente global de transmissão de calor, em função do tempo de operação de um evaporador, contado desde a última limpeza dos tubos, devido às incrustações. O efeito das incrustações foi analisado no Anexo A e as causas e algumas possíveis providências para atenuar os problemas delas decorrentes foram apresentadas no item 3.5.

#### 3.9.6 Utilização de evaporadores tipo "falling-film" para concentração do licor negro

Um evaporador do tipo "falling-film" é mostrado na figura 3.7.

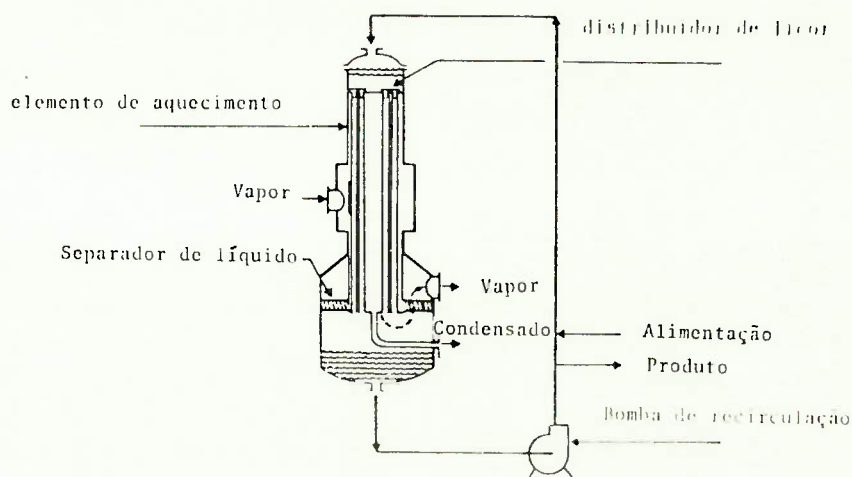


Figura 3.7 - Evaporador do tipo "Falling-film"

O evaporador possui um elemento aquecedor cilíndrico com um feixe de tubos para passagem descendente da solução pelo interior dos mesmos. A alimentação do vapor condensante, externo ao feixe tubular, assim como a remoção de condensado e a eliminação de incondensáveis, não apresentam diferenças com relação ao evaporador de tubos longos verticais de fluxo ascendente. As diferenças fundamentais estão no sistema de circulação do licor. Nos evaporadores "falling-film" o licor a ser concentrado é alimentado no espaço acima do espelho superior do elemento de aquecimento. A pressão do licor nesse espaço e as características do projeto permitem uma distribuição uniforme do licor em todos os tubos. Isso exige uma alta taxa de recirculação que é mantida pela bomba externa. As bolhas de vapor forma

das num mecanismo de ebulição nucleada são arrastadas pelo líquido a altas velocidades. Na parte inferior existe um separador inercial que separa o vapor do líquido a ser recirculado. A utilização deste tipo de evaporadores nas fábricas de celulose é bastante recente. As principais vantagens [Fosberg & Chaussem (1982)] são:

- . a alta taxa de recirculação do licor minimiza a formação de incrustações, inclusive porque elimina possíveis pontos com aumentos localizados de concentrações;
- . podem operar com licor com concentrações de até 60%;
- . como as paredes estão completamente "molhadas" ao longo de todo o tubo e as velocidades de escoamento são elevadas, os coeficientes globais de transmissão de calor são maiores;
- . os altos valores dos coeficientes globais de transmissão de calor permitem diminuir a área de troca ou operar com menores diferenças de temperaturas;
- . esta última condição permite operar com um maior número de efeitos (os sistemas de EME para concentração de licor negro que utilizam evaporadores deste tipo são projetados com 8 ou mais efeitos);
- . a possibilidade de operar com menores diferenças de temperaturas também favorece a aplicação de CMV.

As únicas desvantagens são:

- . consumo adicional de energia na bomba que provoca a alta taxa de recirculação;
- . trata-se de um equipamento recente (para fábricas de celulose)

cuja confiabilidade não foi comprovada ao longo de muitos anos de uso como é o caso dos evaporadores de tubos longos verticais de fluxo ascendente.

A ordem de grandeza do coeficiente global de transmissão de calor dos evaporadores de tipo "falling-film" para concentração de licor negro pode ser avaliada pela expressão:

$$U = 3276,5 - 55,77 C \quad 100 \quad (3.37)$$

onde:

C = fração em massa de sólidos no licor,

[U] = kcal/hm<sup>2</sup>°C.

### 3.9.7 Recuperação de calor do condensado e da solução concentrada

Neste sentido existem diversas possibilidades que têm que ser analisadas em cada caso. Uma possibilidade é a instalação de um tanque de reevaporação do condensado do primeiro efeito com aproveitamento do vapor de "flash" num efeito posterior. outra alternativa é a utilização de trocadores de calor (tipo "shell & tube" ou de placas) para preaquecer a alimentação com o(s) condensado(s).

Esta medida, além de propiciar economias de vapor, elimina pelo menos em parte o preaquecimento do licor no interior do evaporador aumentando a capacidade térmica do mesmo. Outra possibilidade consiste na instalação de trocadores de calor para preaquecer a alimentação com a solução concentrada. A previsão destes sistemas de recuperação de calor num projeto de CMV é de extrema importância já que permite minimizar o consumo remanescente de vapor vivo (vapor de "make-up"). A figura

3.8 mostra um sistema de CMV com recuperação de calor. No item 3.7 são indicados valores típicos dos coeficientes globais de transmissão de calor para trocadores do tipo "shell&tube".

### 3.9.8 Utilização de termocompressão

A termocompressão consiste na compressão do vapor efluente do evaporador num ejetor que utiliza vapor vivo a alta pressão como fluido motor. A descarga do ejetor constitui o vapor condensante consumido pelo evaporador. O sistema é mostrado na figura 3.9

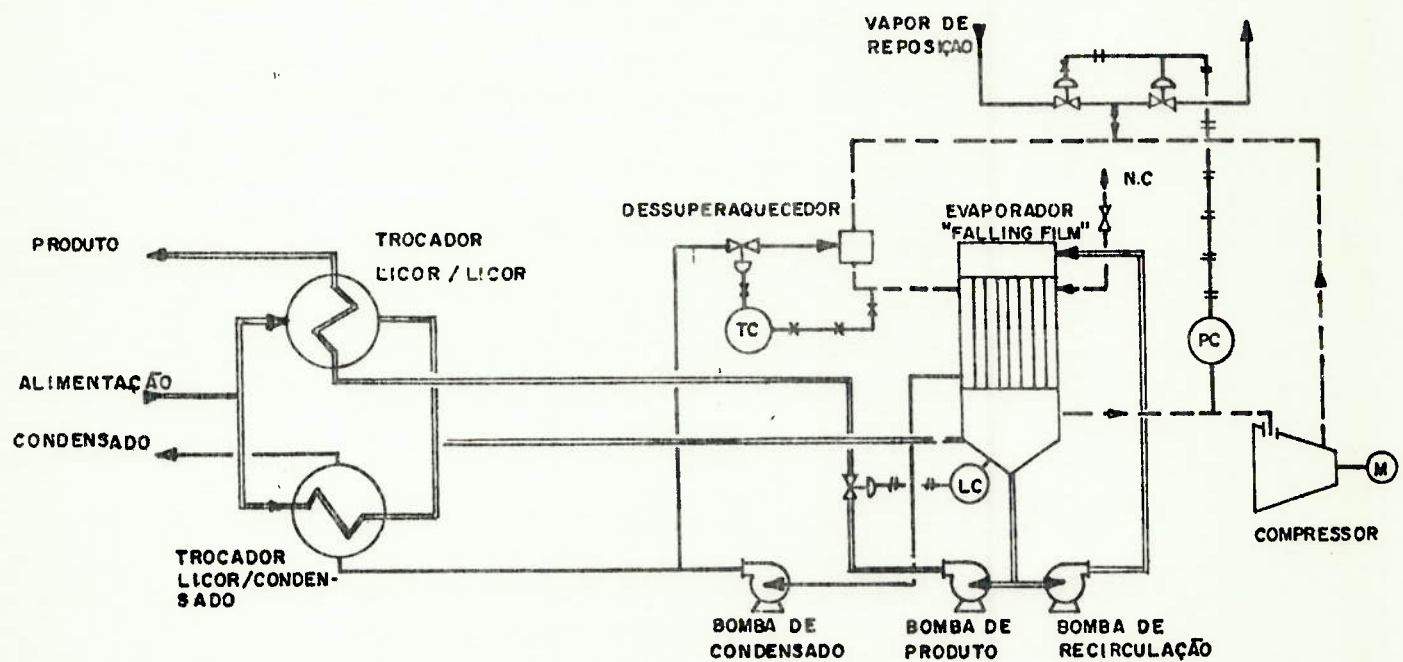


Figura 3.8 - Sistema de CMV com recuperação de calor



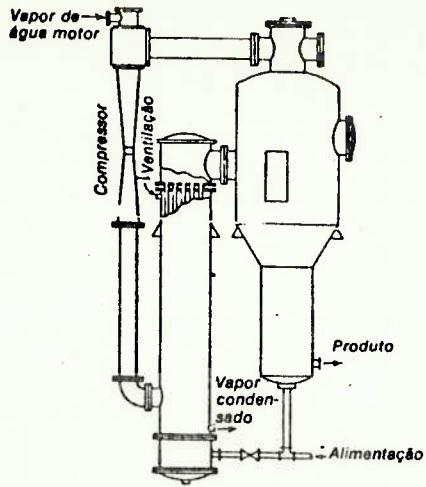


Figura 3.9 - Evaporador com termocompressão

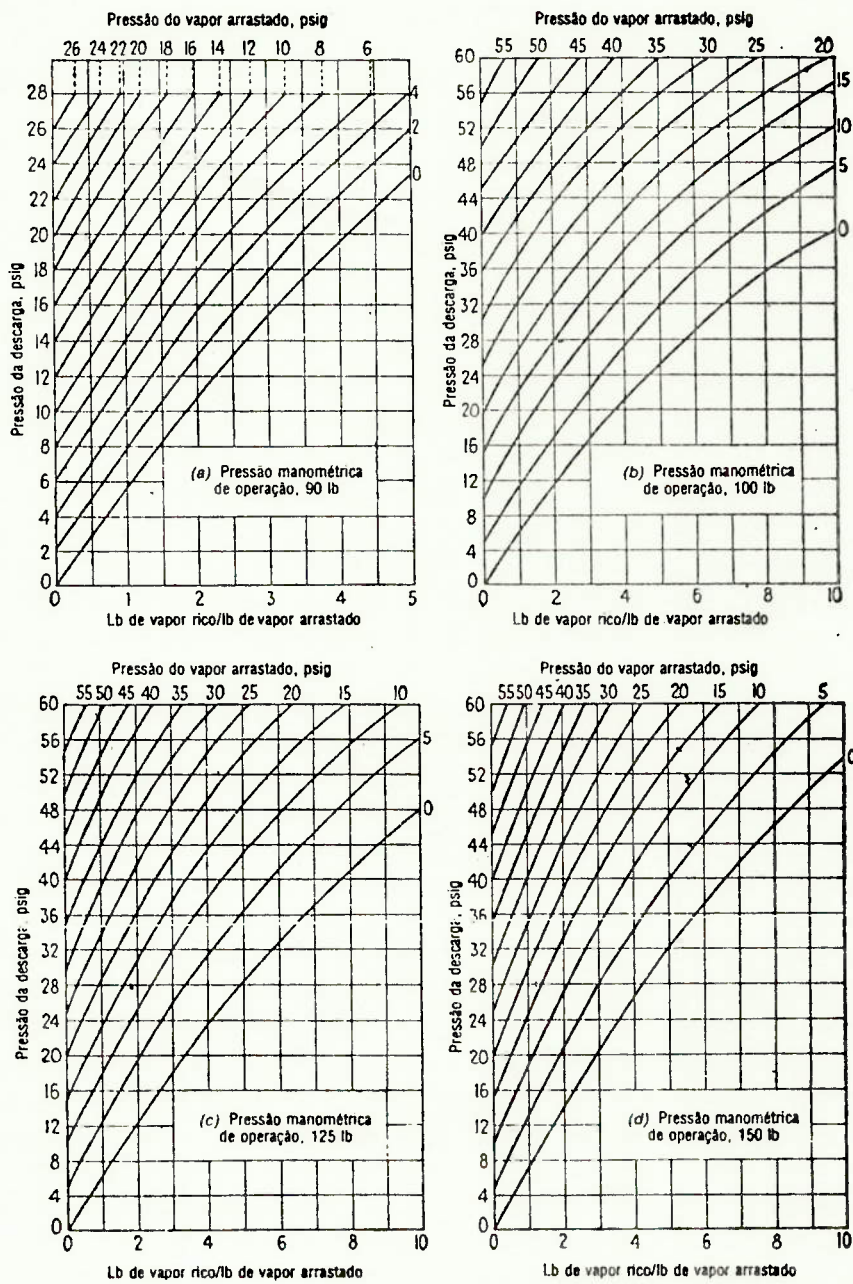


Figura 3.10 - Curvas típicas de um ejetor de vapor

O vapor na sucção do ejetor é chamado de vapor de arraste. A relação entre as vazões em massa de vapor arrastado e de vapor vivo é definida como a relação de arraste do ejetor nessas condições de operação.

Observe-se que a termocompressão utiliza o mesmo princípio da CMV com a diferença de que a recuperação do vapor efluente é apenas parcial. As limitações práticas do ejetor são as seguintes:

- . exige elevadas pressões no vapor motor;
- . permite uma elevação de pressão (diferença entre as pressões das vazões de descarga e de arraste) relativamente baixa;
- . as relações de arraste não são muito altas (geralmente na maior parte das aplicações práticas, são inferiores à unidade).

A figura 3.10 [Kern (1980)] mostra as curvas de um fabricante de ejetores e serve para ilustrar os comentários anteriores. Observe-se que a relação no eixo das abcissas é a inversa da relação de arraste.

Devido à baixa elevação de pressões a termocompressão não permite, nos EME de concentração de licor negro, a recuperação parcial do vapor efluente do último efeito para injeção no primeiro. Em geral a aplicação mais interessante de termocompressão em EME consiste em recomprimir parte do vapor efluente do primeiro efeito para utilização nele mesmo. A aplicação desta medida é comentada no Anexo B.

### 3.9.9 Otimização da alimentação e do sistema de fluxos interiores de licor, vapor e condensado

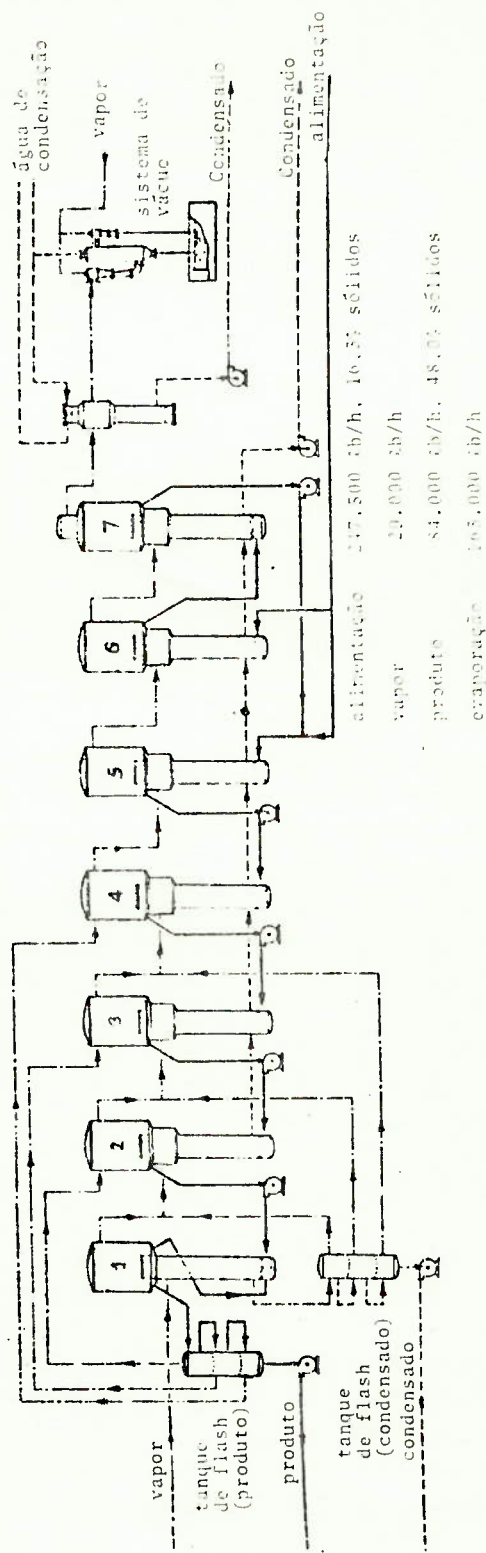
Esta medida está relacionada aos comentários feitos no item 3.6 sobre as formas de alimentação nos EME. Nesse ponto tinha-se indicado que a alimentação dos EME para concentração de licor negro é do tipo misto e tinham-se assinalado os motivos para a adoção dessa solução. No entanto mesmo com esse grau de definição existem diversas opções de escolha tais como a determinação do efeito de alimentação inicial ou a divisão da alimentação para entrada simultânea em dois efeitos diferentes. A otimização dos fluxos deve ser analisada em conjunto com a adoção de qualquer outra das medidas mencionadas anteriormente, tais como aumento do número de efeitos e utilização de trocadores para recuperação de calor.

Neste sentido a otimização do sistema deve ser feita através da execução dos balanços materiais e de energia das diversas alternativas.

A figura 3.11 mostra um exemplo de modificação de fluxos feita numa fábrica de celulose [Swartz(1978) ] . Neste caso, a modificação visava o aumento de capacidade e não a otimização energética. A figura 3.11a mostra a instalação original e a 3.11b a situação após as reformas. Foi obtido um aumento de capacidade de 38% com uma redução de 6% na relação massa de água evaporada - massa de vapor vivo.

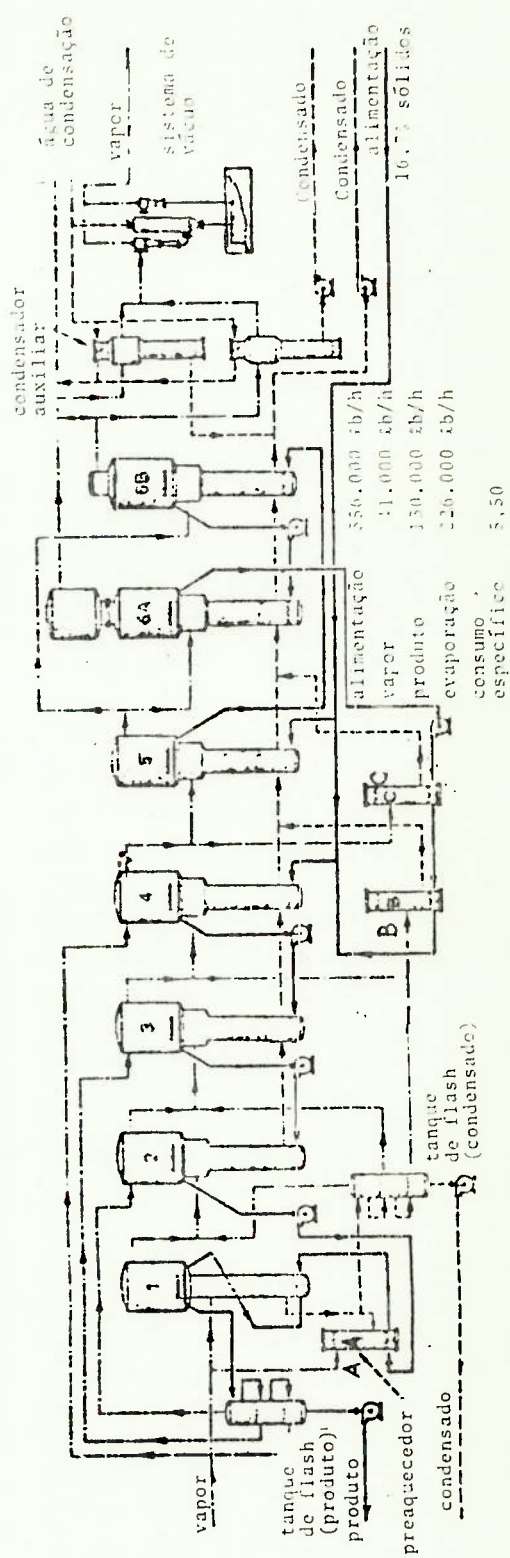
Observe-se que a área global de troca térmica dos evaporadores não foi alterada. Os dois últimos corpos que na situação original eram efeitos independentes passaram a receber, em paralelo, o vapor proveniente do quinto efeito de modo que o número de efeitos diminuiu de 7 para 6. Ao se manter o mesmo salto térmico global, as diferenças de temperatura em cada efeito auu

a) Situação original



alimentação 217.500 lb/h, 16.5% sólidos  
 vapor 29.000 lb/h  
 produto 84.000 lb/h, 48.0% sólidos  
 evaporação 165.000 lb/h  
 consumo específico 3.85 (kg água evaporada/kg vapor)

b) Situação após a reforma



alimentação 356.000 lb/h  
 vapor 31.000 lb/h  
 produto 130.000 lb/h  
 evaporação 226.000 lb/h  
 consumo específico 3.50

Figura 3.11 - Otimização de um sistema de evaporação

mentaram proporcionando aumento de capacidade. O resto do aumento de capacidade foi obtido com os preaquecedores A,B e C. Também foi instalado um condensador auxiliar para atender ao aumento de capacidade. Os aumentos de consumo resultantes da diminuição do número de efeitos foram parcialmente compensados com a instalação dos trocadores para recuperação de calor e a otimização dos fluxos.

#### 3.9.10 Coluna de Evaporação Lockman

A coluna de evaporação Lockman constitui uma alternativa recente para a substituição dos EME na concentração do licor negro. A primeira unidade deste tipo foi instalada em 1977, na Suécia, utilizando vapor de "flash" proveniente do "blow-tank" como fonte de energia [Oiauson (1977)] .

O evaporador Lockman baseia-se no princípio de evaporação através de múltiplas expansões consecutivas. Para entender melhor o seu funcionamento será analisada a seqüência da figura 3.12 e figura 3.13. A figura 3.12a mostra um sistema de evaporação convencional de 3 efeitos com alimentação mista onde os corpos dos evaporadores foram divididos em trocadores de calor e câmaras de expansão. Nestas o vapor é separado do licor concentrado. O sistema inclui também preaquecedores de licor que consomem parte do vapor vivo e parte do vapor efluente dos dois primeiros efeitos. Se fosse introduzida a recirculação do licor, aumentando a vazão pelos preaquecedores e as áreas de troca dos mesmos, o vapor vivo e o vapor efluente dos dois primeiros efeitos poderiam ser utilizados na sua totalidade nesses preaquecedores, conforme mostrado na figura 3.12b.



Observe-se que a evaporação é obtida pelo "flasheamento" do vapor devido às expansões sucessivas do licor. A figura 3.13a mostra o mesmo arranjo mas em posição vertical. A figura 3.13b em correspondência com a anterior, apresenta o mesmo princípio operacional modificando as posições das câmaras de expansão e dos preaquecedores para que o vapor proveniente daqueles entre diretamente nestes. São indicados, também, os orifícios responsáveis pelas quedas de pressão, numa configuração bastante próxima à da coluna Lockman. O condensado contaminado do preaquecedor II se expande no preaquecedor III aproveitando, também, o vapor de "flash". A figura 3.14 mostra um projeto realista de um sistema de evaporação Lockman constituído de certo número de câmaras de expansão, colocadas juntas, telescopicamente, na forma de uma coluna. Cada câmara de expansão envolve o trocador de calor correspondente e comunica com ele através de aberturas para entrada do vapor de "flash" conforme mostrado no detalhe inferior da figura 3.15. Cada câmara de expansão e seu correspondente trocador constituem um conjunto denominado "sarg". Cada "sarg" é uma unidade completa contendo, normalmente, dois trocadores de calor, separadores de gotas e orifícios para licor e condensado. As aberturas na parte superior de cada trocador permitem a entrada do vapor que se condensa sobre os tubos interiores do trocador preaquecendo o licor que escoar através deles.

O licor circulante é bombeado através dos trocadores de calor em série sendo aquecido pelos evaporadores de expansão das diferentes câmaras. Há aquecimento final com vapor vivo num trocador instalado na parte superior da coluna. O licor a

quecido que sai desse trocador desce através das câmaras de expansão sendo expandido nos orifícios existentes na entrada de cada uma delas. No fluxo descendente do licor a pressão e temperatura vão diminuindo. A temperatura atinge cerca de 55°C na câmara de expansão mais baixa. O condensado formado nos trocadores de calor escoam, em fluxo descendente, através de todos os trocadores inferiores "flasheando" na entrada de cada um deles. Em alguns casos os trocadores de calor das duas câmaras inferiores podem ser utilizadas como condensadores de superfície.

Neste último caso a água de resfriamento dos dois trocadores inferiores permite a recuperação de calor secundário na forma de água aquecida.

A mistura de condensado e gases não-condensáveis é retirada dos trocadores inferiores. Os incondensáveis são arrastados pelo sistema de vácuo. Como a queda de pressão entre as câmaras é pequena os orifícios de expansão não precisam ter diâmetros muito pequenos evitando assim os riscos de entupimento.

O sistema Lockamn apresenta algumas vantagens em relação aos EME convencionais [MODO-chemetics (1977)] :

- . a unidade de evaporação é constituída de uma coluna autosustentada que ocupa pouco espaço ;
- . o consumo final deveria ser menor porque apresenta maior facilidade para o aumento do número de estágios e incorpora naturalmente a recuperação de calor dos condensados;
- . a colocação de câmaras de expansão adicionais, com os respectivos trocadores de calor na parte superior da torre, também permite, de maneira relativamente simples, aumentar a capaci

dade de evaporação;

- . utilizando dois ou mais trocadores inferiores como condensadores, como os mesmos estão instalados em série, é possível recuperar água de condensação a uma temperatura maior do que num sistema convencional;
- . o investimento inicial parece ser 5 a 20% mais baixo do que numa instalação convencional;
- . como o volume de licor em cada câmara é pequeno, diminui a possibilidade de formação de espumas ficando também reduzidos os tempos de parada e partida da instalação.

A principal desvantagem é que a concentração obtida não pode ser muito alta pois os problemas relativos às incrustações seriam críticos. Isto se deve, a que a vazão de licor que circula no sistema é muito grande em comparação com a vazão de água evaporada e o sistema todo funciona com uma concentração de sólidos quase constante que coincide com a concentração do produto. Por este motivo, é provável que nas fábricas de celulose (processo Kraft) as colunas Lockman venham ser utilizadas inicialmente como sistemas de preconcentração.

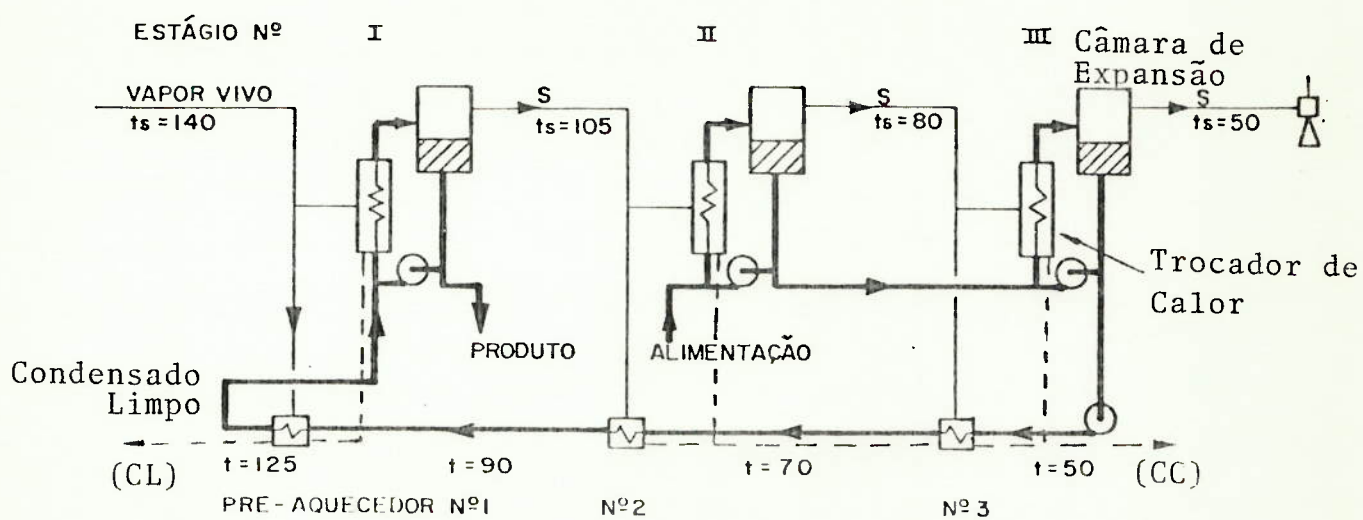


Figura 3.12  
(A) - EVAPORADOR CONVENCIONAL DE TRÊS ESTÁGIOS.

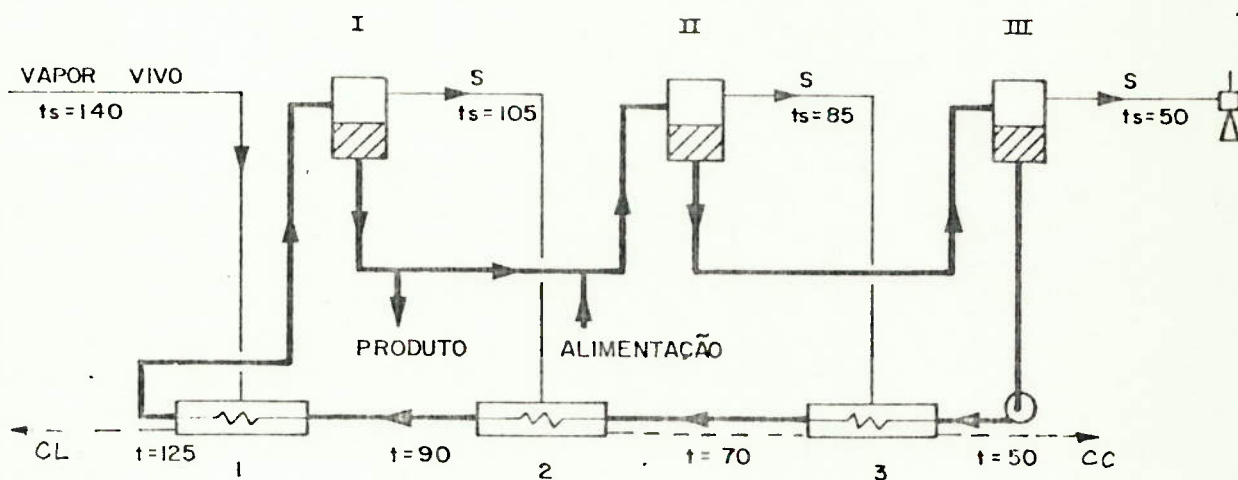


Figura 3.12  
(B) - EVAPORADOR MULTI-FLASH DE TRÊS ESTÁGIOS.

Símbolos

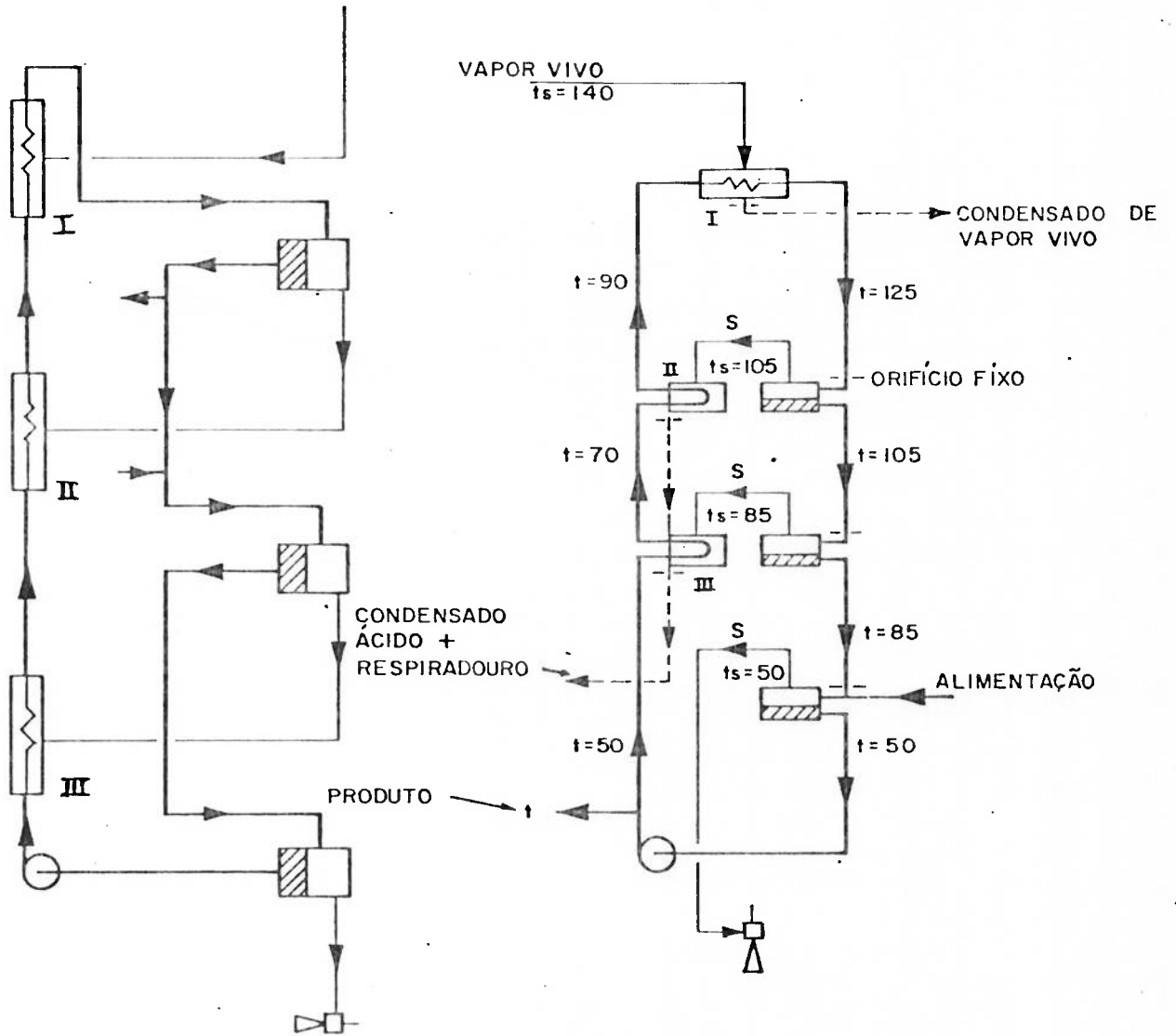
S = Vapor e gás

t = Temperatura em °C

ts = Temperatura de saturação °C

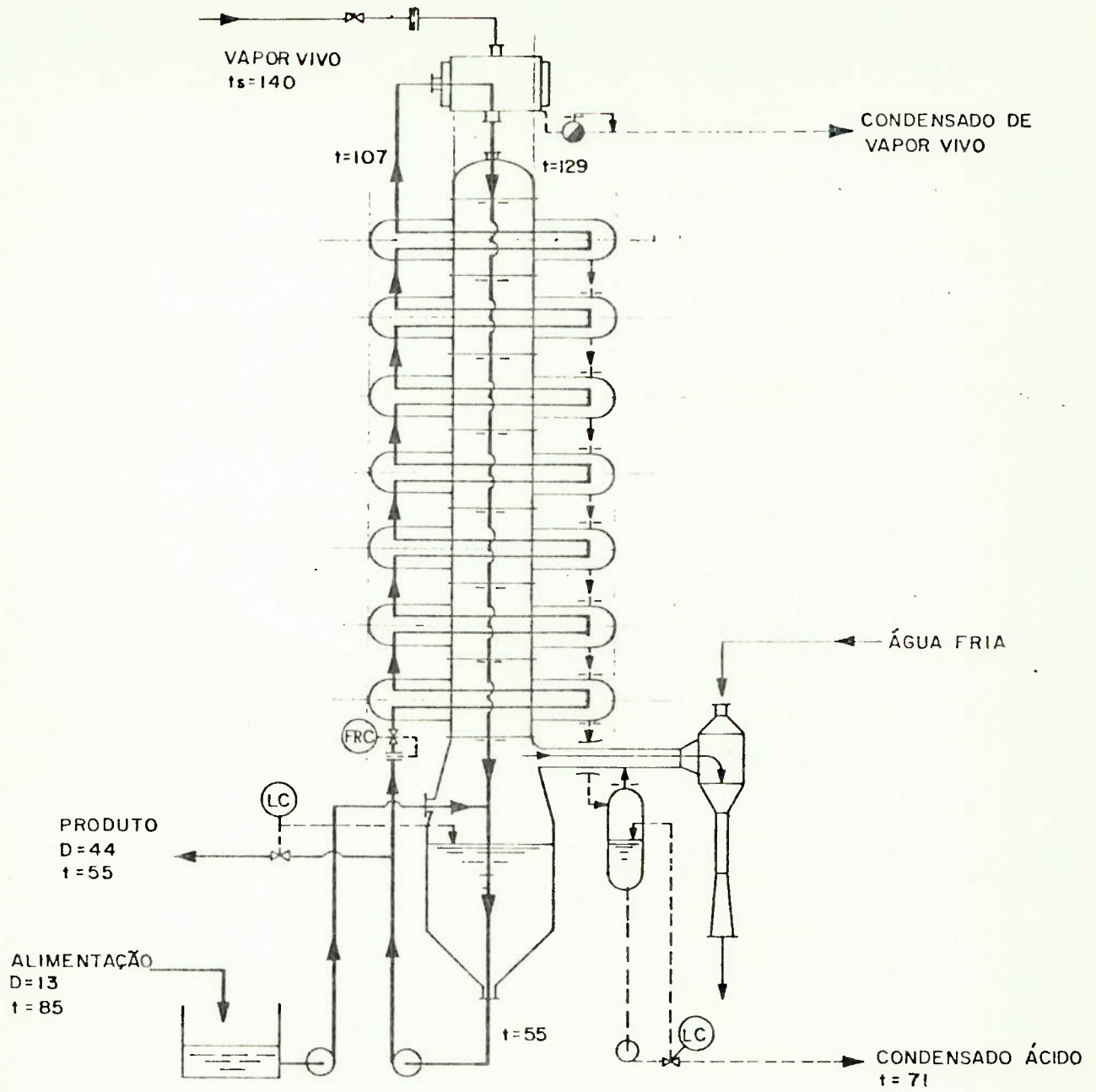
Figura 3.13a - Arranjo da Figura 3.12b  
emposição vertical

Figura 3.13b - Evapora-  
dor Lockman simpli-  
ficado

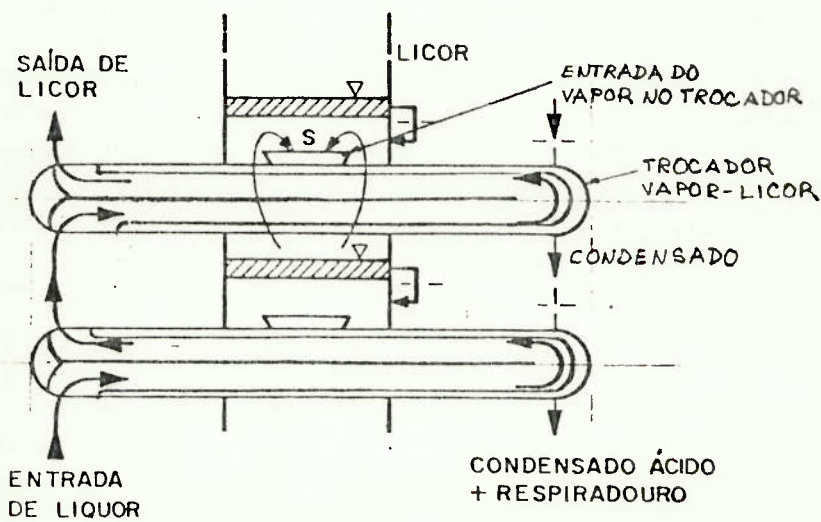


Símbolos  
 S = Vapor e Gás  
 t = Temperatura °C  
 $t_s$  = Temperatura de Saturação °C.





"SARG" - ARRANJO PRINCIPAL



Símbolos

- S = Gás e Vapor
- t = Temperatura °C
- ts = Temperatura de Saturação °C
- D = Conteúdo seco %

Figura 3.14 - Coluna Lockman

## Capítulo 4

### Bombas Térmicas

#### 4.1 Introdução

Neste capítulo são apresentados alguns conceitos fundamentais relativos às bombas térmicas (BT). São analisados, também, diversos fatores que influenciam o coeficiente de eficácia das BT que utilizam o ciclo de compressão de vapor. Desta forma é reunido um conjunto de informações úteis para a discussão, no próximo capítulo, dos sistemas de CMV em EME para concentração de licor negro.

Pode-se dizer que o primeiro passo para a invenção da BT foi dado por Carnot que, em 1824, enunciou as bases termodinâmicas que regem as conversões de calor em trabalho. Em 1840, na Inglaterra, Edwards idealizou um sistema que utilizava o princípio de BT e, em 1852, W. Thomson (Lord Kelvin) propôs uma BT que aplicava o ciclo de compressão de ar. No entanto, a primeira realização prática de BT foi feita por Piccard, na Suíça, em 1878. Desde essa época até 1950 houve uma série de desenvolvimentos tecnológicos relativos às BTs, mas de 1950 a 1970 o interesse diminuiu sensivelmente por causa dos baixos preços dos derivados do petróleo. A partir de 1973 houve um novo e crescente interesse pelos sistemas de BT e, na atualidade, a maioria dos países industrializados se encontra com programas de pesquisa e desenvolvimento, relativos às BTs, em pleno andamento. Do ponto de vista termodinâmico o interesse nas BTs fica perfeitamente justificado pelo elevado rendimento exergético

das mesmas. Este assunto é discutido no anexo C.

#### 4.2 Conceitos Termodinâmicos Básicos

Uma BT é um sistema termodinâmico capaz de operar ao longo de um ciclo recebendo uma quantidade de Calor  $Q_L$  de um meio à temperatura  $T_L$  e fornecendo uma quantidade de calor  $Q_H$  a um meio à temperatura  $T_H$ , sendo  $T_H > T_L$ , às custas do recebimento do trabalho  $W$ . Os meios nas temperaturas  $T_L$  e  $T_H$  são chamados de "fonte fria" e "fonte quente" respectivamente. Pela primeira lei da termodinâmica tem-se:

$$|W| = |Q_H| - |Q_L|. \quad (4.1)$$

São utilizados valores absolutos para evitar dúvidas de sinais já que os mesmos dependem de considerar a referência em relação à BT ou ao meio.

O coeficiente de eficácia, chamado normalmente de coeficiente de operação (COP), é definido pela relação entre o calor cedido à fonte de maior temperatura e o trabalho consumido:

$$\text{COP} = \frac{|Q_H|}{|W|}. \quad (4.2)$$

Para uma BT ideal desenvolvendo um ciclo de Carnot o COP é obtido, em função das temperaturas absolutas das fontes, pela expressão:

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_H}{T_H - T_L} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}}. \quad (4.3)$$

A seguir vai se analisar o efeito de variação das temperaturas  $T_H$  e  $T_L$ . Considere-se inicialmente a variação da temperatura  $T_L$  sendo  $T_H$  constante. Suponha-se que o meio à temperatura  $T_L$  seja um gás perfeito a pressão constante, de massa  $m_L$  e calor específico a pressão constante  $c_{PL}$  sendo  $c_{PL}$  também constante. Se os processos fossem reversíveis, ter-se-ia:

$$\frac{|dQ_H|}{T_H} = \frac{|dQ_L|}{T_L}, \quad (4.4)$$

mas, neste caso:

$$|dQ_L| = c_{PL} m_L |dT_L|, \quad (4.5)$$

ou:

$$|Q_L| = c_{PL} m_L |T_{Lf} - T_{Li}|, \quad (4.6)$$

onde:

$T_{Lf}$  = valor final de  $T_L$ ,

$T_{Li}$  = valor inicial de  $T_L$ .

Integrando a equação (4.4), tendo em conta a (4.5) e as hipóteses anteriores:

$$\frac{|Q_H|}{T_H} = c_{PL} m_L \left| \ln \frac{T_{Lf}}{T_{Li}} \right|. \quad (4.7)$$

Substituindo a equação (4.1) na (4.2) e tendo em conta as equações (4.6) e (4.7), tem-se:

$$\text{COP} = \frac{T_H}{T_H - \frac{|T_{Lf} - T_{Li}|}{\left| \ln \frac{T_{Lf}}{T_{Li}} \right|}} = \frac{T_H}{T_H - \frac{T_{Lf} - T_{Li}}{\ln \frac{T_{Lf}}{T_{Li}}}}. \quad (4.8)$$

Definindo o valor médio logarítmico  $\bar{T}_L$  pela equação:

$$\bar{T}_L = \frac{T_{Lf} - T_{Li}}{\ln \frac{T_{Lf}}{T_{Li}}}, \quad (4.9)$$

a equação (4.8) mantém a forma da (4.3).

Analogamente, se a temperatura  $T_H$  também variasse, respeitando as hipóteses anteriores ter-se-ia:

$$\text{COP} = \frac{\bar{T}_H}{\bar{T}_H - \bar{T}_L}, \quad (4.10)$$

onde:

$\bar{T}_H$  = valor médio logarítmico da temperatura  $T_H$ , sendo:

$$\bar{T}_H = \frac{T_{Hf} - T_{Hi}}{\ln \frac{T_{Hf}}{T_{Hi}}}, \quad (4.11)$$

onde:

$T_{Hf}$  = valor final de  $T_H$ ,

$T_{Hi}$  = valor inicial de  $T_H$ .

### 4.3 Possíveis Ciclos

Na prática o ciclo mais utilizado pelas BT é o de compressão mecânica de vapor. A figura 4.1a mostra o esquema de uma instalação que opera segundo esse ciclo e a figura 4.1b apresenta o ciclo ideal de compressão mecânica de vapor no diagrama temperatura-entropia específica do fluido de trabalho. No



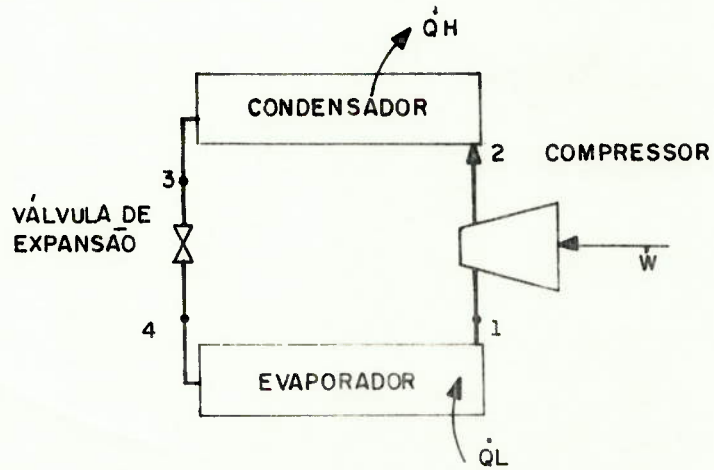


Figura 4.1a - Esquema de BT que utiliza ciclo de compressão mecânica de vapor

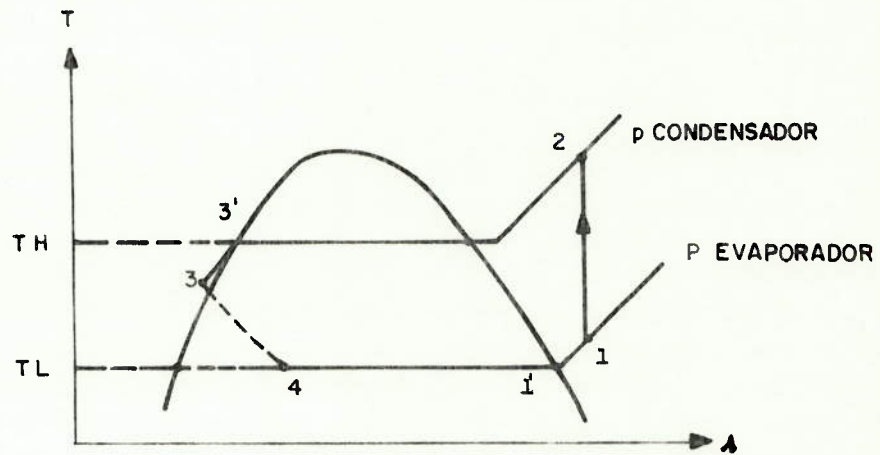


Figura 4.1b - Ciclo ideal do fluido de trabalho na BT da fig.4.1a

ciclo ideal a compressão de 1 a 2 é isoentrópica e as trocas de calor no evaporador e condensador são isobáricas. A expansão na válvula de expansão é isoentálpica e foi representada por uma linha tracejada na figura 4.1b por se tratar de processo irreversível. Em geral poderá haver superaquecimento do vapor na sucção do compressor (1' a 1) e/ou subresfriamento do líquido na saída do condensador. Existem outros ciclos termodinâmicos para concretizar uma BT, no entanto, para a aplicação tecnológica deste trabalho, eles têm um interesse pequeno. Apenas como informação complementar e acessória o anexo D apresenta os conceitos básicos relativos aos seguintes ciclos:

- . ciclo por compressão e expansão de gás;
- . ciclo por efeito Peltier;
- . ciclo por ejetor de vapor;
- . ciclo de absorção;
- . transformador térmico e outros.

#### 4.4 Coeficiente de Operação das Bombas Térmicas por Compressão Mecânica de Vapor

O ciclo de compressão de vapor, apresentado no item 4.3, é o mais utilizado e o mais importante nas aplicações comerciais e industriais dos sistemas de BT.

A figura 4.1b mostra um ciclo ideal de compressão mecânica de vapor. O coeficiente de operação ideal,  $COP_{ideal}$ , pode ser expresso em função das entalpias específicas dos pontos do ciclo:

$$COP_{ideal} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}. \quad (4.12)$$

Em alguns casos práticos o subresfriamento do líquido na saída do condensador ocorre num trocador de calor onde é preaquecido o vapor na saída do evaporador. Nesses casos o subresfriamento do líquido não produz efeito útil e o  $COP_{ideal}$  resulta:

$$COP_{ideal} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}. \quad (4.13)$$

Também pode ser definido o rendimento  $\eta_i$  do ciclo ideal em relação a um ciclo de Carnot operando entre as mesmas temperaturas de condensação e evaporação:

$$\eta_i = \frac{COP_{ideal}}{\frac{T_H}{T_H - T_L}}. \quad (4.14)$$

No entanto, um ciclo real apresenta uma série de desvios em relação ao ciclo ideal. A figura 4.2 mostra um ciclo real típico.

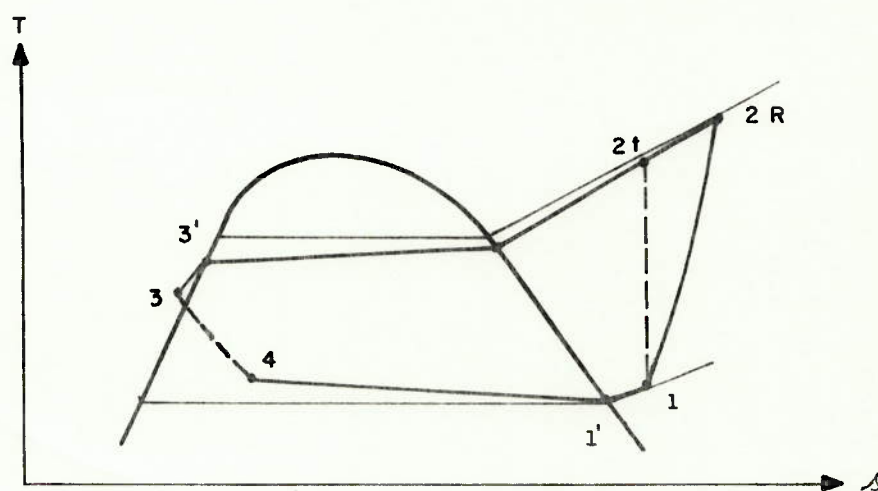


Figura 4.2 Ciclo real do fluido de trabalho

Na prática a expansão na válvula de expansão pode ser considerada efetivamente isoentálpica e as perdas de carga no evaporador e condensador podem ser normalmente desprezadas. O afastamento mais importante do ciclo real em relação ao ideal ocorre na compressão. Este efeito é avaliado através do rendimento isoentrópico do compressor  $\eta_s$  dado por:

$$\eta_s = \frac{h_{2t} - h_1}{h_{2R} - h_1}, \quad (4.15)$$

onde o numerador representa o trabalho ideal na compressão isoentrópica e o denominador o trabalho efetivamente fornecido ao fluido na compressão real. Considerando um compressor acionado por um motor, o trabalho,  $w$ , gasto pelo mesmo por uni

dade de massa do fluido que desenvolve o ciclo é dado, no caso mais geral, pela expressão:

$$w = \frac{(h_{2R} - h_1)}{\eta_m \eta_t \eta_e}, \quad (4.16)$$

onde:

$\eta_m$  = rendimento mecânico do compressor que leva em conta as perdas pelo atrito e o trabalho gasto com equipamentos auxiliares, tais como bomba de óleo lubrificante, dado pelas relações entre o trabalho efetivamente fornecido ao fluido e o trabalho no eixo do compressor;

$\eta_t$  = rendimento da transmissão, dado pela relação entre o trabalho no eixo do compressor e no eixo do motor de acionamento;

$\eta_e$  = rendimento do motor de acionamento, por exemplo, no caso de motor elétrico, dado pela relação entre o trabalho no eixo do motor e a energia elétrica consumida.

Das equações (4.15), (4.15) e (4.16) resulta que, em primeira aproximação, o  $COP_{real}$  de uma BT de ciclo de compressão de vapor é dado por:

$$COP_{real} = COP_{ideal} \eta_s \eta_m \eta_t \eta_e. \quad (4.17)$$

Alguns autores [Remi (1976)] definem rendimento isoentrópico como a relação entre o trabalho isoentrópico e o trabalho no eixo do compressor.

Interessa fazer uma análise dos diferentes fatores que



influenciam o  $COP_{real}$ . Nesse sentido os principais fatores são:

- . temperaturas de condensação e evaporação;
- . subresfriamento do líquido na entrada da válvula de expansão;
- . superaquecimento do vapor na saída do evaporador;
- . outras características do ciclo, como utilização de trocador para obter o superaquecimento do vapor com o subresfriamento do líquido;
- . rendimento de compressor, motor e transmissão;
- . outros fatores, como possibilidade de resfriar um motor elétrico de acionamento com o vapor aspirado pelo compressor;
- . características do fluido de trabalho.

O fluido de trabalho é de fundamental importância nos sistemas de BT, não só pela influência de suas propriedades termodinâmicas no COP, mas também pelas suas implicações práticas relativas a aspectos técnicos, econômicos e de segurança. Por este motivo, no item 4.5, é feita uma análise comparativa dos principais fluidos de trabalho.

Neste capítulo, a seguir, são discutidos os outros fatores que influenciam o  $COP_{real}$  de uma BT.

#### 4.4.1 Temperaturas de condensação e evaporação

A importância destes fatores fica claramente comprovada uma vez que, num ciclo ideal de Carnot, eles seriam os únicos parâmetros determinantes do COP. A fim de ilustrar a influência dessas temperaturas num caso prático, a figura 4.3 mostra o  $COP_{real}$  de uma BT em função da temperatura de condensação para várias temperaturas de evaporação.

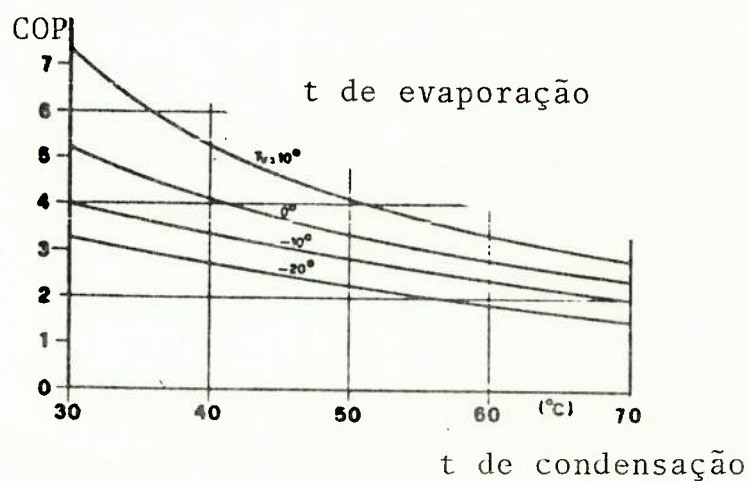


Figura 4.3 -  $COP_{real}$  de BT com  $R_{12}$ ,  $\eta_e=0,8$ ,  $\eta_s=0,75$ , subresfriamento de líquido de 2 K produzindo efeito útil e superaquecimento de vapor de 4 K. [Borel et alii (1981)]

#### 4.4.2 Subresfriamento de líquido

Este subresfriamento pode ser provocado no próprio condensador ou num trocador auxiliar especialmente projetado para esse fim. Observe-se que, caso o subresfriamento produza efeito útil, a temperatura a ser atingida deveria ser superior à temperatura mínima do meio a ser aquecido. A figura 4.4 mostra a influência do subresfriamento do líquido para uma BT típica com os dados especificados na figura 4.3. Observe-se que a influ\_

ênça do subresfriamento do líquido não é muito significativa. No entanto, para todos os fluidos de trabalho o efeito do aumento do subresfriamento de líquido implica em aumento do COP. Dependendo do fluido, quando o subresfriamento aumenta de 2 para 10 K, em BT para aquecimento residencial, podem se esperar aumentos de 3 a 10% no COP Borel et alii(1981) . No item 4.7 é analisado o efeito do subresfriamento do líquido para o R114.

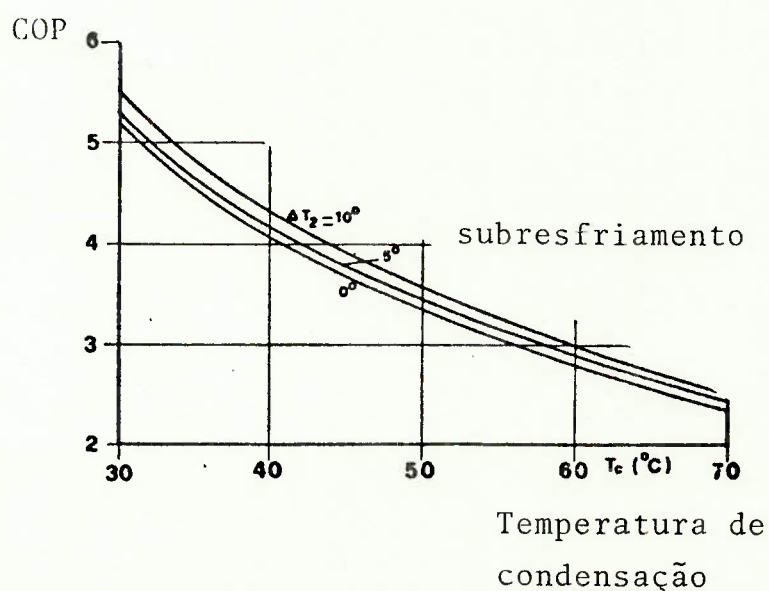


Figura 4.4 -  $COP_{real}$  de BT, temperatura de evaporação de  $0^{\circ}C$  e dados especificados na figura 4.3.

#### 4.4.3 Superaquecimento do vapor

Muitas vezes o superaquecimento do vapor na sucção do compressor é um parâmetro determinado em função da segurança operacional desse equipamento a fim de evitar a presença de fa

se líquida na sucção do mesmo, inclusive as válvulas de expansão termostáticas, possivelmente as mais utilizadas, são projetadas para controlar a vazão do fluido de trabalho mantendo um superaquecimento constante do vapor na saída do evaporador. A influência do superaquecimento do vapor no COP é pequena (vide tabela 4.1). Para alguns fluidos (R12, R113, R114, R500, R502, RC318) é positiva e para outros (R11, R21 e R22) negativa ou nula. Quando o superaquecimento varia de 4 para 10°C o COP varia em média de 0,5%. No item 4.7 é analisado o efeito do superaquecimento do vapor para o R114.

		Superaquecimento (°C)		
		0	5	10
t de vaporização	$T_v$ / $\Delta T_4$			
	-10	2,80	2,81	2,82
	0	3,37	3,38	3,40
	10	4,13	4,14	4,15

Tabela 4.1 - Valores do COP para uma BT típica com os dados da figura 4.3 e temperatura de condensação de 50°C.



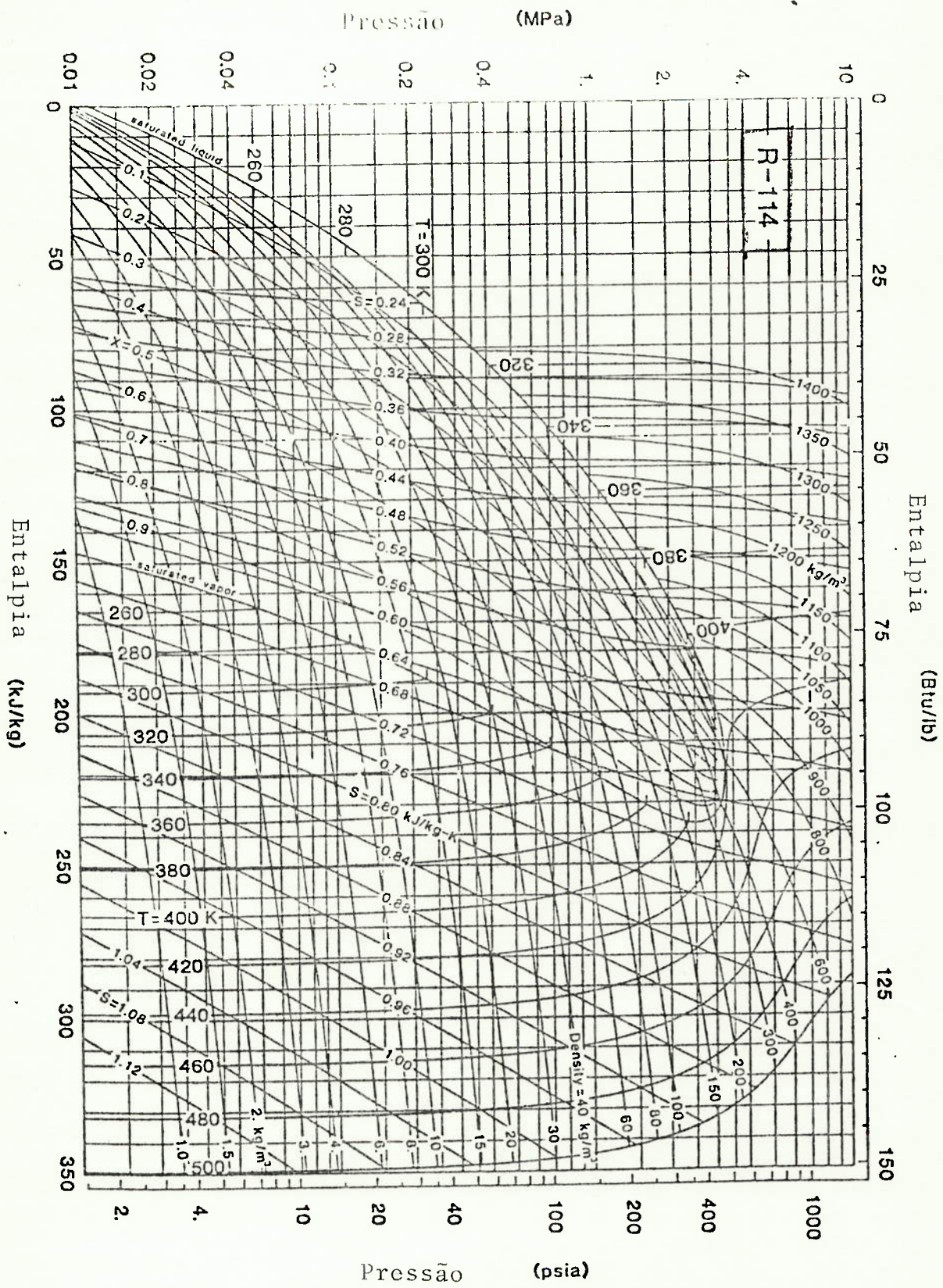


Figura 4.5 - Diagrama Log P-h para o R114



Para alguns fluidos (R113, R114 e RC318) o superaquecimento é necessário já que, pelas características termodinâmicas dos mesmos, a compressão isoentrópica a partir de um estado de vapor saturado levaria a um estado final de vapor úmido (vide, por exemplo, figura 4.5). Para outros fluidos o superaquecimento do vapor na sucção do compressor deve ser evitado para que não sejam atingidas temperaturas máximas muito elevadas.

#### 4.4.4 Rendimento do compressor

Em geral o rendimento isoentrópico de um compressor depende, principalmente, do tipo de compressor e da relação de compressão. Outros fatores como velocidade de rotação e características do fluido também influenciam o rendimento isoentrópico. As figuras 4.6 e 4.7 mostram os rendimentos isoentrópicos típicos de compressores alternativos e de parafuso, respectivamente.

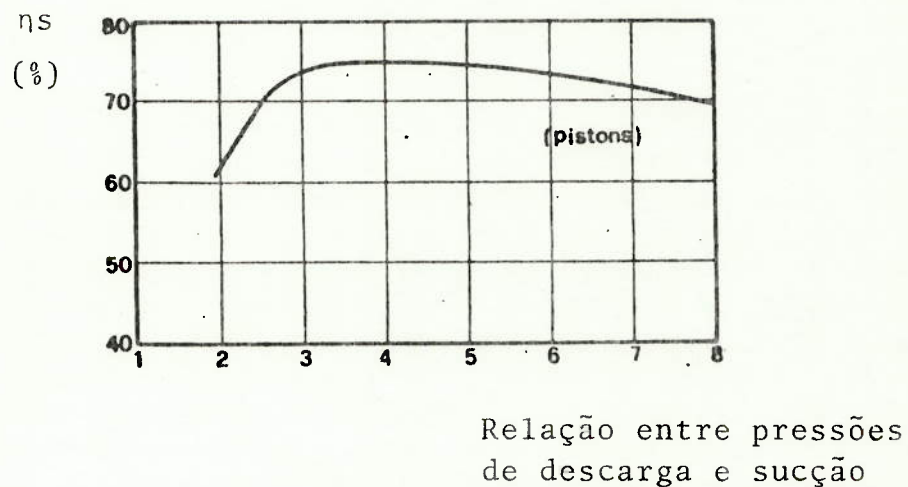
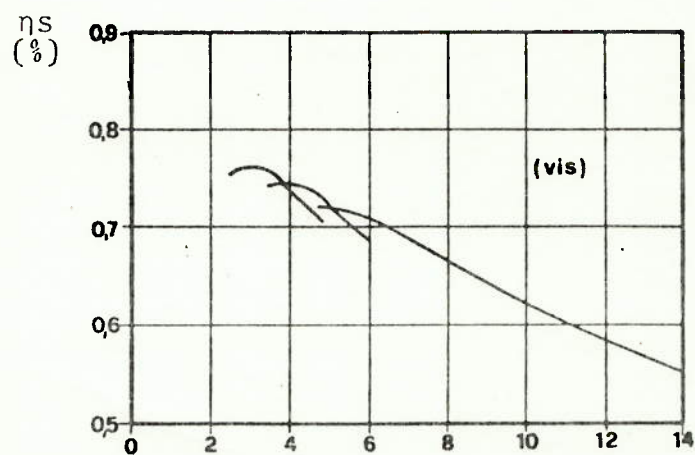


Figura 4.6 - Rendimento isoentrópico típico dos compressores alternativos



Relação entre  
pressões de des\_  
carga e sucção

Figura 4.7 - Rendimento isoentrópico típico dos compressores de parafuso

A figura 4.8 mostra a influência do rendimento isoentrópico do compressor no COP de uma BT.

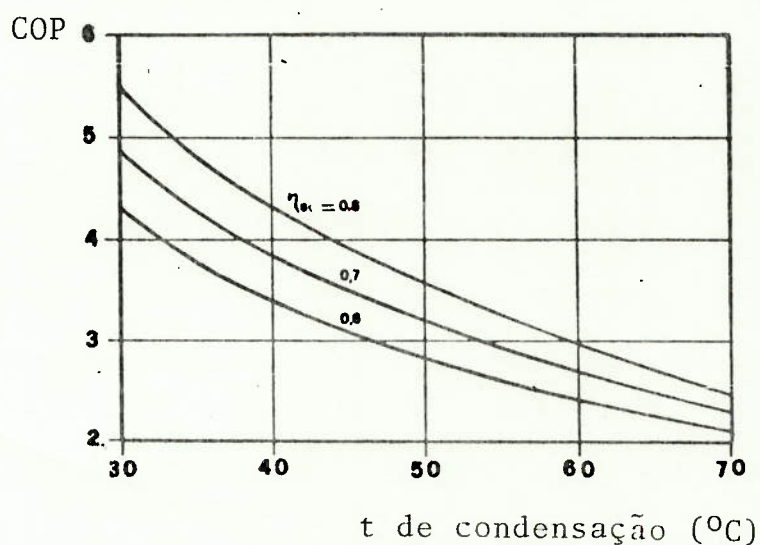


Figura 4.8 - Influência do rendimento isentrópico do compressor numa BT com  $R_{12}$ , temperatura de evaporação  $0^{\circ}\text{C}$  e demais características coincidentes com as da figura 4.3

#### 4.4.5 Motor elétrico

Em muitos casos o acionamento do compressor de uma BT é feito por motor elétrico. Nessas situações o COP da BT é diretamente proporcional ao rendimento do motor, conforme mostrado pela equação 4.17. A figura 4.9 mostra para um caso particular, a influência do rendimento do motor elétrico no COP de uma BT.

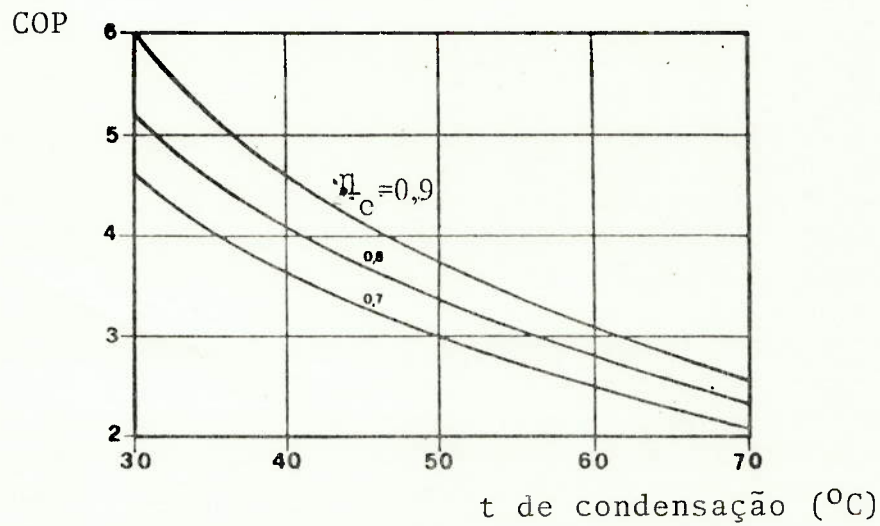


Figura 4.9 - Influência do rendimento do motor elétrico do compressor no COP da BT caracterizada na figura 4.8

#### 4.5 Fluidos de Trabalho

É interessante apresentar de forma sucinta, uma análise comparativa de diversos fluidos de trabalho para justificar a escolha do fluido a ser utilizado no sistema que será discutido no próximo capítulo. Na escolha do fluido devem-se levar em conta diversos critérios.

O problema da escolha do fluido de trabalho mais adequado é exhaustivamente discutido em referências bibliográficas e, pode-se dizer, que não existem maiores dúvidas quando se trata

de aplicações típicas de sistemas de refrigeração ou ainda de BT que operam a baixas temperaturas.

No entanto, a questão do fluido mais conveniente para sistemas de BT, com altas temperaturas de condensação, é mais polêmica e merece uma análise mais detalhada.

A seguir são comentadas as principais características dos fluidos de trabalho em sistemas de BT. A tabela 4.4 apresenta um resumo comparativo das principais características de diversos fluidos.

#### 4.5.1 Pressões de condensação e evaporação

As temperaturas de condensação e evaporação determinam, para os diferentes fluidos, as correspondentes pressões de saturação. As pressões de condensação não devem ser excessivamente elevadas para que o dimensionamento mecânico não exija materiais, espessuras de paredes e tratamentos térmicos que impliquem em altos custos. A pressão no evaporador não deve ser muito baixa para evitar que elevados valores de volumes específicos na sucção do compressor impliquem em tamanhos excessivos do mesmo. Seria de desejar que a pressão de evaporação fosse ligeiramente superior à da atmosfera para evitar eventuais infiltrações de ar que poderiam prejudicar os coeficientes de transferência de calor e ainda provocar problemas de corrosão devido à umidade do ar. A relação entre as pressões de condensação e evaporação condiciona a seleção do compressor. Em geral, quanto menor a relação de compressão, menor o trabalho de compressão e maior o rendimento isoentrópico do compressor.



#### 4.5.2 Temperatura crítica

A temperatura crítica deve ser significativamente maior do que a temperatura de condensação. Quando esta última se aproxima da primeira, a entalpia de vaporização cai excessivamente diminuindo a quantidade de calor transferida no condensador, por unidade de massa de fluido e, conseqüentemente, reduzindo o COP. Na prática uma baixa entalpia de vaporização implica em elevadas vazões e grandes dimensões do compressor. A maioria dos autores aconselha que a relação entre as temperaturas absolutas de condensação e crítica seja inferior a 0,85.

#### 4.5.3 Entalpia de vaporização

É conveniente que as entalpias de vaporização sejam as maiores possíveis para minimizar as vazões em massa de fluido de trabalho.

#### 4.5.4 Temperatura máxima do ciclo

Para a maioria dos fluidos (a menos do R113, R114 e RC318), a temperatura de descarga numa compressão isoentrópica, a partir de um estado de vapor saturado, resulta significativamente maior do que a temperatura de saturação correspondente à pressão de descarga. É conveniente que a temperatura máxima não seja muito elevada por diversos motivos:

- . podem ser atingidas temperaturas para as quais o fluido de trabalho começaria a apresentar degradação;
- . aumentam as solicitações em partes críticas dos compressores, por exemplo, válvulas de descarga de compressores alternati\_

vos;

. podem ocorrer alterações no óleo lubrificante.

#### 4.5.5 Coefficientes de transferência de calor

Os coeficientes de transferência de calor por convecção na condensação e na evaporação são fatores importantes no dimensionamento desses trocadores de calor. De um modo geral pode-se dizer que os coeficientes de transferência de calor da água são um pouco maiores do que os da amônia que são maiores do que os dos hidrocarbonetos que são superiores aos dos hidrocarbonetos halogenados.

#### 4.5.6 Estabilidade térmica do fluido

A estabilidade térmica é caracterizada pela resistência das moléculas à decomposição por elevação da temperatura.

A tabela 4.2 mostra valores máximos admissíveis de temperatura para que a decomposição térmica não ultrapasse 1% ao ano [Borel et alii (1981)]

Fluido	Temperatura máxima para decomposição térmica de 1% ao ano (°C)
R <sub>11</sub>	300
R <sub>12</sub>	500
R <sub>22</sub>	250
R <sub>114</sub>	380

Tabela 4.2 - Dados relativos à decomposição térmica de alguns fluidos.

Na prática os valores admissíveis de temperaturas são muito inferiores aos indicados na tabela 4.2 que mostra resultados de decomposição com substâncias puras em tubos selados. Ocorre que os hidrocarbonetos halogenados são miscíveis no óleo lubrificante e, para essas misturas, a decomposição térmica aumenta significativamente. Kew (1982) aconselha que as temperaturas máximas em sistemas de BT, com compressores alternativos não ultrapassem os seguintes valores:

$$R_{11} = 107^{\circ}\text{C},$$

$$R_{113} = 107^{\circ}\text{C},$$

$$R_{114} = 121^{\circ}\text{C}.$$

A decomposição térmica implica em problemas operacionais por exemplo, nos compressores alternativos, provoca depósitos de carbono nas válvulas de descarga.

Na atualidade estão sendo feitos desenvolvimentos no sentido de obter óleos lubrificantes sintéticos que minimizem os problemas de decomposição térmica das misturas fluido de trabalho-lubrificante.

#### 4.5.7 Compatibilidade com óleos lubrificantes e outros materiais

No ponto anterior foi discutido o efeito da decomposição térmica das misturas fluido-lubrificante. Uma outra característica importante é a miscibilidade entre ambos. Uma elevada solubilidade do fluido no óleo pode provocar uma redução excessiva na viscosidade deste.

A figura 4.10 [Dossat (1961)] mostra as variações de viscosidade, devidas ao efeito de diluição com  $R_{12}$ , para

um óleo lubrificante típico.

Em bombas térmicas que operam com hidrocarbonetos halogenados, dependendo do tipo do compressor, uma redução nas pressões ou aumento nas temperaturas do mesmo, num transitório qualquer, provoca uma redução da solubilidade do fluido no óleo. Nessas situações ocorre a formação de espumas que podem aumentar o arraste de óleo lubrificante pelo fluido de trabalho na descarga do compressor.

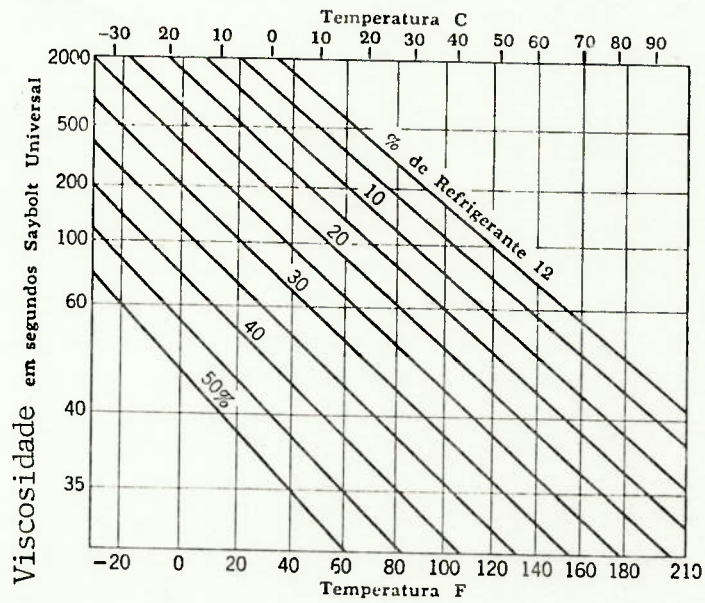


Figura 4.10 - Efeito da temperatura e da concentração de R<sub>12</sub> (fração em massa) na viscosidade de um óleo lubrificante típico.

Pelo dito anteriormente, a miscibilidade do fluido no óleo condiciona diversas características de projeto das BTs, por exemplo:

- . necessidade ou não de separador de óleo na descarga do compressor;
- . dimensionamento dos circuitos do fluido, de modo que as velocidades de escoamento e a geometria dos mesmos permitam o retorno do óleo ao compressor;
- . instalação, quando necessário, de elementos de aquecimento do óleo no "carter" de compressores alternativos, para diminuir a absorção de fluido de trabalho nas paradas do sistema.

De um modo geral, a maior parte dos fluidos de trabalho são compatíveis com os metais de utilização usual. Amônia não deve ser usada com metais não ferrosos, como cobre ou latão, já que, em presença de umidade, tem efeito corrosivo sobre eles. Certos metais exercem uma ação catalítica que favorece a decomposição térmica do fluido de trabalho.

A maioria dos fluidos halogenados pode ser usada com elastômeros do tipo Buna-N, exceto R21 e R22 ( para este último é preferível neoprene). Maiores detalhes podem ser encontrados em ASHRAE, Handbook of Fundamentals (1974).

#### 4.5.8 Critérios de segurança

Duas características importantes dos fluidos de trabalho são a toxicidade e a inflamabilidade. A toxicidade é normalmente caracterizada pela concentração de vapor no ar que provoca, após um determinado tempo de exposição, certos danos ao ser



humano. A tabela 4.3 mostra as definições de seis categorias de fluidos, segundo o grau de toxicidade, de acordo com o critério mais utilizado nos Estados Unidos (Under-writer's Laboratories).

A tabela 4.4, que apresenta uma comparação de diversas propriedades e características dos fluidos, inclui informações relativas ao grau de toxicidade, de acordo com a classificação anterior.

A inflamabilidade dos fluidos de trabalho é caracterizada pela concentração mínima (em volume) que forma uma mistura explosiva com ar, em condições ambientais padronizadas de pressão e temperatura. A Norma ISO R 1662 (1971) classifica os fluidos de trabalho em máquinas de refrigeração e BT em três grupos:

- . grupo 1 = fluidos não inflamáveis e de toxicidade muito baixa ou nula;
- . grupo 2 = fluidos cuja toxicidade é a característica predominante;
- . grupo 3 = fluidos cuja inflamabilidade é a característica predominante.

Na tabela 4.4 constam informações relativas à inflamabilidade incluindo a classificação dos fluidos segundo a Norma ISO R1662.

#### 4.5.9 Outras características

Algumas outras características dos fluidos de trabalho são comentadas a seguir.

**Underwriters' Laboratories Classification of  
Comparative Hazard to Life of Gases and Vapors**

Group	Definition	Examples
1	Gases or vapors which in concentrations of about ½ to 1 percent for durations of exposure of about 5 minutes are lethal or produce serious injury.	Sulfur Dioxide
2	Gases or vapors which in concentrations of about ½ to 1 percent for durations of exposure of about ½ hour are lethal or produce serious injury.	Ammonia Methyl Bromide
3	Gases or vapors which in concentration of about 2 to 2½ percent for durations of exposure of about 1 hour are lethal or produce serious injury.	Carbon Tetrachloride Chloroform Methyl Formate
4	Gases or vapors which in concentrations of about 2 to 2½ percent for durations of exposure of about 2 hours are lethal or produce serious injury.	Dichloroethylene Methyl Chloride Ethyl Bromide
Between 4 & 5	Appear to classify as somewhat less toxic than Group 4.  Much less toxic than Group 4 but somewhat more toxic than Group 5.	Methylene Chloride Ethyl Chloride  Refrigerant 113
5a	Gases or vapors much less toxic than Group 4 but more toxic than Group 6.	Refrigerant 11 Refrigerant 22 Carbon Dioxide
5b	Gases or vapors which available data indicate would classify as either Group 5a or Group 6.	Ethane Propane Butane
6	Gases or vapors which in concentrations up to at least about 20 percent by volume for durations of exposure of about 2 hours do not appear to produce injury.	Refrigerant 12 Refrigerant 114 Refrigerant 13B1

Tabela 4.3 - Classificação dos fluidos de acordo com a toxicidade

Tabela 4.4 - Comparação de diversos fluidos

Numéro d'identif. (1)	Formule chimique	Masse molécul.	Temp. de congélation °C	Temp. critique °C	Pression critique bar	Pressions de saturation pour T = 0 °C T = 50 °C bar	Rapport de pression (2)	$\eta$ (3)	Q/V (4) kJ/m <sup>3</sup>	Classe de toxicité (5)	Limite de concentration (6) groupe % vol
R11	CCl <sub>3</sub> F	137,4	- 111	198	43,7	0,4 2,4	6,0	0,88	437	5a	1 10
R12	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	120,9	- 158	112	41,6	3,1 12,1	3,9	0,81	2290	6	1 10
R12B1	CBrClF <sub>2</sub>	165,4		154,6	41,2	1,2 5,6	4,2	0,85	1080	6	1 10
R13B1	CF <sub>3</sub> Br	148,9	- 168	67	39,7	8,5 26	3,3	0,68	4450	6	1 10
R21	CHCl <sub>2</sub> F	102,9	- 135	178,3	51,7	0,7 4,0	5,7	0,88	768	4-5	1 2,5
R22	CHClF <sub>2</sub>	86,5	- 160	96	49,4	5,0 19,6	3,9	0,80	3760	5a	1 10
R30	CH <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	84,9	- 96,7	250	60,8	0,2 1,4	7,0	0,85	2410	4	4
R40	CH <sub>3</sub> Cl	50,5	- 97,6	143	66,8	2,6 11,1	4,3	0,89	1070	(6)	2
R40B1	CH <sub>3</sub> Br	94,9		190	69	0,9 4,9	5,4	0,88	180	4-5	1 2,5
R113	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub> -CCl <sub>2</sub> F	187,4	- 35	214,1	34,1	0,2 1,1	5,5	0,88	760	6	1 10
R114	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub> -CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	170,9	- 94	145,7	32,8	0,9 4,7	5,2	0,81	2600	6	1 10
R115	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub>	154,5	- 106	80	32,4	4,4 16,6	3,8	0,71	1300	6	1 10
R142	CH <sub>3</sub> -CF <sub>2</sub> Cl	100,5	- 130,8	137,1	41,5	1,5 6,8	4,5	0,85		4a	
R143	CH <sub>3</sub> -CF <sub>3</sub>	84		73,1	37,8					(5)	
R152	CH <sub>3</sub> -CHF <sub>2</sub>	66		113,5	44,9	2 12	6,0			(5)	
R160	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> Cl	64,5	- 138,7	187,2	52,5	0,6 3,4	5,7			4-5	2 1,8
R160B1	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> Br	159,8		230,8	62,3					4	
R216	C <sub>3</sub> F <sub>6</sub> Cl <sub>2</sub>	220,9	- 125	180	27,5	0,2 1,7	8,5		245	(6)	
R290	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44	- 188	96,6	42,6	4,7 17,3	3,7	0,79	3130	5b	3 1,2
RC318	C <sub>4</sub> F <sub>8</sub>	200	- 41,4	115	27,8	1,3 6,6	5,1	0,76	1010	6	1 10
R500	R12+R152*)	99,3	- 159	105	43,5	3,6 14,8	4,1	0,80	2680	5a	1 10
R502	R22+R115*)	112		90	42,7	5,8 21,3	3,7	0,72	3520	5a	1 10
R503	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub> Cl <sub>2</sub> +C <sub>4</sub> F <sub>8</sub> *)	87,3		116	34,3	1,6 7,8	4,9			6	
R600	n-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,1	- 135	152,8	38	1,0 5,1	5,1	0,80	880	5b	3 0,9
R600a	i-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,1	- 145	133,7	36,7	1,6 6,9	4,3	0,84	1290	5b	3 0,9
R610	C <sub>4</sub> F <sub>10</sub>	238		113,3	23,2	1,1 5	4,5			(6)	
R717	NH <sub>3</sub>	17	- 77,9	132,4	113,5	4,3 20,3	4,7	0,84	4354	2	
R718	H <sub>2</sub> O	18	0	374,2	221,2	0,006	17	0,81	14	6	
R764	502	64	- 75,5	157,5	78,8	1,6 8,4	5,2	0,86	1740	1	
R1122	CF <sub>2</sub> =CHCl	98,5		127,4	44,6	2 10	5,0				
R1270	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42	- 185	91,4	46,0	5,8 21	3,6	0,75	3780	(5-6)	

Observações relativas à tabela 4.4

- (1) Número de identificação do fluido segundo a Norma ISO817 (1974).
  - (2) Relação de pressões para temperaturas de condensação e evaporação de 50 e 0°C respectivamente.
  - (3) Rendimento exergético do ciclo para as temperaturas indicadas em (2).
  - (4) Quantidade de calor trocado no condensador por unidade de volume do fluido de trabalho na sucção do compressor para as temperaturas indicadas em (2).
  - (5) Toxicidade segundo classificação Under-writer's Laboratories.
  - (6) Classificação segundo Norma ISO R 1662.
- \* Misturas azeotrópicas.

A influência do superaquecimento do vapor do compressor para diversos fluidos foi discutida no item 4.4.3. A temperatura de solidificação é suficientemente baixa para todos os fluidos de trabalho. A viscosidade tem uma influência significativa nas perdas de carga e nos coeficientes de transferência de calor. A facilidade de detecção é importante na verificação de fugas. A disponibilidade e preço constituem, obviamente, fatores práticos dos mais importantes. A tabela 4.5 [Camatini e Kester (1976) ] mostra preços relativos de diferentes fluidos em relação ao R<sub>12</sub>.

Fluido	Preços relativos ao R <sub>12</sub>
R <sub>113</sub>	1,26
R <sub>11</sub>	0,57
R <sub>21</sub>	6,13
R <sub>114</sub>	1,62
R <sub>12</sub> <sup>B1</sup>	3,54
R <sub>12</sub>	1,00
R <sub>22</sub>	1,80

Tabela 4.5 - Preços de fluidos de trabalho



#### 4.5.10 Comparação de coeficientes de operação para diversos fluidos

Um estudo bastante completo sobre a influência dos fluidos de trabalho no  $COP_{ideal}$  é apresentado por [Devotta & Diggery (1982)]. Outros parâmetros, tais como: temperaturas máximas, relações de compressão e quantidades de calor trocado no condensador por unidade de volume de fluido na sucção do compressor, também precisam ser comparados na definição da escolha do fluido de trabalho de uma BT. Estes assuntos são objeto de análise mais detalhada no item 4.6 e no Anexo E.

As figuras 4.11 e 4.13 apresentam uma comparação de  $COP_{ideais}$  para diferentes fluidos de trabalho e as figuras 4.12 e 4.14 comparam as relações entre as pressões de condensação e evaporação.

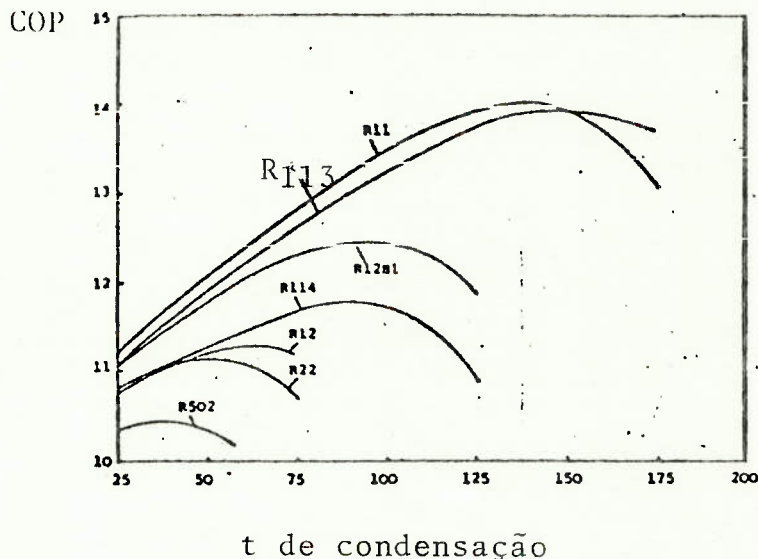


Figura 4.11 -  $COP_{ideal}$  (sem resfriamento de líquido nem superaquecimento de vapor) para uma diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação de  $25^{\circ}C$

Relação entre  
pressões de  
descarga e  
sucção

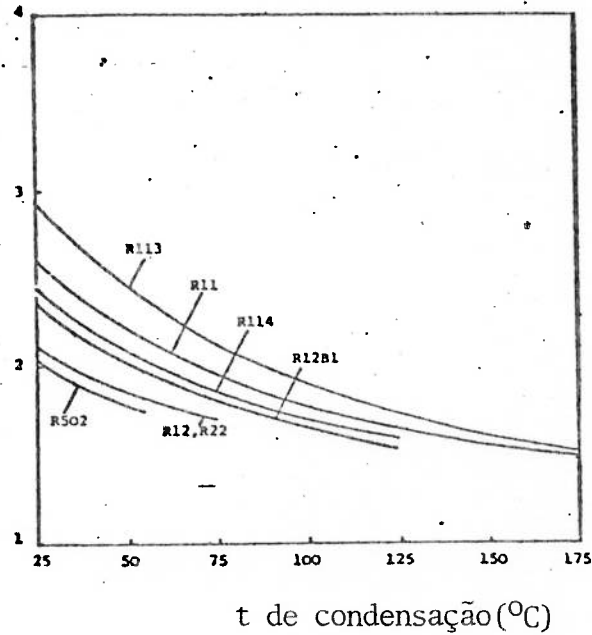


Figura 4.12 - Relação entre as pressões de condensação e evaporação para uma diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação de 25°C

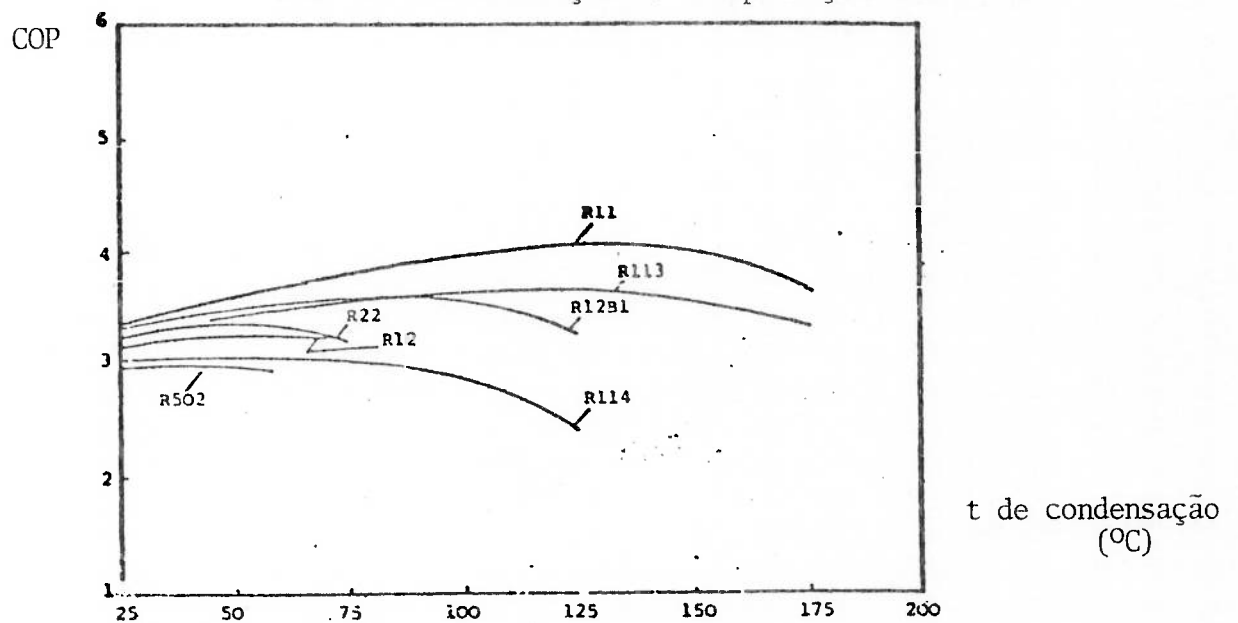


Figura 4.13 - Idem figura 4.11 para uma diferença de temperatura de 75°C

Relação entre  
as pressões  
de condensa\_  
ção e evapo\_  
ração

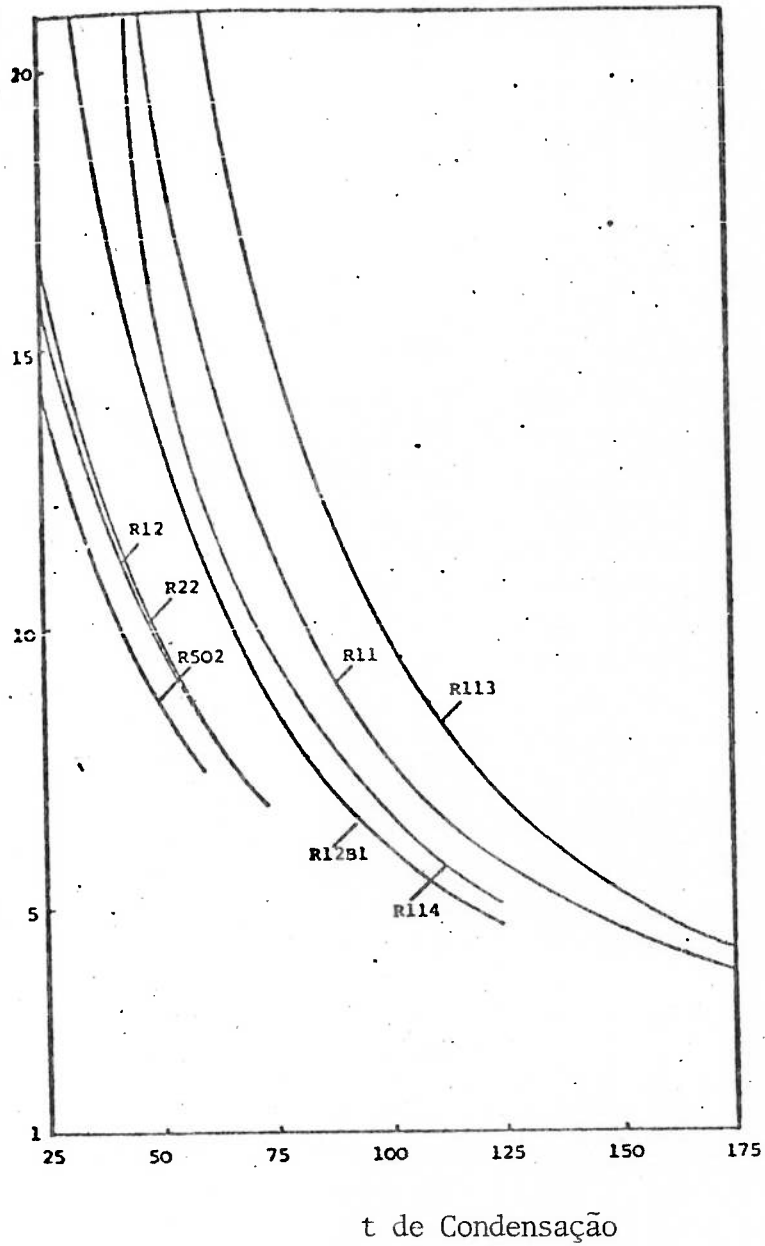


Figura 4.14 - Idem figura 4.12 para uma diferença de temperatura de  $75^{\circ}\text{C}$ .

#### 4.6 Cálculo Numérico de Propriedades Termodinâmicas para Ciclos de BT

O cálculo dos coeficientes de eficácia para ciclos de BT e de outros parâmetros, tais como temperaturas máximas e quantidades de calor trocado no condensador por unidade de volume de fluido na sucção do compressor, podem ser feitos a partir de dados de tabelas e diagramas termodinâmicos. As primeiras exigem, na maioria das vezes, interpolações trabalhosas e os segundos podem levar a níveis de imprecisão indesejáveis. Nesse sentido resulta de grande interesse incluir, no presente trabalho, uma série de correlações, suficientemente precisas, que permitam, através de um programa para computador ou até mesmo para microcomputador a determinação das propriedades termodinâmicas desejadas.

No anexo E são apresentadas essas correlações entre propriedades termodinâmicas para diversos hidrocarbonetos halogenados e para vapor d'água. A tabela 4.6 mostra alguns resultados importantes obtidos a partir de um programa elaborado para um microcomputador HP-85 cujas impressões mais completas são incluídas no Anexo E. Na tabela 4.6 as análises ficaram restritas aos fluidos R11, R113, R114 e H<sub>2</sub>O já que os três primeiros são os de maior interesse nas aplicações do SICMV e o último é o fluido de trabalho no sistema convencional de CMV.

Tabela 4.6 - Comparação de H<sub>2</sub>O, R11, R113 e R114

I FLUIDO	II T <sub>conden.</sub> (°C)	III(1) Δt (°C)	IV (5) COP -	V(3) t <sub>máx</sub> (°C)	VI (4) t <sub>suc.</sub> (°C)	VII (2) r <sub>p</sub> -	VIII (6) V <sub>sucção</sub> (m <sup>3</sup> /h)
H <sub>2</sub> O	90	20	16,96	144,3	70	2,25	8,838
		30	10,92	178,6	60	3,52	13,081
	100	20	17,50	150,9	80	2,14	6,050
		30	11,28	182,9	70	3,25	8,723
	110	20	18,03	157,7	90	2,04	4,248
		30	11,65	187,5	80	3,03	5,980
	120	20	18,55	164,8	100	1,96	3,051
		30	12,01	192,6	90	2,83	4,204
R11	90	20	16,77	90,3	70	1,62	1,268
		30	10,89	90,7	60	2,11	1,628
	100	20	17,08	100	80	1,57	1,034
		30	11,08	100,2	70	2,02	1,312
	110	20	17,34	110	90,1	1,54	0,856
		30	11,25	110	80	1,94	1,075
	120	20	17,56	120	100,1	1,50	0,718
		30	11,38	120	90,1	1,87	0,894
R113	90	20	16,81	90	76,2	1,71	2,283
		30	10,84	90	69	2,29	3,046
	100	20	17,18	100	86,5	1,65	1,815
		30	11,08	100	79,5	2,17	2,384
	110	20	17,54	110	96,7	1,60	1,469
		30	11,30	110	89,9	2,07	1,903
	120	20	17,88	120	106,8	1,56	1,208
		30	11,50	120	100,1	1,98	1,546
R114	90	20	15,46	90	75,7	1,56	0,848
		30	9,87	90	68,7	1,99	1,098
	100	20	15,41	100	85,2	1,52	0,720
		30	9,85	100	78,2	1,91	0,925
	110	20	15,26	110	94,4	1,49	0,625
		30	9,71	110	87,3	1,85	0,797
	120	20	14,79	120	103,2	1,46	0,556
		30	9,38	120	95,7	1,79	0,709



Observações correspondentes à tabela 4.6

- (1) Diferença entre as temperaturas de saturação correspondentes às pressões de evaporação e condensação.
- (2) Relação entre as pressões de condensação e evaporação.
- (3) Temperatura máxima teórica no fim da compressão isoentrópica.
- (4) Temperatura na sucção do compressor; quando este valor é diferente da temperatura de evaporação está se considerando o superaquecimento do vapor mínimo necessário para evitar condensação na compressão isoentrópica.
- (5) COP calculado pela equação 4.12. Em alguns casos considerou-se que o vapor na sucção do compressor fosse superaquecido, conforme comentário do parágrafo anterior.
- (6) Vazão em volume na sucção do compressor para um calor trocado no condensador de 1000kcal/h.

#### 4.7 Escolha do Fluido de Trabalho

No sistema indireto de compressão mecânica de vapor, a ser estudado no próximo capítulo, é necessário utilizar um fluido de trabalho adequado.

O fator mais limitante para a escolha do fluido é a elevada temperatura de condensação, de mais de  $120^{\circ}\text{C}$ , requerida nessa aplicação. Em função do requisito anterior muitos fluidos da tabela 4.4 são eliminados por um valor baixo de temperatura crítica. A maior parte dos autores [Kew (1982) ], [Devotta (1982)] considera que os fluidos mais adequados para operar com temperaturas de condensação superiores a  $100^{\circ}\text{C}$  são: R11, R21, R113 e R114. Em relação ao R21 são colocadas algumas restrições pelas características de toxicidade do mesmo.

A tabela 4.6 apresenta uma comparação entre R11, R113, R114 e  $\text{H}_2\text{O}$  (R718). Na comparação foi incluída a água já que constitui o fluido natural de trabalho dos sistemas convencionais de CMV. As vantagens dos hidrocarbonetos halogenados em relação à água são:

- . menores vazões em volume na sucção do compressor;
- . menores temperaturas máximas;
- . menores relações de compressão.

A principal vantagem da água é o elevado COP. A escolha entre R11, R113 e R114 é difícil. No sistema indireto de CMV será utilizado o R114 por apresentar melhores características de estabilidade térmica na presença de lubrificantes. O R114 apresenta a menor vazão em volume na sucção do compressor. O maior problema do R114 é sua temperatura crítica ( $145,7^{\circ}\text{C}$ ), um pouco baixa para a apli\_

cação em análise. O R114 apresenta pressões de saturação algo elevadas na faixa de temperatura que interessa neste caso (vide tabela 4.7). No entanto, o COP do R114 se mantém razoável até uma temperatura de condensação de  $125^{\circ}\text{C}$ . Os fluidos R11 e R113 têm um potencial importante de aplicação em sistemas de BT de alta temperatura.

O desenvolvimento de lubrificantes sintéticos que possam diminuir os problemas de estabilidade térmica, poderá contribuir para aumentar a faixa de aplicação desses fluidos. Outros fluidos como R40BL, R160 e R160BL precisariam ser analisados com mais detalhe para poder concluir sobre as reais possibilidades dos mesmos. No entanto, a falta de dados dificulta o aprofundamento dessas análises. Alguns trabalhos muito recentes [Wise(1982)] , [Klass (1982)] mencionam um fluido MM01 que seria extremamente conveniente para ser utilizado em sistemas de BT com temperaturas de condensação de até  $170^{\circ}\text{C}$ . No entanto não foi possível achar informações adicionais sobre esse fluido.

As tabelas 4.8 e 4.9 mostram os efeitos do subresfriamento de líquido e superaquecimento vapor, respectivamente, para o R114.

Tabela 4.7 - Pressão de saturação (kgf/cm<sup>2</sup>) para H<sub>2</sub>O,  
R11, R113 e R114

Fluido	Temperatura (°C)				
	80	90	100	110	120
H <sub>2</sub> O	0,483	0,715	1,033	1,461	2,025
R11	5,32	6,72	8,38	10,33	12,58
R113	2,72	3,51	4,46	5,61	6,95
R114	9,45	11,72	14,37	17,44	21,02

Tabela 4.8 - Efeitos do subresfriamento do líquido para o R114

$t_{\text{condensação}}$ (°C)	$\Delta t$ (1) (°C)	Subresfriamento(2) (°C)	COP(5) -
80	20	0	15,35
		4	16,04
		8	16,73
	30	0	9,82
		4	10,27
		8	10,70
100	20	0	15,44
		4	16,27
		8	17,10
	30	0	9,85
		4	10,38
		8	10,90
120	20	0	14,79
		4	15,81
		8	16,83
	30	0	9,38
		4	10,03
		8	10,67

Observações correspondentes à tabela 4.8

- (1), (5) idem tabela 4.6
- (2), Diferença entre a temperatura de saturação na pressão de condensação e a temperatura do líquido na saída do condensador.



- Foi considerado o superaquecimento mínimo de vapor na sucção do compressor, conforme observação (4) da tabela 4.6.
- Para uma maior quantidade de informações vide Anexo E.

Tabela 4.9 - Efeitos do superaquecimento do vapor para R114

$t_{\text{condensação}}$ (°C)	$\Delta t$ (1) (°C)	Superaquecimento (2) (°C)	COP(5) (°C)	$t_{\text{máx}}$ (3) (°C)
80	20	5,9 *	15,35	80
		10,9	15,60	84,9
		15,9	15,84	89,8
	30	8,9 *	9,82	80
		13,9	9,99	84,9
		18,9	10,15	89,8
100	20	5,2 *	15,44	100
		10,2	15,74	104,7
		15,2	16,04	109,5
	30	8,2 *	9,85	100
		13,2	10,05	104,7
		18,2	10,26	109,4
120	20	3,2 *	14,79	120
		8,2	15,16	124,4
		13,2	15,53	128,9
	30	5,7 *	9,38	120
		10,7	9,64	124,2
		15,7	9,89	128,6

Observações correspondentes à tabela 4.9

- (1), (3) e (5) idem tabela 4.6
- (2) Diferença entre a temperatura na sucção do compressor e a temperatura de saturação nessa pressão.
- Foi considerado subresfriamento nulo do líquido na saída do condensador.
- \* superaquecimentos mínimos necessários para evitar condensação na compressão isoentrópica.
- Para informações mais detalhadas vide Anexo E.

## Capítulo 5

### Compressão Mecânica de Vapor; Sistemas Convencional e Indireto

#### 5.1 Introdução

As BTs apresentam interessantes possibilidades de contribuir na otimização energética da indústria de celulose e papel. Uma das aplicações mais imediatas encontra-se nas modernas máquinas de papel enclausuradas. Neste caso é possível utilizar o ar úmido de exaustão, proveniente da seção dos cilindros secadores, como fluido de aquecimento no evaporador de uma BT para preaquecer, no condensador, o ar a ser insuflado. O resto do aquecimento do ar, até a temperatura de insuflamento no interior da capota, pode ser feito de modo convencional em serpentinas a vapor. As economias resultantes deste sistema são maiores do que as que seriam obtidas com um simples trocador de calor que preaquecesse o ar a ser insuflado através do ar úmido efluente. No entanto, os investimentos, no primeiro caso, são muito maiores do que no segundo fazendo com que a viabilidade econômica desta aplicação de BT seja, muitas vezes, duvidosa.

Na realidade, as aplicações mais importantes do princípio da BT, na indústria de celulose e papel, correspondem aos sistemas de compressão mecânica de vapor (CMV). Estes últimos, se bem não constituem BTs convencionais, utilizam o princípio conceitual das mesmas (vide item 5.2).

São várias as aplicações da CMV na indústria de celulose e papel. Sakhuja (1979) estudou a compressão mecânica do vapor de "flash" do "blow-tank" numa fábrica com digestores contínuos. Nesse caso eram comprimidos 5.500 kg/h desde uma pressão absolu

ta de  $1 \text{ kgf/cm}^2$  até  $3,5 \text{ kgf/cm}^2$  economizando vapor proveniente das caldeiras nas máquinas de papel (prazo de retorno do investimento de 18 meses). Na Espanha (1982) foi proposto um sistema original de compressão mecânica para as máquinas de papel. Nesse caso o vapor efluente da folha, aquecida pelos cilindros secadores, seria comprimido e introduzido nos próprios cilindros. No entanto a principal aplicação da CMV, na indústria de celulose e papel, encontra-se nos EME para concentração de licor negro. Alguns sistemas de concentração [Olson (1981)] e pré-concentração [Guimarães et alii (1982)] já foram instalados com resultados satisfatórios.

Por este motivo, neste capítulo, é feita uma apresentação inicial dos sistemas de CMV e uma discussão da aplicação dos mesmos nos EME para concentração de licor negro.

Posteriormente é mostrada uma variação do sistema convencional, que temos chamado de sistema indireto de CMV. Finalmente é feita uma comparação de ambos os sistemas.

## 5.2 Generalidades

Embora existissem alguns estudos anteriores de Pelletan, o primeiro trabalho que apresentou uma descrição completa de um sistema de CMV foi redigido por Rateau em 1888.

Comercialmente a CMV começou a ser instalada na França, a partir de 1945. Inicialmente a CMV era utilizada com objetivos diversos e não especificamente com o intuito de propiciar economia de energia. Na França, até 1974, era instalado, em média, 1 sistema de CMV por ano [Alsthom (1982)]. Na última década, o interesse pela CMV aumentou rapidamente, já em 1980 en-

traram em operação, na França, 14 sistemas e em 1981 a quantidade de novas instalações aumentou para 19.

Na atualidade a CMV é utilizada principalmente em colunas de destilação e em evaporadores. De um modo geral pode-se dizer que um sistema de CMV é uma BT de ciclo aberto. A fig. 5.1 mostra uma coluna de destilação com CMV.

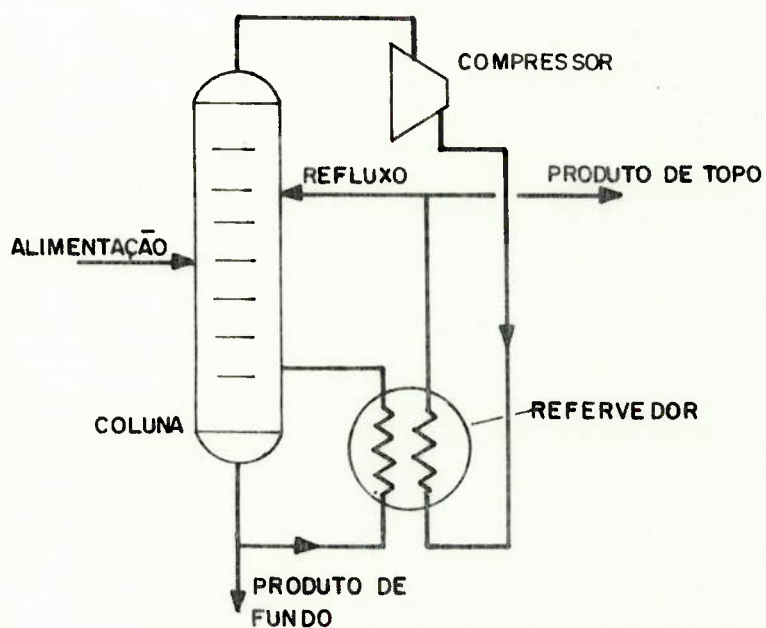


Figura 5.1 - CMV em coluna de destilação (compressão dos vapores de topo)



Nesse caso os vapores efluentes, no topo da coluna, alimentam o compressor. Os vapores de descarga do mesmo, com uma temperatura de saturação adequada, se condensam no refeedor. Além da economia dos consumos de energia, normalmente gastos no refeedor de uma coluna convencional, tem-se, também, a redução dos consumos relativos ao agente de condensação dos vapores de topo. Conceitualmente a CMV visa o aproveitamento da entalpia de vaporização do vapor a ser comprimido às custas do trabalho de compressão. A fig. 5.2 mostra uma outra configuração possível de um sistema de CMV aplicado a colunas de destilação.

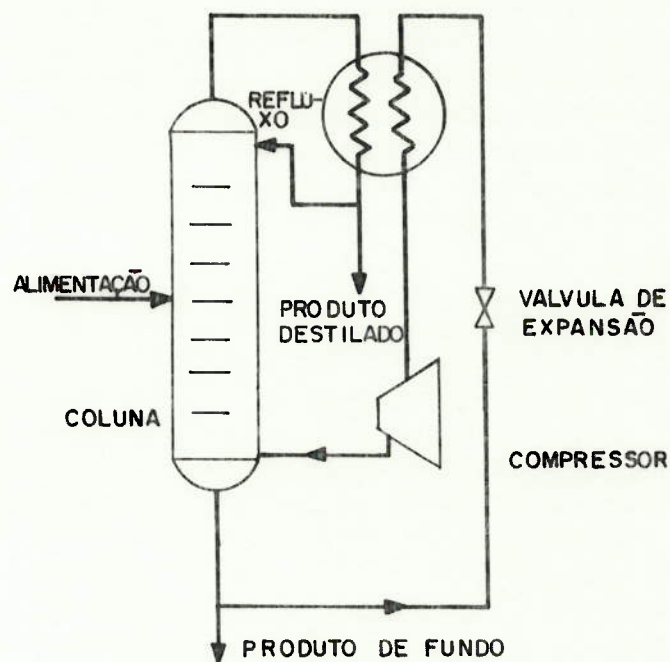


Figura 5.2 - CMV em coluna de destilação (compressão dos vapores provenientes do fundo).

A figura 5.3 mostra um sistema de CMV aplicado a um evaporador.

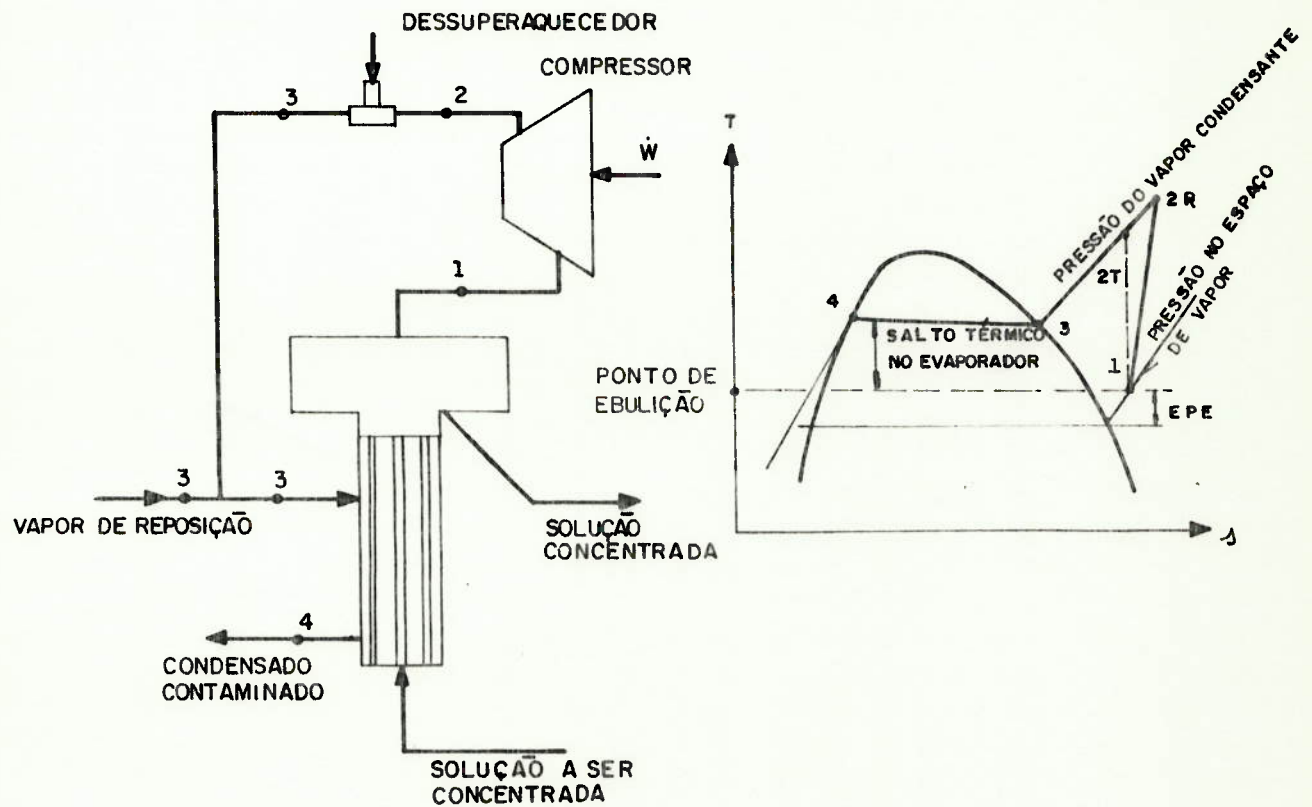


Figura 5.3 - Sistema de CMV num evaporador

O vapor efluente é comprimido até uma pressão para qual corresponde uma temperatura de saturação do vapor d'água superior à temperatura de ebulição da solução a ser concentrada. O vapor comprimido é introduzido no evaporador como vapor condensante economizando vapor "vivo" proveniente do sistema de geração de vapor.

Uma quantidade de vapor de reposição pode ser necessária devido a:

- . necessidade de preaquecimento da solução a ser concentrada até atingir o ponto de ebulição;

- . perdas por convecção e radiação para o ambiente;
- . diferença entre as entalpias de vaporização do vapor condensante e do vapor gerado efluente devida à diferença de pressões de ambos;
- . calores de solução não desprezíveis.

Como o vapor de descarga do compressor é, normalmente, superaquecido, é instalado um dessuperaquecedor na descarga do mesmo. Desta forma diminui-se a quantidade de vapor de reposição requerida em função dos fatores assinalados no parágrafo anterior.

A CMV em evaporadores tem sido muito utilizada em indústrias de concentração de leite e em usinas de açúcar de beterraba. Observe-se que os sistemas de CMV também economizam os consumos de energia inerentes aos sistemas de condensação e vácuo dos evaporadores. No caso dos EME para concentração de licor negro das fábricas de celulose (processo Kraft), o consumo de vapor nos ejetores de vácuo representa de 3 a 5% do consumo global de vapor do sistema de evaporação.

A eliminação do condensador dispensa também o uso de sistemas fechados de resfriamento providos com torres de resfriamento, ou permite diminuir a temperatura da água efluente da fábrica em sistemas abertos. Nas fábricas de celulose (processo Kraft) este último ponto é de fundamental importância; o sistema de CMV da Champion International em Missoula, Montana, foi instalado principalmente para diminuir a temperatura da água efluente vertida no Clark Fork River [Olson et alii (1981)].

Numa instalação nova a CMV pode propiciar uma redução na capacidade e conseqüentemente nos investimentos do sistema de

geração de vapor a ser instalado. As principais desvantagens do sistema de CMV são:

- . investimentos maiores do que nas plantas de evaporação com EME;
- . necessidade de mão-de-obra mais especializada para operação, controle e manutenção do sistema,
- . operação de partida mais complexa e demorada do que nas plantas com EME; no exemplo anteriormente citado, da Champion International em Missoula, o tempo de partida até atingir 40% da capacidade nominal do sistema de evaporação foi de 6 h contra 2 h do sistema convencional com EME;
- . a confiabilidade operacional do sistema depende em grande parte do compressor.

No Brasil existe uma dificuldade adicional, para utilização de sistemas de CMV pelo fato dos compressores normalmente requeridos não serem, até o presente momento, fabricados no país. Uma discussão completa dos compressores utilizados nos sistemas de CMV foge ao escopo do presente trabalho, no entanto, nos próximos pontos e no anexo F são feitas algumas considerações a respeito.

A definição do COP nos sistemas de CMV é análoga à dos sistemas de BT; assim, para o conjunto da fig. 5.3, o COP é dado pela expressão:

$$\text{COP} = \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_1} . \quad (5.1)$$

Observe-se que, uma vez fixadas a pressão do vapor condensante e a diferença de temperatura no evaporador, um aumento na EPE da

solução a ser concentrada implica num aumento na relação entre as pressões de descarga e sucção do compressor com a consequente elevação do trabalho de compressão. Ou seja a EPE prejudica o COP e conseqüentemente a viabilidade econômica das aplicações da CMV. Por este motivo a CMV é utilizada, principalmente, na concentração de soluções que apresentam elevações do ponto de ebulição pouco significativas.

Com soluções que não atendem ao requisito anterior, a CMV tem sido utilizada em sistema de pré-concentração. Nestes casos, a CMV opera nas faixas de concentrações para as quais a EPE se mantém, ainda, inferior a um limite máximo admissível. A pré-concentração com CMV tem sido utilizada, por exemplo, com soluções de hidróxido de sódio e sucos de laranja [Kelso (1980)].

### 5.3 Compressão Mecânica de Vapor em Evaporadores de Múltiplo Efeito para Concentração de Licor Negro

No item anterior foram analisadas algumas vantagens e desvantagens gerais dos sistemas de CMV aplicados a sistemas de evaporação. No caso de EME para concentração de licor negro existem outras vantagens, características e problemas específicos, que são comentados a seguir:

- . os vapores a serem comprimidos são corrosivos;
- . por ser o licor negro um líquido espumoso, existem problemas de arraste de líquido pelo vapor na sucção do compressor; este ponto é de extrema importância porque o arraste de líquido pode danificar o compressor;
- . a baixa EPE favorece a aplicação da CMV;



- . dependendo da configuração do sistema de CMV (vide item 5.3.5) é possível trabalhar com temperaturas máximas de licor menores do que as de um sistema convencional de EME, isto diminui o problema de formação de incrustações comentado no item 3.5 ;
- . o custo de investimento num sistema de CMV cresce em função da capacidade, com um expoente de aproximadamente 0,65 (equação 3.14) e as economias de vapor a serem obtidas aumentam de forma praticamente linear com a capacidade do sistema; isto faz com que o sistema de CMV se torne cada vez mais viável, em termos econômicos, a medida que a capacidade aumenta ;
- . para a aplicação de CMV é interessante que as diferenças de temperatura nos evaporadores sejam baixas (para que a relação entre as pressões de descarga e sucção do compressor não seja muito elevada); nesse sentido, em sistemas novos de evaporação projetados para o uso de CMV, é interessante a utilização dos evaporadores do tipo "falling-film" discutidos no item 3.9.6.

Em relação aos compressores, os elevados volumes de vapor a serem comprimidos exigem, normalmente, compressores centrífugos cujas principais características [Alsthom (1982)] são:

- . quantidade de estágios: de 1 a 3;
- . faixa de capacidades: de 5 a 70 t/h de vapor;
- . faixa de potências : de 200 a 4.000 kW;
- . relações máximas entre as pressões de descarga e sucção: 2,5; 4,5 e 8,0 para 1; 2 e 3 estágios respectivamente;

- . diferenças máximas possíveis entre as temperaturas de saturação correspondentes às pressões de descarga e sucção, da ordem de: 22, 35 e 50<sup>o</sup>C para 1, 2 e 3 estágios respectivamente;
- . velocidades de rotação de: 8.000 a 16.000 r.p.m;
- . temperatura máxima de condensação correspondente à pressão de descarga da ordem de 160<sup>o</sup>C.

Dependendo do fabricante as características dos compressores podem diferir um pouco das apresentadas.

Alguns autores [Sakhuja (1979)] defendem o uso de compressores de parafuso. Os compressores de dois parafusos onde um dos parafusos recebe a potência motora e aciona ao outro não são convenientes para os sistemas de CMV. Estes compressores exigem uma lubrificação adequada entre os dois parafusos e os problemas de arraste do óleo pelo vapor seriam muito sérios. Por se tratar de um ciclo aberto o óleo não retorna ao compressor que, neste caso, teria que ser equipado com um sistema de reposição de óleo.

A instalação de um separador de óleo eficiente, na descarga do compressor, implicaria numa perda de carga não desprezível. Por outro lado, o óleo arrastado poderia se acumular no evaporador prejudicando o coeficiente de transferência de calor.

Já os compressores com os dois parafusos acionados através de engrenagens parecem bastante adequados para a CMV. Estes compressores não têm lubrificação entre os parafusos e permitem inclusive a compressão de vapores ligeiramente úmidos [Thermo Electron Corporation (1981)]. Inclusive modelos especialmente projetados

permitem a injeção de água líquida entre os parafusos o que diminui o superaquecimento do vapor, limitando a temperatura de descarga e melhorando o rendimento volumétrico [Sakhuja (1979)]. Uma limitação dos compressores de parafuso é que cobrem uma faixa de capacidades bastante inferiores à dos compressores centrífugos.

De um modo geral, pode-se dizer que as faixas de capacidade dos diferentes tipos de compressores disponíveis comercialmente são:

- . compressores alternativos: de 50 a 3.000 m<sup>3</sup>/h na sucção do compressor;
- . compressores de parafuso: de 500 a 6.000 m<sup>3</sup>/h na sucção;
- . compressores centrífugos: de 3.000 a 300.000 m<sup>3</sup>/h na sucção;
- . compressores turbo-axiais: de 100.000 a 900.000 m<sup>3</sup>/h na sucção.

A implantação de um sistema de CMV em EME para concentração de licor negro deve ser aplicada em conjunto com outras medidas, tais como: otimização dos fluxos, instalação de trocadores de calor para preaquecimento do licor a ser concentrado com o condensado efluente, arranjo dos corpos dos evaporadores modificando o número de efeitos, etc. A otimização do sistema deve ser feita para cada caso através de uma análise comparativa das diferentes configurações possíveis. A simulação numérica do sistema de evaporação com CMV constitui a ferramenta ideal para otimização do sistema. A fim de tirar algumas conclusões qualitativas sobre diversas configurações possíveis dos sistemas de evaporação com CMV para concentração de licor negro, é apresentado, a seguir, um exemplo prático simplifica

do. São comparadas algumas possíveis opções de aplicação de CMV para o sistema de evaporação mostrado na fig. 5.4 e caracterizado pelos dados da tabela 5.1 que inclui também valores calculados resultantes da solução de um sistema de equações, montado a partir das expressões dos balanços de massa e energia para cada efeito, apresentadas no item 3.8. Observe-se que uma vez resolvido esse sistema de equações, se fossem conhecidos os valores dos coeficientes globais de transferência de calor em cada efeito seria possível calcular as áreas de troca térmica. As áreas obtidas teriam que coincidir com as reais para que os resultados anteriores fossem válidos.

Nos cálculos comparativos deste item não é feita nenhuma avaliação das áreas de troca térmica, supondo que a última condição seja válida para todos os casos.

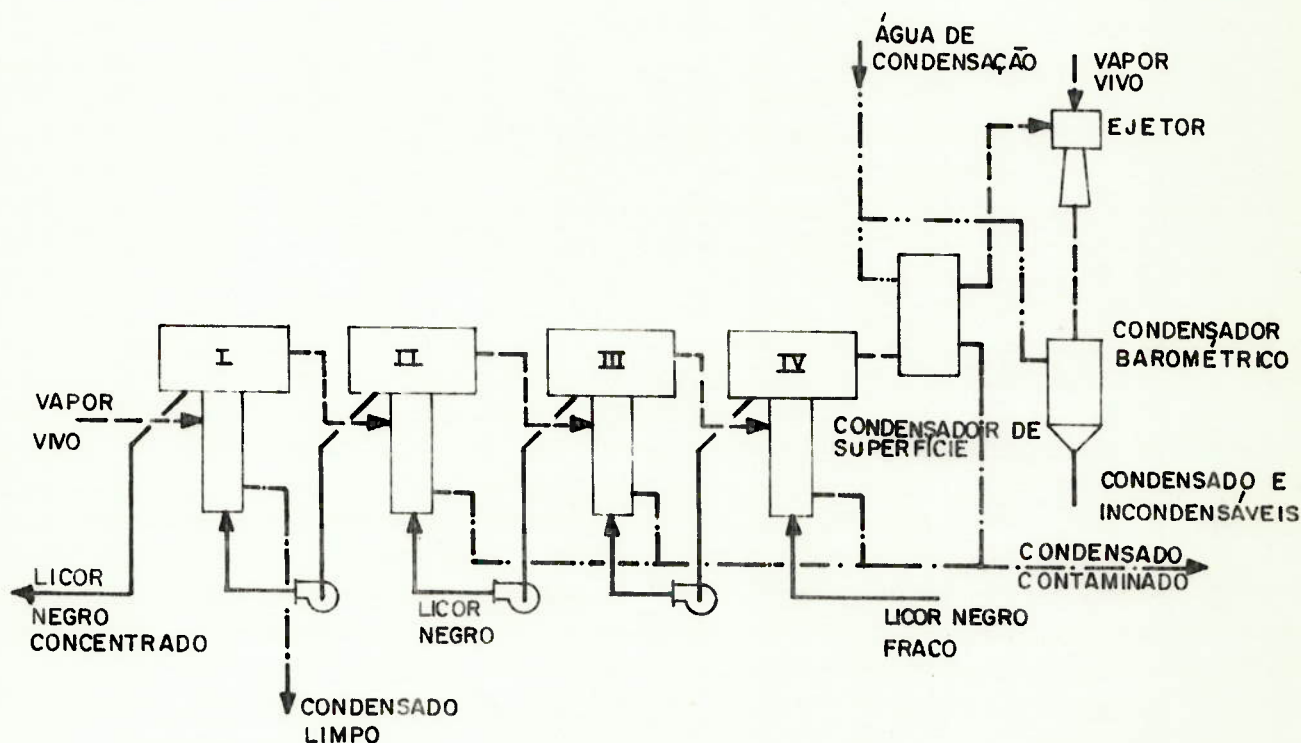


Figura 5.4 - Sistema de evaporação convencional com 4 efeitos

Ou seja, considera-se que as áreas de troca térmica são as necessárias e suficientes para cada caso de acordo com o que foi assinalado. É incluída na comparação, como exemplo ilustrativo adicional, uma alternativa que consiste, unicamente, no aumento do número de efeitos. As opções a serem comparadas são:

- . aumento de 4 para 6 efeitos;
- . instalação de CMV, com um único compressor, no sistema de evaporação original de 4 efeitos;
- . instalação de CMV, com 2 compressores, no sistema com 6 efeitos;
- . instalação de pré-concentração com CMV e concentração final com o sistema original de 4 efeitos;
- . instalação de CMV com o vapor alimentando em paralelo os 4 corpos do sistema original.

Interessa verificar principalmente os consumos de vapor vivo e as potências de acionamento dos compressores sem avaliar as variações nas áreas de troca térmica que seriam requeridas em cada caso.

A tabela 5.7 mostra uma comparação dos principais resultados obtidos para os diversos sistemas analisados.



- . Vazão em massa de licor negro fraco:  $L_f = 211\,700$  kg/h
- . Teor de sólidos no licor negro fraco:  $C_f = 0,159$
- . Temperatura do licor negro fraco:  $t_{L_f} = 75^\circ\text{C}$
- . Teor de sólidos no licor negro concentrado:  $C_c = 0,462$
- . Condições termodinâmicas do vapor vivo: vapor saturado seco a uma pressão absoluta de  $2,4$  kgf/cm<sup>2</sup> ( $125,5^\circ\text{C}$ )
- . Alimentação: contracorrente ou inversa
- . Condições de operação nos efeitos:

Efeito	Pressão absoluta no espaço de vapor (kgf/cm <sup>2</sup> )	Temperatura de saturação de H <sub>2</sub> O para a pressão da coluna anterior (°C)
I	1,5	110,8
II	1,0	99,1
III	0,7	89,5
IV	0,5	80,9

- . Fração perdida para o ambiente do calor transferido em cada efeito:  $f = 0,02$
- . Valores calculados:
  - vazão em massa de licor concentrado:  $L_c = L_f \frac{C_f}{C_c} = 72\,860$  kg/h
  - vazão em massa de água evaporada:  $\dot{m}_a = L_f - L_c = 138\,840$  kg/h
- . Valores calculados a partir das equações dos balanços materiais e de energia (item 3.8):
  - consumo de vapor vivo:  $\dot{m}_0 = 45678$  kg/h

Tabela 5.1 - (continua página seguinte)

- vazão em massa de água evaporada em cada efeito:

I	:	$\dot{m}_1$	=	40916	kg/h
II	:	$\dot{m}_2$	=	36539	kg/h
III	:	$\dot{m}_3$	=	32340	kg/h
IV	:	$\dot{m}_4$	=	29045	kg/h

Tabela 5.1 - Dados básicos do sistema de evaporação de 4 efeitos

### 5.3.1 Aumento do número de efeitos

Neste ponto será estudada a adição de 2 efeitos ao sistema convencional de 4 efeitos. O sistema proposto é mostrado na fig. 5.5. O licor negro fraco continua sendo alimentado no quarto efeito. Do quarto até o sexto efeito a alimentação é do tipo direta. Do sexto efeito o licor parcialmente concentrado é bombeado para o terceiro efeito e deste último até o primeiro a alimentação é inversa. As pressões nos espaços do vapor dos quatro primeiros efeitos foram mantidas inalteradas. Os principais dados do sistema proposto estão listados na tabela 5.2 que inclui também os valores calculados de acordo com as considerações feitas anteriormente.

Como resultado tem-se que o consumo de vapor vivo cai de 45678 kg/h para 35719 kg/h quando se passa do sistema inicial com 4 efeitos para o sistema proposto de 6 efeitos representando uma economia de aproximadamente 21,8%. Observe-se que, no exemplo proposto, foi possível aumentar o número de efeitos aumentando também o salto térmico global e mantendo as diferenças de temperatura nos quatro efeitos existentes o que permiti

ria, inclusive, aumentar a capacidade de evaporação no sistema. No entanto, na prática, o aumento do número de efeitos geralmente implica na diminuição das diferenças de temperatura dos efeitos existentes e na redução da capacidade de evaporação conforme discutido no ponto 3.4.

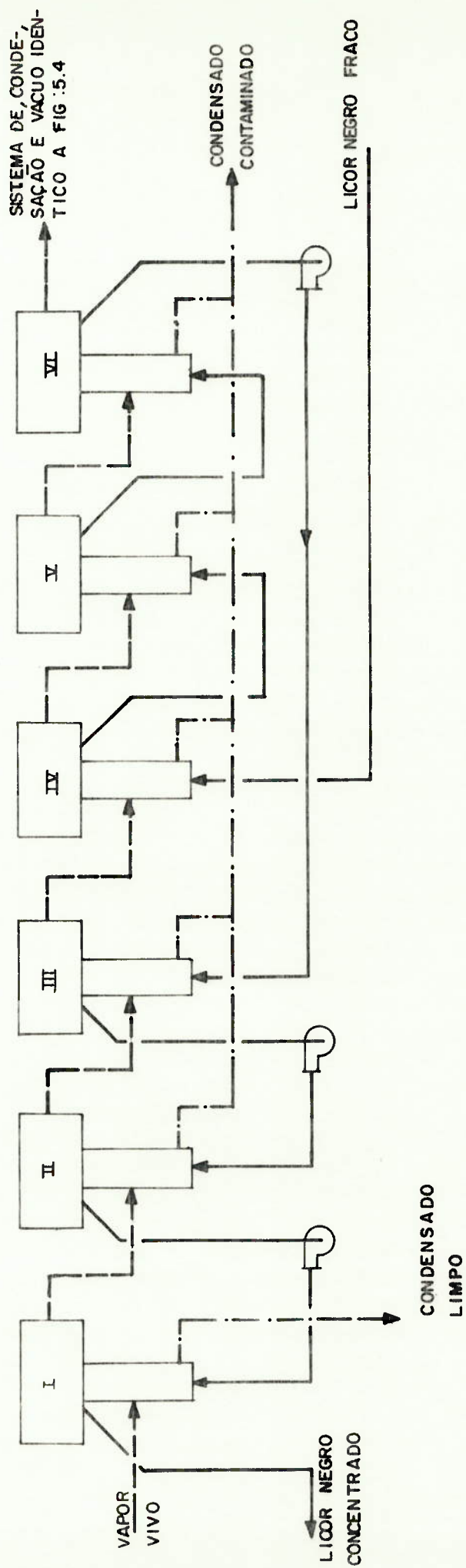


Fig. 5.5 - Sistema de evaporação proposto com 6 efeitos

- . Alimentação: mista conforme fig. 5.5
- . Condições de operação nos efeitos:

Efeito	Pressão absoluta no espaço de vapor (kgf/cm <sup>2</sup> )	Temperatura de saturação de H <sub>2</sub> O para a pressão da coluna anterior (°C)
I,II,III,IV	Idem tabela 5.1	Idem tabela 5.1
V	0,25	72
VI	0,24	64

- . Demais dados: coincidentes com os da tabela 5.1
- . Valores calculados a partir das equações dos balanços de massa e energia para cada efeito (item 3.8):
  - consumo de vapor vivo:  $\dot{m}_0 = 35.719 \text{ kg/h}$
  - vazão em massa de água evaporada em cada efeito:

$$\begin{aligned}
 \text{I} & : \dot{m}_1 = 31747 \text{ kg/h} \\
 \text{II} & : \dot{m}_2 = 28142 \text{ kg/h} \\
 \text{III} & : \dot{m}_3 = 20080 \text{ kg/h} \\
 \text{VI} & : \dot{m}_4 = 17275 \text{ kg/h} \\
 \text{V} & : \dot{m}_5 = 19748 \text{ kg/h} \\
 \text{VI} & : \dot{m}_6 = 21848 \text{ kg/h}
 \end{aligned}$$

Tabela 5.2 - Dados básicos do sistema de evaporação proposto com 6 efeitos

### 5.3.2 CMV no sistema de evaporação convencional de 4 efeitos

O sistema proposto é mostrado na fig. 5.6. Considera-se que as condições de operação nos quatro efeitos são iguais às indicadas na tabela 5.1 para o sistema convencional sem CMV.



Interessa verificar os principais parâmetros operacionais do compressor, especialmente a potência consumida já que, deste valor, dependerá em grande parte a viabilidade econômica do sistema. Das expressões (4.15) e (4.16), tem-se que a potência  $\dot{W}$  no eixo do compressor é dada por:

$$\dot{W} = \frac{\dot{m}_4 (h_{2t} - h_1)}{\eta_s \eta_m}, \quad (5.2)$$

onde:

$\dot{m}_4$  = 29045 kg/h, vazão em massa do vapor efluente do quarto efeito que alimenta ao compressor;

$\eta_s, \eta_m$  = rendimentos isoentrópico e mecânico do compressor, valores adotados:  $\eta_s = 0,80$  e  $\eta_m = 0,95$ ;

$h_1$  = entalpia específica do vapor na sucção do compressor; supondo vapor saturado seco a 0,5 kgf/cm<sup>2</sup>, tem-se:  
 $h_1 = 631,5$  kcal/kg;

$h_{2t}$  = entalpia específica do vapor na descarga do compressor, supondo compressão isoentrópica e uma pressão de descarga de 2,4 kgf/cm<sup>2</sup>, tem-se:  $h_{2t} = 704,0$  kcal/kg.

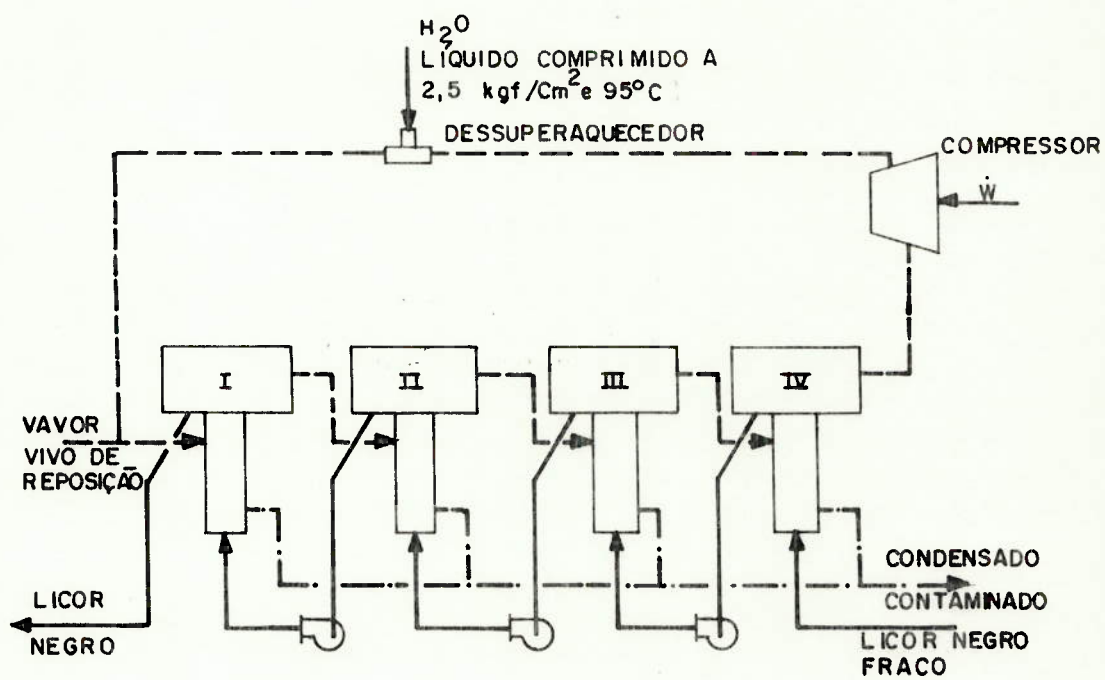


Figura 5.6- Sistema de evaporação de 4 efeitos com CMV

Com os valores anteriores tem-se:

$$\dot{W} = 3.222 \text{ kW.} \quad (5.3)$$

Outras características do compressor são:

- . relação entre as pressões de descarga e sucção: 4,8;
- . vazão em volume na sucção:  $95.878 \text{ m}^3/\text{h}$ ;
- . temperatura teórica no fim da compressão isoentrópica:  $239^\circ\text{C}$ .

As condições anteriores levariam à escolha de um compressor centrífugo, possivelmente de 3 ou mais estágios (em função da relação de pressões de 4,8).

Na descarga do compressor, conforme mostrado na fig. 5.6, é instalado um dessuperaquecedor que recebe como agente de dessuperaquecimento uma vazão em massa  $\dot{m}_\ell$  de água num estado de líquido comprimido a  $2,4 \text{ kgf/cm}^2$  e  $95^\circ\text{C}$ . O balanço material e de energia no dessuperaquecedor leva às equações:

$$\dot{m}'_o = \dot{m}_4 + \dot{m}_\ell \quad (5.4)$$

e

$$\dot{m}_4 h_{2R} + \dot{m}_\ell h_\ell = (\dot{m}_4 + \dot{m}_\ell) h_o, \quad (5.5)$$

onde:

$\dot{m}'_o$  = vazão em massa de vapor saturado na saída do dessuperaquecedor;

$h_\ell$  = entalpia específica da água a  $2,4 \text{ kgf/cm}^2$  e  $95^\circ\text{C}$   
( $h_\ell = 95 \text{ kcal/kg}$ );

$h_o$  = entalpia específica do vapor saturado seco a  $2,4 \text{ kgf/cm}^2$   
( $h_o = 647,8 \text{ kcal/kg}$ );

$h_{2R}$  = entalpia específica do vapor na descarga do compressor.

Da equação (4.15) tem-se:

$$h_{2R} = h_1 + \frac{h_{2t} - h_1}{\eta_s} . \quad (5.6)$$

A solução do sistema das equações (5.4) e (5.5) permite obter:

$$\dot{m}_\ell = 3.905 \text{ kg/h} \quad (5.7)$$

e

$$\dot{m}'_0 = 32.950 \text{ kg/h} . \quad (5.8)$$

A vazão em massa de vapor vivo de reposição  $\dot{m}_r$  é dada por:

$$\dot{m}_r = \dot{m}_0 - \dot{m}'_0 , \quad (5.9)$$

onde:

$\dot{m}_0$  = vazão em massa de vapor na entrada do efeito I, neste caso da tabela 5.1 tem-se:  $\dot{m}_0 = 45\,678 \text{ kg/h}$ ,

resultando:

$$\dot{m}_r = 12.728 \text{ kg/h} . \quad (5.10)$$

Observe-se que, além da redução do consumo de vapor vivo que alimenta ao efeito I, a CMV propicia a economia do vapor dos ejetores de vácuo, cujo consumo representa de 3 a 5% do consumo global de vapor num sistema convencional de EME para concentração de licor negro.

### 5.3.3 CMV no sistema de evaporação de 6 efeitos

Neste caso, o sistema proposto é mostrado na figura 5.7.

As condições de operação nos 6 efeitos são idênticas às do sistema sem CMV mostrado na fig. 5.5 e discutido no item 5.3.1. Foi necessário prever dois compressores já que a relação entre as pressões do vapor vivo na entrada do primeiro efeito e do vapor efluente do sexto é de 10 e não poderia ser atingida por um único compressor centrífugo. Os principais dados do sistema são indicados na tabela 5.3 que inclui valores calculados seguindo a sistemática apresentada anteriormente. Como nos corpos V e VI a alimentação é direta, o efeito do "flasheamento" de licor na entrada dos mesmos, faz com que a vazão de vapor efluente do sexto efeito seja maior do que o consumo de vapor do quarto. Por tal motivo se o compressor C2 comprimisse a totalidade de vazão de vapor efluente do sexto efeito haveria um excesso de vapor na descarga do mesmo. Ao contrário, para o compressor C1 a vazão do vapor na sucção, proveniente do terceiro efeito, é significativamente menor do que o consumo de vapor do primeiro efeito, fazendo com que seja necessário adicionar vapor vivo de reposição. Para diminuir as quantidades de vapor de reposição considera-se que o excesso de vapor na descarga do compressor C2, após o dessuperaquecedor, alimenta a sucção do C1. Da análise dos resultados pode-se verificar que a potência global consumida pelos compressores aumentou em relação ao caso anterior embora a vazão de vapor de reposição tenha diminuído um pouco. A vazão em volume na sucção do compressor C2 resulta muito elevada como consequência do alto volume específico do vapor saturado à pressão de 0,24 kgf/cm<sup>2</sup>. Na realidade este sistema não é muito interessante já que ao elevado investimento, decorrente da necessidade de dois compressores de grande porte, somam-se difi



culdades operacionais próprias da estabilidade, regulagem e controle dos dois ciclos de compressão em série. A partida do sistema também seria demorada e difícil. Observe-se que nada impediria que os efeitos IV, V e VI operassem com pressões maiores no espaço do vapor. A principal vantagem seria a redução do tamanho do compressor C2 pela diminuição do volume específico na sucção do mesmo.

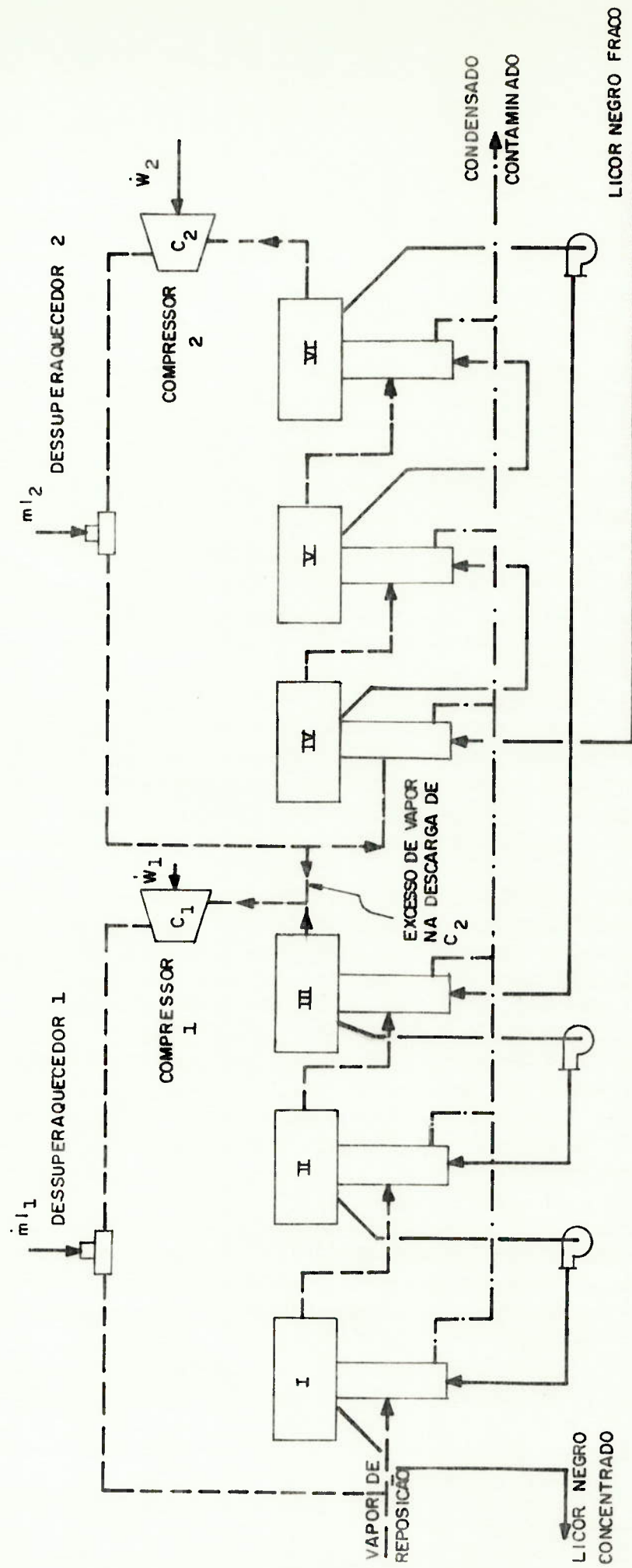


Figura 5.7 - CMV no sistema de evaporação de 6 efeitos

- . Condições de operação nos efeitos, vazões de água evaporada em cada efeito e demais dados relativos aos evaporadores, coincidentes com os apresentados na tabela 5.2.
- . Condições da água de dessuperaquecimento:
  - dessuperaquecedor 1:  $2,4 \text{ kgf/cm}^2$ ,  $95^\circ\text{C}$
  - dessuperaquecedor 2: líquido saturado a  $0,7 \text{ kgf/cm}^2$
- . Rendimento isoentrópico dos compressores:  $\eta_s = 0,80$
- . Rendimento mecânico dos compressores :  $\eta_m = 0,95$
- . Superaquecimento do vapor na sucção dos compressores: nulo
- . Valores calculados para o compressor C2:
  - $\dot{W}_2 = 1\,530 \text{ kW}$
  - relação entre as pressões de descarga e sucção:  $2,92$
  - vazão em volume na sucção:  $144\,546 \text{ m}^3/\text{h}$
  - temperatura teórica após a compressão isoentrópica:  $116^\circ\text{C}$
- . Vazão de líquido no dessuperaquecedor 2:  $\dot{m}_{l_2} = 1860 \text{ kg/h}$
- . Excesso de vapor na descarga do compressor C2:  $3628 \text{ kg/h}$
- . Vazão em massa na sucção do compressor C1 :  $23\,708 \text{ kg/h}$
- . Valores calculados para o compressor C1:
  - $\dot{W}_1 = 2\,183 \text{ kW}$
  - relação entre as pressões de descarga e sucção:  $3,43$
  - vazão em volume na sucção:  $57\,090 \text{ m}^3/\text{h}$
  - temperatura teórica após a compressão isoentrópica:  $219^\circ\text{C}$
- . Vazão de líquido no dessuperaquecedor 1:  $\dot{m}_{l_1} = 2\,840 \text{ kg/h}$
- . Vazão de vapor de reposição:  $\dot{m}_r = 9\,171 \text{ kg/h}$

Tabela 5.3 Dados básicos do sistema de evaporação de 6 efeitos com CMV

#### 5.3.4 CMV na pré-concentração

O sistema proposto é mostrado na fig. 5.8. Ao sistema convencional de quatro efeitos é adicionado um pré-evaporador com CMV para uma pré-concentração de licor negro.

Os dados operacionais dos cálculos correspondentes ao sistema de pré-concentração são mostrados na tabela 5.4.

As informações relativas ao sistema convencional de concentração final são indicados na tabela 5.5

Os resultados mostram que esta é, efetivamente, uma alternativa interessante, embora as economias de vapor vivo sejam menores do que nos casos já analisados.

A baixa relação de pressões no compressor (1,82) permitiria a utilização de compressores de até um único estágio. A pressão relativa ligeiramente positiva na sucção do compressor permitiria a eliminação de voláteis através de válvulas termostáticas. A vazão em volume na sucção do compressor e a potência do mesmo são moderadas quando comparadas com alguns dos valores dos exemplos anteriores. A operação de partida seria relativamente simples, já que os sistemas de pré-concentração e concentração final podem partir e inclusive funcionar de forma independente, facilitando também a operação e controle do sistema. A pressão na sucção do compressor é maior do que nos casos anteriores. Isto implica numa redução do volume específico do vapor diminuindo os problemas de arraste de líquido.

Esta alternativa constitui uma opção interessante quando é necessário aumentar a capacidade de um sistema de evaporação sem elevar o consumo de vapor.

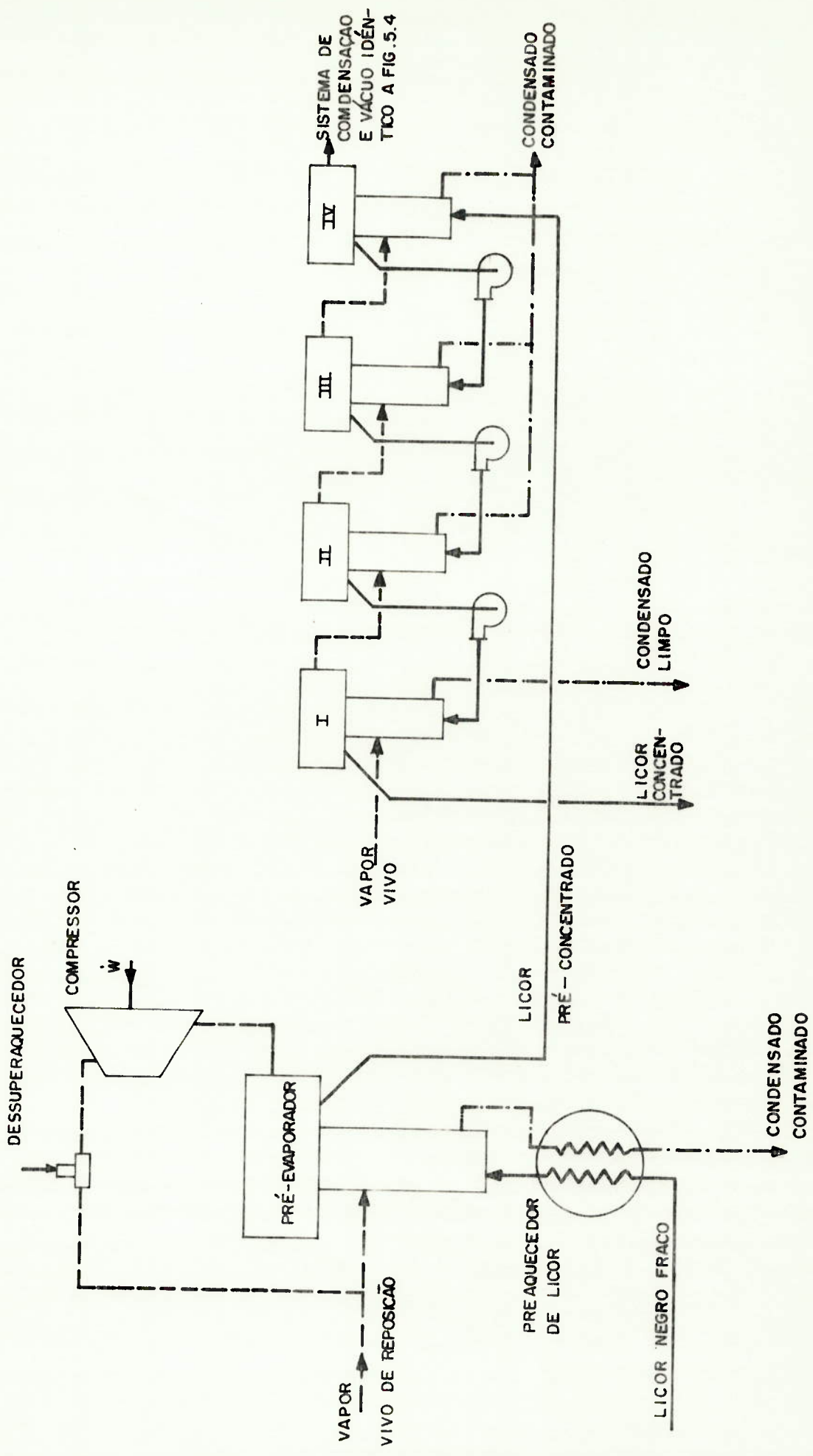


Figura 5.8 - Sistema de pré-concentração com CMV e concentração final convencional em 4 efeitos



- . Dados do pré-evaporador:
  - vazão em massa de licor negro fraco:  $L_f = 211\,700$  kg/h
  - teor de sólido do licor negro fraco:  $C_f = 0,159$
  - temperatura do licor negro na saída do preaquecedor:  $80^\circ\text{C}$
  - teor de sólidos do licor negro pré-concentrado:  $C_c = 0,21$
  - condições termodinâmicas de vapor vivo de reposição e do vapor na saída do dessuperaquecedor: vapor saturado a  $2$  kgf/cm<sup>2</sup> ( $t = 119,6^\circ\text{C}$ )
  - pressão no espaço do vapor:  $1,1$  kgf/cm<sup>2</sup> (correspondendo a uma temperatura de saturação da H<sub>2</sub>O de  $101,8^\circ\text{C}$ ).
  - fração perdida para o ambiente do total do calor transferido:  $f = 0,02$
- . Valores calculados para o pré-evaporador:
  - vazão em massa de licor pré-concentrado:  $L_c = L_f \frac{C_f}{C_c} = 160\,287$  kg/h
  - vazão em massa de água evaporada:  $L_f - L_c = 51\,413$  kg/h
  - consumo de vapor (a partir das equações do balanço de massa e energia):  $\dot{m}_o = 60\,455$  kg/h
- . Valores calculados para a compressor ( $\eta_s = 0,8$ ,  $\eta_m = 0,95$ , superaquecimento nulo na sucção):
  - $\dot{W} = 2045$  kW
  - relação entre as pressões de descarga e sucção:  $1,82$
  - vazão em volume na sucção:  $81\,130$  m<sup>3</sup>/h
  - temperatura teórica no fim da compressão isoentrópica:  $158^\circ\text{C}$
- . Outros valores calculados:
  - vazão de líquido no dessuperaquecedor (líquido a  $2,0$  kgf/cm<sup>2</sup> e  $95^\circ\text{C}$ ):  $\dot{m}_l = 2436$  kg/h
  - vazão do vapor de reposição:  $\dot{m}_r = 6606$  kg/h

Tabela 5.4 - Dados do sistema de pré-concentração com CMV

- . vazão em massa de licor negro pré-concentrado:  $L_f = 160\,287$  kg/h
- . teor de sólidos no licor negro pré-concentrado:  $C_f = 0,21$
- . temperatura do licor negro pré-concentrado na alimentação do 4º efeito:  $100^\circ\text{C}$
- . Demais dados: coincidentes com os da tabela 5.1
- . Valores calculados:
  - vazão em massa de licor concentrado:  $L_c = L_f \frac{C_f}{C_c} = 72\,860$  kg/h
  - vazão em massa de água evaporada:  $\dot{m}_a = L_f - L_c = 87\,427$  kg/h
- . Valores calculados a partir das equações dos balanços materiais e de energia (item 3.8):
  - consumo de vapor vivo:  $27\,524$  kg/h
  - vazão em massa de água evaporada em cada efeito:
    - I :  $\dot{m}_1 = 24205$  kg/h
    - II :  $\dot{m}_2 = 21537$  kg/h
    - III :  $\dot{m}_3 = 18448$  kg/h
    - IV :  $\dot{m}_4 = 23539$  kg/h

Tabela 5.5. - Dados do sistema de concentração final acoplado ao sistema de pré-concentração com CMV

Deve-se assinalar ainda que o sistema poderia ser otimizado. Na concentração final de quatro efeitos, a alimentação inversa, não é a mais adequada já que o licor proveniente do sistema de pré-concentração se encontra numa temperatura de aproximadamente  $100^\circ\text{C}$  que é bastante maior do que a temperatura de saturação no último efeito. Isto provoca um forte "flasheamento" do licor na entrada do último efeito e o vapor assim formado, além de

não ser aproveitado em outros efeitos, aumenta os consumos nos sistema de condensação e vácuo.

#### 5.3.5 CMV com alimentação do vapor em paralelo

Neste caso será considerado um sistema de CMV com o vapor alimentando em paralelo os 4 corpos do sistema original. A configuração proposta é mostrada na fig. 5.9. O licor alimenta os corpos em série (a ordem, neste caso, não interessa). A pressão no espaço do vapor é a mesma para todos os corpos (por esse motivo foram indicadas bombas para a circulação do licor entre dois corpos consecutivos). Foi incluído, também, um trocador de calor para preaquecimento do licor de 75 para 90°C através do condensado contaminado efluente. Os dados e os resultados dos cálculos correspondentes ao sistema proposto são mostrados na tabela 5.6.

Trata-se de uma opção interessante pois permite eliminar praticamente a totalidade do consumo de vapor "vivo". Apresenta também as vantagens correspondentes à existência de uma pressão relativa ligeiramente positiva na sucção do compressor, já comentadas para o caso anterior.

Um sistema deste tipo foi instalado pela Champion International em Missoula, Montana [Olson et alii (1981) ].

Outra vantagem, desta alternativa, é que o nível de temperatura máxima do licor nos corpos é menor do que no caso convencional de EME. Isto diminui o problema de incrustações analisado no item 3.5.

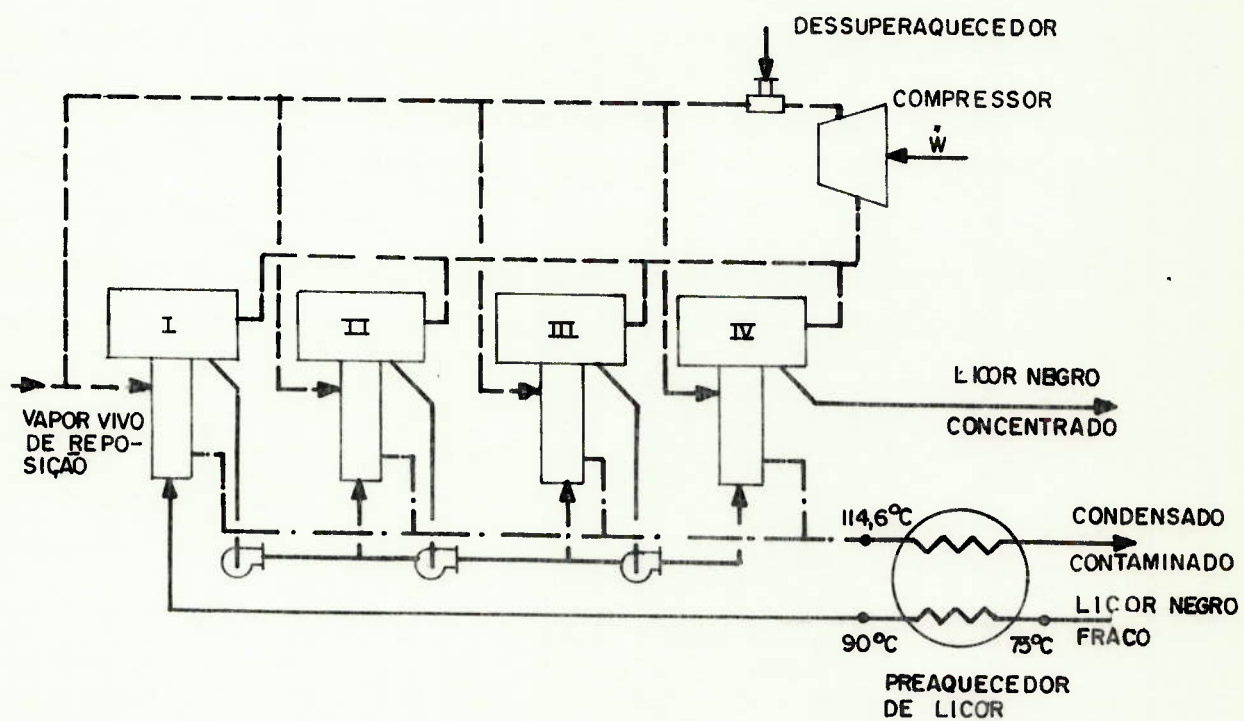


Figura 5.9 - Sistema de evaporação de 4 corpos, com CMV, com alimentação do vapor em paralelo.

- . Pressão no espaço de vapor de todos os corpos:  $1,1 \text{ kgf/cm}^2$
- . Condições termodinâmicas do vapor condensante: vapor saturado a  $1,7 \text{ kgf/cm}^2$
- . temperatura do licor negro na saída do preaquecedor:  $90^\circ\text{C}$
- . Demais dados, tais como concentrações iniciais e finais, vazões em massa de licor, perdas térmicas para o ambiente, rendimento dos compressores, etc, coincidem com os utilizados anteriormente (tabelas 5.1 e 5.3)
- . Vazão em massa global de vapor condensante (para 4 corpos), obtida a partir das equações do balanço de massa e energia:  $146.000 \text{ kg/h}$
- . Valores calculados para o compressor:
  - $\dot{W} = 3.399 \text{ kW}$
  - relação entre as pressões de descarga e sucção: 1,55
  - vazão em volume na sucção:  $219.090 \text{ m}^3/\text{h}$
  - temperatura teórica após a compressão isoentrópica:  $138^\circ\text{C}$
- . Outros valores calculados:
  - vazão de líquido no dessuperaquecedor (líquido a  $1,7 \text{ kgf/cm}^2$  e  $95^\circ\text{C}$ ):  $\dot{m}_\ell = 3.895 \text{ kg/h}$
  - vazão de vapor de reposição:  $3.277 \text{ kg/h}$

Tabela 5.6 - Dados do sistema de evaporação de 4 corpos com CMV com alimentação do vapor em paralelo



Tabela 5.7 - Comparação dos diversos sistemas de evaporação

Alternativa	Vapor Vivo				Compressores			
	Consumo (kg/h)	Pressão (kgf/cm <sup>2</sup> )	Número de efeitos ou Corpos	Potência (kW)	Vazão em volumena sucção (m <sup>3</sup> /h)	Relação de pressão	Temperatura máxima (°C)	
Sistema Original	45 678	2,4	4	-	-	-	-	
Aumento do número de efeitos	35 719	2,4	6	-	-	-	-	
CMV com 4 efeitos (1 compressor)	12 728	2,4	4	3 222	95 878	4,8	239	
CMV com 6 efeitos (2 compressores)	9 171	2,4	6	1 530	144 546	2,92	166	
				2 183	57 090	3,43	219	
CMV na pré-concentração	6 606	2,0	1+4	2 045	21 130	1,82	158	
	27 524	2,4						
CMV com alimentação do vapor em paralelo	3 277	2,4	4	3 399	219 090	1,55	138	
SICMV com 4 efeitos (R114) (item 5.5)	7 880	2,4	4	5 805	21 528	2,73	125,5	

#### 5.4 Sistema Indireto de Compressão Mecânica de Vapor

O sistema indireto de CMV para evaporadores (SICMV) nada mais é do que uma BT convencional de circuito fechado onde o condensador é o próprio evaporador do sistema de concentração e o evaporador da BT é um trocador de calor onde ocorre a condensação dos vapores efluentes do evaporador do sistema de concentração.

O esquema básico é mostrado na figura 5.10

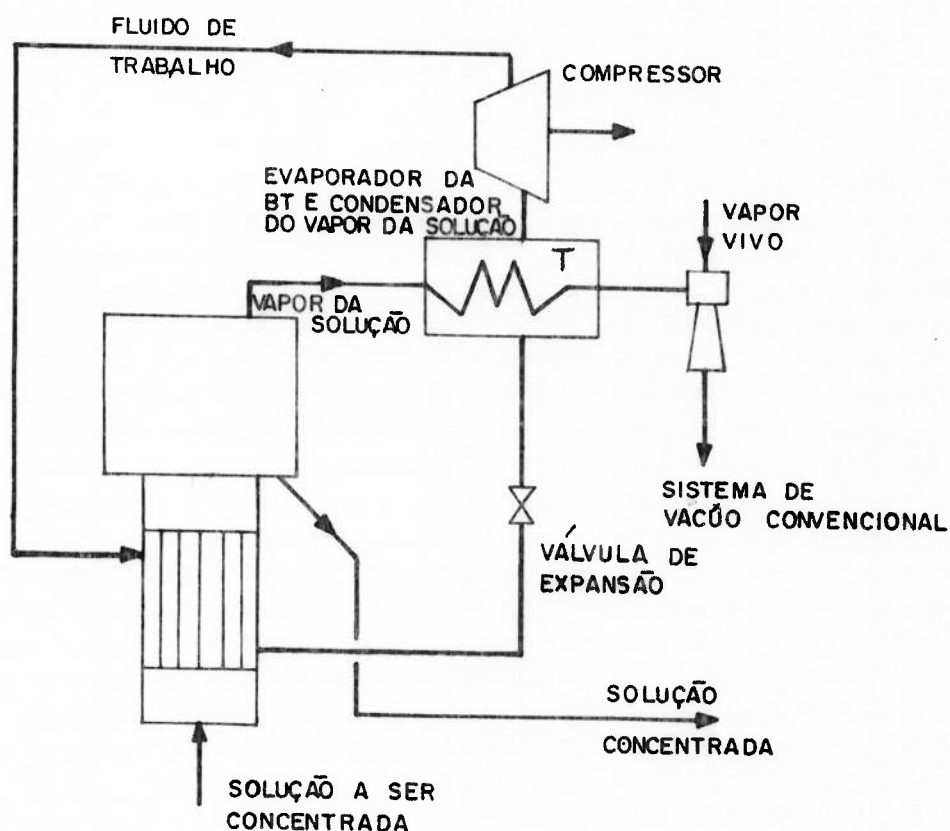


Figura 5.10 - Sistema indireto de compressão mecânica de vapor para evaporadores.

O fluido condensante, que é o meio de aquecimento da solução a ser concentrada, trabalha em circuito fechado podendo ser um hidrocarboneto halogenado.

Na saída do evaporador de concentração, esse fluido de trabalho, em estado de líquido saturado, se expande numa válvula de expansão até uma pressão cuja temperatura de saturação é ligeiramente inferior à temperatura de saturação do vapor proveniente da solução. Assim o trocador de calor T (fig. 10) atua como evaporador da BT. A continuação será feita uma comparação geral entre o SICMV e o sistema convencional de CMV para, posteriormente, confrontar os sistemas num caso específico de concentração de licor negro na indústria de celulose e papel.

#### 5.4.1 Vantagens do sistema indireto de CMV

Quando comparado com o sistema convencional o SICMV apresenta as vantagens comentadas a seguir.

a) Praticamente não há problemas de corrosão. No sistema convencional o vapor proveniente da solução em muitos casos é corrosivo, exigindo cuidados especiais na seleção dos materiais dos componentes do sistema, principalmente do compressor que é o elemento fundamental do mesmo.

Já no SICMV o fluido de trabalho não apresenta características corrosivas e os cuidados em relação ao trocador de calor T são praticamente os mesmos que devem ser observados num condensador convencional resfriado com água limpa. Para os fluidos R11, R113 e R114 (vide tabela 4.6) as pressões no trocador T seriam maiores do que a do vapor proveniente da solu-

ção e qualquer eventual vazamento dar-se-ia do lado do fluido para o lado do vapor. Nesse sentido, esses vazamentos não prejudicariam ao compressor como também seriam facilmente detetados pois haveria uma "quebra" do vácuo.

- b) O tamanho do compressor resulta muito menor. Quando comparado com os hidrocarbonetos halogenados o vapor d'água apresenta um elevado volume específico que não chega a ser compensado pela, também elevada, entalpia de vaporização. Isso faz com que as vazões em volume na sucção do compressor de um sistema convencional de CMV sejam muito maiores do que as do SICMV. A tabela 4.6 mostra que para temperaturas de saturação na sucção e descarga do compressor, de 80 e 100°C respectivamente, a vazão em volume do vapor d'água deveria ser 8,4 vezes maior do que a do R114 para obter a mesma capacidade térmica. No Anexo F é feita uma comparação do tamanho de dois compressores, através de um exemplo, onde são selecionados compressores para operar com vapor d'água e R114.
- c) Aumenta a faixa de aplicação de compressores alternativos e de parafuso. Esta consideração é decorrência imediata da anterior. Os compressores alternativos convencionais e alguns tipos de compressores rotativos volumétricos praticamente não são utilizados em sistemas convencionais de CMV já que ao problema de arraste de óleo, a ser posteriormente analisado, somam-se as baixas capacidades térmicas que seriam obtidas como consequência do elevado volume específico do vapor d'água. A tabela 5.8 mostra, para diferentes

temperaturas de evaporação e condensação, as cargas térmicas máximas no condensador que seriam obtidas com compressores alternativos e de parafuso operando com  $H_2O$ ,  $R_{11}$ ,  $R_{113}$  e  $R_{114}$ .

Fluido	t Evaporação (°C)	t Condensação (°C)	Carga térmica máxima no Condensador	
			Compressores alternativos ( $10^6$ kcal/h)	Compressores de parafusos ( $10^6$ kcal/h)
$H_2O$	80	100	0,50	0,99
	90	110	0,70	1,41
	100	120	0,98	1,96
R11	80	100	2,95	5,89
	90	110	3,58	7,15
	100	120	4,22	8,43
R113	80	100	1,66	3,31
	90	110	2,05	4,09
	100	120	2,38	4,76
R114	80	100	4,27	8,55
	90	110	4,93	9,85
	100	120	5,49	10,98

Tabela 5.8 - Comparação das capacidades térmicas máximas nos condensadores de BT para compressores alternativos e de parafuso quando se utilizam diferentes fluidos de trabalho. Para os compressores alternativos e de parafuso foram consideradas vazões em volume máximas na sucção de 3.000 a 6.000  $m^3/h$  respectivamente.

d) No SICMV não há problemas de arraste de óleo lubrificante no compressor. Como o fluido de trabalho opera em circuito fechado, basta um projeto apropriado, em termos de configura



ção físico-geométrica, velocidade de escoamento, etc, para garantir o retorno do óleo lubrificante para o compressor. Isto faz, por exemplo, com que compressores do tipo de dois parafusos, onde o parafuso "macho" aciona ao parafuso "fêmea", para os quais a quantidade de óleo arrastado não é desprezível, possam ser utilizados no SICMV embora sejam inadequados para o sistema de CMV.

- e) Os compressores centrífugos, quando operam com hidrocarbonetos halogenados, admitem maiores relações entre as pressões de descarga e sucção do que quando trabalham com vapor d'água. Isto é devido a que os primeiros apresentam massas molares bastante maiores e relações entre os calores específicos a pressão e volume constante menores do que o segundo.

A influência desses fatores nos efeitos dinâmicos que determinam a elevação de pressão num compressor centrífugo é analisada, de forma simplificada, no Anexo F.

- f) Para as mesmas temperaturas de condensação e evaporação os fluidos halogenados exigem menores relações entre as pressões correspondentes do que o vapor d'água. Esta afirmação pode ser constatada com os valores da tabela 4.6.
- g) O SICMV admite uma diferença maior entre as temperaturas de condensação e evaporação. Para os compressores volumétricos esta característica é decorrência imediata da anterior, já que para os mesmos limites de relações de compressão, as diferenças entre as temperaturas de condensação e evapo

ção serão maiores para os hidrocarbonetos halogenados do que para o vapor d'água. Para os compressores centrífugos o efeito é mais acentuado ainda em função das características e) e f) recentemente comentadas.

- h) As temperaturas máximas (no final da compressão) para o vapor d'água são bastante maiores do que para outros fluidos de trabalho. Esta característica, quando se considera compressão isocentrópica, é bastante acentuada para o R113 e R114, para os quais a temperatura máxima coincide com a de condensação conforme mostrado na tabela 4.6.

Observe-se que do ponto de vista mecânico do compressor, mantendo a temperatura de descarga inferior a um determinado valor limite, os fluidos halogenados considerados permitiriam atingir maiores temperaturas de condensação.

Na prática, esta vantagem não pode ser materializada com vários fluidos em função dos problemas de decomposição térmica dos mesmos, considerados no item 4.5.6.

Em compressores de dois parafusos acionados através de engrenagens sincronizadas, especialmente projetados para comprimir vapor d'água, com injeção de líquido entre os parafusos, o superaquecimento do vapor na descarga do compressor, é minimizado [Sakhuja (1979)].

- i) No SICMV os riscos relativos ao arraste de líquido na sucção do compressor são menores. Este ponto é de singular importância na concentração de líquidos espumosos. No sistema de CMV para concentração de licor negro da Champion em Missoula, Montana, a erosão das pás do rotor do compressor cen

trífugo pelo arraste de líquido, tem sido um dos principais problemas operacionais [Olson et alii (1981) ]. No SICMV os riscos relativos ao arraste de líquido são os normais de um sistema de refrigeração ou de uma BT convencional com soluções tecnológicas perfeitamente desenvolvidas.

- j) No SICMV os prejuízos causados pelos voláteis presentes no vapor proveniente da solução são pouco significativos. Num sistema convencional de CMV, esses voláteis aumentam o trabalho de compressão, implicando numa diminuição do COP, e diminuem o coeficiente de transferência de calor por convecção do vapor condensante. No SICMV os voláteis prejudicam, apenas, o coeficiente de transmissão de calor no condensador do sistema de concentração (ou evaporador da BT).
- k) As energias, adicionais ao trabalho de compressão, necessárias no SICMV são menores do que no sistema convencional de CMV. Neste último, normalmente, é necessária uma quantidade de vapor de reposição para compensar: preaquecimento da solução até a temperatura de ebulição; perdas térmicas para o ambiente; calores de solução não desprezíveis e diferença entre as entalpias de vaporização do vapor condensante e do vapor proveniente da solução devida à diferença entre as pressões de ambos. No SICMV este último fator não existe. Para exemplificar a afirmação anterior será considerada uma situação ideal onde a influência dos três primeiros fatores, a menos do último, seja desprezível. Nesse caso a quantidade de vapor de reposição (ou eventualmente um ligeiro excesso de vapor) no sistema convencional re-

sultaria de dois elementos: a diferença entre as entalpias de vaporização e o trabalho de compressão.

Para o SICMV, desprezando as perdas de carga e tendo em conta as hipóteses do exemplo em consideração, ter-se-ia que a quantidade de calor transferida no trocador de calor T, vide fig. 5.10, seria igual a transferida no evaporador do sistema de concentração.

Mas, nesse caso, se todo o vapor do fluido de trabalho gerado no trocador T fosse comprimido, a quantidade de calor possível de ser transferida no evaporador do sistema de concentração (que é o condensador da BT) seria maior do que a necessária, sendo o excesso exatamente igual ao trabalho de compressão. Na prática a necessidade ou não de energia adicional ao trabalho de compressão no SICMV dependerá dos três fatores desprezados no exemplo anterior e do próprio trabalho de compressão.

#### 5.4.2 Desvantagens do sistema indireto de CMV

Quando comparado com o sistema convencional o SICMV apresenta as desvantagens comentadas a seguir.

- a) Com o SICMV é necessário manter o sistema de vácuo. Quando se utiliza o sistema convencional de CMV, o próprio compressor permite controlar a pressão do espaço do vapor do efeito cujos vapores efluentes alimentam a sucção do mesmo. O SICMV, embora permita as economias relativas à operação do sistema de condensação, exige a manutenção do sistema de vácuo, conforme indicado na fig. 5.10. Nos evaporadores

de concentração de licor negro na indústria de celulose o consumo de vapor nos ejetores do sistema de vácuo é da ordem de 3 a 5% do consumo global de vapor.

- b) O SICMV exige um trocador de calor adicional. Trata-se do trocador de calor T do conjunto da fig. 5.10 que não existe no sistema convencional. Quando comparado com um sistema de evaporação sem CMV o trocador de calor T substitui ao condensador de superfície dos vapores efluentes do último efeito.
- c) O COP da  $H_2O$  é maior do que o dos fluidos R11, R113 e R114. A tabela 4.6 mostra que, para iguais temperaturas de evaporação e condensação, o COP da água de um ciclo ideal de BT de compressão de vapor é maior do que o desses hidrocarbonetos halogenados.

Na tabela a seguir são comparados novamente os COP teóricos da água e do R114.



Fluido	t Evaporação (°C)	t Condensação (°C)	COP ideal de uma BT de ciclo de compressão de vapor
			Com superaquecimento suficiente para ter vapor saturado após a compressão isoent- rópica no caso do R114
H <sub>2</sub> O	80	100	17,50
	90	110	18,03
	100	120	18,55
R114	80	100	15,44
	90	110	15,26
	100	120	14,79
	75	100	12,08
	85	110	11,92
	95	120	11,54

Tabela 5.9 - Comparação do COP de BT de ciclo de compressão de vapor para H<sub>2</sub>O e R114.

- d) No SICMV a diferença entre as temperaturas de saturação na descarga e sucção do compressor é maior do que num sistema convencional. Isto é devido à necessidade de uma diferença de temperatura entre o vapor proveniente da solução e o fluido de trabalho no trocador T da fig. 5.10. Este fator prejudica o COP fazendo com que as diferenças assinaladas na vantagem anterior sejam ainda mais significativas. A tabela 5.9 permite verificar o efeito de uma diferença de temperatura de 5°C no trocador de calor T.
- e) No SICMV o coeficiente de transferência por convecção do vapor condensante é menor do que no sistema convencional. Este efeito foi discutido no Anexo A.

Deve-se assinalar que, na prática, esta diminuição no coeficiente de transferência de calor por convecção do vapor condensante, quando se utiliza um hidrocarboneto halogenado em lugar do vapor d'água, pode implicar na necessidade de aumentar a área de transferência de calor ou a diferença de temperatura para manter a capacidade térmica do sistema. No exemplo do Anexo A a diferença de temperatura para o R114 deveria exceder em aproximadamente 38% a do vapor de água para manter inalterada a capacidade do sistema de evaporação. Observe-se que a elevação da diferença de temperatura somar-se-ia à desvantagem d), prejudicando o COP. Em muitos casos pode ser mais interessante o aumento da área de transferência de calor.

- f) O COP do SICMV é inferior ao do sistema convencional. Esta é uma conclusão imediata das três últimas considerações. A consequência prática é que, para uma mesma capacidade térmica o SICMV exigirá maiores potências no acionamento dos compressores do que o sistema convencional.
- g) No SICMV o vapor condensante normalmente se encontra a pressões maiores das que teria o vapor d'água nas mesmas temperaturas. Este efeito, válido para R11, R113 e R114 pode ser verificado com os valores da tabela 4.7. Para o R114 a situação é a mais crítica já que a uma temperatura de  $120^{\circ}\text{C}$  corresponde uma pressão de saturação de  $21,02 \text{ kgf/cm}^2$ . Nesse caso os corpos dos evaporadores do sistema de concentração teriam que ser especialmente projetados para operar nessas condições dificultando a aplicação do SICMV em sistemas

existentes.

### 5.5 Exemplo de Aplicação do Sistema Indireto de Compressão Mecânica de Vapor na Concentração do Licor Negro

Será considerada a aplicação o SICMV ao sistema inicial de evaporação para concentração de licor negro mostrado na fig. 5.4 e caracterizado pelos dados da tabela 5.1. O sistema proposto é mostrado na fig. 5.11. Foi incluído um trocador de calor P para superaquecer o vapor na sucção do compressor. Conforme tinha sido assinalado anteriormente, para o R114, esse preaquecimento é necessário para evitar condensação na compressão isoentrópica. Considera-se que na descarga do compressor, após a compressão isoentrópica, o vapor seja saturado seco. O R114 se condensa no primeiro efeito que terá que ser reprojeta do para as novas pressões de operação.

Esse primeiro efeito possui, ainda, uma parte independente, que permite a transferência de calor entre o vapor d'água e o licor negro. Isto é necessário, já que a vazão em massa de R114, que está limitada pela quantidade de calor possível de ser transferida no trocador T, resulta insuficiente para evaporar, no efeito I, uma quantidade de água igual à evaporada no sistema original.

Na prática esse vapor vivo que complementa a carga térmica do sistema de evaporação pode ser fornecido ao segundo efeito, ou ainda a um trocador de calor operando em paralelo com o primeiro efeito.

No trocador de calor T foi considerada uma diferença de temperatura de  $5,9^{\circ}\text{C}$  entre o R114 em evaporação o vapor de água

contaminado condensante. Os principais dados e valores calculados são mostrados na tabela 5.10.

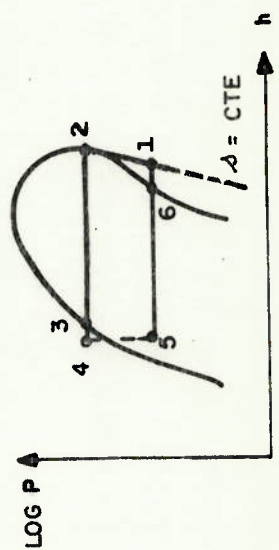
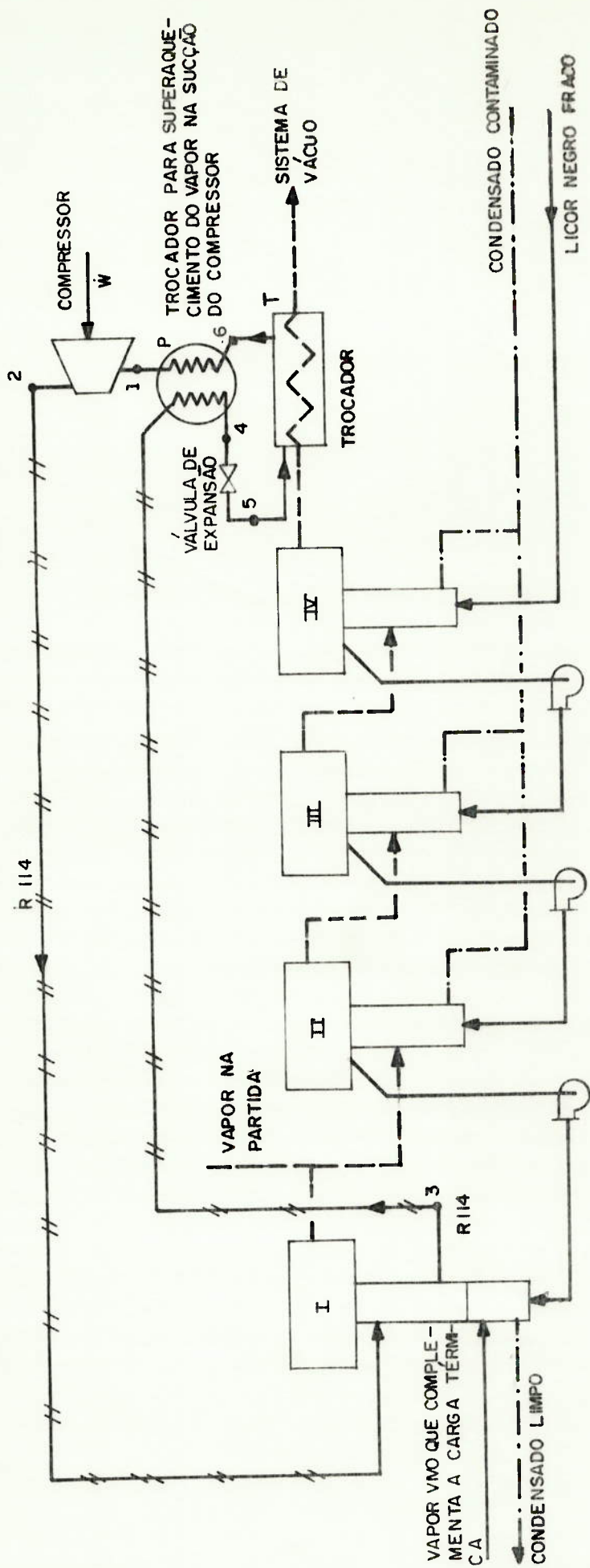


Figura 5.11 - SICMV no sistema de evaporação de 4 efeitos



- . Condições de operação nos efeitos, concentração e vazões de licor e demais dados do sistema, coincidentes com os do sistema da fig. 5.4 apresentado na tabela 5.1
- . Dados relativos ao ciclo com R114 [ASHRAE (1982) ]:
  - condições do vapor saturado na descarga do compressor:  
 $t_2 = 125,5^{\circ}\text{C}$ ,  $p_2 = 23,0 \text{ kgf/cm}^2$ ,  $h_2 = 57,62 \text{ kcal/kg}$ ;
  - condições de vapor saturado na saída do trocador T:  $t_6 = 75^{\circ}\text{C}$   
 (adotado para  $\Delta t$  no trocador de  $5,9^{\circ}\text{C}$ ),  $p_6 = 8,44 \text{ kgf/cm}^2$   
 $h_6 = 52,35 \text{ kcal/kg}$ , calor específico a pressão constante  
 $cp_6 = 0,21 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$ ,  $v_6 = 0,0167 \text{ m}^3/\text{kg}$ ;
  - condições do vapor superaquecido na sucção do compressor:  
 $p_1 = p_6 = 8,44 \text{ kgf./cm}^2$ ,  $s_1 = s_2$ ,  $t_1 = 85,5^{\circ}\text{C}$  (obtido graficamente com as duas condições anteriores),  $h_1 = h_6 + cp_6(t_1 - t_6) = 54,56 \text{ kcal/kg}$ ,  
 $v_1 = v_6 \frac{T_1}{T_6} = 0,0172 \text{ m}^3/\text{kg}$
  - condições do líquido saturado após a condensação:  $p_3 = 23,0 \text{ kgf/cm}^2$ ,  
 $t_3 = 125,5^{\circ}\text{C}$ ,  $h_3 = 41,71 \text{ kcal/kg}$ ;
  - condições do líquido subresfriado após preaquecimento do vapor na sucção do compressor:  $p_4 = 23,0 \text{ kgf/cm}^2$ ,  
 $h_4 = h_3 - (h_1 - h_6) = 39,5 \text{ kcal/kg}$ ,
  - condições do vapor úmido após a válvula expansão:  $p_5 = 8,44 \text{ kgf/cm}^2$ ,  
 $h_5 = h_4$ ;
  - vazão em massa de R114,  $\dot{m}_{R114}$ , obtida a partir da vazão em massa de vapor d'água efluente do efeito IV,  $\dot{m}_4$ , e da sua entalpia de vaporização  $h_{lv4}$ :  $\dot{m}_{R114} = \dot{m}_4 h_{lv4} / (h_6 - h_5) = 1,24 \cdot 10^6 \text{ kg/h}$ ;

Tabela 5.10 (continua na página seguinte)

. Valores calculados para o compressor ( $\eta_s = 0,8$  e  $\eta_m = 0,95$ ):

$$- \dot{W} = \frac{\dot{m}_{R114} (h_2 - h_1)}{\eta_s \eta_m} = 5\,805 \text{ kW};$$

- relação entre as pressões de descarga e sucção: 2,73;

- vazão em volume na sucção: 21 328 m<sup>3</sup>/h

- temperatura teórica no fim da compressão isoentrópica: 125,5°C.

. Vazão de vapor vivo de H<sub>2</sub>O, a 2,4 kgf/cm<sup>2</sup>, economizado,  $\Delta \dot{m}_o$ , obtida a partir da entalpia de vaporização do mesmo  $h_{lv_o}$ :

$$\Delta \dot{m}_o = \frac{\dot{m}_{R114} (h_2 - h_3)}{h_{lv_o}} = 37\,794 \text{ kg/h}$$

. Vazão de vapor vivo remanescente: 7 880 kg/h.

Observações:

- foram desprezadas perdas de carga no circuito de R114
- foram desprezadas perdas para o ambiente nos trocadores T e P (fig. 5.11), e nas tubulações de R114;
- algumas das propriedades no ponto 1 ( $h_1$  e  $v_1$ ) foram obtidas com relações de gases ideais.

Tabela 5.10 - Dados do sistema de evaporação de 4 efeitos com SICMV.

A tabela 5.7 inclui a comparação do SICMV, aplicado ao sistema de evaporação de 4 efeitos, com as demais opções analisadas no item 5.3.

O sistema proposto de utilização do SICMV parece intersante por vários motivos:

- . o trocador de calor T tem a mesma capacidade de transferência de calor do que o condensador do sistema original de 4 efeitos;
- . como o R114 é utilizado unicamente no primeiro efeito, o baixo coeficiente de transmissão de calor implica na necessidade de aumento de área de troca térmica, unicamente nesse corpo;
- . não é necessária a modificação dos fluxos de vapor contaminado nem do licor negro entre os diferentes efeitos;
- . a partida do sistema parece simples, pode-se alimentar vapor vivo ao segundo efeito e partir com três efeitos; a medida que o ciclo de R114 vai entrando em regime, o vapor contaminado efluente do primeiro efeito vai substituindo ao vapor vivo de partida;
- . o tamanho do compressor é bastante inferior ao dos compressos do sistema convencional de CMV; no anexo F é apresentada, a título de exemplo, a seleção, através das curvas de um fabricante de compressores centrífugos (Ingersoll Rand), dos compressores que seriam requeridos neste caso (R114) e no exemplo 5.3.2 (vapor d'água do sistema convencional de CMV com 4 efeitos); para a família de compressores considerada

não foi possível encontrar um modelo que atendesse às especificações requeridas pelo vapor d'água (seria necessário um compressor de mais de 9 estágios com rotores de 87" de diâmetro); para o R114 foi selecionado um compressor de 2 estágios com rotores de 42" de diâmetro.

A alimentação do vapor condensante em paralelo, que é uma das opções mais interessantes de aplicação do sistema convencional de CMV, conforme analisado no item 5.3.5, apresenta no caso do SICMV alguns inconvenientes:

- . a área de transferência de calor do trocador T seria muito grande pois teria que ser suficiente para condensar a água evaporada em todos os corpos;
- . todos os corpos teriam que ser projetados para operar com vapor condensante a altas pressões (pressões de saturação do R114 correspondentes às temperaturas de operação do sistema);
- . todos os corpos teriam que operar com maiores diferenças de temperatura ou deveriam possuir maiores áreas de transferência de calor para compensar as reduções que ocorreriam, nos coeficientes globais de transmissão de calor, ao substituir o vapor d'água pelo R114.

#### 5.6 Considerações Adicionais

Finalmente deve-se assinalar, que a configuração proposta no item anterior para aplicação do SICMV, constitui apenas um exemplo, existindo outras possíveis alternativas. De um modo geral, pode-se dizer, que não há maiores dúvidas com rela

ção à viabilidade técnica dessas opções. A escolha de uma ou outra alternativa de utilização do SICMV ou ainda do sistema convencional de CMV, dependerá, fundamentalmente, de análises econômicas que considerem os investimentos necessários em cada caso e os benefícios a serem obtidos em termos de redução dos custos operacionais. Esses estudos econômicos incluem fatores de alta especificidade que devem ser cuidadosamente considerados em cada caso particular. Por exemplo o custo médio e o custo marginal do vapor proveniente do sistema de geração, depende da estrutura do consumo de energéticos primários (óleo combustível, lenha, resíduos florestais, etc) nas caldeiras da unidade industrial. Como exemplo adicional, pode-se mencionar, que o tipo de acionamento do compressor num sistema de CMV depende do balanço global de vapor da fábrica considerada. Assim, numa indústria, onde exista excesso de vapor de baixa pressão (proveniente, por exemplo, da extração de turbinas) pode ser necessário acionar o compressor através de motor elétrico, já numa outra fábrica, onde falte vapor de baixa pressão, pode ser mais conveniente efetuar o acionamento através de turbina de contra-pressão.

Por último, é importante destacar, que as aplicações de SICMV não se restringem aos sistemas de concentração de licor negro. Muito pelo contrário, a possibilidade de utilizar compressores alternativos e de parafuso numa faixa de capacidades maiores do que as do sistema convencional de CMV, abre a perspectiva de aplicação do SICMV em sistemas de evaporação de pequeno e médio porte onde a CMV convencional tem se mostrado in



viável.

### 5.7 Considerações Econômicas

Pelo assinalado no item anterior pode-se verificar que uma análise econômica cuidadosa relativa aos sistemas de CMV é complexa e exige o conhecimento de fatores específicos. No entanto, e apenas com o intuito de fornecer uma idéia aproximada do porte da aplicação da CMV nos sistemas de concentração de licor negro (processo Kraft), a tabela 5.11 mostra uma comparação entre as diminuições nos custos operacionais que as diferentes alternativas de CMV e SICMV, anteriormente analisadas, poderiam propiciar para o conjunto de evaporação convencional (fig.5.4 e tabela 5.1). Os valores indicados correspondem unicamente às variações nos custos operacionais decorrentes da diminuição do consumo do energético primário (óleo combustível ou lenha) utilizado para geração de vapor e do aumento do consumo de energia elétrica para acionamento do(s) compressor (es).

As hipóteses utilizadas para essas avaliações econômicas preliminares são listadas a seguir:

- . Para as caldeiras a óleo combustível considerou-se uma produção específica de : 13,5kg de vapor/kg de óleo.
- . Considerou-se óleo combustível tipo "A" com um preço de US\$0,14/kg.
- . Para as caldeiras a lenha considerou-se uma produção específica de : 1,35 t de vapor/m<sup>3</sup> st.
- . Considerou-se, para lenha, um preço de US\$6,10/m<sup>3</sup> st.

- . Considerou-se um tempo de operação de 8.200 h/ano.
- . Considerou-se, para todos os casos, acionamento dos compres  
sores por motor elétrico.
- . Para energia elétrica considerou-se o preço da energia fir  
me, grupo A-2 (88-138 kV), com fator de carga 0,8 correspondente  
a US\$0,021/kWh aproximadamente.

Tabela 5.11 - Economias operacionais decorrentes da implantação dos sistemas convencionais e indireto de CMV num conjunto de evaporadores para concentração de licor negro.

Alternativa	Economia Operacional p/vapor gerado em caldeiras a óleo combustível (US\$10 <sup>6</sup> /ano)	Economia Operacional p/vapor gerado em caldeiras a lenha (US\$10 <sup>6</sup> /ano)
Sistema original	-	-
Aumento de 4 para 6 efeitos	0,88	0,37
CMV com 4 efeitos (1 compressor)	2,35	0,67
CMV com 6 efeitos (2 compressores)	2,58	0,71
CMV na pré-concentração	0,67	0,08
CMV com alimentação do vapor em paralelo	3,16	0,99
SICMV com 4 efeitos (R114)	2,36	0,40

## Capítulo 6

### Conclusões

Os sistemas de compressão mecânica de vapor (CMV), constituem uma alternativa importante de aplicação industrial do princípio de Bomba térmica (BT). Apesar disso, algumas limitações tecnológicas e econômicas têm restringido o desenvolvimento dessas aplicações. Entre essas limitações, uma das principais tem sido a necessidade de utilização de compressores centrífugos devido ao elevado volume específico do vapor d'água. A procura de soluções alternativas nos levou a idealizar um novo sistema, chamado de sistema indireto de compressão mecânica de vapor (SICMV). O SICMV é uma verdadeira bomba térmica cujo condensador é o próprio evaporador do sistema de concentração e cujo evaporador é um trocador de calor onde ocorre a condensação dos vapores de água, normalmente contaminados, provenientes do sistema de concentração.

O SICMV diferencia-se do sistema convencional de CMV por utilizar um fluido especial de trabalho em ciclo fechado em lugar do vapor d'água em circuito aberto. O SICMV apresenta diversas vantagens em relação ao sistema convencional. As principais vantagens, discutidas no capítulo 5, são:

- . diminuição dos problemas decorrentes das características corrosivas do vapor d'água proveniente da solução, que ficam restritos ao condensador do sistema de concentração (ou evaporador da BT), uma vez que o compressor opera com um outro fluido que pode ser um hidrocarboneto halogenado;

- . significativa redução do tamanho do compressor em função da diminuição da vazão em volume decorrente da diferença entre os volumes específicos do vapor d'água e dos hidrocarbonetos halogenados;
- . aumento das faixas de aplicação de compressores alternativos e de parafuso (vide tabela 5.8);
- . eliminação dos problemas de arraste de óleo lubrificante do compressor já que o fluido de trabalho opera em circuito fechado permitindo o retorno do óleo;
- . possibilidade de atingir maiores relações entre as pressões de descarga e sucção dos compressores centrífugos em função das propriedades dos hidrocarbonetos halogenados;
- . para as mesmas temperaturas de condensação e evaporação os fluidos halogenados exigem menores relações de compressão do que o vapor d'água;
- . o SICMV permite uma diferença maior entre as temperaturas de condensação e evaporação;
- . no SICMV, para uma dada temperatura de condensação, as temperaturas máximas, no fim da compressão isoentrópica, são sensivelmente inferiores às do sistema convencional;
- . no SICMV não há problema de arraste de líquido pelo fluido de trabalho na sucção do compressor; ponto este de singular importância na concentração de líquidos espumosos;
- . no SICMV os prejuízos causados pelos voláteis presentes no vapor proveniente da solução são pouco significativos;
- . as energias adicionais ao trabalho de compressão são menores no SICMV do que no sistema convencional de CMV.



No entanto o SICMV apresenta, também, algumas desvantagens:

- com o SICMV é necessário manter o sistema de vácuo;
- é necessário um trocador de calor adicional;
- os COP dos hidrocarbonetos alogenados são menores do que os da água;
- a diferença entre as temperaturas de saturação para as pressões de descarga e sucção do compressor é maior do que num sistema convencional em função da necessária diferença de temperatura no trocador de calor adicional;
- . no SICMV o coeficiente de transferência de calor por convecção do vapor condensante é menor do que no sistema convencional;
- . o SICMV exige maiores potências no acionamento dos compressores, em decorrência da diminuição do COP;
- . no SICMV o vapor condensante normalmente se encontra a pressões positivas maiores das que teria o vapor d'água nas mesmas temperaturas.

No final do capítulo 5 é analisado um exemplo de aplicação do SICMV num conjunto de evaporação para concentração de licor negro de uma fábrica de celulose que utiliza o processo Kraft. Esses sistemas de evaporação constituem um campo importante para a instalação de sistemas de CMV. Como a CMV deve atender às eventuais restrições impostas pelos processos e muitas vezes precisa ser estudada em paralelo com outras medidas de otimização energética dos mesmos o presente trabalho inclui, no capítulo 3, uma análise dos evaporadores para concentração de licor negro. Nesse capítulo são estudadas também uma série de outras

melhorias possíveis de serem aplicadas aos sistemas de evaporação, algumas das quais podem ser alternativas concorrentes com a CMV (como a instalação de uma coluna Lockman ou o aumento do número de efeitos) e outras podem ser aplicadas em conjunto com a CMV contribuindo para sua viabilidade técnica e econômica (como a utilização de evaporadores do tipo "falling-film").

Com relação ao SICMV é necessário destacar que as aplicações do mesmo não se restringem aos sistemas de concentração de licor negro. Pelo contrário, a possibilidade de utilização de compressores alternativos e de parafuso, numa faixa de capacidades maiores, abre a perspectiva de aplicação do SICMV em conjuntos de evaporação de menor porte onde o sistema convencional de CMV tem se mostrado inconveniente.

Como o SICMV opera segundo um ciclo de BT de compressão de vapor, no capítulo 4, são discutidos os principais fatores que afetam o COP desses ciclos. Nesse capítulo é discutido, também, o problema da escolha do fluido de trabalho mais adequado. Para o SICMV, a ser aplicado nos sistemas de concentração de licor negro, foi escolhido o  $R_{114}$  que apresenta várias vantagens:

- . boa estabilidade térmica a altas temperaturas;
- . excelente quantidade de calor trocado no condensador da BT por unidade de volume na sucção do compressor;

e algumas restrições:

- . uma temperatura crítica relativamente baixa ( $145,7^{\circ}\text{C}$ );
- . uma pressão de saturação um pouco elevada para a faixa de temperaturas de operação (a  $120^{\circ}\text{C}$  a pressão de saturação é

de 21,02 kgf/cm<sup>2</sup>).

A pesquisa de novos fluidos como o M001 ou ainda de óleos lubrificantes sintéticos capazes de minimizar os problemas de decomposição térmica de fluidos tais como R<sub>11</sub> e R<sub>113</sub>, pode ser um fator importante no desenvolvimento das BTs para altas temperaturas e, em particular, para o SICMV.

É necessário observar, também, que a aplicação dos sistemas convencional e indireto de CMV aos conjuntos de evaporadores para concentração de licor negro apresenta outras vantagens além da otimização energética, por exemplo:

- . dispensa o uso de sistemas fechados de resfriamento da água de condensação;
- . permite diminuir a chamada "poluição térmica" das fábricas de celulose, através da redução da temperatura da água efluente das mesmas;
- . permite aumentar a capacidade de evaporação sem modificar os sistemas de geração de vapor;
- . em alguns casos permite operar com temperaturas máximas do licor negro menores do que as de um sistema convencional de EME, diminuindo os problemas de formação de incrustações.

Em relação ao SICMV deve-se assinalar que, por se tratar de um sistema pioneiro, existe um amplo caminho a percorrer em relação a otimização da sua configuração nas aplicações nos conjuntos de evaporação. Para o sistema convencional de CMV, na concentração do licor negro, a alimentação do vapor em paralelo (item 5.3.5) e a instalação de conjuntos de pré-concentração (item 5.3.4) parecem as configurações mais interessantes.

Finalmente, deve-se indicar, que uma parte importante do presente trabalho está contida no Anexo E "Cálculo Numérico de Propriedades Termodinâmicas de Hidrocarbonetos Alogenados e Vapor d'Água". Nesse apêndice são incluídas correlações precisas para determinação de propriedades termodinâmicas dos fluidos mencionados que permitem, por exemplo, o cálculo rápido, para um grande número de situações, de parâmetros tais como coeficientes de eficácia de BTs.



Anexo A - Transferência de Calor em Evaporadores - TLV

1 Generalidades

Neste apêndice são apresentadas algumas considerações sobre a transferência de calor nos evaporadores de tubos longos verticais (TLV) para concentração de licor negro. Trata-se de um problema de alta complexidade e não pretende-se fazer nenhum estudo rigoroso a respeito. Interessam, fundamentalmente, as modificações que devem-se esperar num evaporador, em relação à troca de calor, ao substituir o vapor d'água condensante pelo vapor de um hidrocarboneto halogenado.

Em geral o calor trocado por unidade de tempo  $\dot{Q}$  pode ser obtido em função: da diferença aparente de temperatura  $\Delta t$ , da área interna dos tubos do evaporador  $A$  e do coeficiente global de transmissão de calor  $U$  referido à área interna, pela expressão:

$$\dot{Q} = U A \Delta T . \quad (1)$$

O coeficiente  $U$  pode ser estimado pela equação:

$$\frac{1}{U} = \frac{r_i}{r_e \alpha_e} + \frac{R_{ex} r_i}{r_e} + \frac{r_i \ln \left( \frac{r_e}{r_i} \right)}{K} + R_i + \frac{1}{\alpha_i} , \quad (2)$$

onde:



$r_i$  = raio interno do tubo,

$r_e$  = raio externo do tubo,

$R_i$  = resistência térmica por unidade de área da incrustação interna,

$R_{ex}$  = idem da incrustação na superfície exterior dos tubos,

$\alpha_i$  = coeficiente de troca de calor por convecção entre o licor negro e a parede interior do tubo,

$\alpha_e$  = coeficiente de troca de calor por convecção entre o vapor condensante e a parede externa do tubo,

$K$  = condutibilidade térmica do material da parede do tubo.

A seguir são feitos alguns comentários relativos aos coeficientes  $\alpha_e$  e  $\alpha_i$  e as resistências térmicas devidas às incrustações.

## 2 Considerações Relativas à Troca de Calor por Convecção entre o Licor Negro e a Parede Interior do Tubo

As temperaturas nos tubos de um evaporador de TLV estão longe de serem uniformes e são difíceis de prever.

A Figura 1 mostra os processos típicos que podem ocorrer no interior de um tubo de um evaporador TLV Bennett(1978) considerando-se o caso em que exista vaporização total no tubo. Na parte inferior o líquido entra normalmente subresfriado. Mesmo que o líquido estivesse na temperatura de saturação correspondente à pressão no espaço do vapor, na parte inferior o

líquido seria subresfriado pelo efeito da carga hidrostática da coluna de líquido. A carga hidrostática faz aumentar a temperatura de ebulição, de forma que, na parte inferior do tubo, o líquido sofre inicialmente uma elevação de temperatura até o começo da ebulição nucleada. A elevação elementar no ponto de ebulição  $dT_e$  devida a uma elevação elementar de pressão  $dp$  pode ser calculada pela equação de Clapeyron:

$$dT_e = T_e \frac{v_v - v_\ell}{h_{\ell v}} dp, \quad (3)$$

onde:

$T_e$  = temperatura absoluta de ebulição antes do acréscimo de pressão  $dp$ ,

$v_v$  = volume específico do vapor saturado,

$v_\ell$  = volume específico do líquido saturado,

$h_{\ell v}$  = entalpia de vaporização à temperatura  $T_e$ .

Na região de preaquecimento do líquido, uma vez que as velocidades do líquido são geralmente baixas, os coeficientes internos de troca de calor por convecção também o são e a elevação da temperatura do líquido implica numa redução da diferença efetiva de temperaturas. Na região seguinte o início da ebulição nucleada é acompanhado por um aumento brusco no coeficiente de transmissão de calor.

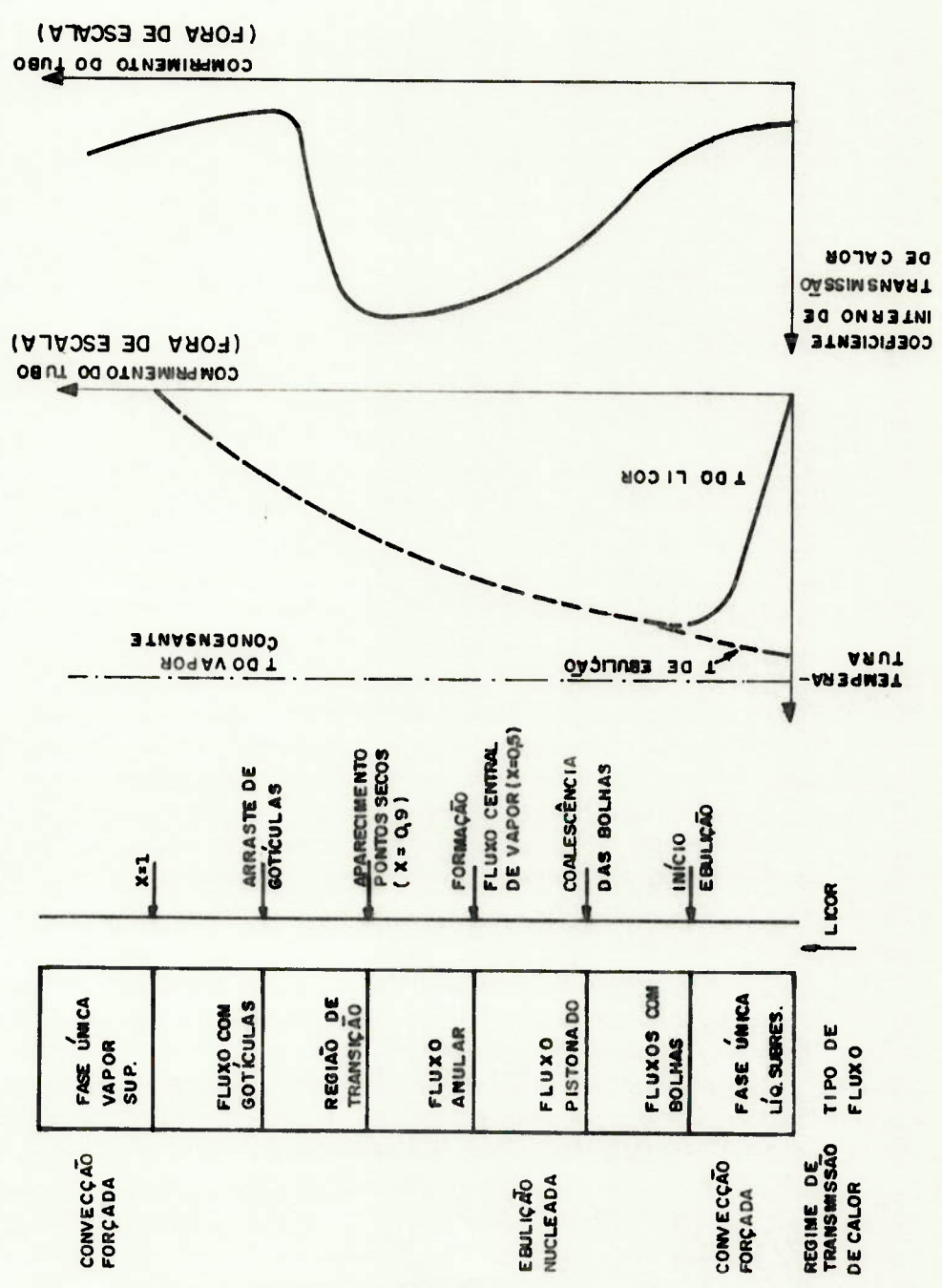


Figura 1 - Transmissão de calor num evaporador TLV

Nesta região, as bolhas de vapor se formam na superfície de aquecimento, crescem e são arrastadas pela corrente de líquido caracterizando um regime chamado de fluxo com bolhas. Em seguida, o número de bolhas vai aumentando acontecendo a coalescência das mesmas e nessa parte tem-se um regime chamado de fluxo pistonado que ocorre até que o título da mistura bifásica atinja valores de no máximo 50% ( $x=0,5$ ), a partir desse ponto, a característica do escoamento muda novamente: como a fração em volume de vapor é muito maior do que a do líquido, o vapor começa a formar um fluxo contínuo no centro do tubo, enquanto o líquido forma um filme anular junto à parede. Esta região é chamada de fluxo anular. Como a pressão vai caindo ao longo do escoamento, a partir do início da ebulição a temperatura coincide com a temperatura de saturação que vai diminuindo acompanhando as reduções de pressão. Na região de escoamento anular, os coeficientes de transmissão de calor continuam apresentando valores elevados. Este regime de escoamento continua com espessuras cada vez menores do filme de líquido até que o título atinge valores da ordem de 90%. A partir deste ponto, dependendo de condições tais como natureza da superfície e velocidade do vapor, começam a aparecer pontos secos na superfície interna do tubo. Esta região é chamada de região de transição. A medida que aumenta a quantidade de pontos secos, o líquido começa a ser arrastado pelo vapor, na forma de pequenas gotículas, na região chamada de fluxo com gotículas ou fluxo com névoa que pode continuar até completar a vaporização. A partir da região de transição o coeficiente de transmissão de calor diminui significativamente. Finalmente, em casos de evaporação



total, pode existir uma última região de superaquecimento de vapor. Na realidade, existem ainda outros fatores que influenciam os mecanismos de transferência de calor e os valores de temperatura na ebulição. Um desses fatores é que o início da ebulição comumente ocorre a uma temperatura maior do que a temperatura de saturação. Este "superaquecimento" do líquido é explicável já que as temperaturas de saturação utilizadas correspondem ao equilíbrio de uma interfase plana entre líquido e vapor. Entretanto, o balanço de forças para uma bolha de vapor em formação mostra que a pressão interna do vapor deve exceder à pressão externa do líquido pelo efeito da tensão superficial. Pode-se demonstrar que, quanto maior o tamanho inicial da bolha, menor o efeito da tensão superficial. O tamanho inicial da bolha depende de mecanismos de nucleação tais como existência de impurezas no líquido ou irregularidades na superfície de aquecimento. Desta forma as diferenças de temperatura e os coeficientes de transmissão de calor são influenciados por fatores os mais diversos, como grau de polimento dos tubos ou presença de elementos que atuam na tensão superficial do líquido, que, obviamente, são de difícil quantificação. É por este motivo que, na prática, na equação (1) utiliza-se a chamada diferença de temperatura aparente  $\Delta t_a$  definida como a diferença entre a temperatura condensante do lado externo dos tubos e a temperatura de saturação da solução correspondente à pressão no espaço do vapor [Kern(1980)] e um coeficiente global de transmissão de calor aparente que pode ser obtido através de correlações empíricas. Uma análise rigorosa implicaria em considerar de forma independente as diversas partes do evaporador



que apresentam diferentes regimes de transmissão de calor.

### 3 Transferência de Calor por Convecção entre o Vapor Condensante e a Parede Externa dos Tubos Verticais

Para a condensação de vapor na parede externa de tubos verticais, Nusselt apresentou, em 1916, uma relação teórica que permite obter um valor médio de  $\alpha_e$  num tubo vertical de comprimento  $L$ , admitindo que o escoamento do condensado seja inteiramente viscoso, que seja desprezível o arraste na interface vapor-condensado e que a contribuição das forças de inércia sobre o condensado que desce pelo tubo por gravidade seja desprezível. Na prática, observa-se que a última hipótese é geralmente válida: a penúltima é geralmente satisfatória para aplicações como as do tipo considerado, onde a velocidade do vapor condensante não atinge valores muito elevados, mas em várias situações, a primeira hipótese não é válida, já que ocorre escoamento turbulento do líquido. Este caso será considerado posteriormente.

A teoria de Nusselt permite chegar à relação [Özisiki (1977)]:

$$\alpha_m \left( \frac{\mu l^2}{K l^3 \rho l^2 g} \right)^{1/3} = 1,76 \left( \frac{4 \Gamma_L}{\mu l} \right)^{-1/3}, \quad (4)$$

onde:

$\alpha_m$  = valor médio de  $\alpha_e$  num tubo de comprimento  $L$ ,

$\mu l$  = viscosidade do condensado,

$\rho l$  = massa específica do condensado,

$g$  = aceleração da gravidade,

$\Gamma_L$  = vazão em massa de condensado por unidade de perímetro de tubo, numa seção a uma distância L do extremo superior do mesmo.

Pela definição tem-se que  $\Gamma_L$  é dada pela expressão:

$$\Gamma_L = \frac{\omega_L A_L \rho \ell}{2\pi r_e}, \quad (5)$$

onde:

$\omega_L$  = velocidade de condensado na seção à distância L do extremo superior do tubo,

$A_L$  = área da seção transversal do fluxo do condensado à distância L do extremo superior do tubo, sendo que  $A_L$  é aproximadamente igual a  $2\pi r_e b_L$ , com:

$b_L$  = espessura do filme de condensado na seção considerada.

Por outra parte, o número de Reynolds  $Re$  para o condensado a uma distância L do extremo superior do tubo é dado por:

$$Re_L = \frac{D_L \rho \ell \omega_L}{\mu \ell}, \quad (6)$$

onde:

$D_L$  = diâmetro hidráulico do escoamento do condensado na seção considerada, sendo por definição a relação entre quatro vezes a área  $A_L$  e o perímetro "molhado",

neste caso:

$$D_L = \frac{4A_L}{2\pi r_e} \quad (7)$$

e tendo em conta o comentário que seguiu à equação ( 5 ) tem-se em primeira aproximação:

$$D_L = 4b_L. \quad (8)$$

Considerando as duas últimas equações, da ( 5 ), tem-se:

$$\Gamma_L = \omega_L \rho l b l \quad (9)$$

e das duas últimas e da equação ( 6 ) tem-se:

$$Re_L = \frac{4\Gamma_L}{\mu l}. \quad (10)$$

Deve-se lembrar que a equação ( 4 ) é válida para  $Re_L \leq 2.000$  pela hipótese de escoamento viscoso do condensado. Se o tubo for muito longo, a espessura do filme aumenta até o escoamento tornar-se turbulento. Não há solução teórica para este caso. Entretanto, o coeficiente médio  $\alpha_m$  foi medido experimentalmente por numerosos pesquisadores. Particularmente Mc Adams recomenda a seguinte correlação empírica:

$$\alpha_m \left( \frac{\mu l^2}{K l^2 \rho l^2 g} \right)^{1/3} = 0,0077 \left( \frac{4\Gamma_L}{\mu l} \right)^{0,4}. \quad (11)$$

A equação ( 11 ) aplica-se ao tubo todo, ou seja às porções laminar e turbulenta quando  $Re_L > 2.000$ . As equações anteriormente apresentadas permitem resolver problemas práticos; no ponto 5 é apresentado um exemplo numérico.

#### 4 Resistência Térmica das Incrustações

A seguir é retomada a equação ( 2 ) para uma discussão relativa à resistência térmica das incrustações. Esta vai aumentando com o tempo de uso provocando uma redução do U. Na

prática, nos EME para concentração de licor a  $R_i$  é mais significativa do que a  $R_{ex}$  e a  $R_i$  é particularmente importante nos primeiros e segundos efeitos. Considerando um caso onde a  $R_{ex}$  seja desprezível e todos os termos à direita do igual na expressão (2) a menos de  $R_i$  sejam constantes, tem-se:

$$\frac{1}{U} = a_i + R_i, \quad (12)$$

onde:

$$a_i = \frac{r_i}{r_c \alpha_e} + \frac{r_i \lambda_1 \left(\frac{r_c}{r_i}\right)}{K} + \frac{1}{\alpha_i}, \text{ constante.} \quad (13)$$

Interessa analisar a diminuição de  $U$  em função do tempo devida ao aumento de  $R_i$ . Em geral desprezando o efeito da curvatura da parede do tubo,  $R_i$  é dado por:

$$R_i = \frac{b_i}{K_i}, \quad (14)$$

onde:

$b_i$  = espessura média das incrustações,

$K_i$  = condutibilidade térmica das incrustações.

Experimentalmente, comprova-se que, sem alterar as condições de operação do evaporador, o aumento da espessura das incrustações  $db_i$  é proporcional à quantidade de água evaporada ou seja ao calor trocado  $dQ$  [Torloni (1976)] :

$$db_i = a_j dQ, \quad (15)$$

onde:

$a_j$  = constante de proporcionalidade,

ou ainda:

$$b_i = a_j Q, \quad (16)$$

onde:

$Q = \bar{e}$  o calor trocado desde o início de um ciclo de operação que começo com  $b_i = 0$  (ou seja com o tubo perfeitamente limpo).

Substituindo a (16) na (14) e posteriormente na (12) tem-se:

$$\frac{1}{U} = a_i + \frac{a_j}{K_i} Q, \quad (17)$$

$$\text{ou: } Q = \frac{1}{U a_k} - a_\ell, \quad (18)$$

com:  $a_\ell$  e  $a_k$ : novas constantes.

Da expressão (18)

$$dQ = - \frac{dU}{U^2 a_k}. \quad (19)$$

Por outra parte da equação (1) o calor trocado por unidade de tempo  $\zeta$  é:

$$\frac{dQ}{d\zeta} = U A \Delta T. \quad (20)$$

Da (19) e (20)

$$- \frac{dU}{U^3 a_k} = A \Delta T d\zeta, \quad (21)$$

ou ainda:

$$\frac{1}{U^2} = a_n \zeta + a_m, \quad (22)$$



com:  $a_n$  e  $a_m$ : novas constantes.

A expressão ( 22 ) permite visualizar a redução do valor de U em função do tempo de campanha  $\zeta$  do evaporador devido ao efeito das incrustações.

### 5 Exemplo

O exemplo a seguir tem duas finalidades: aplicar alguns conceitos apresentados neste capítulo a um caso prático e estudar o efeito da substituição do vapor d'água condensante externamente aos tubos pelo vapor de um fluido refrigerante (R11, R113 e R114). Este último estudo é de fundamental importância ao se analisar o sistema indireto de compressão mecânica de vapor que constitui o objetivo final do presente trabalho, já que a característica fundamental desse sistema é a substituição do vapor d'água por um outro fluido de trabalho.

Considere-se o primeiro efeito de um evaporador de tubos longos verticais para concentração de licor negro constituído por 300 tubos de aço inox de 2" de diâmetro, schedule 80, de 7,3m de comprimento. Em operação normal há condensação de 9072 kg/h de vapor d'água saturado a 3,5 kgf/cm<sup>2</sup>(abs.) com uma diferença aparente de temperaturas de 11,67°C. Têm-se ainda os seguintes dados:

$$\frac{R_{ex} \cdot r_i}{r_e} + R_i = 10^{-4} \text{ hm}^2\text{C/kcal}, \quad (23)$$

$$\begin{array}{l} K \text{ aço inox} \\ \text{AISI 430} \end{array} = 20 \text{ kcal/hm}^2\text{C}. \quad (24)$$

Interessa inicialmente calcular os valores de  $\alpha_e$  e  $\alpha_i$  e posteriormente calcular os novos valores das diferenças aparentes de temperaturas que seriam necessárias se o fluido inicial (vapor de  $H_2O$ ) fosse substituído por vapor saturado de R11, R113 e R114 para manter inalterada a capacidade térmica do evaporador.

### 5.1 Cálculos Preliminares

Para o tubo de 2", schedule 80, tem-se:

$$r_i = 24,6\text{mm}, \quad (25)$$

$$r_e = 30,2\text{mm}. \quad (26)$$

Considerando 300 tubos de 7,3m de comprimento, a área interna de transferência de calor resulta:

$$A = 338\text{m}^2. \quad (27)$$

À pressão de 3,5kgf/cm<sup>2</sup> corresponde uma temperatura de saturação de 138°C. A tabela 1 apresenta as propriedades  $\rho_l$ ,  $\mu_l$ ,  $K_l$  do líquido saturado a 138°C para  $H_2O$ , R11, R113 e R114 e as entalpias de vaporização desses fluidos nessa temperatura [ASHRAE (1974)]. Na condição inicial, considerando o consumo de vapor:

$$\dot{m} = 9072 \text{ kg/h}, \quad (28)$$

o calor trocado por unidade de tempo resulta:

$$\dot{Q} = \dot{m} h_{lv_{H_2O, 138^\circ C}} = 4,65 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}. \quad (29)$$

Aplicando a (1) com  $\Delta T = 11,67^\circ C$  e os valores de  $A$  e  $\dot{Q}$  tem-se:

$$U_{H_2O} = \frac{\dot{Q}}{A\Delta T} = 1.180 \text{ kcal/hm}^2\text{C}. \quad (30)$$

## 5.2 Cálculo dos Valores Iniciais de $\alpha_i$ $\alpha_e$

Pela definição de  $\Gamma_L$ , equação ( 4 ), neste caso tem-se:

$$\Gamma_L H_2O = \frac{\dot{m}}{2\pi r_e 300}, \quad (31)$$

resultando:

$$\Gamma_L H_2O = 0,0443 \text{ kg/ms}. \quad (32)$$

Com o valor anterior e o valor de  $\mu_{\ell} H_2O$  da tabela 1, tem-se da equação (10):

$$Re_L H_2O = \frac{4\Gamma_L}{\mu_{\ell}} = 877. \quad (33)$$

Com  $Re_L \leq 2.000$  pode se aplicar a equação ( 4 ) que permite obter:

$$\alpha_{eH_2O} = 6.400 \text{ kcal/hm}^2\text{C}. \quad (34)$$

### Propriedades do líquido saturado a 138°C

Substância	$\rho_{\ell}$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\mu_{\ell}$ (kg/ms)	$k_{\ell}$ (W/m°C)	$h_{\ell v}$ (kcal/kg)
H <sub>2</sub> O	928	2,02.10 <sup>-4</sup>	0,684	513,1
R <sub>11</sub>	1149	1,85.10 <sup>-4</sup>	55,8.10 <sup>-3</sup>	295
R <sub>113</sub>	1254	2,28.10 <sup>-4</sup>	52,1.10 <sup>-3</sup>	25,6
R <sub>114</sub>	894,6	0,87.10 <sup>-4</sup>	28.10 <sup>-3</sup>	11,3

Tabela 1

Da equação ( 2 )

$$\alpha_i = \frac{1}{\frac{1}{U_{H_2O}} - \frac{r_i}{r_e \alpha_{eH_2O}} - \frac{R_{ex} r_i}{r_e} - \frac{r_i \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{K} - R_i}, \quad (35)$$

resultando neste caso:

$$\alpha_i = 2.717 \text{ kcal/hm}^2\text{°C} . \quad (36)$$

### 5.3 Cálculo dos Novos Valores de $\Delta T$ para os fluidos R11, R113 e R114

Considera-se que, ao substituir o fluido condensante, o valor de  $\alpha_i$  dado pela ( 36 ) não se altera. Como os outros termos de ( 2 ) , a menos do  $\alpha_e$ , independem do fluido condensante, com base na ( 2 ) , nos dados dos problemas e os valores já calculados, tem-se:

$$\frac{1}{U_{Ri}} = 7,2 \cdot 10^{-4} + \frac{0,815}{\alpha_{eRi}} , \quad (37)$$

onde:

$\alpha_{eRi}$  : coeficiente de transferência de calor por convecção entre o vapor condensante do fluido Ri e a parede exterior do tubo,  $[\alpha_{eRi}] = \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}$ ,

$U_{Ri}$  = coeficiente global aparente do evaporador operando com o fluido Ri,  $[U_{Ri}] = \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}$  .

Como a capacidade térmica não se altera, o consumo genérico  $\dot{m}_{Ri}$  de vapor saturado do fluido Ri é dado por:

$$\dot{m}_{Ri} = \frac{\dot{Q}}{h_{lvRi}} \quad (38)$$

Estes últimos valores permitem o cálculo das quantidades  $\Gamma_{L Ri}$  pela equação ( 31 ) e  $Re_{LRi}$  pela equação ( 33 ). Os valores assim obtidos de  $\dot{m}_{Ri}$  e  $Re_{LRi}$  para R11, R113e R114 são mostrados na tabela 2. Como nestes casos  $Re_{LRi} > 2.000$ , os valores  $\alpha_{eRi}$  devem ser calculados pela equação ( 11 ). Os valores de  $\alpha_{eRi}$  obtidos a partir dessa expressão, com os dados da tabela 1, são mostrados na tabela 2 que inclui os novos valores de  $U_{Ri}$  calculados com a equação (37).

Os desenvolvimentos anteriores aceitam que a capacidade térmica não se tenha alterado o que será verdade desde que seja satisfeita a relação:

$$U_{Ri} \Delta T_{Ri} = U_{H_2O} \Delta T_{H_2O}, \quad (39)$$

que permite obter como resultado final, os novos valores das diferenças aparentes de temperatura  $\Delta T_{Ri}$  mostrados na última coluna da tabela 2.

Resultados do Exemplo

Fluido	$\dot{m}_{Ri}$ (kg/h)	$Re_{LRi}$	$\alpha_{eRi}$ (kcal/hm <sup>2</sup> °C)	$U_{Ri}$ (kcal/hm <sup>2</sup> °C)	$\Delta T_{Ri}$ (°C)
R <sub>11</sub>	157.791	16.647	1.304	743,5	18,5
R <sub>113</sub>	181.830	15.566	1.093	682	20,2
R <sub>114</sub>	411.933	92.418	1.818	856	16,1
H <sub>2</sub> O	9.072	876,6	6.400	1.180	11,67

Tabela 2



Embora os valores de  $\alpha_{eRi}$  tenham sido calculados com as propriedades ( $\rho_\ell$ ,  $\mu_\ell$ ,  $K_\ell$  e  $h_{\ell V}$ ) na temperatura de  $138^\circ\text{C}$  e as novas temperaturas de condensação tenham se mostrado algo maiores, as diferenças nas propriedades anteriores, resultantes dessas variações de temperatura, são pouco significativas não sendo necessária a reiteração dos cálculos.

Deve se assinalar, ainda, que embora as vazões em massa dos fluidos R11, R113 e R114 tenham resultado substancialmente maiores do que as vazões de  $\text{H}_2\text{O}$ , as mesmas são perfeitamente compatíveis com a geometria do equipamento considerado. Alguns cálculos realizados nesse sentido, por exemplo para verificar a espessura do filme de condensado na parte inferior dos tubos não são incluídos para não estender demais o presente exemplo.

Observe-se que, na prática, existem diversos fatores, tais como a variação do coeficiente global em função de utilização devido ao aumento das incrustações, que fazem com que os valores do coeficiente  $U$  sejam determinados de forma aproximada.

## ANEXO B

Considerações sobre o Aumento do Número de Efeitos e a Utilidade de Termocompressão em Evaporadores de Múltiplo Efeito

1 Introdução

Será considerado um sistema genérico de evaporação com N efeitos e alimentação direta como o mostrado na figura 1.

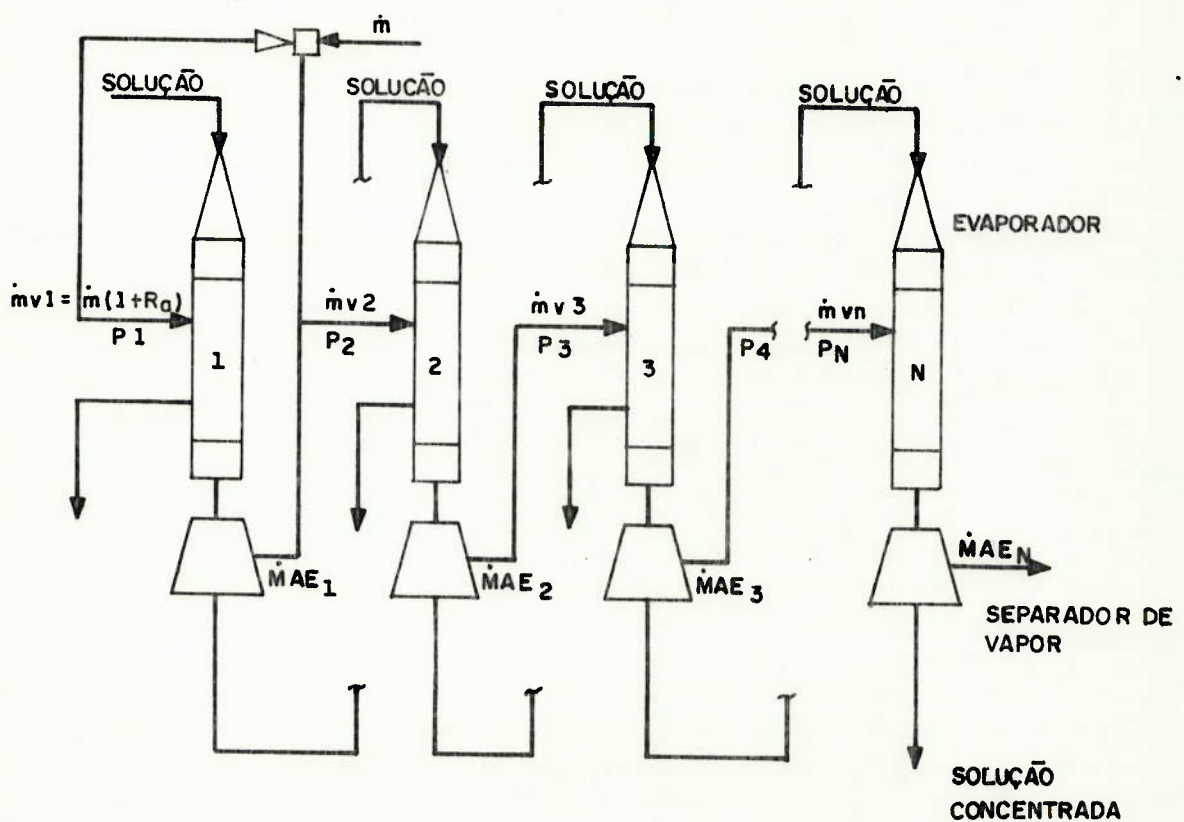


Figura 1

Sistema de Evaporação de N efeitos

A nomenclatura a ser utilizada é a seguinte:

$N$  = número de efeitos

$\dot{m}$  = vazão em massa de vapor vivo

$\dot{MAE}_i$  = vazão em massa de água evaporada no efeito  $i$

$\dot{mv}_i$  = vazão em massa de vapor que entra no efeito  $i$

$\gamma_i = \frac{\dot{MAE}_i}{\dot{mv}_i}$  (relação a ser chamada de rendimento do efeito  $i$ )

$A_i$  = área de troca térmica do efeito  $i$

$U_i$  = coeficiente global de transferência de calor do efeito  $i$

$\Delta t_i$  = diferença aparente de temperatura do efeito  $i$

$h\&v_i$  = entalpia de vaporização do vapor na entrada do efeito  $i$  ou saída do efeito  $i-1$

$R_a$  = relação de arraste no ejetor (kg vapor arrastado/kg de vapor vivo)

$p_i$  = pressão do vapor na entrada do efeito  $i$  ou pressão do vapor na saída do efeito  $i-1$

$\dot{MAE}_t = \sum_{i=1}^N \dot{MAE}_i$  = vazão total em massa de água evaporada

Para o sistema proposto com algumas simplificações adicionais que serão oportunamente formuladas, serão apresentados os balanços de massa e as economias a serem obtidas com o aumento do número de efeitos e a utilização de termocompressão.

## 2 Balanços de Massa

Para o esquema da figura 1 tem-se as seguintes relações:

$$\dot{M}AE_1 = (1 + R_a) \dot{m}\gamma_1 \quad (1)$$

$$\dot{m}_{v2} = \dot{M}AE_1 - R_a \dot{m} = (1 + R_a) \dot{m}\gamma_1 - R_a \dot{m} = \dot{m}\gamma_1 (1 + R_a - R_a/\gamma_1) \quad (2)$$

$$\dot{M}AE_2 = \gamma_2 \dot{m}_{v2} = \dot{m}\gamma_1\gamma_2 (1 + R_a - R_a/\gamma_1) \quad (3)$$

$$\dot{M}AE_i = \gamma_i \dot{m}_{v_i} = \dot{m} (1 + R_a - R_a/\gamma_1) \prod_{j=1}^i \gamma_j \quad (4)$$

$$\dot{M}AE_t = \sum_{i=1}^N \dot{M}AE_i = \dot{m}\gamma_1 \left[ (1+R_a) + (1+R_a - R_a/\gamma_1) \sum_{i=2}^N \prod_{j=2}^i \gamma_j \right] \quad (5)$$

ou

$$\dot{m} = \dot{M}AE_t / \gamma_1 \left[ (1 + R_a) + (1 + R_a - R_a/\gamma_1) \sum_{i=2}^N \prod_{j=2}^i \gamma_j \right] \quad (6)$$

## 3 Transferência de Calor

Para o efeito i, desprezando as perdas por radiação e convecção para o ambiente e o efeito de superaquecimento do vapor tem-se:

$$\dot{m}_{v_i} h_{lv_i} = U_i A_i \Delta t_i \quad (7)$$

## 4 Economia obtida com o Aumento de "e" Efeitos

Neste caso será omitido do sistema da figura 1 o ejetor o que equivale a considerar  $R_a=0$ . Se o consumo do vapor vivo para N efeitos fosse  $\dot{m}(n)e$ , para N + e efeitos,  $\dot{m}(N + e)$ , a economia

porcentual,  $E_e$ , ao se aumentar em  $e$  o número de efeitos seria:

$$E_e = \frac{\dot{m}(N) - \dot{m}(N+e)}{\dot{m}(N)} \times 100. \quad (8)$$

De (6) e (8) tem-se:

$$E_e = \left( 1 - \frac{1 + \sum_{i=2}^N \frac{i}{\pi} \gamma_j}{1 + \sum_{i=2}^{N+e} \frac{i}{\pi} \gamma_j} \right) \times 100. \quad (9)$$

Considerando uma situação ideal em que as relações  $\gamma_i$  tivessem o mesmo valor para todos os efeitos poder-se-ia escrever:

$$\gamma_i = \gamma. \quad (10)$$

Observe-se que, na prática, a consideração anterior seria aproximadamente válida se a solução sofresse o mesmo "flasheamento" na entrada de cada efeito, incluindo ao primeiro.

De (9) e (10) tem-se:

$$E_e = \left( 1 - \frac{1 + \sum_{i=2}^N \gamma^{i-1}}{1 + \sum_{i=2}^{N+e} \gamma^{i-1}} \right) \times 100. \quad (11)$$

Para uma situação ideal para a qual, além das hipóteses anteriores, as diferenças nas entalpias de vaporização do vapor fossem desprezíveis, os calores de solução nulos e os efeitos de "flasheamento" (ou preaquecimento) insignificantes, ter-se-ia:

$$\gamma = 1. \quad (12)$$



De (11) e (12)

$$E_e = \left(1 - \frac{N}{N+e}\right) 100 = \frac{e}{N+e} 100 \quad (13)$$

e para  $e = 1$

$$E_1 = \frac{1}{N+1} 100. \quad (14)$$

### 5 Economia com Termocompressão no Primeiro Efeito

Considerando uma condição inicial sem termocompressão ( $R_a=0$ ) e uma nova situação, onde fosse utilizado um ejetor de relação de arraste  $R_a$ , a economia porcentual  $E_T$ , obtida a partir da equação (6), seria:

$$E_T = \left(1 - \frac{1 + \sum_{i=2}^N \sum_{j=2}^i \gamma_j}{(1+R_a) + (1+R_a - R_a/\gamma_1) \sum_{i=2}^N \sum_{j=2}^i \gamma_j}\right) \times 100. \quad (15)$$

Analogamente ao caso anterior considerando  $\gamma_i = \gamma$  :

$$E_T = \left(1 - \frac{1 + \sum_{i=2}^N \gamma^{i-1}}{(1+R_a) + (1+R_a - R_a/\gamma) \sum_{i=2}^N \gamma^{i-1}}\right) \times 100 \quad (16)$$

e para  $\gamma = 1$  :

$$E_T = \frac{R_a}{R_a + N} \times 100. \quad (17)$$

### 5.1 Algumas Implicações da Termocompressão no Primeiro Efeito

Como com a utilização de termocompressão no primeiro efeito, a vazão de água evaporada no mesmo aumenta, da equação (7) resulta:

$$\left( \frac{U_1 A_1 \Delta t_1}{h \lambda v_1} \right)_{R_a = R_a} > \left( \frac{U_1 A_1 \Delta t_1}{h \lambda v_1} \right)_{R_a = 0} \quad (18)$$

Observe-se que uma possibilidade prática de atender à relação anterior seria o aumento da área de troca. Outra possibilidade consistiria em aumentar a diferença média efetiva de temperaturas. Neste sentido a seguir é apresentado o desenvolvimento que permite obter a relação entre as diferenças médias efetivas no primeiro efeito  $(\Delta t_1)_{R_a = 0}$  e  $(\Delta t_1)_{R_a = R_a}$  antes e depois, respectivamente, da instalação do termocompressor.

Considerando que a vazão de água evaporada não se modifique:

$$(\dot{M}AE_t)_{R_a = 0} = (\dot{M}AE_t)_{R_a = R_a} \quad (19)$$

Da equação (5) tem-se:

$$(\dot{m})_{R_a = 0} \gamma_1 \left( 1 + \sum_{i=2}^N \frac{i}{\pi} \gamma_j \right) = (\dot{m})_{R_a = R_a} \gamma_1 \left[ (1 + R_a) + (1 + R_a - R_a / \gamma_1) \sum_{i=2}^N \frac{i}{\pi} \gamma_j \right] \quad (20)$$

Da equação (7):

$$(\dot{m})_{R_a = 0} = \left( \frac{U_1 A_1 \Delta t_1}{h \lambda v_1} \right)_{R_a = 0} \quad (21)$$

e

$$(\dot{m})_{R_a = R_a} (1 + R_a) = \left( \frac{U_1 A_1 \Delta t_1}{h \lambda v_1} \right)_{R_a = R_a} \quad (22)$$

Considerando:

$$(h\ell v_1)_{R_a=0} = (h\ell v_1)_{R_a=R_a}, \quad (23)$$

$$(U_1)_{R_a=0} = (U_1)_{R_a=R_a}, \quad (24)$$

$$(A_1)_{R_a=0} = (A_1)_{R_a=R_a}. \quad (25)$$

Da equação(20), considerando as relações a partir de (21):

$$(Δt_1)_{R_a=R_a} = \frac{(Δt_1)_{R_a=0} (1 + \sum_{i=2}^N \sum_{j=2}^i \gamma_j) (1+R)}{[(1+R_a) + (1+R_a - R_a/\gamma_1) \sum_{i=2}^N \sum_{j=2}^i \gamma_j]}. \quad (26)$$

Deve-se assinalar, ainda, que em muitos casos existem limites práticos nas temperaturas máximas admissíveis pelo processo e também que a diferença de temperaturas não pode aumentar excessivamente pois correr-se-ia o risco de passar do regime de ebulição nucleada para um regime de ebulição pelicular com uma redução do coeficiente de troca.

## 6 Comparação das Alternativas de Termocompressão e de Aumento do Número de Efeitos

Interessa verificar a relação de arraste mínima  $R_{\text{reque\_mín}}$  rida para que a instalação de termocompressão seja mais conveniente do que o aumento de um efeito, ou seja:

$$(E_T)_{R=R_{\text{mín}}} \geq (E_c)_{c=1} \quad (27)$$

Das equações (9) e (15) tem-se:

$$R_{\min} + (1 + R_{\min} - R_{\min}/\gamma_1) \prod_{i=2}^N \prod_{j=2}^i \gamma_j \geq \prod_{i=2}^{N+1} \prod_{j=2}^i \gamma_j, \quad (28)$$

$$R_{\min} \geq \frac{\prod_{j=2}^{N+1} \gamma_j}{1 + (1 - 1/\gamma_1) \prod_{i=2}^N \prod_{j=2}^i \gamma_j}. \quad (29)$$

Admitindo, também, que os rendimentos sejam iguais em ambas as hipóteses, e, também com  $\gamma_2 = \gamma_3 = \dots = \gamma_n = \gamma$  :

$$R_{\min} \geq \frac{\gamma^N}{1 + (1 - 1/\gamma) \sum_{i=2}^N \gamma^{i-1}}, \quad (30)$$

$$R_{\min} \geq 1. \quad (31)$$

No entanto uma comparação mais rigorosa entre ambas as alternativas implicaria na necessidade de levar em conta uma série de outros fatores que não foram considerados.

## Anexo C

### Considerações Termodinâmicas sobre a Eficiência das Bombas Térmicas Utilizando o Conceito de Rendimento Exergético

#### 1 Introdução

A exergia de um sistema num determinado estado termodinâmico é o máximo trabalho que poderia ser obtido em qualquer transformação do mesmo até atingir um estado de referência de equilíbrio termodinâmico com um meio a pressão e temperatura constantes. A palavra exergia pode ser considerada um neologismo derivado do idioma alemão do termo "exergie" adotado por Zoran Rant [Garcia(1972) ]. Também são utilizadas outras denominações em lugar de exergia, tais como: "energia utilizável" e "disponibilidade".

O conceito de exergia é relativamente recente; uma das primeiras aplicações foi feita por Darrieus, em 1930, na análise da eficiência dos ciclos Rankine. A seguir serão apresentados alguns aspectos fundamentais do conceito de exergia para mostrar, posteriormente, o alto interesse termodinâmico dos sistemas de bombas térmicas decorrente do elevado rendimento exergético dos mesmos.

#### 2 Conceito de Exergia

Para uma transformação elementar de um sistema, a expressão da primeira lei da termodinâmica é:

$$dE = \delta Q - \delta W, \quad (2.1)$$



se o processo é reversível:

$$dE = \delta Q_R - \delta W_R. \quad (2.2)$$

Se os estados inicial e final são os mesmos para o processo reversível e para um processo qualquer:

$$\delta Q_R - \delta W_R = \delta Q - \delta W. \quad (2.3)$$

Pela segunda lei da termodinâmica:

$$\delta Q_R = T dS \quad (2.4)$$

e

$$\delta Q \leq T dS, \quad (2.5)$$

onde a igualdade teria validade unicamente no caso em que o processo qualquer também fosse reversível.

Das três últimas equações:

$$\delta W_R \geq \delta W. \quad (2.6)$$

Esta última expressão indica que todo sistema que sofre um processo irreversível entre dois estados determinados realiza um trabalho menor que o que seria realizado num processo reversível entre os mesmos. Inversamente se o processo se dá consumindo trabalho, o trabalho consumido, existindo irreversibilidade, será maior, em valor absoluto, do que do processo reversível. Como consequência do anterior, ao avaliar o trabalho máximo que poderia ser obtido a partir de um sistema que não está em equilíbrio termodinâmico com um meio à pressão e temperaturas constantes, deve-se considerar o trabalho a ser obtido num processo reversível que leve ao equilíbrio.

A consideração de reversibilidade é necessária para a ma

ximização do trabalho. Posteriormente vai-se comprovar que a condição anterior também é suficiente uma vez que o trabalho máximo depende unicamente do estado inicial do sistema.

Considere-se, então, um sistema que a partir de um estado inicial sofre um processo reversível elementar tendendo ao equilíbrio com o meio. Nesse processo haverá, no caso mais geral, interações de calor  $\delta Q$  e de trabalho  $\delta W$ . Se houvesse uma diferença de temperatura entre sistema e meio, a transferência direta de calor implicaria numa irreversibilidade; para evitá-la considere-se que o sistema troca  $\delta Q$  com uma máquina de Carnot que aproveita o desequilíbrio térmico entre sistema e meio para realizar um trabalho  $\delta W_Q$ . O trabalho máximo que pode ser obtido será a soma do trabalho do sistema e do trabalho realizado pela máquina de Carnot.

$$dW_{\text{máx}} = \delta W + \delta W_Q. \quad (2.7)$$

Observe-se que  $\delta W_Q$  é sempre positivo, já que é o trabalho realizado pela máquina de Carnot. Para  $\delta W$  e  $\delta Q$  a convenção de sinais é utilizada com referência ao sistema, sendo,  $\delta Q$ , positivo quando o calor é recebido pelo sistema e  $\delta W$  quando o trabalho é realizado pelo mesmo. No entanto, ao se considerar o máximo trabalho útil a ser obtido  $(dW_u)_{\text{máx}}$ , por exemplo para levantar um peso num campo gravitacional, deve-se descontar da parcela anterior o trabalho de deslocamento da fronteira do sistema que sofre uma variação de volume  $dV$  num meio a pressão  $p_0$ ; de modo que:

$$(dW_u)_{\text{máx}} = \delta W + \delta W_Q - p_0 dV. \quad (2.8)$$

Por outro lado, a máquina de Carnot que realiza trabalho  $\delta W_Q$  troca uma quantidade de calor  $\delta Q$  com sistema e uma quantidade  $\delta Q_0$  com o meio, sendo:

$$\delta Q_0 = \delta Q + \delta W_Q . \quad (2.9)$$

Na equação anterior o sinal de  $\delta Q_0$  é dado com referência à máquina de Carnot e fica perfeitamente determinado uma vez que  $\delta W_Q$  é sempre positivo e  $\delta Q$  é positivo quando recebido pelo sistema e negativo quando cedido pelo mesmo. Na primeira condição ( $\delta Q > 0$ ) o meio atua como fonte quente e o sistema como fonte fria sendo:

$$|\delta Q_0| = |\delta Q| + |\delta W_Q| \quad (2.10)$$

e

$$\delta Q_0 > 0 . \quad (2.11)$$

Na segunda condição ( $\delta Q < 0$ ) o sistema atua como fonte quente e o meio como fonte fria sendo:

$$|\delta Q_0| = |\delta Q| - |\delta W_Q| \quad (2.12)$$

e

$$\delta Q_0 < 0 . \quad (2.13)$$

A expressão da primeira lei da termodinâmica para o sistema é:

$$dE = \delta Q - \delta W . \quad (2.14)$$

Das equações (2.8), (2.9) e (2.14):

$$(dW_u)_{\text{máx}} = - dE + \delta Q_0 - p_0 dV . \quad (2.15)$$

Considerando a temperatura absoluta do sistema  $T$  e do meio

$T_0$  (esta última constante), pode-se escrever, para a máquina térmica reversível, a seguinte relação:

$$\frac{\delta Q_0}{T_0} = \frac{\delta Q}{T}, \quad (2.16)$$

Por ser um processo reversível, a variação de entropia  $dS$  do sistema é dada por:

$$dS = \frac{\delta Q}{T}. \quad (2.17)$$

Susbtituindo as duas últimas equações na (2.15):

$$(dW_u)_{\text{máx}} = - dE + T_0 dS - p_0 dV \quad (2.18)$$

e

$$(dW_u)_{\text{máx}} = - d(E - T_0 S + p_0 V). \quad (2.19)$$

Definindo

$$\phi = E - T_0 S + p_0 V, \quad (2.20)$$

tem-se:

$$(dW_u)_{\text{máx}} = - d\phi, \quad (2.21)$$

$\phi$  é chamada por Garcia, de função de Darrieus .

Considerando agora uma transformação finita de um processo reversível entre um estado 1 (inicial) e um estado 2 (final):

$$(W_u)_{\text{máx}}^{1-2} = - \int_1^2 d\phi = \phi_1 - \phi_2. \quad (2.22)$$

Enquanto houver desequilíbrio termodinâmico entre o sistema e o meio, haverá possibilidades de obter quantidades adicionais de trabalho. O máximo trabalho útil a ser obtido será:

$$(W_u)_{\text{máx}} = \phi_1 - \phi_{\text{mín}}. \quad (2.23)$$

Onde  $\phi_{\text{mín}}$  é o valor mínimo de  $\phi$  para todos os estados atingíveis pelo sistema quando tende ao equilíbrio com o meio. Esse valor mínimo independe do estado inicial e corresponde ao estado de equilíbrio mais estável entre sistema e meio. É condição necessária, porém não suficiente, que nesse estado, a pressão do sistema seja  $p_0$  e sua temperatura  $T_0$ .

O máximo valor do trabalho que efetivamente poderia ser obtido a partir de um sistema em desequilíbrio com um meio a pressão e temperatura constante é dado pela equação (2.23) e é chamado de exergia  $\epsilon$ :

$$\epsilon = \phi - \phi_{\text{mín}} = (E - T_0 S + P_0 V) - (E_0 - T_0 S_0 + P_0 V_0), \quad (2.24)$$

onde o índice "0" nas propriedades  $E$ ,  $S$  e  $V$  indica o estado de equilíbrio com o meio.

Como na equação (2.23)  $\phi_{\text{mín}}$  é um mínimo absoluto a exergia é sempre positiva, sendo nula unicamente para os sistemas que se encontram em equilíbrio estável com o meio. Como a exergia é o máximo trabalho disponível, nos casos mais gerais, devem-se considerar todas as contribuições possíveis incluindo, por exemplo, efeitos elétricos, magnéticos e nucleares. Em sistemas simples a energia  $E$  poderá ser expressa como a soma de três termos: a energia interna  $U$ , a energia cinética  $E_c$  e a energia potencial  $E_p$ :

$$E = U + E_c + E_p. \quad (2.25)$$

Em muitos problemas práticos as energias cinética e potencial



podem ser desprezadas; nesses casos a exergia é dada por:

$$\varepsilon = (U-U_0) - T_0(S-S_0) + p_0(V-V_0). \quad (2.26)$$

Quanto ao meio, o estado natural de referência é definido pelas condições atmosféricas, considerando ainda condições adicionais quando necessário. Por exemplo: nível do mar em problemas que envolvem energias potenciais.

### 3 Alguns Exemplos de Exergia

A seguir são apresentados alguns exemplos simples de exergia, cujas conclusões servirão para os desenvolvimentos posteriores.

#### 3.1 Cálculo da Exergia de um Peso para uma Altura Z sobre o Nível do Mar

Considere-se um peso constituído por um corpo rígido de massa  $m$ , em repouso na temperatura  $T_0$  e a uma altura  $Z$  sobre o nível do mar. Se o corpo descesse até o nível do mar através de um processo adiabático e reversível seria:

$$dS = 0, \quad (3.1)$$

e como pela condição de corpo rígido:

$$dV = 0, \quad (3.2)$$

tem-se, da equação (2.24):

$$\varepsilon = E - E_0. \quad (3.2)$$

Considerando-se que, no estado de equilíbrio mais estável com o meio, o corpo também estaria em repouso e admitindo que as propriedades termodinâmicas, incluindo a energia interna, não

se modificariam nesse estado, tem-se que:

$$\epsilon = E_p - E_{p_0} = mgz. \quad (3.4)$$

Ou seja, a exergia neste caso é igual à energia potencial, o que significa que toda a energia potencial pode ser completamente aproveitada para realizar trabalho. Esta conclusão pode ser demonstrada, de forma análoga, para outros tipos de energia, tais como energia cinética e energia elétrica. Nestes casos os valores das exergias e das energias são iguais.

### 3.2 Cálculo da Exergia de um Corpo a uma Temperatura $T > T_0$

Considere-se um corpo rígido, em repouso, ao nível do mar e de capacidade calorífica à pressão constante  $C_p$ , sendo  $C_p$  também constante, a uma temperatura  $T > T_0$ . Neste caso:

$$E = U \quad (3.5)$$

e

$$\epsilon = (U - U_0) - T_0(S - S_0), \quad (3.6)$$

de onde:

$$d\epsilon = dU - T_0 dS, \quad (3.7)$$

e considerando ainda que pela condição de corpo rígido:

$$dU = \delta Q \quad (3.8)$$

e

$$dS = \frac{\delta Q}{T}, \quad (3.9)$$

a (3.7) fica:

$$d\epsilon = \delta Q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right). \quad (3.10)$$

Na equação anterior o termo entre parênteses é chamado de coeficiente de Carnot. Esta expressão mostra que, quando um sistema apresenta um potencial para trocar calor com a atmosfera, o máximo trabalho útil que pode ser obtido representa apenas uma parcela do calor que pode ser trocado.

Admitindo pelas hipóteses anteriores:

$$\delta Q = C_p dT, \quad (3.11)$$

da equação (3.10) tem-se:

$$\varepsilon = \int_{T_0}^T \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) C_p dT \quad (3.12)$$

e

$$\varepsilon = C_p (T - T_0) - C_p T_0 \ln \frac{T}{T_0}. \quad (3.13)$$

A exergia derivada de um potencial de troca de calor com a atmosfera é chamada por alguns autores de "exergia-calor" ("heat-exergy" ou exergie-chaleur") sendo representada pelo símbolo  $\varepsilon_q$  [Ahern (1980)].

### 3.3 Cálculo da Exergia de um Combustível

Neste caso o sistema considerado está a uma temperatura  $T_0$  e pressão  $p_0$  e é constituído pelo combustível e a quantidade de oxigênio necessário para a combustão estequiométrica. No caso mais geral o combustível poderá estar constituído por uma mistura de espécies químicas (por exemplo uma mistura de hidrocarbonetos). Desprezando energias cinéticas e potenciais, da equação (2.24), tem-se:

$$\epsilon = \sum_R (U - T_0 S + P_0 V) - \sum_P (U_0 - T_0 S_0 + P_0 V_0), \quad (3.14)$$

onde a primeira somatória se estende aos reagentes e a segunda aos produtos da combustão. Tendo em conta que:

$$T = T_0 \quad (3.15)$$

e

$$p = p_0, \quad (3.16)$$

na equação 3.14 pode-se utilizar a função de Gibbs G, já que:

$$G = U - TS + PV \quad (3.17)$$

e

$$G_0 = U_0 - T_0 S_0 + P_0 V_0, \quad (3.18)$$

resultando:

$$\epsilon = \sum_R G - \sum_P G_0. \quad (3.19)$$

Na prática é usual trabalhar com funções de Gibbs molares. Considerando que o sistema combustível-oxigênio fosse constituído por N espécies reagentes e que, em decorrência da combustão estequiométrica, houvesse L espécies produtos poder-se-ia escrever:

$$\epsilon = \sum_{i=1}^N n_{Ri} \bar{g}_{Ri} - \sum_{j=1}^L n_{Pj} \bar{g}_{Pj0}, \quad (3.20)$$

onde:

$n_{Ri}$  = número de moles do reagente i,

$\bar{g}_{Ri}$  = função de Gibbs molar do reagente i,

$n_{Pj}$  = número de moles do produto j,

$\bar{g}_{pj0}$  : função de Gibbs molar do produto  $j$  no estado de referência.

Se o combustível estiver constituído por um único elemento à temperatura  $T_0$  e pressão  $p_0$  (por exemplo C ou  $H_2$ ) e o resultado da combustão for a formação de  $n$  moles de uma única espécie cuja função de Gibbs de formação no mesmo estado de referência for  $\bar{g}_{0f}$ , da equação (3.20)

$$\epsilon = n \bar{g}_{0f}. \quad (3.21)$$

Como nesses casos  $\bar{g}_{0f}$  é negativa, a exergia seria igual ao valor absoluto da função de Gibbs de formação.

Considerando novamente as equações (3.15), (3.16), (3.14) e utilizando a propriedade entalpia H:

$$\epsilon = \left( \sum_R H - \sum_P H_0 \right) - T_0 \left( \sum_R S - \sum_P S_0 \right). \quad (3.22)$$

Considerando novamente um caso particular onde houver a formação de  $n$  moles de uma única espécie, o primeiro parênteses da equação anterior ficaria reduzido a:

$$\left( \sum_R H - \sum_P H_0 \right) = - n \bar{h}_{0f}, \quad (2.23)$$

onde:

$\bar{h}_{0f}$  = entalpia molar de formação no estado de referência da espécie produto da combustão.

Observe-se que, se fosse considerada uma unidade de massa de combustível o primeiro parênteses da (3.22) seria praticamente igual ao poder calorífico do combustível. Ou seja, a exergia de um combustível é diferente do seu poder calorífico, em



bora alguns autores trabalham em primeira aproximação aceitando a igualdade dos mesmos. A exergia pode ser maior ou menor do que o poder calorífico, por exemplo para 1 kmol de  $H_2$  tem-se:

$$- \bar{h}_{0f} H_2O \text{ líquida} = 68.317 \text{ kcal}, \quad (3.24)$$

$$\epsilon = - \bar{g}_{0f} H_2O \text{ líquida} = 56.690 \text{ kcal}, \quad (3.25)$$

enquanto que para 1 kmol de C (grafite):

$$- \bar{h}_{fCO_2}^o = 94.052 \text{ kcal}, \quad (3.26)$$

$$\epsilon = - \bar{g}_{fCO_2}^o = 94.260 \text{ kcal}, \quad (3.27)$$

e para 1 kmol de S:

$$- \bar{h}_{fSO_2}^o = 70.960 \text{ kcal}, \quad (3.28)$$

$$\epsilon = - \bar{g}_{fSO_2}^o = 71.790 \text{ kcal}. \quad (3.29)$$

É necessário fazer uma observação: alguns dos desenvolvimentos anteriores seriam rigorosamente válidos, se os reagentes e os produtos estivessem separados e cada um deles submetido à pressão de uma atmosfera; na realidade isso não ocorre, já que tanto os reagentes quanto os produtos estarão, no caso mais geral, formando misturas. No entanto, do ponto de vista prático, as diferenças nos valores a serem obtidos são pouco significantes e a precisão obtida é suficiente para os objetivos do presente trabalho [Van Wylem & Sonntag (1976)].

#### 4 Análise Exergética

Quando se avalia o rendimento termodinâmico de um ciclo motor, tendo em conta unicamente a primeira lei da termodinâmica, geralmente considera-se a relação entre o trabalho líquido fornecido pelo ciclo e o calor total recebido pelo mesmo. À luz da segunda lei da termodinâmica, o rendimento assim considerado não é o parâmetro mais adequado para qualificar a eficiência do ciclo, uma vez que uma parte do calor fornecido é intrinsecamente não utilizável. Neste sentido, a análise exergética permite uma avaliação diferente e, do ponto de vista conceitual, mais criteriosa da eficiência de processos e ciclos.

O rendimento exergéticos de um processo  $n_{ex}$  é definido Garcia (1982) :

$$n_{ex} = \frac{\text{aumentos de exergia no processo}}{\text{reduções de exergia no processo}} = \frac{\epsilon^G}{\epsilon^P}, \quad (4.1)$$

onde:

$\epsilon^G$  = somatório das variações positivas de exergia no processo,

$\epsilon^P$  = somatório das variações negativas de exergia no processo.

A equação anterior vai ser utilizada a seguir, em diversos exemplos comparativos. Será considerado o aquecimento em regime permanente de um recinto a 40°C numa atmosfera a 25°C (por exemplo, numa operação industrial de secagem a baixas temperaturas). Serão analisadas os sistemas de aquecimento relacionados a seguir:

- . aquecimento elétrico resistivo;
- . aquecimento com água quente a 75°C, proveniente de uma fonte natural geotérmica;
- . aquecimento com vapor gerado numa caldeira que utiliza óleo

- Diesel como combustível;
- . aquecimento com uma bomba térmica ideal que opere segundo um ciclo de Carnot;
- . aquecimento com uma bomba térmica real.

#### 4.1 Aquecimento Elétrico Resistivo

A figura 4.1 mostra o resistor de resistência  $R$  pelo qual circula a intensidade eficaz de corrente  $i$ . Considera-se que todo o calor dissipado no resistor pelo efeito Joule é efetivamente recebido pelo recinto. O calor recebido por unidade de tempo pelo recinto é:

$$\dot{Q} = R i^2, \quad (4.2)$$

sendo igual à potência elétrica  $\dot{W}$  consumida pelo resistor. Observe-se que, se a eficiência do processo fosse definida como a relação entre o calor recebido por unidade de tempo e a potência consumida, a mesma seria igual a 1. O ganho de calor do recinto implica num aumento de exergia do mesmo e o consumo de energia elétrica numa perda de exergia. Conforme visto em 3.1, a perda de exergia é igual ao consumo de energia elétrica, ou seja, a perda de exergia por unidade de tempo será:

$$\frac{d\epsilon^P}{dt} = \dot{Q} = R i^2. \quad (4.3)$$

Enquanto para o recinto, cada ganho elementar de calor implica num aumento de exergia que corresponde a uma fração do mesmo dada pela equação (3.10). Neste caso o ganho de exergia por unidade de tempo é:

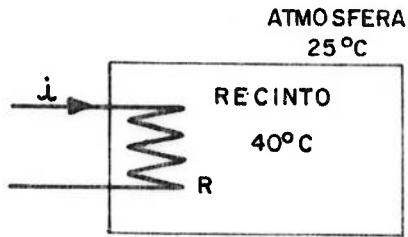


FIGURA: 4.1

Aquecimento resistivo

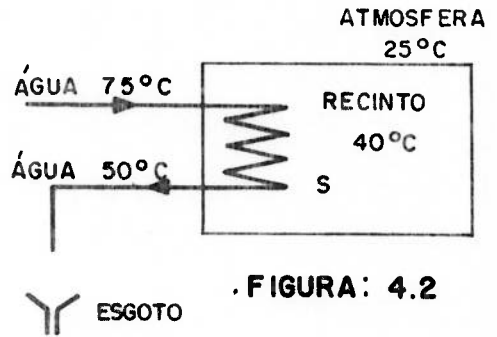


FIGURA: 4.2

Aquecimento com água quente

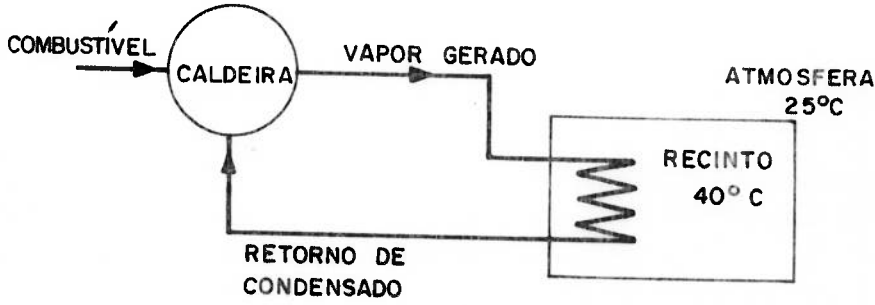


FIGURA: 4.3

Aquecimento com vapor

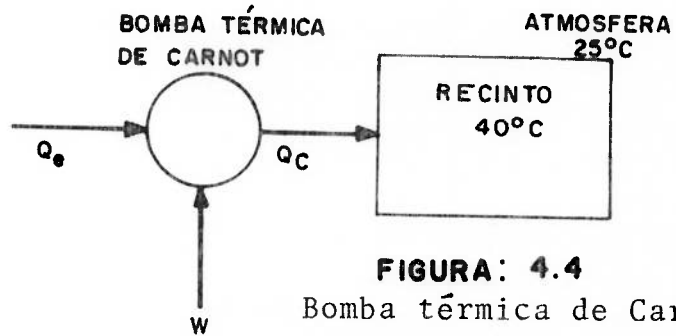


FIGURA: 4.4

Bomba térmica de Carnot

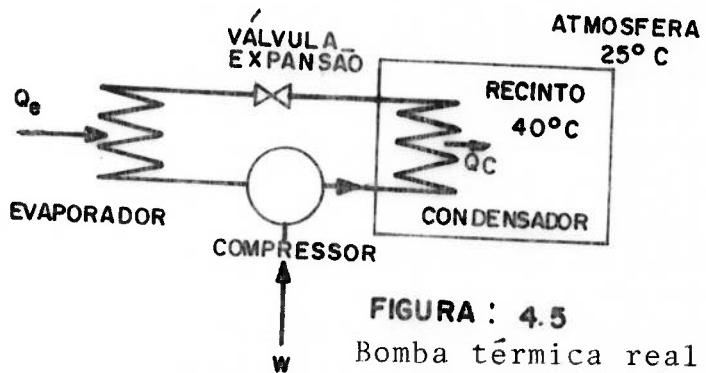


FIGURA: 4.5

Bomba térmica real

$$\frac{d\varepsilon^G}{d\tau} = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = Ri^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right), \quad (4.4)$$

sendo neste caso:

$$T_0 = 298,15 \text{ K} \quad (4.5)$$

e

$$T = 313,15 \text{ K}. \quad (4.6)$$

Desta forma no instante considerado o rendimento exergético da do pela (4.1) resulta:

$$\eta_{ex} = \frac{d\varepsilon^G}{d\varepsilon^P} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right), \quad (4.7)$$

com os valores da (4.5) e (4.6):

$$\eta_{ex} = 0,048, \quad (4.8)$$

ou seja o rendimento exergético é inferior a 5%.

#### 4.2 Aquecimento com Água Quente a 75°C Proveniente de uma Fonte Natural Geotérmica

A figura 4.2 mostra um radiador S pelo qual circula água proveniente de uma fonte natural entrando a 75°C e saindo a 50°C. Considera-se que todo o calor cedido pela água no resfriamento de 75°C a 50°C é efetivamente recebido pelo recinto. Poder-se-ia considerar que a exergia perdida no processo fosse a diferença das exergias da água líquida a 75°C e 50°C respectivamente. No entanto, como a água na saída do recinto não é aproveitada, sendo enviada para o esgoto, a exergia efetivamente perdida no processo é a exergia da água consumida a 75°C. Considerando uma massa unitária de água e tendo em conta que a sua capacidade calorífica é:



$$C_p = 1 \text{ kcal/K}, \quad (4.9)$$

e que neste caso a temperatura inicial da água é:

$$T_1 = 348,15 \text{ K}, \quad (4.10)$$

da equação (3.13):

$$\epsilon^P = C_p (T_1 - T_0) - C_p T_0 \ln \frac{T_1}{T_0}, \quad (4.11)$$

tem-se que a energia perdida por cada kg de água consumida é:

$$\epsilon^P = 3,776 \text{ kcal}. \quad (4.12)$$

O ganho de calor do recinto por cada kg de água é:

$$Q = C_p \Delta T, \quad (4.13)$$

como neste caso:

$$\Delta T = 25^\circ\text{C}, \quad (4.14)$$

tem-se:

$$Q = 25 \text{ kcal}. \quad (4.15)$$

Considerando desprezível a variação de temperatura do recinto, o ganho de exergia devido ao calor recebido por cada kg de água que circula pelo radiador é dado pela equação (3.10):

$$\epsilon^G = Q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right), \quad (4.16)$$

resultando:

$$\epsilon^G = 1,198 \text{ kcal}. \quad (4.17)$$

Finalmente o rendimento exergético neste caso é obtido de (4.12) e (4.17):

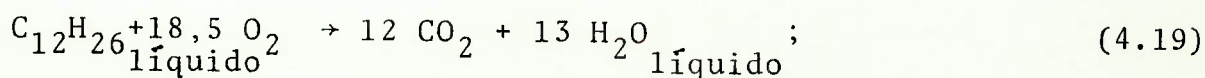
$$\eta_{\text{ex}} = 0,317. \quad (4.18)$$

Observe-se que, se a eficiência fosse definida como a relação entre o calor recebido pelo recinto e a diminuição da energia interna da água no resfriamento de 75°C a 25°C, o mesmo seria de 0,5.

#### 4.3 Aquecimento com Vapor Gerado numa Caldeira que Utiliza Óleo Diesel como Combustível

A figura 4.3 mostra o sistema para este caso. São feitas as seguintes hipóteses:

- . o óleo Diesel é considerado como duodecano normal,  $C_{12}H_{26}$ ;
- . a reação considerada é:



- . considera-se que, devido às perdas na caldeira e nas linhas de vapor e condensado, o calor efetivamente recebido pelo recinto, por uma unidade de massa de combustível queimado, corresponde a 70% do poder calorífico superior, sendo adotado o valor de  $1,93 \cdot 10^6$  kcal/kmol de  $C_{12}H_{26}$  (ou 11.370 kcal/kg).
- . de acordo com o assinalado no final do item 3.3, aceita-se a simplificação que consiste em considerar que os reagentes antes da combustão e os produtos após a mesma se encontram separados a 298,15K e 1 ata.

A aplicação da equação (3.20) para a reação (4.19) permite obter a exergia de 1 kmol de  $C_{12}H_{26}$ :

$$\epsilon = \bar{g}_{C_{12}H_{26} \text{ líquido}} + 18,5 \bar{g}_{O_2} - 12 \bar{g}_{CO_2} - 13 \bar{g}_{H_2O \text{ líquido}}, \quad (4.20)$$

Tanto reagentes quanto produtos são considerados a 298,15K e 1 ata e as funções de gibbs molares da equação (4.20) coincidem com as funções de Gibbs de formação. Para aplicação da (4.20) utilizam-se os valores da tabela 4.1 Kazanskaya [Skoblo (1978) ].

Tabela 4.1

Funções de Gibbs de formação para algumas espécies

Espécie	$\bar{g}^o_f$ (kcal/kmol)
$C_{12}H_{26}$ líquido	6.710
$O_2$	0
$CO_2$	-94.260
$H_2O$ líquido	-56.690

Com estes valores a perda de exergia com a combustão de 1 kmol de  $C_{12}H_{26}$  é de :

$$\epsilon^P = 1,875 \cdot 10^6 \text{ kcal.} \quad (4.21)$$

De acordo com as hipóteses anteriores, o calor efetivamente ganho pelo recinto através da combustão de 1 kmol de  $C_{12}H_{26}$  é:

$$Q = 1,93 \cdot 10^6 \times 0,7 \text{ kcal} = 1,35 \cdot 10^6 \text{ kcal.} \quad (4.22)$$

Considerando novamente desprezível a variação de temperatura do recinto, o ganho de exergia devido ao calor recebido por cada kmol de  $C_{12}H_{26}$  queimado é dado pela equação (3.10), sendo neste caso:

$$\epsilon^G = 64.666 \text{ kcal} \quad (4.23)$$

e o rendimento exergético obtido de (4.21) e (4.23) é:

$$\eta_{\text{ex}} = 0,034 . \quad (4.24)$$

#### 4.4 Aquecimento com uma Bomba Térmica Ideal que Opera Segundo um Ciclo de Carnot

Neste caso considera-se uma bomba térmica ideal mostrada na figura 4.4. A bomba opera segundo um ciclo de Carnot retirando calor  $Q_e$  da atmosfera e fornecendo calor  $Q_c$  para o recinto, às custas do trabalho  $W$ . No ciclo de Carnot admite-se ainda que a temperatura da fonte quente seja  $T$  (temperatura do recinto) e a da fonte fria  $T_o$  (temperatura da atmosfera). Nessas condições a perda de exergia será o trabalho  $W$  consumido:

$$\epsilon^P = |W| \quad (4.25)$$

e o ganho de exergia é obtido de forma análoga aos casos anteriores:

$$\epsilon^G = |Q_c| \left( 1 - \frac{T_o}{T} \right) . \quad (4.26)$$

Das relações termodinâmicas do ciclo de Carnot tem-se que:

$$\frac{|W|}{|Q_c|} = 1 - \frac{T_o}{T} . \quad (4.27)$$

De (4.25), (4.26) e (4.27) é obtido o rendimento exergético:

$$\eta_{\text{ex}} = 1 . \quad (4.28)$$

Observe-se que este resultado era esperado, já que na situação ideal suposta não há nenhuma irreversibilidade.

#### 4.5 Aquecimento com uma Bomba Térmica Real

A situação considerada é mostrada na figura 4.5. Neste caso, o princípio conceitual da operação de aquecimento e a simbologia utilizada coincidem com os do exemplo anterior. No entanto, a relação  $|Q_c|/|W|$ , que para a máquina de Carnot é de 20,88, para uma bomba térmica real, nas condições de temperatura dadas, é menor, sendo estimada em aproximadamente 8 devido às irreversibilidades do ciclo e do equipamento real [Borel et alii (1981)]. Na prática esse valor pode sofrer variações, já que depende de uma série de fatores, tais como: características do fluido de trabalho utilizado, tipo de compressor, diferenças de temperatura no evaporador e condensador, dimensionamento e isolamento térmico de linhas, etc.

Em instalações de certo porte e grau de sofisticação o valor real é maior que o considerado.

Neste caso o rendimento exergético é:

$$\eta_{ex} = \frac{|Q_c| \left(1 - \frac{T_o}{T}\right)}{|W|} = 8 \left(1 - \frac{T_o}{T}\right), \quad (4.29)$$

de onde :

$$\eta_{ex} = 0,383 . \quad (4.30)$$

#### 4.6 Resumo dos Resultados

A tabela 4.2 apresenta um resumo dos resultados obtidos.



Tabela 4.2

Comparação das eficiências de diversos processos de aquecimento de um recinto a 40°C.

Processo	Eficiência geralmente utilizada	Rendimento exergético
Aquecimento elétrico resistivo	$\frac{\text{Calor recebido por unidade de tempo}}{\text{potência elétrica consumida}} = 1$	$\eta_{\text{ex}} = 0,048$
Aquecimento com água quente a 75°C	$\frac{\text{Calor recebido pelo recinto por unidade de massa de água}}{\text{Diminuição da energia interna da unidade de massa d'água no resfriamento de 75°C a 25°C}} = 0,5$	$\eta_{\text{ex}} = 0,317$
Aquecimento com vapor gerado numa caldeira a óleo diesel	$\frac{\text{Calor recebido pelo recinto por unidade de massa de combustível}}{\text{Poder calorífico superior do combustível}} = 0,7$	$\eta_{\text{ex}} = 0,034$
Aquecimento com bomba térmica de Carnot	$\frac{\text{Calor recebido pelo recinto por unidade de tempo}}{\text{potência consumida}} = 20,9$	$\eta_{\text{ex}} = 1$
Aquecimento com bomba térmica real	$\frac{\text{Calor recebido pelo recinto por unidade de tempo}}{\text{potência consumida}} = 8$	$\eta_{\text{ex}} = 0,383$

Possíveis Ciclos de Bomba Térmica1 Generalidades

Além do ciclo de compressão mecânica de vapor existem outros que embora sejam, de um modo geral, menos utilizados em aplicações tecnológicas apresentam elevado interesse, tanto do ponto de vista conceitual quanto pela importância do seu uso em situações específicas. A seguir são apresentados os conceitos básicos relativos aos ciclos por compressão e expansão de gás, por efeito Peltier, por ejetor de vapor, por absorção, transformador térmico e outros.

2 Ciclo por Compressão e Expansão de Gás

Um ciclo ideal por compressão e expansão de gás é mostrado pela figura 1. O ciclo é constituído por dois trocadores de calor isobáricos, um compressor e um expensor ambos isentrópicos. O fluido de trabalho é um gás. O trabalho consumido pelo compressor é a soma de trabalho externo  $W$  e do trabalho fornecido pelo expensor. O coeficiente de eficácia do ciclo ideal pode ser obtido, a partir da definição, pela equação (4.2) ou a partir da equação (4.10), considerando comportamento de gás perfeito e tendo em conta as relações entre as propriedades termodinâmicas nos diferentes estados do ciclo. Neste caso tem-se:

$$\text{COP} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} = \frac{T_3}{T_3 - T_4}. \quad (1)$$

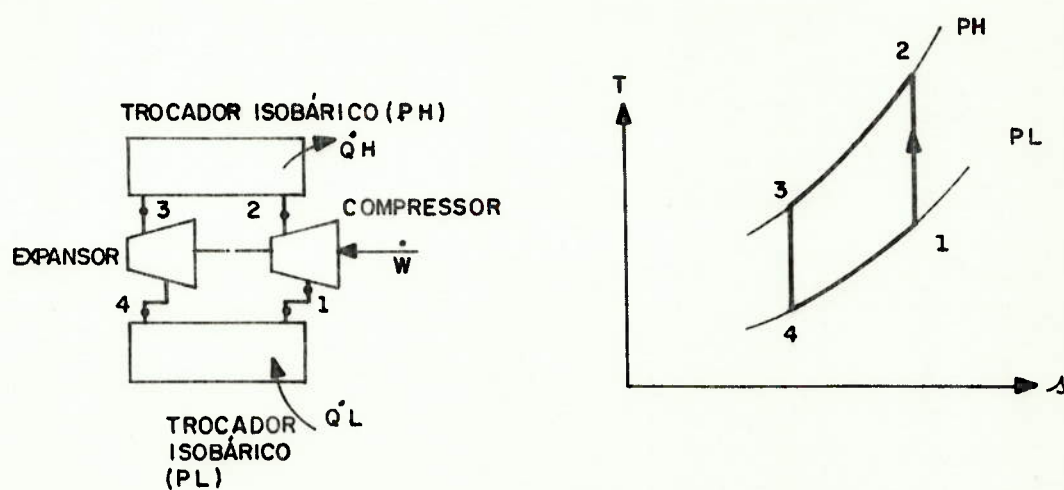


Figura 1 - Ciclo ideal de BT por compressão e expansão de gás

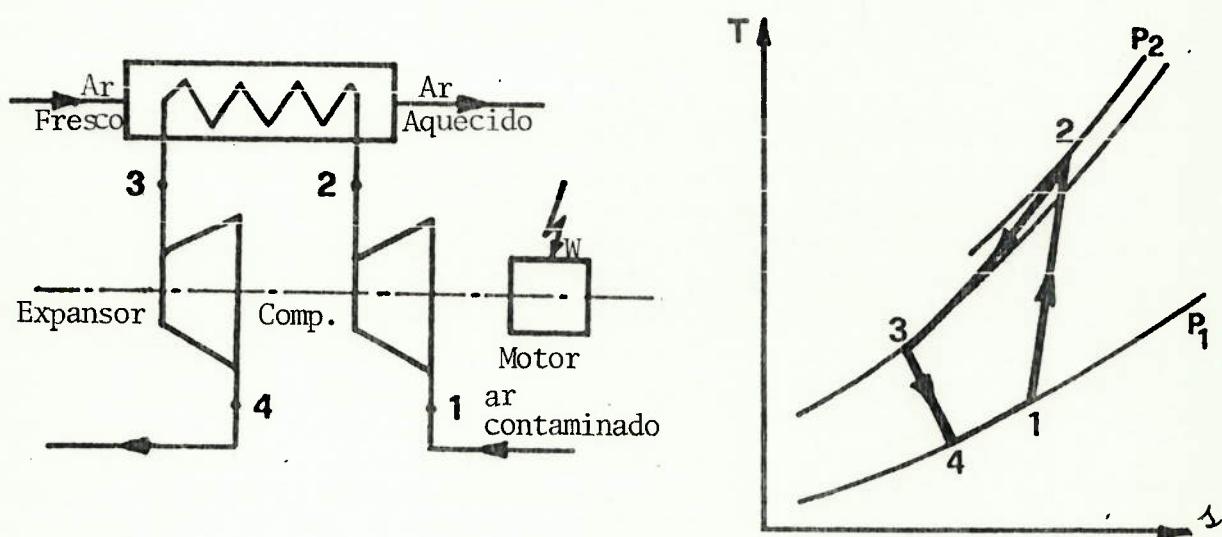


Figura 2 - BT por compressão e expansão de gás em circuito aberto.

Num caso real estes ciclos podem utilizar ar como fluido de trabalho e muitas vezes o trocador de calor da fonte fria pode ser eliminado, conforme mostrado na figura 2. O correspondente diagrama T-s mostra os efeitos reais da perda de pressão no trocador e das irreversibilidades no compressor e no expensor. Um sistema deste último tipo foi construído em 1939 para aquecimento do edifício do Congresso de Zurich.

A principal aplicação do princípio do ciclo por compressão e expansão de gás se encontra nos sistemas de ar condicionado dos aviões. Ao considerar os principais fatores de afastamento do ciclo real em relação ao ideal, tais como, rendimentos isoentrópicos e mecânicos do compressor e do expensor e as altas diferenças de temperatura requeridas no(s) trocador(es) de calor (devido aos baixos coeficientes de transmissão de calor), tem-se que o COP real é bastante inferior ao ideal. As referências indicam que em sistemas normais de aquecimento ambiental devem-se esperar valores finais de COP da ordem de 2 ou, ainda, algo menores.

Como conclusão pode-se dizer que, na atualidade, o interesse deste ciclo é relativo.

### 3 Bomba Térmica por Efeito Peltier

O efeito Peltier é um fenômeno termoelétrico, cujo estudo rigoroso deve ser feito através da termodinâmica dos processos irreversíveis, o que foge ao escopo do presente trabalho. No entanto serão apresentadas algumas conclusões práticas relativas às BTs que utilizam este princípio.

Considere-se um módulo termoelétrico constituído por dois materiais diferentes (condutores ou semicondutores) MP e MN formando um circuito elétrico conforme mostrado na figura 3. Esses materiais estão unidos por duas junções condutoras (constituídas no exemplo da figura por placas de cobre) sendo que uma das junções apresenta uma abertura onde é intercalada uma bateria fechando o circuito elétrico.

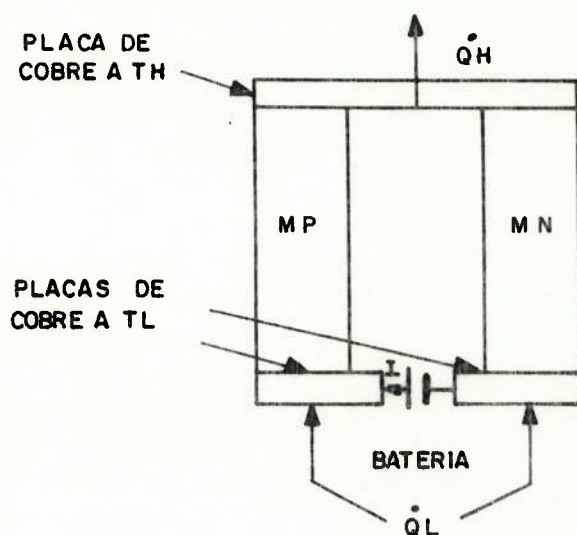


Figura 3 - BT por efeito Peltier

Com a circulação de uma corrente contínua de intensidade  $i$ , a temperatura numa das junções tende a aumentar e na outra a diminuir. De modo que, em regime permanente, é possível ter as junções a temperaturas diferentes,  $T_L$  e  $T_H$ , com a junção de menor temperatura ( $T_L$ ) recebendo uma quantidade de calor por unidade de tempo  $\dot{Q}_L$  e a de maior temperatura ( $T_H$ ) cedendo uma



quantidade de calor por unidade de tempo  $\dot{Q}_H$ . Verifica-se que a quantidade de calor por unidade de tempo  $\dot{Q}$  transferida para o meio(ou recebida deste), numa junção pela qual circula uma corrente contínua em regime permanente, é proporcional à intensidade  $i$  dessa corrente:

$$\dot{Q} = \pi_{PN} i, \quad (2)$$

onde:

$\pi_{PN}$  = coeficiente de Peltier relativo do material MP para MN na temperatura da junção.

Kelvin já tinha demonstrado que, para uma junção na temperatura absoluta T, vale a relação:

$$\pi_{PN} = \gamma_{PN} T, \quad (3)$$

onde:

$\gamma_{PN}$  = coeficiente de Seebeck relativo do material MP para MN..

Num circuito elétrico aberto, sem nenhum elemento ativo com duas junções que apresentam uma diferença de temperatura, manifesta-se o efeito de Seebeck, aparecendo, entre os bornes do circuito, uma diferença de tensão. Quando as diferenças de temperatura são pequenas, o coeficiente de Seebeck é a relação entre essas diferenças de tensão e temperatura. Os valores do coeficiente de Seebeck para metais são inferiores a  $5.10^{-5}$  volt/°C e para os semicondutores disponíveis para efeitos termoelétricos são da ordem de  $2,5.10^{-4}$  volt/°C. De forma simplista pode se dizer que a física do estado sólido explica que o efeito Peltier se deve a uma mudança do nível de energia dos elétrons que passam de um material para outro. Ao inverter o

sentido da corrente inverte-se também o sentido das interações de transferência de calor.

Pode-se demonstrar [Camantini & Kester (1976) ] que o coeficiente de operação máximo teórico da BT por efeito Peltier coincide com o do ciclo de Carnot para as mesmas temperaturas  $T_L$  e  $T_H$ . No entanto, as BT por efeito Peltier apresentam baixo coeficiente de operação devido a dois fatores: perda de potência no circuito por efeito Joule e redução do calor efetivamente cedido à fonte quente pela condução interna de calor (inevitável em função das diferenças de temperatura). A figura 4 mostra o comportamento típico de um módulo termoelétrico para  $T_L = 288^{\circ}\text{K}$  e  $T_H = 318^{\circ}\text{K}$ . Observe-se, nesse caso, que o COP é sempre inferior a 2. Às desvantagens assinaladas soma-se o alto custo dos módulos termoelétricos e dos sistemas de alimentação elétrica (altas intensidades a baixas tensões).

Por esses motivos, esse tipo de BT apresenta interesse restrito a algumas aplicações particulares, por exemplo, onde a ausência de ruídos seja de extrema importância.

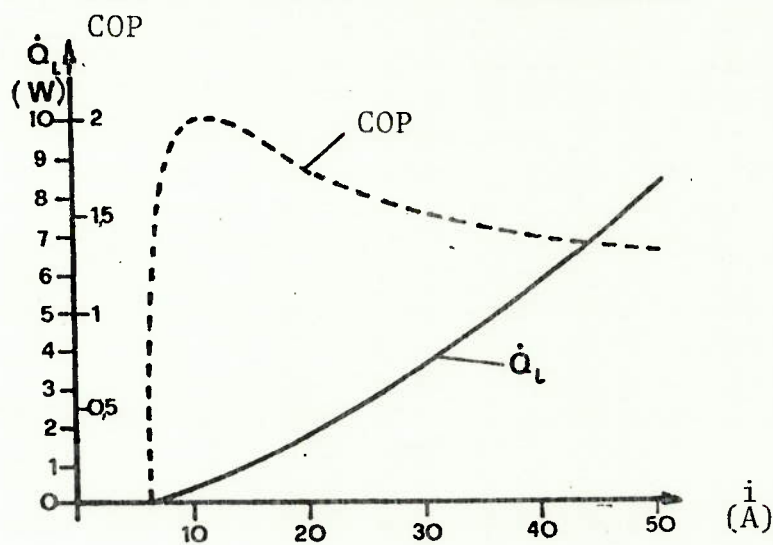


Figura 4 - Desempenho de uma BT por efeito Peltier ( $T_H = 45^{\circ}\text{C}$  e  $T_L = 15^{\circ}\text{C}$ )

4 Ciclo com Ejetor de Vapor

Este ciclo é mostrado na figura 5. O fluido de trabalho sofre interações de transferência de calor em três níveis de temperaturas  $T_H > T_M > T_L$ . No nível superior recebe uma quantidade de calor  $Q_H$ , no nível inferior recebe  $Q_L$  e no nível intermediário fornece  $Q_M$ . Na realidade trata-se de um ciclo tri-térmico. O coeficiente de eficácia máximo entre esses três níveis de temperatura poderia ser obtido com um sistema constituído de uma máquina térmica de Carnot, operando entre  $T_H$  e  $T_M$ , uma máquina de refrigeração de Carnot, operando entre  $T_L$  e  $T_M$ , e fazendo com que o trabalho produzido pela primeira fosse igual ao consumido pela última.

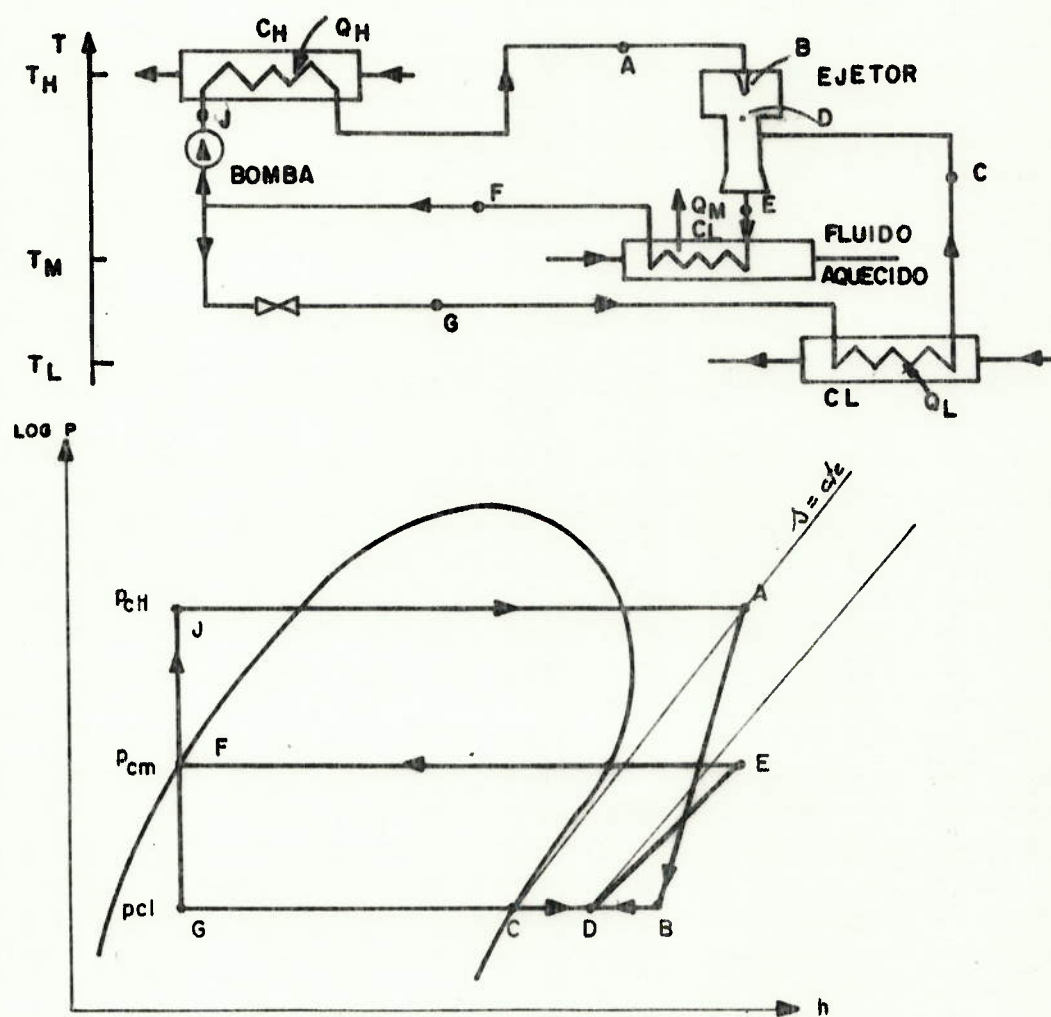


Figura 5 - BT com ejetor de vapor

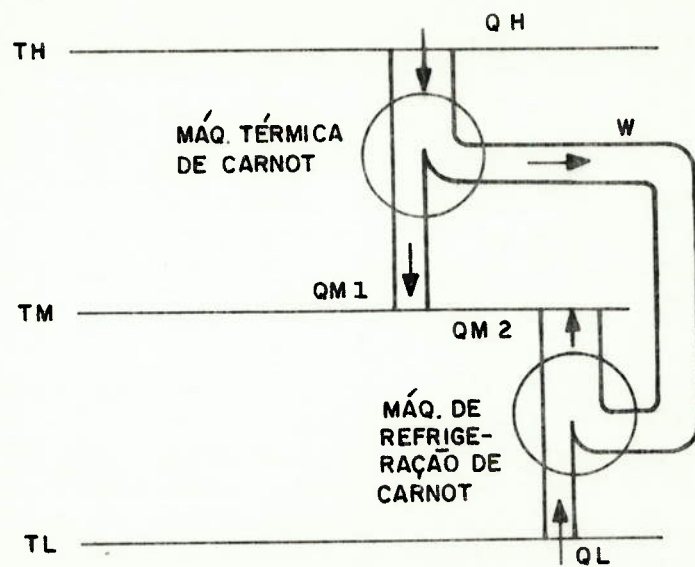


Figura 6 - Ciclo tri-térmico

Neste caso o COP pode ser definido pela relação:

$$\text{COP} = \frac{Q_{M1} + Q_{M2}}{Q_H} \quad (4)$$

Utilizando as relações entre as quantidades de calor e as temperaturas absolutas, válidas para as máquinas térmicas reversíveis, chega-se a:

$$\text{COP}_{\text{máx}} = \frac{T_H - T_L}{T_H} \cdot \frac{T_M}{T_M - T_L} \quad (5)$$

ou:

$$\text{COP}_{\text{máx}} = \frac{T_M}{T_H} + \frac{1 - \frac{T_M}{T_H}}{1 - \frac{T_L}{T_M}} \quad (6)$$

A figura 7 mostra os valores de  $COP_{m\acute{a}x}$ , para  $T_L = 273^{\circ}K$ , em função de  $T_H$  e para diferentes valores de  $T_M$ . Observe-se que o COP aumenta quando aumentam as temperaturas  $T_H$  e  $T_L$  e diminui  $T_M$ .

Na prática os processos no ejetor (expansão do vapor motor no bocal, transferência de quantidade de movimento na zona de mistura e recuperação de pressão no difusor) são irreversíveis de modo que o COP efetivamente obtido resulta bastante inferior ao máximo. A esta desvantagem somam-se as dificuldades práticas do uso do ejetor assinaladas no item 3.9.8. No entanto, pelo baixo custo inicial, o ciclo com ejetor apresenta interesse em algumas situações específicas.

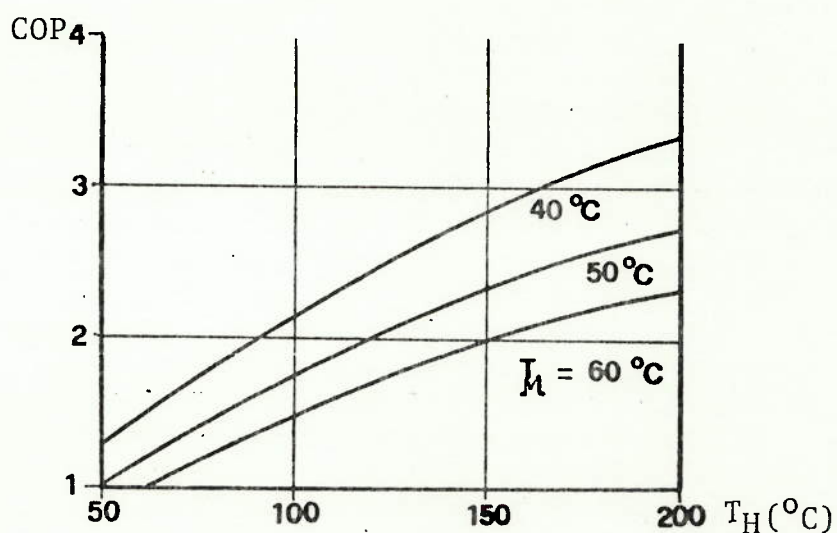


Figura 7 - COP dos ciclos tri-térmicos ( $T_L = 0^{\circ}C$ )



## 5 Ciclo de Absorção

O esquema de um ciclo de absorção convencional é mostrado na figura 8 . Este ciclo é constituído de 4 elementos básicos, evaporador, absorvedor, gerador e condensador. O ciclo opera em diferentes níveis de temperaturas. O nível de temperaturas menores corresponde ao evaporador e o das temperaturas maiores ao gerador. Condensador e absorvedor operam em temperaturas intermediárias ( nos ciclos de refrigeração elas são próximas entre si).

O calor recebido no evaporador provoca a evaporação do fluido refrigerante que é absorvido pela solução absorvedora. No absorvedor é liberado o calor de absorção. A solução já rica em refrigerante é bombeada para o gerador. Neste, graças ao calor recebido, obtém-se a vaporização, com a liberação de vapor do refrigerante a alta pressão que vai para o condensador. A solução obtida no gerador é mais pobre em refrigerante e, tendo regenerado a sua capacidade de absorção, retorna ao absorvedor.

Um trocador de calor entre absorvedor e gerador diminui as quantidades de calor requeridas por este último. Finalmente, no condensador, o calor retirado provoca a condensação do vapor refrigerante que retorna ao evaporador através da válvula de expansão. A pressão no absorvedor é praticamente igual a do evaporador e a pressão no condensador praticamente igual a do gerador. Observe-se que a solução constitui o meio de transporte do refrigerante do nível de baixa pressão para o de alta. Em geral, pode-se considerar que o efeito útil do ciclo de absor

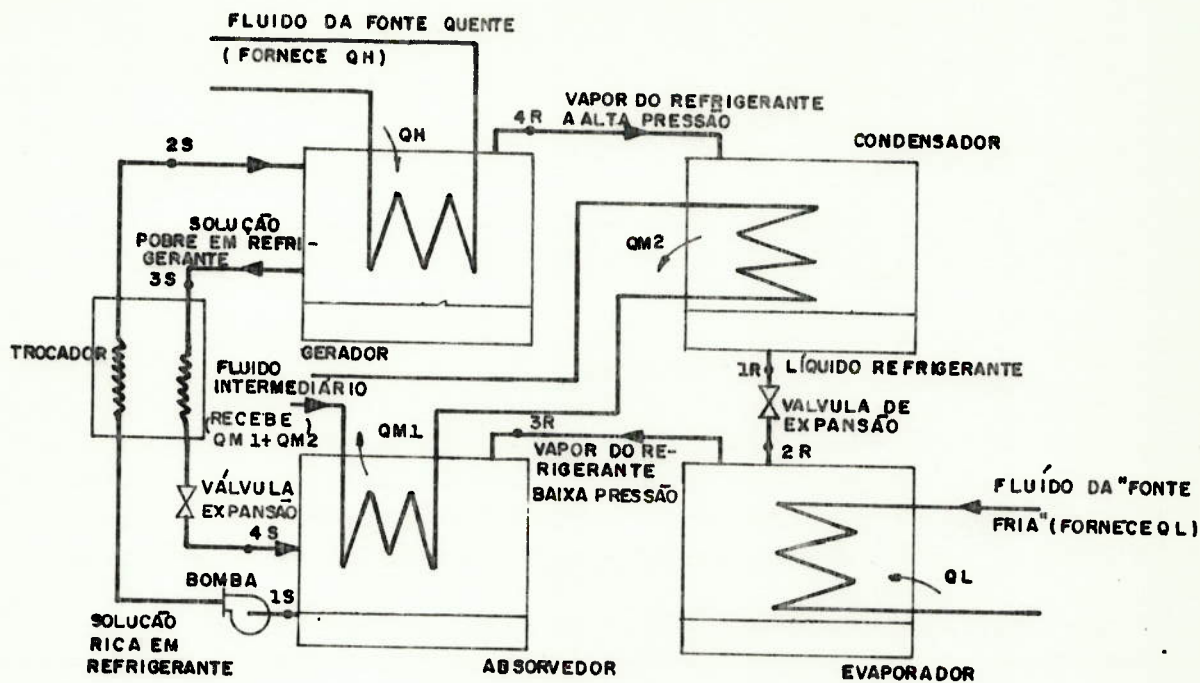


FIGURA : 8a

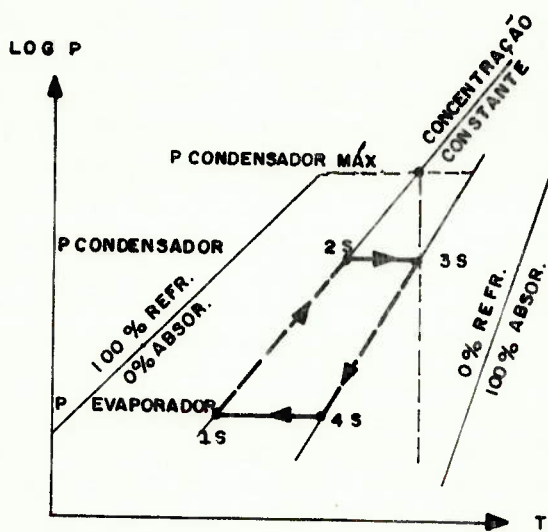


FIGURA : 8c

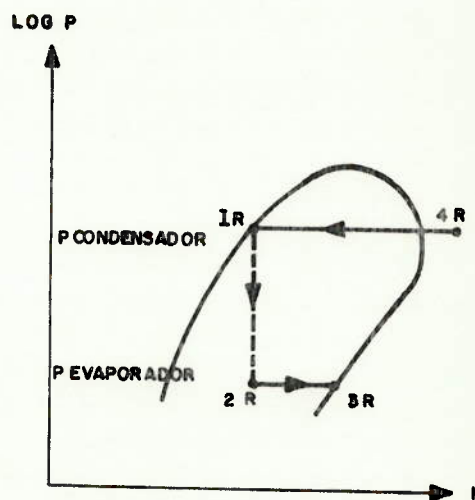


FIGURA : 8b

Figura 8 - Ciclo de Absorção

ção como bomba térmica é a soma das quantidades de calor liberadas no absorvedor e no condensador. O trabalho gasto na bomba é muito menor do que as quantidades de calor trocadas nos diversos elementos do ciclo.

As figuras 8b e c mostram as transformações termodinâmicas do refrigerante e da solução respectivamente. Observe-se que uma vez fixadas: pressão de evaporação, temperatura no absorvedor e temperatura no gerador, existe um valor de pressão máxima possível no condensador que corresponde à intersecção da linha de concentração constante 1s-2s com a temperatura constante  $t_{3s}$  no diagrama da figura 8c. Para comprovar a afirmação anterior basta verificar que, a medida que a pressão no condensador aumenta, as linhas 1s-2s e 3s-4s vão ficando cada vez mais próximas e ao atingir a pressão máxima elas seriam coincidentes implicando na impossibilidade de regeneração da solução. Inclusive, já nas pressões próximas à máxima as variações de concentração da solução, entre a entrada e a saída do absorvedor, seriam muito pequenas o que implica na necessidade de vazões muito elevadas de solução para manter as vazões de refrigerante. Nesse sentido para aumentar a pressão no condensador (e conseqüentemente elevar a temperatura do mesmo) seria necessário aumentar a temperatura do gerador ou diminuir a temperatura do absorvedor. Mas, na prática, nenhuma dessas opções é interessante já que a primeira implicaria na necessidade de dispor de um fluido de aquecimento a temperatura maior e a segunda na diminuição do nível de temperaturas de obtenção de  $Q_{M1}$  o que poderia fazer com que o efeito útil do ciclo passasse a ser unicamente a quantidade de calor  $Q_{M2}$ .

Se as temperaturas no absorvedor e condensador fossem próximas, o ciclo de absorção poderia ser considerado um ciclo tri-térmico e, nesse caso, as expressões (5) e (6) permitem verificar que o COP aumenta quando aumentam as temperaturas do gerador e do evaporador e diminuem as temperaturas do absorvedor e do condensador.

Na prática as irreversibilidades fazem com que o COP real seja bastante inferior ao teórico.

Outra limitação prática dos ciclos de absorção é a baixa disponibilidade de conjuntos de refrigerantes e soluções absorventes.

Esses conjuntos refrigerantes-absorventes devem atender a uma série de requisitos:

- . não devem formar fases sólidas nas condições de operação, considerando inclusive condições de eventuais transitórios;
- . as faixas de pressões de trabalho devem ser moderadas, pressões muito elevadas exigem maiores espessuras de paredes e pressões muito baixas implicam em elevados volumes específicos resultando em equipamentos volumosos;
- . o absorvente deve ter baixa volatilidade;
- . é importante que o absorvente tenha capacidade de incorporar grandes quantidades de refrigerante nas condições do absorvedor, nesse sentido é interessante que a solução no absorvedor tenha um desvio negativo em relação à lei Raoult; isto para que a quantidade de absorvente recirculado seja pequena e a parcela de calor recebido no gerador para aquecimento "sensível" da solução não seja muito significativa ;
- . é desejável que as viscosidades não sejam muito altas para



que os coeficientes de transferência de calor não resultem baixos;

- . além disso é conveniente que a entalpia de vaporização do refrigerante seja elevada, que ambos os fluidos sejam estáveis, seguros (não tóxicos e não inflamáveis) e não corrosivos.

A maioria dos ciclos de absorção comerciais, que são usados como máquinas de refrigeração, utiliza amônia como refrigerante e água como absorvente ou água como refrigerante e brometo de lítio ou cloreto de lítio como absorvente. Outros pares tais como: dióxido de enxofre-solventes orgânicos, amônia-solventes orgânicos ou hidrocarbonetos halogenados - solventes orgânicos apresentam possibilidades de utilização em ciclos de absorção. Alguns autores [Borel et alii(1981)] consideram que as bombas térmicas por ciclo de absorção apresentam um interesse relativo. Outros autores [Kew (1982)] consideram que o ciclo de absorção poderá constituir uma alternativa importante para bombas térmicas de alta temperatura. De qualquer maneira o desenvolvimento de conjuntos refrigerante-absorvente é de fundamental importância para o futuro do ciclo de absorção.

Uma alternativa bastante interessante é a utilização em conjunto de um sistema de compressão mecânica de vapor, com um ciclo de absorção, quando o compressor do primeiro é acionado por turbina a vapor e o vapor de contrapressão desta última constitui a fonte de aquecimento do gerador do ciclo de absorção. Este sistema é utilizado em algumas instalações de refrigeração e ar condicionado.



## 6 Transformador Térmico

O ciclo do transformador térmico ou ciclo de absorção inverso é mostrado na figura 9. Os elementos fundamentais e os processos em cada um deles coincidem basicamente com os do ciclo de absorção. A principal diferença é que, neste caso, a pressão no evaporador e no absorvedor é superior à pressão no condensador e gerador. Com isso, no absorvedor, onde é obtida a quantidade de calor que constitui o efeito útil do ciclo, tem-se o maior nível de temperatura.

Os estudos deste ciclo são bastante recentes e existem muito poucas referências bibliográficas a respeito. As suas possibilidades dependerão dos desenvolvimentos tecnológicos futuros.

## 7 Outros Ciclos

Além dos mencionados anteriormente existem outros tipos de ciclos que poderão ser utilizados em BTs, tais como: ciclo de resorção (que constitui uma modificação do ciclo de absorção), ciclo do tubo de ranque (que utiliza o efeito do "vortex tube" permitindo obter dois níveis de temperatura a partir de um fluxo único), adaptações do ciclo Stirling e outros ciclos que atualmente têm o seu uso restrito a sistemas de baixa temperatura como o ciclo Gifford-Mac Mahon e Gifford Longsworth. Por enquanto esses ciclos apresentam interesse limitado.

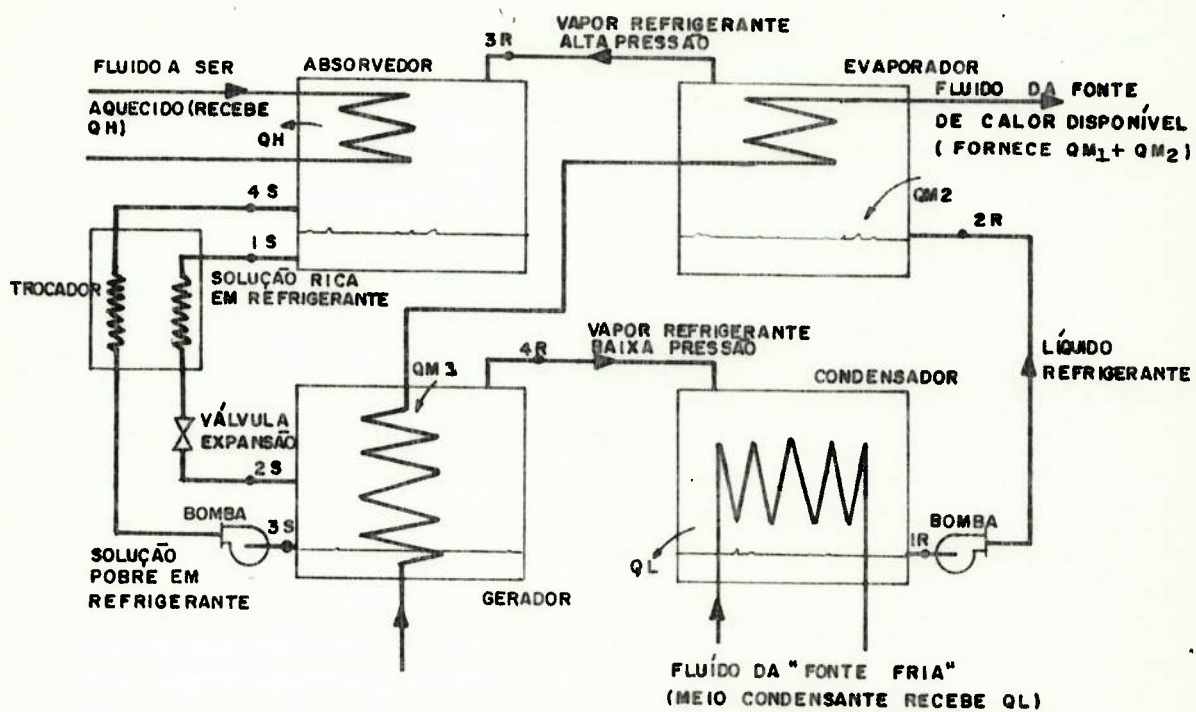


Figura 9a - Transformador térmico

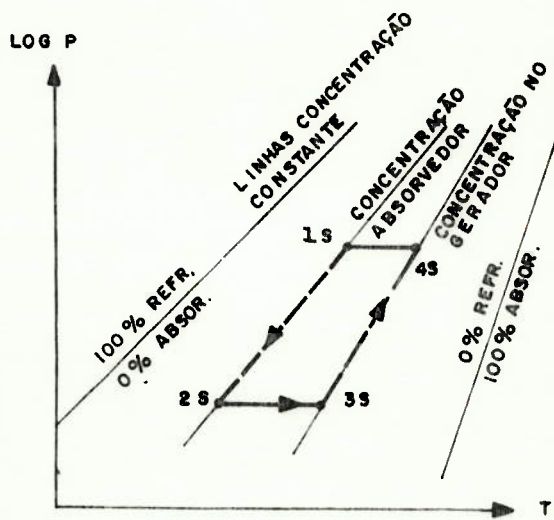


FIGURA : 9c

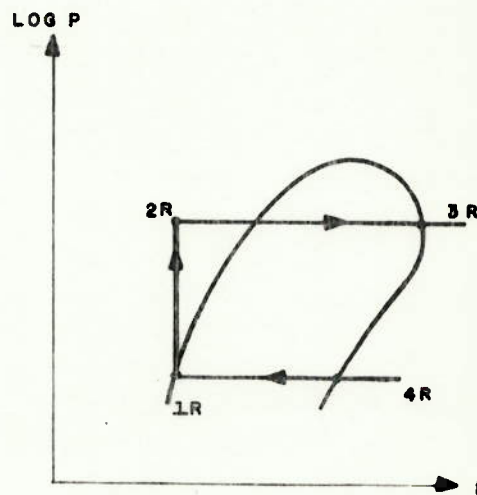


FIGURA : 9b

Figura 9 - Ciclo de Absorção inverso

Anexo ECálculo Numérico de Propriedades Termodinâmicas de Hidrocarbonetos Alogenados e Vapor d'Água1 Introdução

Os diagramas e as tabelas de vapor saturado e superaquecido e líquido comprimido do vapor d'água e, principalmente, dos hidrocarbonetos alogenados apresentam alguns inconvenientes de utilização. No caso das tabelas, a determinação das propriedades pode ser trabalhosa, exigindo, na maioria das vezes, interpolações. Os diagramas, embora sejam de utilização mais rápida, podem levar a níveis de imprecisão indesejáveis. Nesse sentido a elaboração de um programa para computador ou até mesmo para um microcomputador, com correlações suficientemente precisas que permitam a determinação das propriedades termodinâmicas dos fluidos mencionados, é de grande interesse prático. No caso dos ciclos de BT por compressão mecânica de vapor, um programa desse tipo permite o cálculo rápido de parâmetros tais como coeficiente de eficácia para um grande número de situações.

2 Correlações para o Cálculo de Propriedades Termodinâmicas

Para os hidrocarbonetos alogenados serão utilizadas as correlações apresentadas por Strahm e para o vapor d'água às sugeridas por Steltz.

## 2.1 Hidrocarbonetos Alogenados

### 2.1.1 Massa específica do líquido saturado

A menos do R21 e R113 a equação utilizada é:

$$d_L = A_L + B_L \left(1 - \frac{T}{T_C}\right)^{1/3} + C_L \left(1 - \frac{T}{T_C}\right)^{2/3} + D_L \left(1 - \frac{T}{T_C}\right) + E_L \left(1 - \frac{T}{T_C}\right)^{4/3} + F_L \left(1 - \frac{T}{T_C}\right)^{1/2} + G_L \left(1 - \frac{T}{T_C}\right)^2 \quad (1)$$

onde:

$d_L$  = massa específica do líquido saturado em libras/pé cúbico;

$T$  = temperatura absoluta corrigida em R, sendo  $T = t + Z$ , com

$t$  = temperatura em °F e  $Z$  constante dada pela tabela 1;

$T_C$  = temperatura crítica em R;

$A_L, B_L, C_L, D_L, E_L, F_L, G_L$  = constantes apresentadas na tabela 1.

Tabela 1 - Constantes para o cálculo da massa específica do lí-  
quido saturado de hidrocarbonetos alogenados.

Fluido	$\underline{A_L}$	$\underline{B_L}$	$\underline{C_L}$	$\underline{D_L}$	$\underline{E_L}$	$\underline{F_L}$	$\underline{G_L}$	$\frac{T_C}{R}$	$\underline{Z}$
11	34.84	57.63811	43.6322	-42.82356	36.70663	0	0	848.07	459.67
12	34.57	53.341187	0	18.69137	0	21.98396	-3.150994	693.3	459.7
13	36.06996	54.395124	0	8.512776	0	25.879906	9.589006	543.60	459.69
14	39.06	69.568489	4.5866114	36.1716662	-8.058986	0	0	409.50	
21*	116.37962	-0.03106808	-0.0000501	0	0	0	0	812.9	459.6
22	32.76	54.634409	36.74892	-22.2925657	20.4732886	0	0	664.50	459.69
23	32.7758	63.37784	-25.30533	144.16182	-106.1328	0	0	538.33	459.69
113*	122.872	-0.0128	0.0000636	0	0	0	0	877.0	459.6
114	36.32	61.146414	0	16.418015	0	17.476838	1.119828	753.95	459.69
500	31.00	43.562	74.709	-87.583	56.483	0	0	681.59	459.69
502	35.0	53.48437	63.86417	-70.08066	48.47901	0	0	639.56	459.67
C318	38.70	70.858318	23.609759	15.989182	-8.9243856	0	0	699.27	459.69

OBS.:

\* Para o R21 e R113 deve-se utilizar a equação:

$$d_L = A_L + B_L T + C_L T^2 \text{ em lugar da (1)}$$



### 2.1.2 Pressão de vapor

A menos do R23 a equação utilizada é:

$$\log p = A + \frac{B}{T} + C \log T + DT + E\left(\frac{F-T}{T}\right) \log(F-T) \quad (2)$$

onde:

p = pressão em psia,

T = temperatura absoluta corrigida em R, conforme definida na equação (1),

A, B, C, D, E, F : constantes apresentadas na tabela 2.

Tabela 2 - Constantes para o cálculo da pressão de vapor de hidrocarbonetos alogenados

Fluido	A	B	C	D	E	F	Z
11	42.14702865	-4344.343807	-12.84596753	$4.0083725 \times 10^{-3}$	0.0313605356	862.07	459.67
12	39.88381727	-3436.632228	-12.47152228	$4.73044244 \times 10^{-3}$	0	0	459.7
13	25.967975	-2709.538217	-7.17234391	$2.545154 \times 10^{-3}$	0.280301091	546.00	459.67
14	20.71545389	-2467.505285	-4.69017025	$6.4798076 \times 10^{-4}$	0.770707795	424	459.69
21	42.7908	-4261.34	-13.0295	$3.9851 \times 10^{-3}$	0	0	459.6
22	29.35754453	-3845.193152	-7.86103122	$2.1909390 \times 10^{-3}$	0.445746703	686.1	459.69
23*	328.90853	-7952.76913	-144.5142304	0.24211502	$-2.1280665 \times 10^{-4}$	$9.434955 \times 10^{-3}$	459.69
113	33.0655	-4330.98	-9.2635	$2.0539 \times 10^{-3}$	0	0	459.6
114	27.071306	-5113.7021	-6.3086761	$6.913003 \times 10^{-4}$	0.78142111	768.35	459.69
500	17.780935	-3422.69717	-3.63691	$5.0272207 \times 10^{-4}$	0.4629401	695.57	459.67
502	10.644955	-3671.153813	-0.369835	$-1.746352 \times 10^{-3}$	0.8161139	654	459.67
C318	15.63242	-4301.063	-2.128401	$-1.19759 \times 10^{-3}$	0.6625898	714	459.69

OBS.:

Para o R 23 deve-se utilizar a equação :

$$\log p = A + \frac{B}{T} + C \log T + DT + ET^2 + FT^3 \text{ em lugar da (2)}$$

## 2.1.3 Equação de estado para o vapor

Para todos os fluidos a equação utilizada é:

$$\begin{aligned}
 p = & \frac{RT}{v-b_1} + \frac{A_2 + B_2T + C_2e^{-KT/T_c}}{(v-b_1)^2} + \frac{A_3 + B_3T + C_3e^{-KT/T_c}}{(v-b_1)^3} + \\
 & + \frac{A_4 + B_4T + C_4e^{-KT/T_c}}{(v-b_1)^4} + \frac{A_5 + B_5T + C_5e^{-KT/T_c}}{(v-b_1)^5} + \\
 & + \frac{A_6 + B_6T + C_6e^{-KT/T_c}}{e^{\alpha v}(1 + C'e^{\alpha v})} \quad (3)
 \end{aligned}$$

onde:

$p$  = pressão psia,

$v$  = volume específico em libra/pé cúbico

$T$  = temperatura absoluta corrigida, conforme definida na equação (1),

$b_1, K, \alpha, C', A_j, B_j, C_j$ , com  $2 \leq j \leq 6$  = constantes apresentadas na tabela 3.

Tabela 3 - Constantes para a equação de estado para vapor de hidrocarbonetos alogenados.

	Fluido			
	<u>11</u>	<u>12</u>	<u>13</u>	<u>14</u>
R	0.078117	0.088734	0.102728	0.1219336
$b_1$	0.00190	0.0065093886	0.0048	0.0015
$A_2$	-3.126759	-3.40972713	-3.083417	-2.162959
$B_2$	$1.318523 \times 10^{-3}$	$1.59434848 \times 10^{-3}$	$2.341695 \times 10^{-3}$	$2.135114 \times 10^{-3}$
$C_2$	-35.76999	-56.7627671	-18.212643	-18.941131
$A_3$	-0.025341	0.0602394465	0.058854	$4.404057 \times 10^{-3}$
$B_3$	$4.875121 \times 10^{-5}$	$-1.87961843 \times 10^{-5}$	$-5.671268 \times 10^{-5}$	$1.282818 \times 10^{-5}$
$C_3$	1.220367	1.31139908	0.571958	0.539776
$A_4$	$1.687277 \times 10^{-3}$	$-5.4873701 \times 10^{-4}$	$-1.026061 \times 10^{-3}$	$1.921072 \times 10^{-4}$
$B_4$	$-1.805062 \times 10^{-6}$	0	$1.338679 \times 10^{-6}$	$-3.918263 \times 10^{-7}$
$C_4$	0	0	0	0
$A_5$	$-2.358930 \times 10^{-5}$	0	$5.290649 \times 10^{-6}$	$-4.481049 \times 10^{-6}$
$B_5$	$2.448303 \times 10^{-8}$	$3.468834 \times 10^{-9}$	$-7.395111 \times 10^{-9}$	$9.062318 \times 10^{-9}$
$C_5$	$-1.478379 \times 10^{-4}$	$-2.54390678 \times 10^{-5}$	$-3.874233 \times 10^{-5}$	$-4.836678 \times 10^{-5}$
$A_6$	$1.057504 \times 10^8$	0	$7.378601 \times 10^7$	$5.838823 \times 10^7$
$B_6$	$-9.472103 \times 10^4$	0	$-7.435565 \times 10^4$	$-9.263923 \times 10^4$
$C_6$	0	0	0	0
K	4.50	5.475	4.00	4.00
$\alpha$	580	0	625	661.199997
$C'$	0	0	0	0
$T_C$ R	848.07	693.3	543.60	409.50
Z	459.67	459.7	459.67	459.69

Tabela 3 - continuação

	<u>21</u>	<u>22</u>	<u>23</u>	<u>113</u>
R	0.10427	0.124098	0.15327	0.05728
$b_1$	0	0.002	0.00125	0
$A_2$	-7.316	-4.353547	-4.679499	-4.035
$B_2$	$4.6421 \times 10^{-3}$	$2.407252 \times 10^{-3}$	$3.472778 \times 10^{-3}$	$2.618 \times 10^{-3}$
$C_2$	0	-44.066868	-159.775232	0
$A_3$	-0.20382376	-0.017464	0.012475	-0.0214
$B_3$	$3.593 \times 10^{-4}$	$7.62789 \times 10^{-5}$	$7.733388 \times 10^{-5}$	$5.00 \times 10^{-5}$
$C_3$	0	1.483763	5.941212	0
$A_4$	0	$2.310142 \times 10^{-3}$	$2.068042 \times 10^{-3}$	0
$B_4$	0	$-3.605723 \times 10^{-6}$	$-3.684238 \times 10^{-6}$	0
$C_4$	0	0	0	0
$A_5$	0	$-3.724044 \times 10^{-5}$	$-3.868546 \times 10^{-5}$	0
$B_5$	0	$5.355465 \times 10^{-8}$	$6.455343 \times 10^{-8}$	0
$C_5$	0	$-1.845051 \times 10^{-4}$	$-7.394214 \times 10^{-4}$	0
$A_6$	0	$1.363387 \times 10^8$	$7.502357 \times 10^7$	0
$B_6$	0	$-1.672612 \times 10^5$	$-1.114202 \times 10^5$	0
$C_6$	0	0	0	0
K	0	4.2	5.50	0
$\alpha$	0	548.2	520.0	0
$C'$	0	0	0	0
$T_{CR}$	812.9	664.50	538.33	877.0
Z	459.69	459.69	459.69	459.69



Tabela 3 - continuação

	<u>114</u>	<u>500</u>	<u>502</u>
R	0.062780807	0.10805000	0.096125
b <sub>1</sub>	0.005914907	0.006034229	0.00167
A <sub>2</sub>	-2.3856704	-4.549888	-3.2613344
B <sub>2</sub>	1.0801207x10 <sup>-3</sup>	2.308415x10 <sup>-3</sup>	2.0576287x10 <sup>-3</sup>
C <sub>2</sub>	-6.5643648	-92.90748	-24.24879
A <sub>3</sub>	0.034055687	0.08660634	0.034866748
B <sub>3</sub>	-5.3336494x10 <sup>-6</sup>	-3.141665x10 <sup>-5</sup>	-8.6791313x10 <sup>-6</sup>
C <sub>3</sub>	0.16366057	2.742282	0.33274779
A <sub>4</sub>	-3.857481x10 <sup>-4</sup>	-8.726016x10 <sup>-4</sup>	-8.5765677x10 <sup>-4</sup>
B <sub>4</sub>	0	0	7.0240549x10 <sup>-7</sup>
C <sub>4</sub>	0	0	0.022412368
A <sub>5</sub>	1.6017659x10 <sup>-6</sup>	-1.375958x10 <sup>-6</sup>	8.8368967x10 <sup>-6</sup>
B <sub>5</sub>	6.2632341x10 <sup>-10</sup>	9.149570x10 <sup>-9</sup>	-7.9168095x10 <sup>-9</sup>
C <sub>5</sub>	-1.0165314x10 <sup>-5</sup>	-2.102661x10 <sup>-4</sup>	-3.7167231x10 <sup>-4</sup>
A <sub>6</sub>	0	0	-3.8257766x10 <sup>7</sup>
B <sub>6</sub>	0	0	5.5816094x10 <sup>4</sup>
C <sub>6</sub>	0	0	1.5378377x10 <sup>9</sup>
K	3.0	5.475	4.2
α	0	0	609
C'	0	0	7x10 <sup>-7</sup>
T <sub>C</sub> R	753.95	681.59	639.56
Z	459.69	459.69	459.67

## 2.1.4 Entalpia de vaporização

Para todos os fluidos a equação utilizada é:

$$h_{\ell v} = JT(v_v - v_\ell) \left[ p(\ln 10) \left( -\frac{B}{T^2} + \frac{C}{T \ln 10} + D - E \left( \frac{\log e}{T} + \frac{F \log(F-T)}{T^2} \right) \right) \right] \quad (4)$$

onde:

$h_{\ell v}$  = entalpia de vaporização em BTU/lb,

$J$  = 0,185053,

$v_v$  = volume específico do vapor saturado em pé cúbico/lb,

$v_\ell$  = idem do líquido saturado,

$T$  = temperatura absoluta corrigida em R, conforme definida na equação (1),

$\log e$  = 0,4342944819,

$\ln 10$  = 2,302585093,

B,C,D,E,F = constantes apresentadas na tabela 2.

## 2.1.5 Entalpia específica do vapor

$$\begin{aligned} h = & aT + \frac{bT^2}{2} + \frac{cT^3}{3} + \frac{dT^4}{4} - \frac{f}{T} + Jpv + J \left\{ \frac{A_2}{(v-b_1)} + \right. \\ & + \frac{A_3}{2(v-b_1)^2} + \frac{A_4}{3(v-b_1)^3} + \frac{A_5}{4(v-b_1)^4} + \frac{A_6}{\alpha} \left[ \frac{1}{e^{\alpha v}} - \right. \\ & \left. \left. C'(\ln 10) \log \left( 1 + \frac{1}{C'e^{\alpha v}} \right) \right] \right\} + J e^{-KT/T_c} \left( 1 + \frac{KT}{T_c} \right) \left[ -\frac{C_2}{(v-b_1)} + \right. \\ & + \frac{C_3}{2(v-b_1)^2} + \frac{C_4}{3(v-b_1)^3} + \frac{C_5}{4(v-b_1)^4} + \frac{C_6}{\alpha e^{\alpha v}} - \\ & \left. \frac{C_6 C'(\ln 10)}{\alpha} \log \left( 1 + \frac{1}{C'e^{\alpha v}} \right) \right] + X \quad (5) \end{aligned}$$

onde:

$h$  = entalpia específica do vapor em BTU/lb,

$T$  = temperatura absoluta corrigida em R, conforme definida na equação (1),

$v$  = volume específico do vapor em pé cúbico/lb,

$p$  = pressão em psia,

$J = 0,185053,$

$a, b, c, d, f$  = constantes apresentadas na tabela 4,

demais símbolos correspondem às constantes apresentadas na tabela 3,

$X$  = constante apresentada na tabela 5.

Tabela 4 - Constantes para o cálculo da entalpia específica de vapor de hidrocarbonetos alogenados

Fluido	a	b	c	d	f	Z
11	0.023815	$2.798823 \times 10^{-4}$	$-2.123734 \times 10^{-7}$	$5.999018 \times 10^{-11}$	-336.80703	459.67
12	$8.0945 \times 10^{-3}$	$3.32662 \times 10^{-4}$	$-2.413896 \times 10^{-7}$	$6.72363 \times 10^{-11}$	0	459.7
13	0.01602	$2.823 \times 10^{-4}$	$-1.159 \times 10^{-7}$	0	0	459.69
14	0.0300559282	$2.3704335 \times 10^{-4}$	$-2.85660077 \times 10^{-8}$	$-2.95338805 \times 10^{-11}$	0	
21	0.0427	$1.40 \times 10^{-4}$	0	0	0	459.6
22	0.02812836	$2.255408 \times 10^{-4}$	$-6.509607 \times 10^{-8}$	0	257.341	459.69
23	0.07628087	$-7.561805 \times 10^{-5}$	$3.9065696 \times 10^{-7}$	$-2.454905 \times 10^{-10}$	r	459.69
113	0.07963	$1.159 \times 10^{-4}$	0	0	0	459.6
114	0.0175	$3.49 \times 10^{-4}$	$-1.67 \times 10^{-7}$	0	0	459.69
500	0.026803537	$2.8373408 \times 10^{-4}$	$-9.7167893 \times 10^{-8}$	0	0	459.69
502	0.020419	$2.996802 \times 10^{-4}$	$-1.409043 \times 10^{-7}$	$2.210861 \times 10^{-11}$	0	459.67
C318	0.0225178157	$3.69907814 \times 10^{-4}$	$-1.64842522 \times 10^{-7}$	$2.152780846 \times 10^{-11}$	0	459.69

## 2.1.6 Entropia específica do vapor

$$\begin{aligned}
s = & a(\ln 10) \log T + bT + \frac{cT^2}{2} + \frac{dT^3}{3} - \frac{f}{2T^2} + JR(\ln 10) \log(v-b_1) - \\
& - J \left\{ \frac{B_2}{(v-b_1)} + \frac{B_3}{2(v-b_1)^2} + \frac{B_4}{3(v-b_1)^3} + \frac{B_5}{4(v-b_1)^4} + \right. \\
& + \left. \frac{B_6}{\alpha} \left[ \frac{1}{e^{\alpha v}} - C' (\ln 10) \log \left( 1 + \frac{1}{C' e^{\alpha v}} \right) \right] \right\} + \frac{JKe^{-KT/T_c}}{T_c} \left[ \frac{C_2}{(v-b_1)} + \right. \\
& + \frac{C_3}{2(v-b_1)^2} + \frac{C_4}{3(v-b_1)^3} + \frac{C_5}{4(v-b_1)^4} + \frac{C_6}{\alpha e^{\alpha v}} - \\
& \left. \frac{C_6 C' (\ln 10)}{\alpha} \left( 1 + \frac{1}{C' e^{\alpha v}} \right) \right] + Y \tag{6}
\end{aligned}$$

onde:

$s$  = entropia específica do vapor em BTU/lbR

$J, p, v$  e  $T$  conforme definido para a equação (5),

demais símbolos correspondem às constantes apresentadas nas tabelas anteriores,

$Y$  = constante apresentada na tabela 5.

## 2.1.7 Estados de referência

Os parâmetros  $X$  e  $Y$  que aparecem nas fórmulas para o cálculo de  $h$  e  $s$ , equações (5) e (6) respectivamente, têm a finalidade de ajustarem os valores dessas propriedades em função do estado de referência escolhido. Nos estados de referência correspondem, para os hidrocarbonetos alogenados valores nulos de  $h$  e  $s$ .

A tabela 5 apresenta os valores  $X$  e  $Y$  para os diferentes fluidos indicando os estados de referência e ainda estados para os quais as correlações (5) e (6) fornecem resultados



absolutamente exatos.

Tabela 5 - Valores dos parâmetros Xe Y

Fluido	X	Y	Estado de referência onde $h=s=0$	Estado para correlação exata
11	35,9176332557	-0,123972099197	líq.sat.a 0°C	vapor sat.a 160°F
12	24,0564855765	-0,50443897646	"	"
13	2,9795555837	-9,518584064069x10 <sup>-2</sup>	"	vapor sat.a 32°F
14	88,111214553	0,366924076906	sól.sat. a 0K	vapor sat. a -100°F
21	57,026582744	-0,151504489658	líq.sat. a 0°C	vapor sat. a 160°F
22	43,2318343362	-0,08715636106	"	"
23	16,7544833959	-0,308723474224	"	vapor sat. a 32°F
113	10,236240273	-0,43796952262	"	vapor sat. a 160°F
114	9,7983015428	-0,149220612337	"	"
500	28,85176128888	-0,12860796606	"	"
502	18,4699884148	-0,111419942336	"	vapor sat. a 110°F
C318	-4,1787589579	-0,204143817441	"	vapor sat. a 160°F

## 2.2 Vapor d'água

### 2.2.1 Entalpia, entropia e equação de estado do vapor

$$h = \{ [p(A - 2\tau\alpha(1 + \beta)) + \lambda_1\mu_1 + \lambda_2\mu_2 + \lambda_3\mu_3]Q + L\tau^{-1} + M\tau^{-2}/2 - N \ln \tau + W + h' \} U \quad (7)$$

$$s = \{ - [R \ln p + \tau^2 \gamma p + (-\lambda_1 + B_0^2 \tau^2 \delta) \tau \mu_1 + (-\lambda_2 + B_0^4 \epsilon \tau^{-1}) \tau \mu_2 - (\lambda_3 + B_0^{13} \tau^{-1} \rho) \tau \mu_3] Q - L \ln \tau + M \tau^{-1} - N \tau + S' \} V + \Delta s \quad (8)$$

$$v = \frac{R}{p\tau} + B_0 + B_0^2 \tau^2 \delta p + B_0^4 (\tau p)^3 \epsilon - B_0^{13} (\tau p)^{12} p \quad (9)$$

onde:

$p$  = pressão em atmosferas absolutas,

$h$  = entalpia específica em BTU/lb,

$s$  = entropia específica em BTU/lb R,

$T$  = temperatura em °C, a ser (utilizada no cálculo de  $\tau$ ),

$v$  = volume específico em pés cúbicos/lb,

$\Delta s = -0,00018 + 0,0000363 \ln (p/14,696)$ ,

os valores correspondentes aos demais símbolos são obtidos das relações a seguir.

$$\begin{aligned}
\rho &= J - K(10^3\tau)^{24} \\
B_0 &= A - \tau\alpha \\
\mu_1 &= P^2/2 \\
\mu_2 &= (\tau P)^4/4 \\
\mu_3 &= (\tau P)^{13}/13 \\
\lambda_1 &= B_0^2\tau^2(3\delta - F\tau) - \delta\tau^2 2B_0\gamma \\
\lambda_2 &= B_0^4\tau^{-1}(4\epsilon - 2H\tau^2) - \epsilon 4B_0^2\gamma \\
\lambda_3 &= -B_0^{13}\tau^{-1}[13\rho - 24K(10^3\tau)^{24}] + \rho 13B_0^{12}\gamma \\
\tau &= (K' + T)^{-1} \\
\alpha &= BC^D\tau^2 \\
\beta &= D(\ln C)\tau^2 \\
\gamma &= \alpha[1 + 2\beta] \\
\delta &= E - F\tau \\
\epsilon &= G - H\tau^2 \\
A &= 1.89 \\
B &= 2641.62 \\
C &= 10 \\
D &= 80370 \\
E &= 82.546 \\
F &= 1.6246 \times 10^5 \\
G &= 0.21828 \\
H &= 1.2697 \times 10^5 \\
J &= 3.635 \times 10^{-4} \\
K &= 6.768 \times 10^{-8} \\
L &= 1.4720 \\
M &= 7.5566 \times 10^{-4} \\
N &= 47.8365 \\
Q &= 0.101325 \\
R &= 4.55504 \\
U &= 0.43 \\
V &= 0.2388888 \\
W &= -698.65 \\
Y &= 0.0160185 \\
C_1 &= 14.6959 \\
\ln C &= 2.30258509 \\
h' &= 2502.36 \\
K' &= 273.16 \\
S' &= -1.48847
\end{aligned}$$

### 2.2.2 Temperatura de saturação (equilíbrio líquido-vapor) em função da pressão

a) Para  $0,2 \leq p < 450$

onde:

$p$  = pressão em psia

utiliza-se a equação:

$$t = \sum_{i=0}^8 A_i \ln(10p)^i, \quad (10)$$

onde:

$t$  = temperatura em °F,

$$A_0 = 35,157890,$$

$$A_1 = 24,592588,$$

$$A_2 = 2,1182069,$$

$$A_3 = -0,34144740,$$

$$A_4 = 0,15741642,$$

$$A_5 = -0,031329585,$$

$$A_6 = 0,0038658282,$$

$$A_7 = -0,00024901784,$$

$$A_8 = 0,0000068401559.$$

b) Para  $450 \leq p < 3206$ , tem-se:

$$t = \sum_{i=0}^5 B_i (\ln p)^i, \quad (11)$$

onde:

$$B_0 = 11545,164,$$

$$B_1 = -8386,0182,$$

$$B_2 = 2477,7661,$$

$$\begin{aligned}
 B_3 &= -363,44271, \\
 B_4 &= 26,690978, \\
 B_5 &= -0,78073813.
 \end{aligned}$$

### 2.2.3 Pressão de saturação (equilíbrio líquido-vapor) em função da temperatura

a) Para  $50 \leq t < 200$ ,

onde:

$t$  = temperatura em  $^{\circ}\text{F}$ ,

utiliza-se a equação:

$$\log\left(\frac{p_c}{p}\right) = \frac{x}{T_K} \left( \frac{A + Bx + Cx^3}{1 + Dx} \right), \quad (12)$$

onde:

$p$  = pressão em atmosferas,

$p_c = 218,167$  ata (pressão crítica),

$T_K$  = temperatura absoluta em K,

$x = T_c - T_K$ ,

$T_c = 647,27$  K (temperatura crítica absoluta).

$A = 3,2437814$ ,

$B = 5,86826 \times 10^{-3}$ ,

$C = 1,1702379 \times 10^{-8}$ ,

$D = 2,1878462 \times 10^{-3}$ .

b) Para  $200 \leq t \leq 705$ , tem-se:



$$\log \left( \frac{pc}{p} \right) = \frac{x}{T_K} \left( \frac{A + Bx + Cx^3 + Ex^4}{1 + Dx} \right), \quad (13)$$

onde:

$$A = 3,3463130,$$

$$B = 4,14113 \times 10^{-2},$$

$$C = 7,515484 \times 10^{-9},$$

$$D = 1,3794481 \times 10^{-2},$$

$$E = 6,56444 \times 10^{-11}.$$

#### 2.2.4 Entalpia específica do líquido saturado

$$h_\ell = \sum_{i=0}^5 A_i (t)^i, \quad (14)$$

onde:

$h_\ell$  = entalpia específica em BTU/lb,

$t$  = temperatura em °F,

para  $50 \leq t < 360$ :

$$A_0 = -3,2179105 \times 10,$$

$$A_1 = 1,0088084,$$

$$A_2 = -1,1516996 \times 10^{-4},$$

$$A_3 = 4,8553836 \times 10^{-7},$$

$$A_4 = -7,3618778 \times 10^{-10},$$

$$A_5 = 9,6350315 \times 10^{-12}.$$

para  $360 \leq t \leq 600$ :

$$A_0 = -9,0411706 \times 10^2,$$

$$A_1 = 1,0673802 \times 10,$$

$$A_2 = -4,2753836 \times 10^{-2},$$

$$A_3 = 9,41244 \times 10^{-3},$$

$$A_4 = -1,0315357 \times 10^{-7},$$

$$A_5 = 4,560246 \times 10^{-11}.$$

### 3 Resultados Obtidos

Com as correlações anteriores foram elaboradas diversas subrotinas, no nosso caso, para um microcomputador HP-85 equipado com módulo "ROM" de programação avançada (Advanced Programming ROM) e com módulo de expansão de capacidade de memória para 32 "k bytes".

Essas subrotinas podem ser acionadas através de um programa principal. A seguir são apresentados os resultados obtidos com três programas principais; a saber:

- . cálculo de ciclos de BT;
- . análise da influência do subresfriamento de líquido na saída do condensador de BT que opera com R114;
- . análise da influência do superaquecimento de vapor na sucção do compressor da BT que opera com R114.

Aparentemente, as correlações anteriores apresentam, na faixa de valores correspondentes aos parâmetros de operação de BT, erros muito pequenos em relação aos valores obtidos de tabelas termodinâmicas.

No entanto, a determinação precisa das faixas de erro e dos domínios de validade das diferentes equações exigiria um estudo mais profundo.

#### 3.1 Cálculo de Ciclos de BT por Compressão de Vapor

Foram pesquisados os principais parâmetros de ciclos de BT por compressão de vapor para diferentes fluidos e diferentes temperaturas de evaporação e condensação, conforme listagens a seguir. Nessas listagens as informações de cada coluna são:

- . primeira coluna "Tcon": temperatura de condensação em °C;
- . segunda coluna " $\Delta T$ ": diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação;
- . terceira coluna "COP": coeficiente de eficácia;
- . quarta coluna " $T_1, T_2$ ": quando o valor é maior que a temperatura de condensação, corresponde à temperatura máxima do ciclo após a compressão isoentrópica; quando o valor é menor do que a temperatura de condensação, corresponde à temperatura na sucção do compressor que incorpora o superaquecimento mínimo para evitar condensação na compressão isoentrópica (nesse caso a temperatura máxima coincide com a de condensação)
- . quinta coluna "Rp": relação entre as pressões de condensação e evaporação;
- . sexta coluna "Vsuc": vazão em volume na sucção do compressor em  $m^3/h$  para um calor trocado no condensador de 1.000 kcal/h.

Deve-se assinalar, ainda, que considerou-se ciclos ideais, sem subresfriamento de líquido nem superaquecimento de vapor (a menos do necessário para evitar condensação na compressão isoentrópica).







H<sub>2</sub>O

Con	ΔT	COP	η	T <sub>2</sub>	Rp	Value
100	10	1.00	0.00	100	1.00	100
100	20	0.95	0.05	100	1.00	100
100	30	0.90	0.10	100	1.00	100
100	40	0.85	0.15	100	1.00	100
100	50	0.80	0.20	100	1.00	100
100	60	0.75	0.25	100	1.00	100
100	70	0.70	0.30	100	1.00	100
100	80	0.65	0.35	100	1.00	100
100	90	0.60	0.40	100	1.00	100
100	100	0.55	0.45	100	1.00	100
100	110	0.50	0.50	100	1.00	100
100	120	0.45	0.55	100	1.00	100
100	130	0.40	0.60	100	1.00	100
100	140	0.35	0.65	100	1.00	100
100	150	0.30	0.70	100	1.00	100
100	160	0.25	0.75	100	1.00	100
100	170	0.20	0.80	100	1.00	100
100	180	0.15	0.85	100	1.00	100
100	190	0.10	0.90	100	1.00	100
100	200	0.05	0.95	100	1.00	100
100	210	0.00	1.00	100	1.00	100
100	220	0.00	1.00	100	1.00	100
100	230	0.00	1.00	100	1.00	100
100	240	0.00	1.00	100	1.00	100
100	250	0.00	1.00	100	1.00	100
100	260	0.00	1.00	100	1.00	100
100	270	0.00	1.00	100	1.00	100
100	280	0.00	1.00	100	1.00	100
100	290	0.00	1.00	100	1.00	100
100	300	0.00	1.00	100	1.00	100
100	310	0.00	1.00	100	1.00	100
100	320	0.00	1.00	100	1.00	100
100	330	0.00	1.00	100	1.00	100
100	340	0.00	1.00	100	1.00	100
100	350	0.00	1.00	100	1.00	100
100	360	0.00	1.00	100	1.00	100
100	370	0.00	1.00	100	1.00	100
100	380	0.00	1.00	100	1.00	100
100	390	0.00	1.00	100	1.00	100
100	400	0.00	1.00	100	1.00	100
100	410	0.00	1.00	100	1.00	100
100	420	0.00	1.00	100	1.00	100
100	430	0.00	1.00	100	1.00	100
100	440	0.00	1.00	100	1.00	100
100	450	0.00	1.00	100	1.00	100
100	460	0.00	1.00	100	1.00	100
100	470	0.00	1.00	100	1.00	100
100	480	0.00	1.00	100	1.00	100
100	490	0.00	1.00	100	1.00	100
100	500	0.00	1.00	100	1.00	100
100	510	0.00	1.00	100	1.00	100
100	520	0.00	1.00	100	1.00	100
100	530	0.00	1.00	100	1.00	100
100	540	0.00	1.00	100	1.00	100
100	550	0.00	1.00	100	1.00	100
100	560	0.00	1.00	100	1.00	100
100	570	0.00	1.00	100	1.00	100
100	580	0.00	1.00	100	1.00	100
100	590	0.00	1.00	100	1.00	100
100	600	0.00	1.00	100	1.00	100
100	610	0.00	1.00	100	1.00	100
100	620	0.00	1.00	100	1.00	100
100	630	0.00	1.00	100	1.00	100
100	640	0.00	1.00	100	1.00	100
100	650	0.00	1.00	100	1.00	100
100	660	0.00	1.00	100	1.00	100
100	670	0.00	1.00	100	1.00	100
100	680	0.00	1.00	100	1.00	100
100	690	0.00	1.00	100	1.00	100
100	700	0.00	1.00	100	1.00	100
100	710	0.00	1.00	100	1.00	100
100	720	0.00	1.00	100	1.00	100
100	730	0.00	1.00	100	1.00	100
100	740	0.00	1.00	100	1.00	100
100	750	0.00	1.00	100	1.00	100
100	760	0.00	1.00	100	1.00	100
100	770	0.00	1.00	100	1.00	100
100	780	0.00	1.00	100	1.00	100
100	790	0.00	1.00	100	1.00	100
100	800	0.00	1.00	100	1.00	100
100	810	0.00	1.00	100	1.00	100
100	820	0.00	1.00	100	1.00	100
100	830	0.00	1.00	100	1.00	100
100	840	0.00	1.00	100	1.00	100
100	850	0.00	1.00	100	1.00	100
100	860	0.00	1.00	100	1.00	100
100	870	0.00	1.00	100	1.00	100
100	880	0.00	1.00	100	1.00	100
100	890	0.00	1.00	100	1.00	100
100	900	0.00	1.00	100	1.00	100
100	910	0.00	1.00	100	1.00	100
100	920	0.00	1.00	100	1.00	100
100	930	0.00	1.00	100	1.00	100
100	940	0.00	1.00	100	1.00	100
100	950	0.00	1.00	100	1.00	100
100	960	0.00	1.00	100	1.00	100
100	970	0.00	1.00	100	1.00	100
100	980	0.00	1.00	100	1.00	100
100	990	0.00	1.00	100	1.00	100
100	1000	0.00	1.00	100	1.00	100

7  
8

6  
5  
6

H<sub>2</sub>O (continuação)

Temperatura (°C)	Densidade (g/cm <sup>3</sup> )	Volume (cm <sup>3</sup> )	Massa (g)
0	0,9998425	1000	999,8425
1	0,9998870	1000	999,8870
2	0,9999315	1000	999,9315
3	0,9999760	1000	999,9760
4	1,0000205	1000	1000,0205
5	1,0000650	1000	1000,0650
6	1,0001095	1000	1000,1095
7	1,0001540	1000	1000,1540
8	1,0001985	1000	1000,1985
9	1,0002430	1000	1000,2430
10	1,0002875	1000	1000,2875
11	1,0003320	1000	1000,3320
12	1,0003765	1000	1000,3765
13	1,0004210	1000	1000,4210
14	1,0004655	1000	1000,4655
15	1,0005100	1000	1000,5100
16	1,0005545	1000	1000,5545
17	1,0005990	1000	1000,5990
18	1,0006435	1000	1000,6435
19	1,0006880	1000	1000,6880
20	1,0007325	1000	1000,7325
21	1,0007770	1000	1000,7770
22	1,0008215	1000	1000,8215
23	1,0008660	1000	1000,8660
24	1,0009105	1000	1000,9105
25	1,0009550	1000	1000,9550
26	1,0009995	1000	1001,0000
27	1,0010440	1000	1001,0445
28	1,0010885	1000	1001,0890
29	1,0011330	1000	1001,1335
30	1,0011775	1000	1001,1780
31	1,0012220	1000	1001,2225
32	1,0012665	1000	1001,2670
33	1,0013110	1000	1001,3115
34	1,0013555	1000	1001,3560
35	1,0014000	1000	1001,4005
36	1,0014445	1000	1001,4450
37	1,0014890	1000	1001,4895
38	1,0015335	1000	1001,5340
39	1,0015780	1000	1001,5785
40	1,0016225	1000	1001,6230
41	1,0016670	1000	1001,6675
42	1,0017115	1000	1001,7120
43	1,0017560	1000	1001,7565
44	1,0018005	1000	1001,8010
45	1,0018450	1000	1001,8455
46	1,0018895	1000	1001,8900
47	1,0019340	1000	1001,9345
48	1,0019785	1000	1001,9790
49	1,0020230	1000	1002,0235
50	1,0020675	1000	1002,0680
51	1,0021120	1000	1002,1125
52	1,0021565	1000	1002,1570
53	1,0022010	1000	1002,2015
54	1,0022455	1000	1002,2460
55	1,0022900	1000	1002,2905
56	1,0023345	1000	1002,3350
57	1,0023790	1000	1002,3795
58	1,0024235	1000	1002,4240
59	1,0024680	1000	1002,4685
60	1,0025125	1000	1002,5130
61	1,0025570	1000	1002,5575
62	1,0026015	1000	1002,6020
63	1,0026460	1000	1002,6465
64	1,0026905	1000	1002,6910
65	1,0027350	1000	1002,7355
66	1,0027795	1000	1002,7800
67	1,0028240	1000	1002,8245
68	1,0028685	1000	1002,8690
69	1,0029130	1000	1002,9135
70	1,0029575	1000	1002,9580
71	1,0030020	1000	1003,0025
72	1,0030465	1000	1003,0470
73	1,0030910	1000	1003,0915
74	1,0031355	1000	1003,1360
75	1,0031800	1000	1003,1805
76	1,0032245	1000	1003,2250
77	1,0032690	1000	1003,2695
78	1,0033135	1000	1003,3140
79	1,0033580	1000	1003,3585
80	1,0034025	1000	1003,4030
81	1,0034470	1000	1003,4475
82	1,0034915	1000	1003,4920
83	1,0035360	1000	1003,5365
84	1,0035805	1000	1003,5810
85	1,0036250	1000	1003,6255
86	1,0036695	1000	1003,6700
87	1,0037140	1000	1003,7145
88	1,0037585	1000	1003,7590
89	1,0038030	1000	1003,8035
90	1,0038475	1000	1003,8480
91	1,0038920	1000	1003,8925
92	1,0039365	1000	1003,9370
93	1,0039810	1000	1003,9815
94	1,0040255	1000	1004,0260
95	1,0040700	1000	1004,0705
96	1,0041145	1000	1004,1150
97	1,0041590	1000	1004,1595
98	1,0042035	1000	1004,2040
99	1,0042480	1000	1004,2485
100	1,0042925	1000	1004,2930

R 11

1980 1981 1982 1983 1984 1985 1986 1987 1988 1989 1990 1991 1992 1993 1994 1995 1996 1997 1998 1999 2000 2001 2002 2003 2004 2005 2006 2007 2008 2009 2010 2011 2012 2013 2014 2015 2016 2017 2018 2019 2020 2021 2022 2023 2024 2025 2026 2027 2028 2029 2030 2031 2032 2033 2034 2035 2036 2037 2038 2039 2040 2041 2042 2043 2044 2045 2046 2047 2048 2049 2050 2051 2052 2053 2054 2055 2056 2057 2058 2059 2060 2061 2062 2063 2064 2065 2066 2067 2068 2069 2070 2071 2072 2073 2074 2075 2076 2077 2078 2079 2080 2081 2082 2083 2084 2085 2086 2087 2088 2089 2090 2091 2092 2093 2094 2095 2096 2097 2098 2099 2100

R 11 (continuação)

RELAÇÃO DE	COMPRES	NO
1104	1500	45
1104	2000	34
1104	2500	24
1104	3000	14
1104	3500	4
1104	4000	0
1104	4500	0
1104	5000	0
1104	5500	0
1104	6000	0
1104	6500	0
1104	7000	0
1104	7500	0
1104	8000	0
1104	8500	0
1104	9000	0
1104	9500	0
1104	10000	0
1104	10500	0
1104	11000	0
1104	11500	0
1104	12000	0
1104	12500	0
1104	13000	0
1104	13500	0
1104	14000	0
1104	14500	0
1104	15000	0
1104	15500	0
1104	16000	0
1104	16500	0
1104	17000	0
1104	17500	0
1104	18000	0
1104	18500	0
1104	19000	0
1104	19500	0
1104	20000	0
1104	20500	0
1104	21000	0
1104	21500	0
1104	22000	0
1104	22500	0
1104	23000	0
1104	23500	0
1104	24000	0
1104	24500	0
1104	25000	0
1104	25500	0
1104	26000	0
1104	26500	0
1104	27000	0
1104	27500	0
1104	28000	0
1104	28500	0
1104	29000	0
1104	29500	0
1104	30000	0
1104	30500	0
1104	31000	0
1104	31500	0
1104	32000	0
1104	32500	0
1104	33000	0
1104	33500	0
1104	34000	0
1104	34500	0
1104	35000	0
1104	35500	0
1104	36000	0
1104	36500	0
1104	37000	0
1104	37500	0
1104	38000	0
1104	38500	0
1104	39000	0
1104	39500	0
1104	40000	0
1104	40500	0
1104	41000	0
1104	41500	0
1104	42000	0
1104	42500	0
1104	43000	0
1104	43500	0
1104	44000	0
1104	44500	0
1104	45000	0
1104	45500	0
1104	46000	0
1104	46500	0
1104	47000	0
1104	47500	0
1104	48000	0
1104	48500	0
1104	49000	0
1104	49500	0
1104	50000	0
1104	50500	0
1104	51000	0
1104	51500	0
1104	52000	0
1104	52500	0
1104	53000	0
1104	53500	0
1104	54000	0
1104	54500	0
1104	55000	0
1104	55500	0
1104	56000	0
1104	56500	0
1104	57000	0
1104	57500	0
1104	58000	0
1104	58500	0
1104	59000	0
1104	59500	0
1104	60000	0
1104	60500	0
1104	61000	0
1104	61500	0
1104	62000	0
1104	62500	0
1104	63000	0
1104	63500	0
1104	64000	0
1104	64500	0
1104	65000	0
1104	65500	0
1104	66000	0
1104	66500	0
1104	67000	0
1104	67500	0
1104	68000	0
1104	68500	0
1104	69000	0
1104	69500	0
1104	70000	0
1104	70500	0
1104	71000	0
1104	71500	0
1104	72000	0
1104	72500	0
1104	73000	0
1104	73500	0
1104	74000	0
1104	74500	0
1104	75000	0
1104	75500	0
1104	76000	0
1104	76500	0
1104	77000	0
1104	77500	0
1104	78000	0
1104	78500	0
1104	79000	0
1104	79500	0
1104	80000	0
1104	80500	0
1104	81000	0
1104	81500	0
1104	82000	0
1104	82500	0
1104	83000	0
1104	83500	0
1104	84000	0
1104	84500	0
1104	85000	0
1104	85500	0
1104	86000	0
1104	86500	0
1104	87000	0
1104	87500	0
1104	88000	0
1104	88500	0
1104	89000	0
1104	89500	0
1104	90000	0
1104	90500	0
1104	91000	0
1104	91500	0
1104	92000	0
1104	92500	0
1104	93000	0
1104	93500	0
1104	94000	0
1104	94500	0
1104	95000	0
1104	95500	0
1104	96000	0
1104	96500	0
1104	97000	0
1104	97500	0
1104	98000	0
1104	98500	0
1104	99000	0
1104	99500	0
1104	100000	0

R 11 (continuação)

1600	1601	1602	1603	1604	1605	1606	1607	1608	1609	1610	1611	1612	1613	1614	1615	1616	1617	1618	1619	1620	1621	1622	1623	1624	1625	1626	1627	1628	1629	1630	1631	1632	1633	1634	1635	1636	1637	1638	1639	1640	1641	1642	1643	1644	1645	1646	1647	1648	1649	1650	1651	1652	1653	1654	1655	1656	1657	1658	1659	1660	1661	1662	1663	1664	1665	1666	1667	1668	1669	1670	1671	1672	1673	1674	1675	1676	1677	1678	1679	1680	1681	1682	1683	1684	1685	1686	1687	1688	1689	1690	1691	1692	1693	1694	1695	1696	1697	1698	1699	1700	1701	1702	1703	1704	1705	1706	1707	1708	1709	1710	1711	1712	1713	1714	1715	1716	1717	1718	1719	1720	1721	1722	1723	1724	1725	1726	1727	1728	1729	1730	1731	1732	1733	1734	1735	1736	1737	1738	1739	1740	1741	1742	1743	1744	1745	1746	1747	1748	1749	1750	1751	1752	1753	1754	1755	1756	1757	1758	1759	1760	1761	1762	1763	1764	1765	1766	1767	1768	1769	1770	1771	1772	1773	1774	1775	1776	1777	1778	1779	1780	1781	1782	1783	1784	1785	1786	1787	1788	1789	1790	1791	1792	1793	1794	1795	1796	1797	1798	1799	1800	1801	1802	1803	1804	1805	1806	1807	1808	1809	1810	1811	1812	1813	1814	1815	1816	1817	1818	1819	1820	1821	1822	1823	1824	1825	1826	1827	1828	1829	1830	1831	1832	1833	1834	1835	1836	1837	1838	1839	1840	1841	1842	1843	1844	1845	1846	1847	1848	1849	1850	1851	1852	1853	1854	1855	1856	1857	1858	1859	1860	1861	1862	1863	1864	1865	1866	1867	1868	1869	1870	1871	1872	1873	1874	1875	1876	1877	1878	1879	1880	1881	1882	1883	1884	1885	1886	1887	1888	1889	1890	1891	1892	1893	1894	1895	1896	1897	1898	1899	1900	1901	1902	1903	1904	1905	1906	1907	1908	1909	1910	1911	1912	1913	1914	1915	1916	1917	1918	1919	1920	1921	1922	1923	1924	1925	1926	1927	1928	1929	1930	1931	1932	1933	1934	1935	1936	1937	1938	1939	1940	1941	1942	1943	1944	1945	1946	1947	1948	1949	1950	1951	1952	1953	1954	1955	1956	1957	1958	1959	1960	1961	1962	1963	1964	1965	1966	1967	1968	1969	1970	1971	1972	1973	1974	1975	1976	1977	1978	1979	1980	1981	1982	1983	1984	1985	1986	1987	1988	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000
------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------



R 113

COP 471.128			
Time	Temp (°C)	Pressure (kPa)	Flow (m³/h)
20	10	10	10
25	10	10	10
30	10	10	10
35	10	10	10
40	10	10	10
45	10	10	10
50	10	10	10
55	10	10	10
60	10	10	10
65	10	10	10
70	10	10	10
75	10	10	10
80	10	10	10
85	10	10	10
90	10	10	10
95	10	10	10
100	10	10	10
105	10	10	10
110	10	10	10
115	10	10	10
120	10	10	10
125	10	10	10
130	10	10	10
135	10	10	10
140	10	10	10
145	10	10	10
150	10	10	10
155	10	10	10
160	10	10	10
165	10	10	10
170	10	10	10
175	10	10	10
180	10	10	10
185	10	10	10
190	10	10	10
195	10	10	10
200	10	10	10

R 113 (continuação)

10 58 2 : 7 2

R 113 (continuação)

### 3.2 Análise da Influência do Subresfriamento de Líquido

Foi pesquisado para o R114 o efeito do subresfriamento do líquido na saída do condensador, para diferentes temperaturas de evaporação. Alguns resultados são mostrados nas listagens a seguir.

O significado das diferentes colunas coincide com o do item 3.1. Para cada situação é indicado o superaquecimento mínimo necessário para evitar condensação na compressão isotrópica.

SUPERQUECIMENTO=2.903797949500

SUBRESUMEN=1000

\*\*\*\*\*  
Tecn# AT# COP % T2 # R#  
C#(C) # (-) # (C) # (-) #  
\*\*\*\*\*  
90# 10730 74 80 0#1.26#  
047790427056

SUPERQUECIMENTO=2.903797949500

SUBRESUMEN=1000

\*\*\*\*\*  
Tecn# AT# COP % T2 # R#  
C#(C) # (-) # (C) # (-) #  
\*\*\*\*\*  
90# 10730 46 80 0#1.26#  
09326118276

SUPERQUECIMENTO=2.903797949500

SUBRESUMEN=1000

\*\*\*\*\*  
Tecn# AT# COP % T2 # R#  
C#(C) # (-) # (C) # (-) #  
\*\*\*\*\*  
90# 10730 100 80 0#1.26#  
0410000700

SUPERQUECIMENTO=2.903797949500

SUBRESUMEN=1000

\*\*\*\*\*  
Tecn# AT# COP % T2 # R#  
C#(C) # (-) # (C) # (-) #  
\*\*\*\*\*  
90# 10730 60 80 0#1.26#  
0410000700

SUPERQUECIMENTO=2.903797949500

SUBRESUMEN=1000

\*\*\*\*\*  
Tecn# AT# COP % T2 # R#  
C#(C) # (-) # (C) # (-) #  
\*\*\*\*\*  
90# 10735 60 80 0#1.26#  
0410000700



SUPERADUE TME- 5 313776319500

SUBRESFRIMIENTO=400

#####  
Tcon# AT# COP # T2 # R# # V#  
#(C)# (-) #+ (C)# (-)#(C)  
#####  
0# 20#15 70# 80 0#1.60# 1  
47730427055

OPERACIONES AT# 5 313776319500

SUBRESFRIMIENTO=400

#####  
Tcon# AT# COP # T2 # R# # V#  
#(C)# (-) #+ (C)# (-)#(C)  
#####  
0# 20#16 70# 80 0#1.60# 1  
09710119070

OPERACIONES AT# 5 313776319500

OPERACIONES AT# 5 313776319500

#####  
Tcon# AT# COP # T2 # R# # V#  
#(C)# (-) #+ (C)# (-)#(C)  
#####  
0# 20#16 70# 80 0#1.60# 1  
17641226713

OPERACIONES AT# 5 313776319500

SUBRESFRIMIENTO=400

#####  
Tcon# AT# COP # T2 # R# # V#  
#(C)# (-) #+ (C)# (-)#(C)  
#####  
0# 20#16 73# 80 0#1.60# 1  
17724369014

OPERACIONES AT# 5 313776319500

SUBRESFRIMIENTO=400

#####  
Tcon# AT# COP # T2 # R# # V#  
#(C)# (-) #+ (C)# (-)#(C)  
#####  
0# 20#17 07# 80 0#1.60# 1  
7157554218

SUPERADUECUMENTO=8.92099630670C

SUBRESFRIAMENTO=20C

```

#####
Tcond ΔT COP * T2 * Re * U
(C) (C) (-) *# (C) (-) *# (C)
#####
80 30 10 04 80 002 000 1
547790427056

```

SUPERADUECUMENTO=8.92099630670C

SUBRESFRIAMENTO=40C

```

#####
Tcond ΔT COP * T2 * Re * U
(C) (C) (-) *# (C) (-) *# (C)
#####
80 30 10.27 80 002 000 1
1.0726118276

```

SUPERADUECUMENTO=8.92099630670C

SUBRESFRIAMENTO=60C

```

#####
Tcond ΔT COP * T2 * Re * U
(C) (C) (-) *# (C) (-) *# (C)
#####
80 30 10 48 80 002 000 1
63641236713

```

SUPERADUECUMENTO=8.92099630670C

SUBRESFRIAMENTO=80C

```

#####
Tcond ΔT COP * T2 * Re * U
(C) (C) (-) *# (C) (-) *# (C)
#####
80 30 10 80 80 002 000 1
1.7771111111

```

SUPERADUECUMENTO=8.92099630670C

REFRIGERANTE=100C

```

#####
Tcond ΔT COP * T2 * Re * U
(C) (C) (-) *# (C) (-) *# (C)
#####
80 30 10 80 80 002 000 1
1.7771111111

```

REQUECIMIENTO=2 42582327840

EFFICIENCIA=200

```

*****
# ΔT# COP # T2 # Re # Vsuc
#(C)# (-) # # (C)# (-)#(M3/H
*****
10#33.20#100 0#1.23# 50
#0987140537

```

REQUECIMIENTO=2 42582327840

EFFICIENCIA=400

```

*****
# ΔT# COP # T2 # Re # Vsuc
#(C)# (-) # # (C)# (-)#(M3/H
*****
10#34.07#100 0#1.23# 50
#3965469973

```

REQUECIMIENTO=2 42582327840

EFFICIENCIA=600

```

*****
# ΔT# COP # T2 # Re # Vsuc
#(C)# (-) # # (C)# (-)#(M3/H
*****
10#34.93#100 0#1.23# 50
#600240757

```

REQUECIMIENTO=2 42582327840

EFFICIENCIA=800

```

*****
# ΔT# COP # T2 # Re # Vsuc
#(C)# (-) # # (C)# (-)#(M3/H
*****
10#35.79#100 0#1.23# 50
#27003053406

```

REQUECIMIENTO=2 42582327840

EFFICIENCIA=1000

```

*****
# ΔT# COP # T2 # Re # Vsuc
#(C)# (-) # # (C)# (-)#(M3/H
*****
10#36.65#100 0#1.23# 50
#2717389092

```

REFRIGERACIONTO=5 2129302695oC

RESFRIAMIENTO=2oC

```

*****
n# ΔT# COP # T2 # Re # Usp#
(C) (-) # (C) (-) # (M)
*****
100# 20#15.86#100.0#1.52#
270997140937

```

REFRIGERACIONTO=5 2129302695oC

RESFRIAMIENTO=4oC

```

*****
n# ΔT# COP # T2 # Re # Usp#
(C) (-) # (C) (-) # (M)
*****
100# 20#16.27#100.0#1.52#
13965460973

```

REFRIGERACIONTO=5 2129302695oC

RESFRIAMIENTO=6oC

```

*****
n# ΔT# COP # T2 # Re # Usp#
(C) (-) # (C) (-) # (M)
*****
100# 20#16.69#100.0#1.52#
10600240757

```

REFRIGERACIONTO=5 2129302695oC

RESFRIAMIENTO=8oC

```

*****
n# ΔT# COP # T2 # Re # Usp#
(C) (-) # (C) (-) # (M)
*****
100# 20#17.10#100.0#1.52#
27003057406

```

REFRIGERACIONTO=5 2129302695oC

RESFRIAMIENTO=10oC

```

*****
n# ΔT# COP # T2 # Re # Usp#
(C) (-) # (C) (-) # (M)
*****
100# 20#17.51#100.0#1.52#
2317332892

```

SUPERQUECIMENTO=8 1954238406C

SUBRESFRIAMENTO=20C

```

*****
con# ΔT# COP # T2 # Re # Va
(C)#(C)# (-) # (C)# (-)#(M)
*****
190# 30#10.11#100.0#1.91#
570987140537

```

SUPERQUECIMENTO=8 1954238406C

SUBRESFRIAMENTO=40C

```

*****
con# ΔT# COP # T2 # Re # Va
(C)#(C)# (-) # (C)# (-)#(M)
*****
1100# 30#10.38#100.0#1.91#
1-13965460973

```

SUPERQUECIMENTO=8 1954238406C

SUBRESFRIAMENTO=60C

```

*****
con# ΔT# COP # T2 # Re # Va
(C)#(C)# (-) # (C)# (-)#(M)
*****
90# 30#10.64#100.0#1.91#
29690240757

```

SUPERQUECIMENTO=8 1954238406C

SUBRESFRIAMENTO=80C

```

*****
con# ΔT# COP # T2 # Re # Va
(C)#(C)# (-) # (C)# (-)#(M)
*****
900# 30#10.90#100.0#1.91#
27003053406

```

SUPERQUECIMENTO=8 1954238406C

SUBRESFRIAMENTO=100C

```

*****
con# ΔT# COP # T2 # Re # Va
(C)#(C)# (-) # (C)# (-)#(M)
*****
90# 30#11.16#100.0#1.91#
171739892

```



SUPERQUECIMENTO=1.18545610

SUBRESFRIAMENTO=2oC

```

*****
Tcon# ΔT# COP # T2 # Re # Vel
(C)#(C)# (-) #* (C)# (-) #*
*****
120# 10#32.23#120.0#1.20#
1.94183854017

```

SUPERQUECIMENTO=1.18545610

SUBRESFRIAMENTO=4oC

```

*****
Tcon# ΔT# COP # T2 # Re # Vel
(C)#(C)# (-) #* (C)# (-) #*
*****
120# 10#33.30#120.0#1.20#
1.18604803669

```

SUPERQUECIMENTO=1.18545610

SUBRESFRIAMENTO=6oC

```

*****
Tcon# ΔT# COP # T2 # Re # Vel
(C)#(C)# (-) #* (C)# (-) #*
*****
120# 10#34.37#120.0#1.20#
1.77559254801

```

SUPERQUECIMENTO=1.18545610

SUBRESFRIAMENTO=8oC

```

*****
Tcon# ΔT# COP # T2 # Re # Vel
(C)#(C)# (-) #* (C)# (-) #*
*****
120# 10#35.44#120.0#1.20#
2.26281738798

```

SUPERQUECIMENTO=1.18545610

SUBRESFRIAMENTO=10oC

```

*****
Tcon# ΔT# COP # T2 # Re # Vel
(C)#(C)# (-) #* (C)# (-) #*
*****
120# 10#36.49#120.0#1.20#
2.741255661

```

SUPERQUECIMENTO=3.2002327350

SUBRESFRIAMENTO=2oC

```

#####
Tcon# ΔT# COP # T2 # Re #
(C)#(C)# (-) # (C)# (-)
#####
120# 20#15.30#120.0#1.46#
1.594183854017

```

SUPERQUECIMENTO=3.2002327350

SUBRESFRIAMENTO=4oC

```

#####
Tcon# ΔT# COP # T2 # Re #
(C)#(C)# (-) # (C)# (-)
#####
120# 20#15.81#120.0#1.46#
1.19604803669

```

SUPERQUECIMENTO=3.2002327350

SUBRESFRIAMENTO=6oC

```

#####
Tcon# ΔT# COP # T2 # Re #
(C)#(C)# (-) # (C)# (-)
#####
120# 20#16.32#120.0#1.46#
1.77559254801

```

SUPERQUECIMENTO=3.2002327350

SUBRESFRIAMENTO=8oC

```

#####
Tcon# ΔT# COP # T2 # Re #
(C)#(C)# (-) # (C)# (-)
#####
120# 20#16.83#120.0#1.46#
2.36281738798

```

SUPERQUECIMENTO=3.2002327350

SUBRESFRIAMENTO=10oC

```

#####
Tcon# ΔT# COP # T2 # Re #
(C)#(C)# (-) # (C)# (-)
#####
120# 20#17.33#120.0#1.46#
2.94772255661

```

SUPERARQUECIMENTO=5 7415414701oC

SUBRESFRIAMENTO=2oC

```

*****
Tcond ΔT COP # T2 # Rf # Vsuc
(C) (-) # (C) (-) (M3/H)
*****
120 30 9.71 120.0 1.79 .70
94183854017

```

SUPERARQUECIMENTO=5 7415414701oC

SUBRESFRIAMENTO=4oC

```

*****
ΔT COP # T2 # Rf # Vsuc
(C) (-) # (C) (-) (M3/H)
*****
120 30 10.03 120.0 1.79 .70
18004203669

```

SUPERARQUECIMENTO=5 7415414701oC

SUBRESFRIAMENTO=6oC

```

*****
Tcond ΔT COP # T2 # Rf # Vsuc
(C) (-) # (C) (-) (M3/H)
*****
120 30 10.35 120.0 1.79 .70
17509204801

```

SUPERARQUECIMENTO=5 7415414701oC

SUBRESFRIAMENTO=8oC

```

*****
ΔT COP # T2 # Rf # Vsuc
(C) (-) # (C) (-) (M3/H)
*****
120 30 10.67 120.0 1.79 .70
28381738798

```

SUPERARQUECIMENTO=5 7415414701oC

SUBRESFRIAMENTO=10oC

```

*****
ΔT COP # T2 # Rf # Vsuc
(C) (-) # (C) (-) (M3/H)
*****
120 30 10.99 120.0 1.79 .70
9477 55661

```

### 3.3 Análise da Influência do Superaquecimento do Vapor

Foi pesquisado para o R 114 o efeito do superaquecimento do vapor na sucção do compressor, para diferentes temperaturas de evaporação e condensação. Alguns resultados são mostrados nas listagens a seguir. O significado das diferentes colunas coincide com o do ítem 3.1.

PERAQUECIMENTO=7.903797949500

RESFRIAMENTO=000

```

*****
Cond ΔT# COP # T2 # Rp # Vsup
(C)(C) (-) # (C) (-) (M3/H)
*****
00# 10#32.10# 84.9#1.26# 1.77#

```

PERAQUECIMENTO=12.103797949500

RESFRIAMENTO=000

```

*****
Cond ΔT# COP # T2 # Rp # Vsup
(C)(C) (-) # (C) (-) (M3/H)
*****
00# 10#32.97# 89.9#1.26#

```

PERAQUECIMENTO=10.9137

RESFRIAMENTO=000

```

*****
Cond ΔT# COP # T2 # Rp # Vsup
(C)(C) (-) # (C) (-) (M3/H)
*****
00# 20#15.60# 84.9#1.60# 1.00#

```

PERAQUECIMENTO=13.9137763195

RESFRIAMENTO=000

```

*****
Cond ΔT# COP # T2 # Rp # Vsup
(C)(C) (-) # (C) (-) (M3/H)
*****
00# 20#15.84# 89.8#1.60# 1.00#

```



SUPERROQUECIMENTO=13 9209963067

TEMPERESFRRIAMENTO=0oC

```

*****
cond ΔT COP T2 Re Vsub
(C)(C) (-) # (C) (-) (M3)
*****
00 30 9.99 64.5 2.08 1.7

```

OPERARQUECIMENTO=18 920996306

TEMPERESFRRIAMENTO=0oC

```

*****
cond ΔT COP T2 Re Vsub
(C)(C) (-) # (C) (-) (M3)
*****
00 10 10.15 89.2 2.08 1.7

```

OPERARQUECIMENTO=7 4258232784

TEMPERESFRRIAMENTO=0oC

```

*****
cond ΔT COP T2 Re Vsub
(C)(C) (-) # (C) (-) (M3)
*****
00 10 32.91 104.8 1.23 1.7

```

OPERARQUECIMENTO=12 4258232784

TEMPERESFRRIAMENTO=0oC

```

*****
cond ΔT COP T2 Re Vsub
(C)(C) (-) # (C) (-) (M3)
*****
100 10 33.48 109.7 1.23 1.54

```

SUPERCALEFACCIÓN=10 2129302695

SUBREFRIGERACIÓN=0°C

```

*****
Tcond ΔT COP T2 Rf Vref
(C)(C) (-) # (C) (-) (M3)
*****
100 20 15.74 104.7 1.52

```

SUPERCALEFACCIÓN=15 2129302695

SUBREFRIGERACIÓN=0°C

```

*****
Tcond ΔT COP T2 Rf Vref
(C)(C) (-) # (C) (-) (M3)
*****
100 20 16.04 109.5 1.52

```

SUPERCALEFACCIÓN=13 1954238400

SUBREFRIGERACIÓN=0°C

```

*****
Tcond ΔT COP T2 Rf Vref
(C)(C) (-) # (C) (-) (M3)
*****
100 30 10.05 104.7 1.91

```

SUPERCALEFACCIÓN=18 1954238400

SUBREFRIGERACIÓN=0°C

```

*****
Tcond ΔT COP T2 Rf Vref
(C)(C) (-) # (C) (-) (M3)
*****
000 30 10.26 109.4 1.91

```

SUPERARQUECIMENTO=6.18545610

SUBRESFR IAMENTO=0oC

```

*****
Tcon# ΔT# COP # T2 # Re # Va
(C)#(C)# (-) #* (C)# (-)#(C)
*****
120# 10#31.85#124.6#1.20#

```

SUPERARQUECIMENTO=11.18545610

SUBRESFR IAMENTO=0oC

```

*****
Tcon# ΔT# COP # T2 # Re # Va
(C)#(C)# (-) #* (C)# (-)#(C)
*****
120# 10#32.53#129.3#1.20#

```

SUPERARQUECIMENTO=8.2002327

SUBRESFR IAMENTO=0oC

```

*****
Tcon# ΔT# COP # T2 # Re # Va
(C)#(C)# (-) #* (C)# (-)#(C)
*****
120# 20#15.16#124.4#1.46#

```

SUPERARQUECIMENTO=13.2002327

SUBRESFR IAMENTO=0oC

```

*****
Tcon# ΔT# COP # T2 # Re # Va
(C)#(C)# (-) #* (C)# (-)#(C)
*****
120# 20#15.53#128.9#1.46# 524

```

SUPERAQUECIMENTO=10.74154147oC

SUBRESFRIAMENTO=0oC

```

#####
Tcon# #AT# COP # T2 # R# # Vsuc
(C)#(C)# (-) # (C)# (-)#(M3/H)
#####
120# 30# 9.64#124.2#1.79# 685
#####

```

SUPERAQUECIMENTO=15.74154147oC

SUBRESFRIAMENTO=0oC

```

#####
Tcon# #AT# COP # T2 # R# # Vsuc
(C)#(C)# (-) # (C)# (-)#(M3/H)
#####
120# 30# 9.89#128.6#1.79# 663
#####

```

Anexo FInfluência do Gás nas Características dos Compressores Centrífugos

Neste apêndice inicialmente será feita uma análise teórica simplificada da influência das propriedades do gás nas características operacionais dos compressores centrífugos. Posteriormente será feito um exemplo de seleção, através das curvas de um fabricante, de dois compressores centrífugos, um para vapor d'água e outro para R<sub>114</sub>, que seriam, respectivamente, os compressores utilizados nos sistemas convencional e indireto de CMV aplicados ao conjunto de evaporação de 4 efeitos, conforme discutido no capítulo 5.

Inicialmente serão feitas diversas hipóteses de simplificação para avaliar, de forma qualitativa, a influência das propriedades do gás nas características operacionais de um compressor centrífugo.

As simplificações consideradas são:

- perdas por atrito desprezíveis;
- comportamento de gás ideal;
- compressão adiabática reversível;
- semelhança cinemática.

Indicando com os índices 1 e 2 as propriedades do gás na entrada e saída do rotor do compressor respectivamente, a expressão da primeira lei da termodinâmica, em regime permanente, para um volume de controle constituído pelo próprio rotor, resulta:



$$\bar{c}_p(T_2 - T_1) + \left( \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \right) = q_{12} - w_{12}, \quad (1)$$

onde:

$\bar{c}_p$  = calor específico médio a pressão constante  
entre as temperaturas  $T_1$  e  $T_2$ ;

$C$  = velocidade absoluta do vapor ou gás;

$q_{12}$  = calor trocado por unidade de massa, nulo pelas  
hipóteses anteriores;

$w_{12}$  = trabalho por unidade de massa entre os estados 1 e 2.

A equação (1) mostra que o trabalho fornecido pelo motor de acionamento (trabalho negativo) implica num aumento de entalpia e de energia cinética do gás ou vapor.

O trabalho por unidade de massa que circula pelo rotor pode ser obtido pela expressão de Euler:

$$w_{12} = u_1 C_{1u} - u_2 C_{2u}, \quad (2)$$

onde:

$u$  = velocidade periférica do rotor;

$C_{iu}$  = componente tangencial da velocidade absoluta  $C_i$ , ou projeção de  $C_i$  na direção de  $u_i$ .

Ao se considerar que um mesmo compressor pode operar com dois gases, A e B numa mesma velocidade de rotação resulta:

$$u_A = u_B, \quad (3)$$

em qualquer ponto do rotor e pela hipótese de semelhança dos triângulos de velocidades:

$$\frac{C_{1A}}{u_{1A}} = \frac{C_{1B}}{u_{1B}}, \quad (4)$$

onde:

$$C_{1A} = C_{1B}. \quad (5)$$

Esta última equação, permite verificar que, com as hipóteses anteriores, se a velocidade de rotação não muda, a vazão em volume do compressor será invariável mesmo que mude o gás a ser comprimido e/ou as condições de pressão e temperatura do mesmo.

Analogamente, tem-se:

$$C_{1uA} = C_{1uB}, \quad (6)$$

e:

$$C_{2uA} = C_{2uB}. \quad (7)$$

Das equações (2), (3), (6) e (7), tem-se:

$$w_{12A} = w_{12B}. \quad (8)$$

Considerando desprezíveis as variações nas propriedades do gás entre a saída do rotor e a entrada do estator e indicando, agora, com índice 2 e 3 as propriedades do gás na entrada e saída do difusor do estator do compressor, respectivamente; da primeira lei da termodinâmica em regime permanente, considerando as hipóteses anteriores, tem-se:

$$\bar{c}_p (T_3 - T_2) = \frac{C_2^2 - C_3^2}{2}. \quad (9)$$

Das equações (9) a (1) e considerando desprezíveis as variações

no calor específico a pressão constante, tem-se, para um estágio completo de compressão:

$$\bar{c}_p (T_3 - T_1) + \frac{C_3^2 - C_1^2}{2} = -w_{12}. \quad (10)$$

Da equação (8) e da semelhança cinemática, tem-se:

$$\bar{c}_{pA} (T_{3A} - T_{1A}) = \bar{c}_{pB} (T_{3B} - T_{1B}). \quad (11)$$

Como pelas hipóteses:

$$\frac{T_{3A}}{T_{1A}} = \left( \frac{P_{3A}}{P_{1A}} \right)^{\frac{k_a - 1}{k_a}} = r_{pA}^{\frac{k_a - 1}{k_a}}, \quad (12)$$

e:

$$\frac{T_{3B}}{T_{1B}} = \left( \frac{P_{3B}}{P_{1B}} \right)^{\frac{k_b - 1}{k_b}} = r_{pb}^{\frac{k_b - 1}{k_b}}, \quad (13)$$

onde:

$K$  = expoente das adiabáticas igual a relação entre os calores específicos a pressão e volume constante ( $k = \frac{c_p}{c_v}$ ).

Das três últimas expressões:

$$r_{pb} = \left[ 1 + \frac{\bar{c}_{pA} T_{1A}}{\bar{c}_{pB} T_{1A}} \left( r_{pA}^{\frac{k_A - 1}{k_A}} - 1 \right) \right]^{\frac{k_B}{k_B - 1}}. \quad (14)$$

Pela relação de Meyer:

$$R = \bar{c}_p - \bar{c}_v, \quad (15)$$

onde:

$R$  = constante do gás,

sendo:

$$R = \frac{R_M}{M}, \quad (16)$$

onde:

$R_M$  = constante universal dos gases,

$M$  = massa molar de gás.

Resulta:

$$\bar{c}_p = \frac{k}{k-1} \frac{R_M}{M} \quad (17)$$

Das equações (14) e (17):

$$r_{PB} = \left[ 1 + \frac{M_B}{M_A} \frac{k_A}{k_B} \frac{(k_B-1)}{(k_A-1)} \frac{T_{1A}}{T_{1B}} (r_{PA}^{k_A} - 1) \right]^{\frac{k_B}{k_B-1}} \quad (18)$$

A equação anterior permite achar a relação de pressões  $r_{PB}$  que um compressor centrífugo teria ao funcionar com o gás B em função: da relação de pressões com um outro gás ( $r_{PA}$ ); das propriedades dos dois gases ( $k$  e  $M$ ); das temperaturas de admissão de ambos e com a mesma velocidade de rotação.

A tabela 1 compara as relações de compressão que seriam esperadas num compressor centrífugo ao operar com R114 em função das relações obtidas com vapor d'água. Considerou-se que as temperaturas de admissão fossem iguais.

$r_P H_2O$	$r_P R114$
1,1	2,42
1,2	5,27
1,3	10,49
1,4	19,47
1,5	34,08

Tabela 1 - Comparação das relações de compressão que um mesmo compressor centrífugo, na mesma velocidade de rotação atingiria com vapor d'água e R114,  $M_{H_2O} = 18$ ,  $M_{R114} = 171$ ,  $k_{H_2O} = 1,29$ ,  $k_{R114} = 1,08$ .

Obviamente os resultados da tabela anterior servem apenas para mostrar um comportamento qualitativo, uma vez que as hipóteses feitas não são perfeitamente válidas.

Para exemplificar um caso real onde um compressor centrífugo para R114 pudesse ser utilizado, em lugar de um compressor de vapor d'água, considerou-se a aplicação de CMV ao sistema de evaporação de 4 efeitos para concentração de licor negro. O sistema convencional foi tratado no item 5.3.2, exigindo um compressor de vapor d'água com uma vazão em volume na sucção de aproximadamente  $95.878 \text{ m}^3/\text{h}$  (vapor saturado a  $80,9^\circ\text{C}$  e  $0,5 \text{ kgf/cm}^2$ ) e uma relação de pressões de 4,8. O SICMV, tratado no item 5.5, exigia um compressor de R114 com uma vazão em volume na sucção de aproximadamente  $21.328 \text{ m}^3/\text{h}$  (vapor a  $85,5^\circ\text{C}$  e  $8,44 \text{ kgf/cm}^2$ ) e uma relação de pressões de 2,73. A continuação, são incluídas, as curvas de seleção de uma família de compressores centrífugos, [Ingersoll - Rand] para exemplificar a escolha dos dois compressores anteriormente mencionados.

Observe-se que, para o vapor d'água, não existe, nessa família de compressores, um modelo capaz de atender às especificações indicadas; seria necessário um compressor de pelo menos 87" de diâmetro com mais de 9 estágios; já para o R<sub>114</sub> foi escolhido um compressor de 42" de diâmetro e apenas 2 estágios.



# Selection and Performance Calculation

By following the step-by-step procedure outlined in this section, it is possible quickly to select the multi-stage centrifugal compressor required for a given process, and determine its performance. The results obtained from this method, although not intended to constitute guaranteed performance, are adequate for preliminary investigations. A firm proposal to provide centrifugal compressors for a particular process should be obtained from an Ingersoll-Rand Sales Engineer. He can also furnish information about special compressor applications not covered in this bulletin.

A sample calculation sheet is shown on the next page. Compressor operating conditions dictated by the process and the properties of the gas to be compressed are shown at the top. The calculations proceed from Step 1 to Step 13 using compressor data obtained from Charts A through K on the following pages, and the given equations where necessary.

Extreme care should be used when calculating quantities to be sure that the units agree with those used in the given equations.

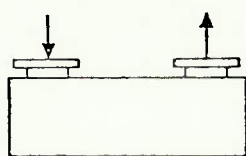
## INDEX OF CHARTS

**Table A**—Casing Selection . . . . .30  
**Chart B**—Polytropic Efficiency . . . . .32  
**Chart C**—Polytropic Coefficient . . . . .32  
**Chart D**—Head Factor ( $\beta$ ) . . . . .33  
**Chart E**—Max. Allowable Speed . . . . .32  
**Chart F**—Oper. Speed & No. of Stages . . . . .34  
**Chart G**—Temperature Ratio . . . . .34  
**Chart H**—Seal Horsepower . . . . .35  
**Chart J**—Labyrinth Horsepower . . . . .35  
**Chart K**—Bearing Horsepower . . . . .35

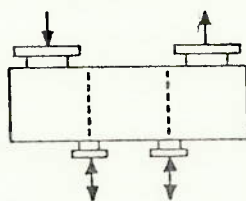
This calculation method is readily adaptable to the following compressor arrangements:

### Uncooled Compressor

Use Steps 1 through 13.

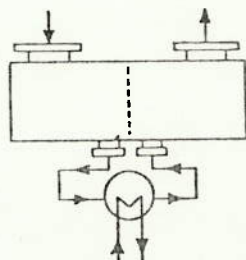


### Compressor With Side-Load Connections



Divide into sections as shown. Calculate as three units running at the same speed, using steps 1 through 10 for each unit; use steps 11, 12, and 13 only once.

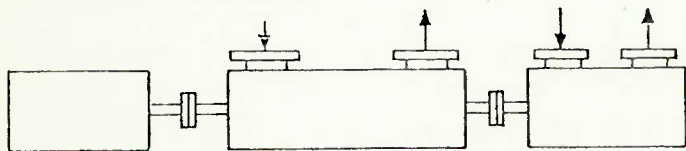
### Compressor With External Cooler



Divide into sections as shown. Calculate as two units running at the same speed, using steps 1 through 10 for each unit; use steps 11, 12, and 13 only once.

57,112 CFM

### Tandem Driven Compressors



Compressors must run at same speed; calculate each compressor using appropriate case above. (If gear is used between compressors, use proper compressor speed ratio.)

## Table A Casing Selection

Casing Size		Capacity		Max. Stages At Rated Speed*	Rated Speed (rpm)
(inches)	(mm)	(cfm)	(m <sup>3</sup> /min.)		
24	610	5400	153	9	10,000
33	838	7500	212	9	10,000
42	1070	12,000	339	9	7900
52	1320	23,000	651	8	7000
65	1650	30,000	850	7	5170
77	1950	42,000	1190	7	4650
87	2210	57,000	1610	7	3800
100	2540	75,000	2120	6	3320
112	2840	110,000	3120	6	3100
124	3150	140,000	3960	6	2865
140/124	3555/3150	200,000	5660	6	2865

\*NOTE: For each side stream or re-entry connection for more than 10% of flow, deduct one stage from maximum number of stages.

**INGERSOLL-RAND**

# Centrifugal Compressor Selection and Performance Calculation Sheet

Ref: \_\_\_\_\_

Date: \_\_\_\_\_

### Operating Conditions

Gas H<sub>2</sub>O  
 Inlet temperature  $T_1 = ^\circ\text{F} + 460 = \underline{(80,9^\circ\text{C})} = \underline{-637,6} \text{ } ^\circ\text{R}$   
 Inlet pressure  $P_1 = \underline{(0,5 \text{ kg/cm}^2)} = \underline{7,1} \text{ PSIA}$   
 Discharge pressure  $P_2 = \underline{(2,4 \text{ kg/cm}^2)} = \underline{34,1} \text{ PSIA}$   
 Pressure ratio  $P_2/P_1 = \underline{4,8}$   
 Gas weight flow  $W = \underline{(29045 \text{ kg/h})} = \underline{1067} \text{ LB/MIN}$   
 Inlet volume flow  $V = \frac{WRT_1Z_1}{144 \times P_1} = \underline{57,112} \text{ ICFM}$

### Gas Properties

Mole weight = 18  
 $R = 1545/\text{M.W.} = \underline{85,83}$   
 $K = C_p/C_v = C_p/C_p - 1.99 = \underline{1,33}$   
 $Z_1$  (inlet) ~ 1  
 $Z_2$  (discharge) ~ 1  
 $Z$  (average) ~ 1

### CALCULATIONS FOR UNCOOLED CENTRIFUGAL COMPRESSOR

- (1) Select casing size from Table A..... 100/87 in.
- (2) Determine polytropic efficiency from Chart B.....  $n_p = \underline{79,25} \%$
- (3) Determine polytropic coefficient from Chart C:.....  $\frac{n-1}{n} = \underline{0,32}$   
 Note:  $\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k} \left( \frac{1}{n_p} \right)$
- (4) Determine head factor from either Chart D<sub>1</sub> or D<sub>2</sub>:.....  $\beta = \underline{2,1}$   
 Note:  $\beta = \frac{n}{n-1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$
- (5) Calculate polytropic head required:.....  $H_p$  (Req) = 114.900 ft-lb/lb  
 Note:  $H_p$  (Req) =  $Z$  avg.  $RT_1 \beta$
- (6) Determine maximum allowable speed from Chart E:.....  $N$  Max. = 4.000 RPM (87 in)
- (7) Enter Chart F to find operating speed  $\rightarrow$  compressor inexistente = \_\_\_\_\_ RPM  
 ... and number of stages (evgenia maude gestagies) = \_\_\_\_\_ stgs
- (8) Calculate gas horsepower:..... GHP = \_\_\_\_\_ HP  
 Note:  $\text{GHP} = \frac{W \times H_p \text{ Req.}}{33,000 \times n_p}$
- (9) Determine uncooled temperature ratio from Chart G.....  $T_2/T_1 =$  \_\_\_\_\_  
 Note:  $T_2/T_1 = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$
- (10) Calculate uncooled discharge temperature:.....  $T_2 =$  \_\_\_\_\_  $^\circ\text{F}$   
 $T_2 \text{ } ^\circ\text{F} = T_1 \text{ } ^\circ\text{R} (T_2/T_1 \text{ from Step (9)}) - 460$
- (11) From pages 18-19, determine type seal to be used. Use either (A) or (B) below to determine seal HP loss.  
 (A) For oil type seals use Chart H: Seal HP loss = \_\_\_\_\_ HP  
 (B) For other than oil type seals use Chart J to determine % GHP required for leakage:  
 Seal HP loss = \_\_\_\_\_ % GHP (from Chart J)  $\times$  GHP = \_\_\_\_\_ HP
- (12) Determine horsepower required for bearings from Chart K:  
 Bearing HP loss = \_\_\_\_\_ HP
- (13) Calculate total brake horsepower required -- add:  
 Gas HP \_\_\_\_\_ Step (8)  
 Seal HP \_\_\_\_\_ Step (11-A) or (11-B)  
 Bearing HP \_\_\_\_\_ Step (12)  
 Balance piston HP \_\_\_\_\_ 1.5 % of GHP  
**TOTAL BRAKE HORSEPOWER REQ: \_\_\_\_\_ BHP**

**INGERSOLL-RAND**

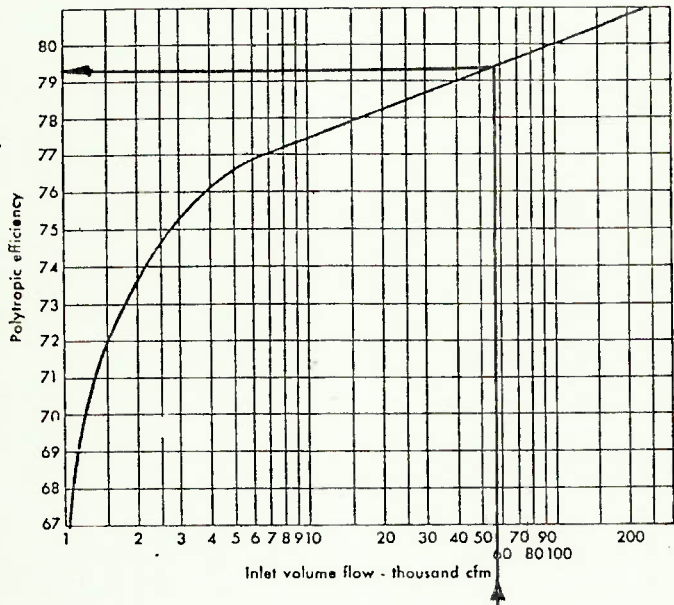
©Ingersoll-Rand Company 1965



### Chart B

#### Polytropic Efficiency versus Inlet Volume Flow

Enter chart with inlet volume flow to find polytropic efficiencies.

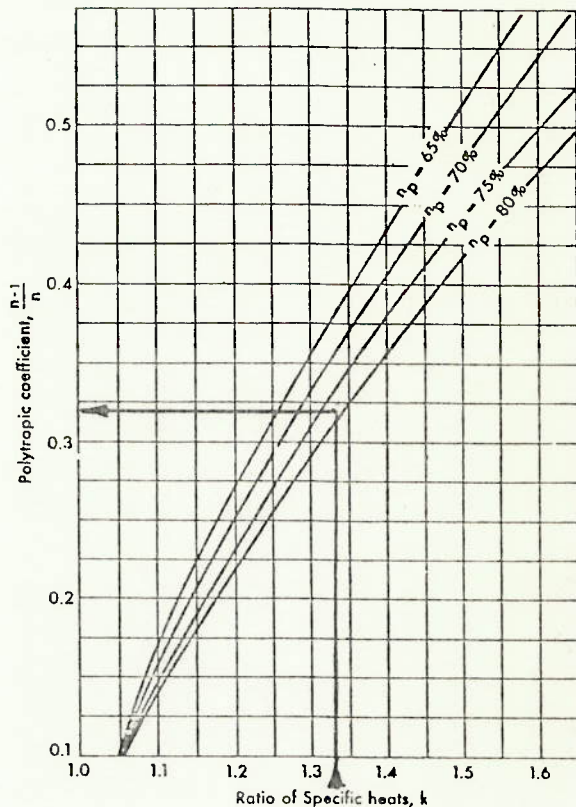


**INGERSOLL-RAND**

### Chart C

#### Polytropic Coefficient versus Ratio of Specific Heats

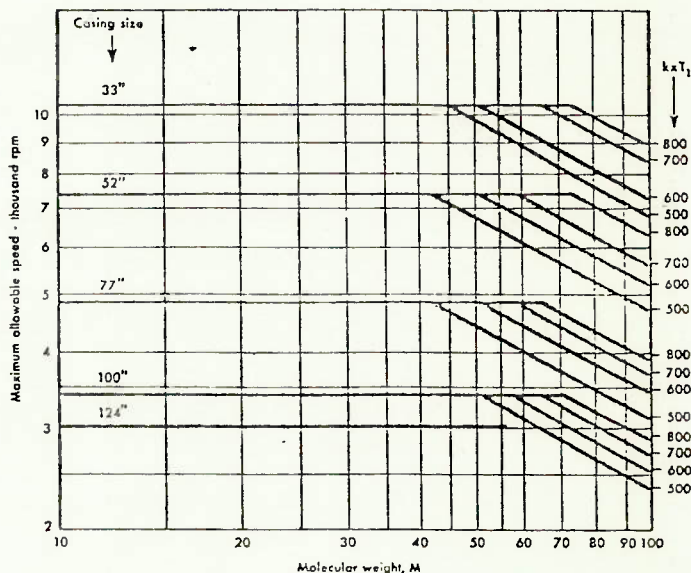
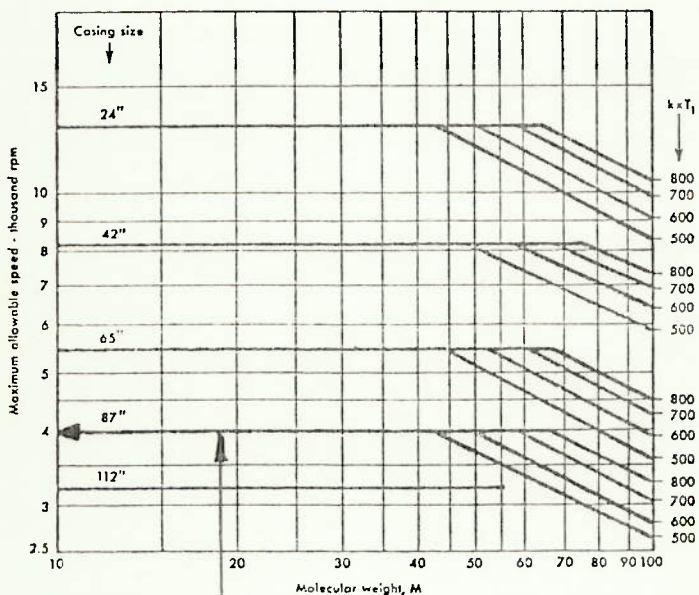
Enter chart with  $k$  and read polytropic coefficient from the proper curve. For values not shown, interpolate between the two closest curves.



### Chart E

#### Maximum Allowable Speed

Enter chart with molecular weight and read maximum allowable speed for applicable casing size.



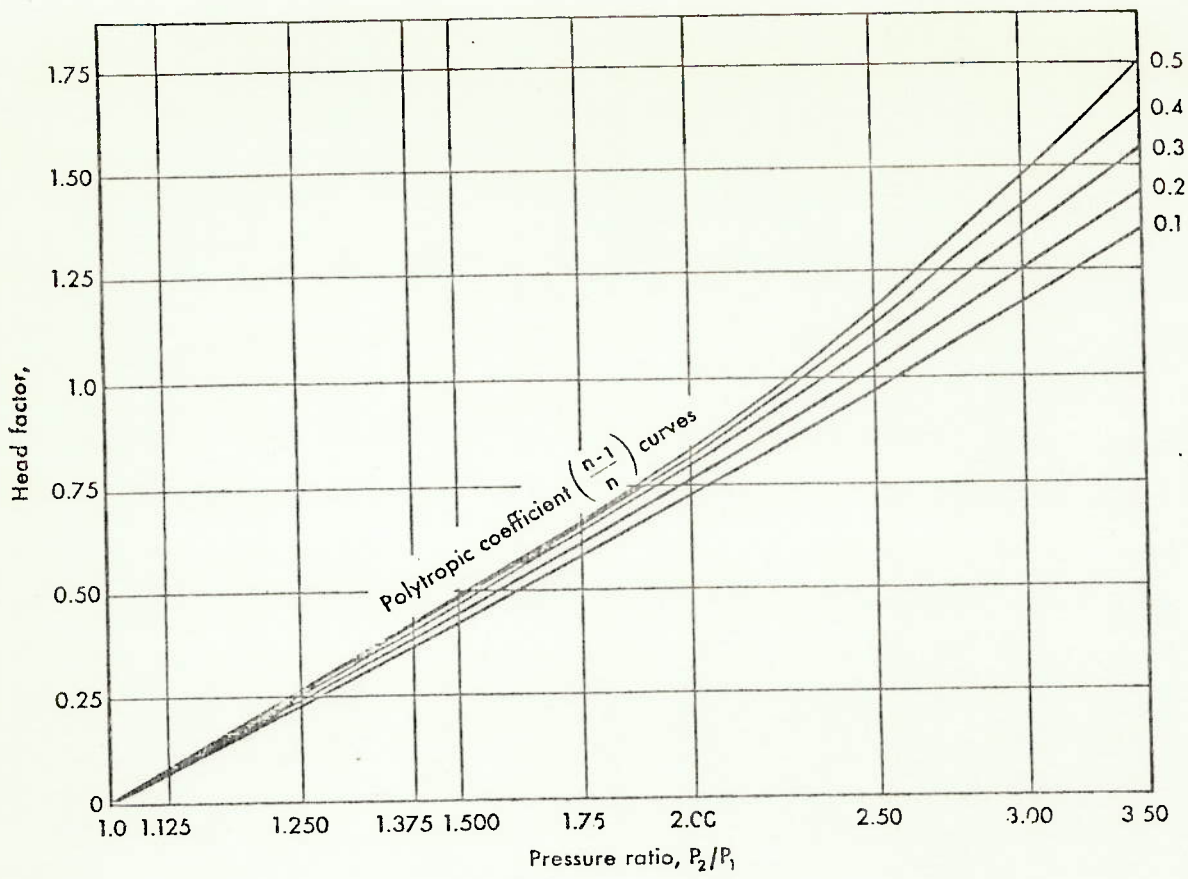
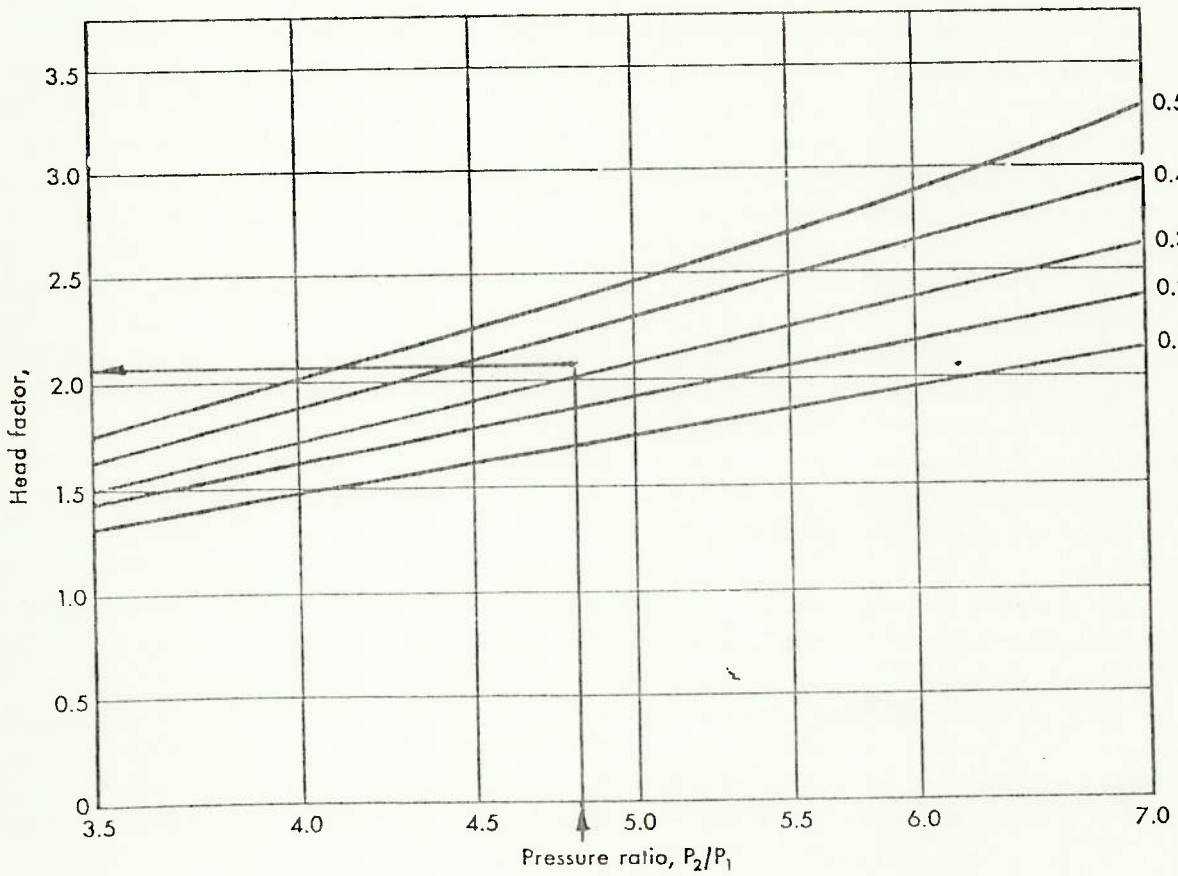


Chart D



Pressure Ratio  
versus  
Head Factor

Enter chart with pressure ratio and trace up to proper polytropic coefficient curve; then trace left to find head factor.





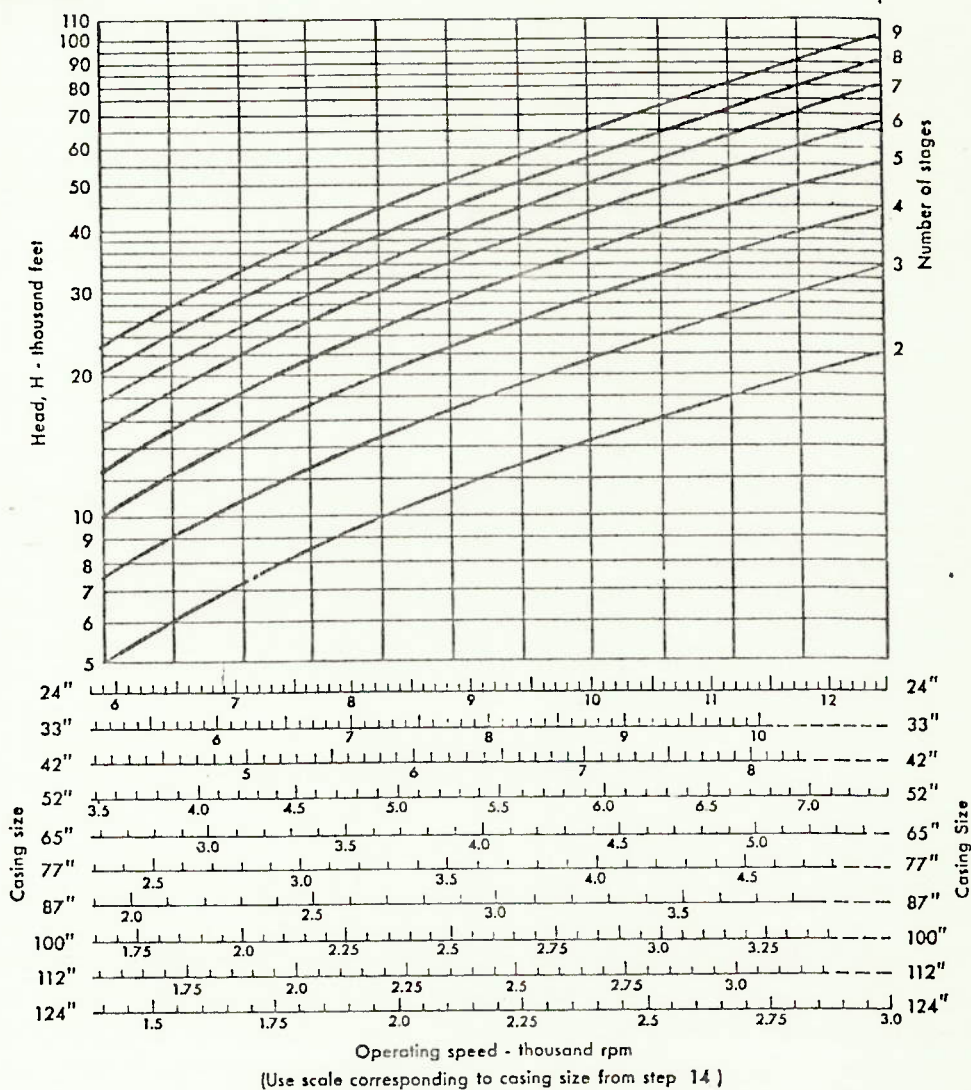
# Chart F

## Operating Speed and Number of Stages

Enter chart with maximum allowable speed (from Chart E) for proper casing size and trace up to horizontal line for required head. Move left on this line to intersect curve corresponding to number of stages. Read back down to find operating speed on same scale.

For applications where speed is fixed (e. g. tandem or motor drive) enter speed scale at required speed and trace up to horizontal line corresponding to head required. Move left on this line to intersect curve corresponding to number of stages.

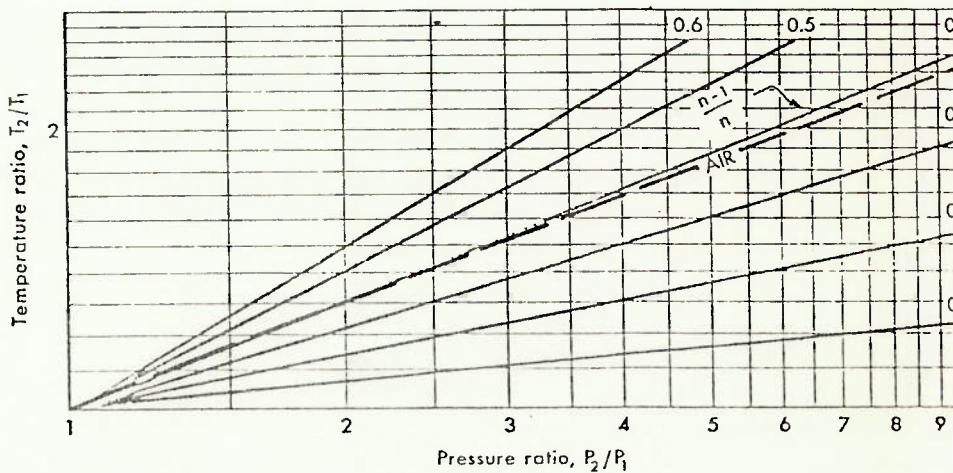
114,9  
Compressor  
existent



# Chart G

## Temperature Ratio versus Pressure Ratio

(for various values of  $\frac{n-1}{n}$ )



Enter chart with pressure ratio and read correct temperature ratio from appropriate curve. Where necessary, interpolate between two closest curves.

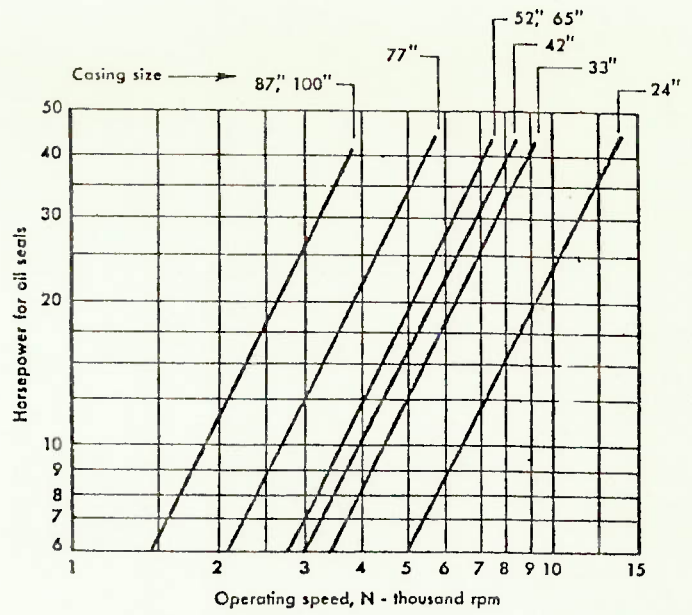
**INGERSOLL-RAND**

### Chart H

#### Horsepower for Oil Seals versus Operating Speed

Enter chart with N and trace up to proper casing size curve to find horsepower for oil seals.

NOTE: Do not use this chart for labyrinth-type seals.

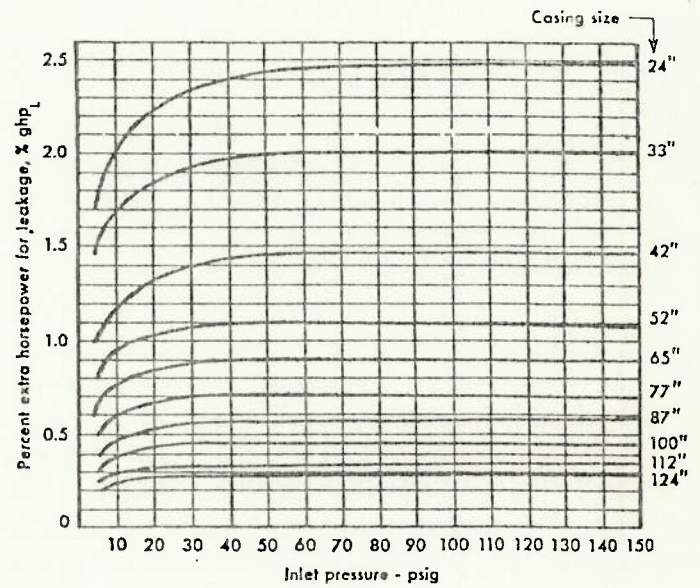


### Chart J

#### Extra Horsepower for Labyrinth Seals versus Inlet Pressure

Enter chart with inlet pressure and trace up to proper casing size curve to find percent extra horsepower for labyrinth-type seals.

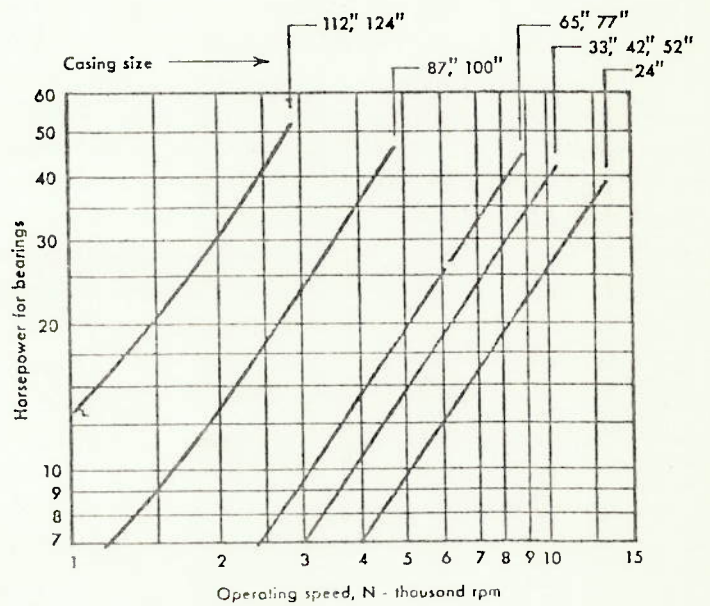
NOTE: Do not use this chart for oil seals.



### Chart K

#### Horsepower for Bearings versus Operating Speed

Enter chart with N and trace up to proper casing size curve to find horsepower for bearings.





# Selection and Performance Calculation

By following the step-by-step procedure outlined in this section, it is possible quickly to select the multi-stage centrifugal compressor required for a given process, and determine its performance. The results obtained from this method, although not intended to constitute guaranteed performance, are adequate for preliminary investigations. A firm proposal to provide centrifugal compressors for a particular process should be obtained from an Ingersoll-Rand Sales Engineer. He can also furnish information about special compressor applications not covered in this bulletin.

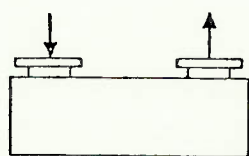
A sample calculation sheet is shown on the next page. Compressor operating conditions dictated by the process and the properties of the gas to be compressed are shown at the top. The calculations proceed from Step 1 to Step 13 using compressor data obtained from Charts A through K on the following pages, and the given equations where necessary.

Extreme care should be used when calculating quantities to be sure that the units agree with those used in the given equations.

This calculation method is readily adaptable to the following compressor arrangements:

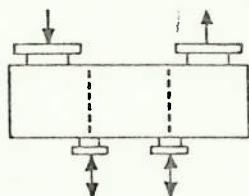
### Uncooled Compressor

Use Steps 1 through 13.



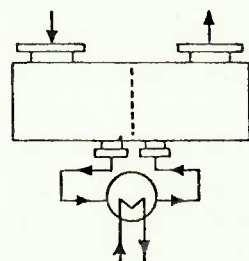
### Compressor With Side-Load Connections

Divide into sections as shown. Calculate as three units running at the same speed, using steps 1 through 10 for each unit; use steps 11, 12, and 13 only once.



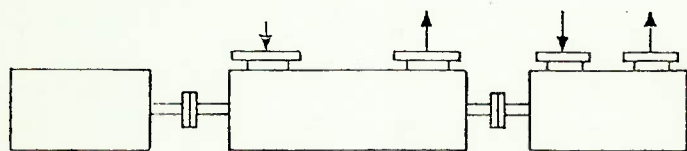
### Compressor With External Cooler

Divide into sections as shown. Calculate as two units running at the same speed, using steps 1 through 10 for each unit; use steps 11, 12, and 13 only once.



12.780

### Tandem Driven Compressors



Compressors must run at same speed; calculate each compressor using appropriate case above. (If gear is used between compressors, use proper compressor speed ratio.)

## INDEX OF CHARTS

- Table A—Casing Selection . . . . . 30
- Chart B—Polytropic Efficiency . . . . . 32
- Chart C—Polytropic Coefficient . . . . . 32
- Chart D—Head Factor ( $\beta$ ) . . . . . 33
- Chart E—Max. Allowable Speed . . . . . 32
- Chart F—Oper. Speed & No. of Stages . . . . . 34
- Chart G—Temperature Ratio . . . . . 34
- Chart H—Seal Horsepower . . . . . 35
- Chart J—Labyrinth Horsepower . . . . . 35
- Chart K—Bearing Horsepower . . . . . 35

## Table A Casing Selection

Casing Size		Capacity		Max. Stages At Rated Speed*	Rated Speed (rpm)
(inches)	(mm)	(cfm)	(m <sup>3</sup> /min.)		
24	610	5400	153	9	10,000
33	838	7500	212	9	10,000
42	1070	12,000	339	9	7900
52	1320	23,000	651	8	7000
65	1650	30,000	850	7	5170
77	1950	42,000	1190	7	4650
87	2210	57,000	1610	7	3800
100	2540	75,000	2120	6	3320
112	2840	110,000	3120	6	3100
124	3150	140,000	3960	6	2865
140/124	3555/3150	200,000	5660	6	2865

\*NOTE: For each side stream or re-entry connection for more than 10% of flow, deduct one stage from maximum number of stages.

**INGERSOLL-RAND**

# Centrifugal Compressor Selection and Performance Calculation Sheet

Ref: \_\_\_\_\_

F.15

Date: \_\_\_\_\_

### Operating Conditions

Gas R114  
 Inlet temperature  $T_1 = ^\circ\text{F} + 460 = (855^\circ\text{C}) 646  $^\circ\text{R}$   
 Inlet pressure  $P_1 = (8.44 \text{ kgf/cm}^2) 120 PSIA  
 Discharge pressure  $P_2 = (2.3 \text{ kgf/cm}^2) 327 PSIA  
 Pressure ratio  $P_2/P_1 =$  2.73  
 Gas weight flow  $W = (1.24 \cdot 10^6 \text{ kg/h}) 45561 LB/MIN  
 Inlet volume flow  $V = \frac{WRT_1 Z_1}{144 \times P_1} =$  12780 ICFM$$$$

### Gas Properties

Mole weight = 170.9  
 $R = 1545/\text{M.W.} =$  9.04  
 $K = C_p/C_v = C_p/C_p - 1.99 =$  1.08  
 $Z_1$  (inlet) 0.83  
 $Z_2$  (discharge) 0.64  
 $Z$  (average) 0.74

### CALCULATIONS FOR UNCOOLED CENTRIFUGAL COMPRESSOR

- ① Select casing size from Table A: ..... 42/52 in.
- ② Determine polytropic efficiency from Chart B: .....  $n_p =$  77.7 %
- ③ Determine polytropic coefficient from Chart C: .....  $\frac{n-1}{n} =$  0.13  
 Note:  $\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k} \left( \frac{1}{n_p} \right)$
- ④ Determine head factor from either Chart D<sub>1</sub> or D<sub>2</sub>: .....  $\beta =$  1.1  
 Note:  $\beta = \frac{n}{n-1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$
- ⑤ Calculate polytropic head required: .....  $H_p$  (Req) = 4.754 ft-lb/lb  
 Note:  $H_p$  (Req) =  $Z$  avg.  $RT_1 \beta$
- ⑥ Determine maximum allowable speed from Chart E: .....  $N$  Max. = 5,600 RPM
- ⑦ Enter Chart F to find operating speed ..... = 4,000 RPM  
 ... and number of stages ..... = 2 stgs
- ⑧ Calculate gas horsepower: ..... GHP = 8.447 HP  
 Note:  $\text{GHP} = \frac{W \times H_p \text{ Req.}}{33,000 \times n_p}$  (6.217 Kw)
- ⑨ Determine uncooled temperature ratio from Chart G: .....  $T_2/T_1 =$  1.1  
 Note:  $T_2/T_1 = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$
- ⑩ Calculate uncooled discharge temperature: .....  $T_2 =$  251  $^\circ\text{F}$   
 $T_2$   $^\circ\text{F} = T_1$   $^\circ\text{R} (T_2/T_1 \text{ from Step } \textcircled{9}) - 460$  (value real 257, 90F) -
- ⑪ From pages 18-19, determine type seal to be used. Use either (A) or (B) below to determine seal HP loss.  
 (A) For oil type seals use Chart H: Seal HP loss = 10 HP  
 (B) For other than oil type seals use Chart J to determine % GHP required for leakage:  
 Seal HP loss = \_\_\_\_\_ % GHP (from Chart J) x GHP = \_\_\_\_\_ HP
- ⑫ Determine horsepower required for bearings from Chart K:  
 Bearing HP loss = 7 HP
- ⑬ Calculate total brake horsepower required -- add:  
 Gas HP 8447 Step ⑧  
 Seal HP 10 Step (11-A) or (11-B)  
 Bearing HP 7 Step ⑫  
 Balance piston HP 127 1.5 % of GHP  
**TOTAL BRAKE HORSEPOWER REQ: 8591 BHP**  
 (6.322 Kw)

**INGERSOLL-RAND**

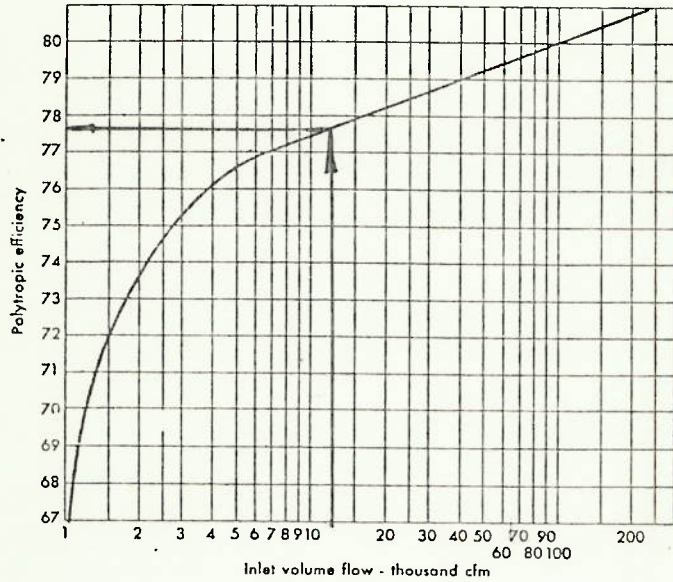
©Ingersoll-Rand Company 1965



### Chart B

#### Polytropic Efficiency versus Inlet Volume Flow

Enter chart with inlet volume flow to find polytropic efficiencies.

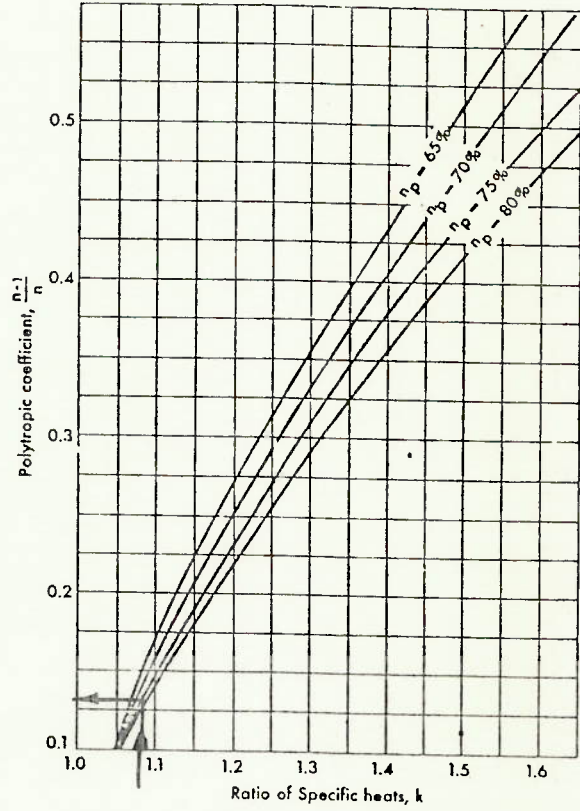


**INGERSOLL-RAND**

### Chart C

#### Polytropic Coefficient versus Ratio of Specific Heats

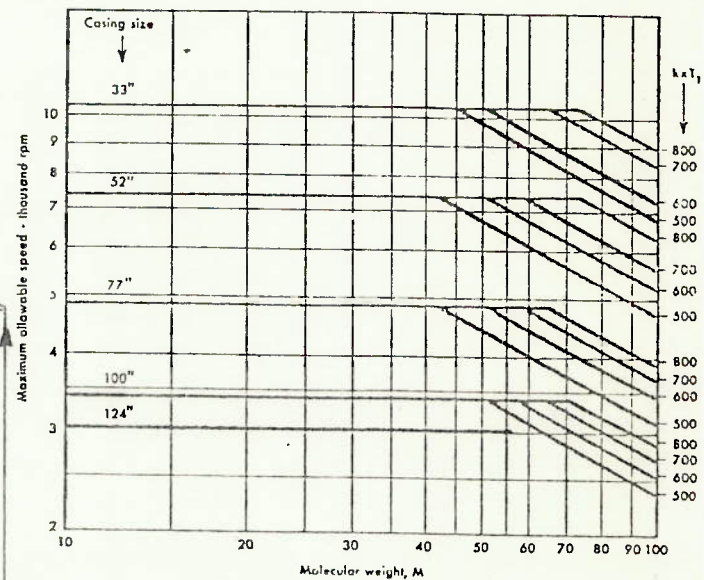
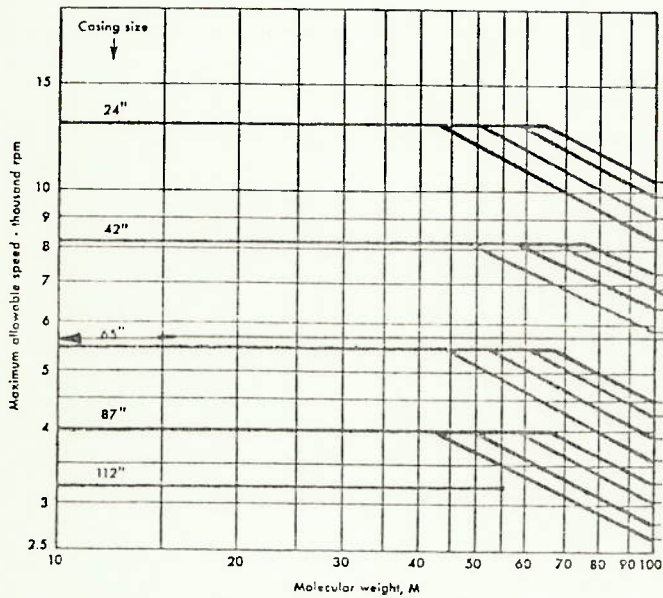
Enter chart with K and read polytropic coefficient from the proper curve. For values not shown, interpolate between the two closest curves.



### Chart E

#### Maximum Allowable Speed

Enter chart with molecular weight and read maximum allowable speed for applicable casing size.



$k \times T_1 = 698$

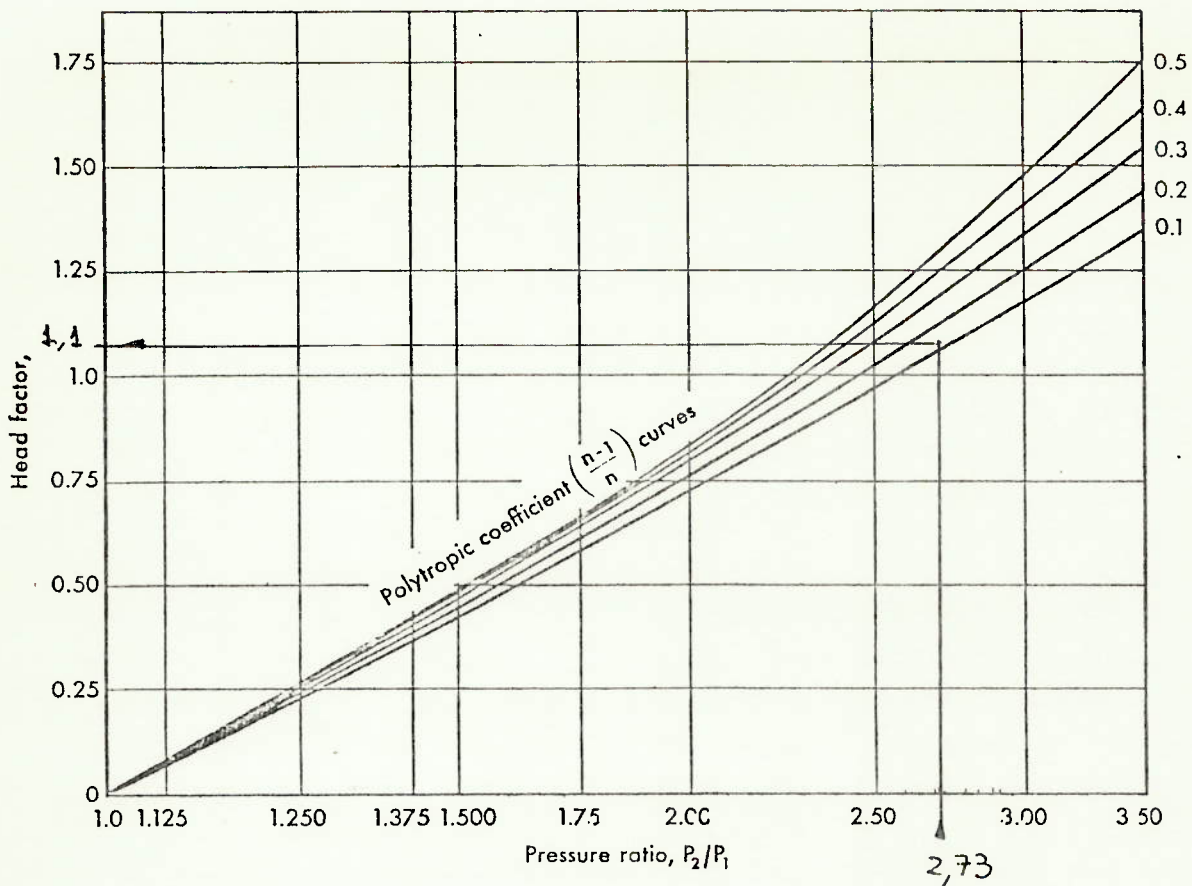
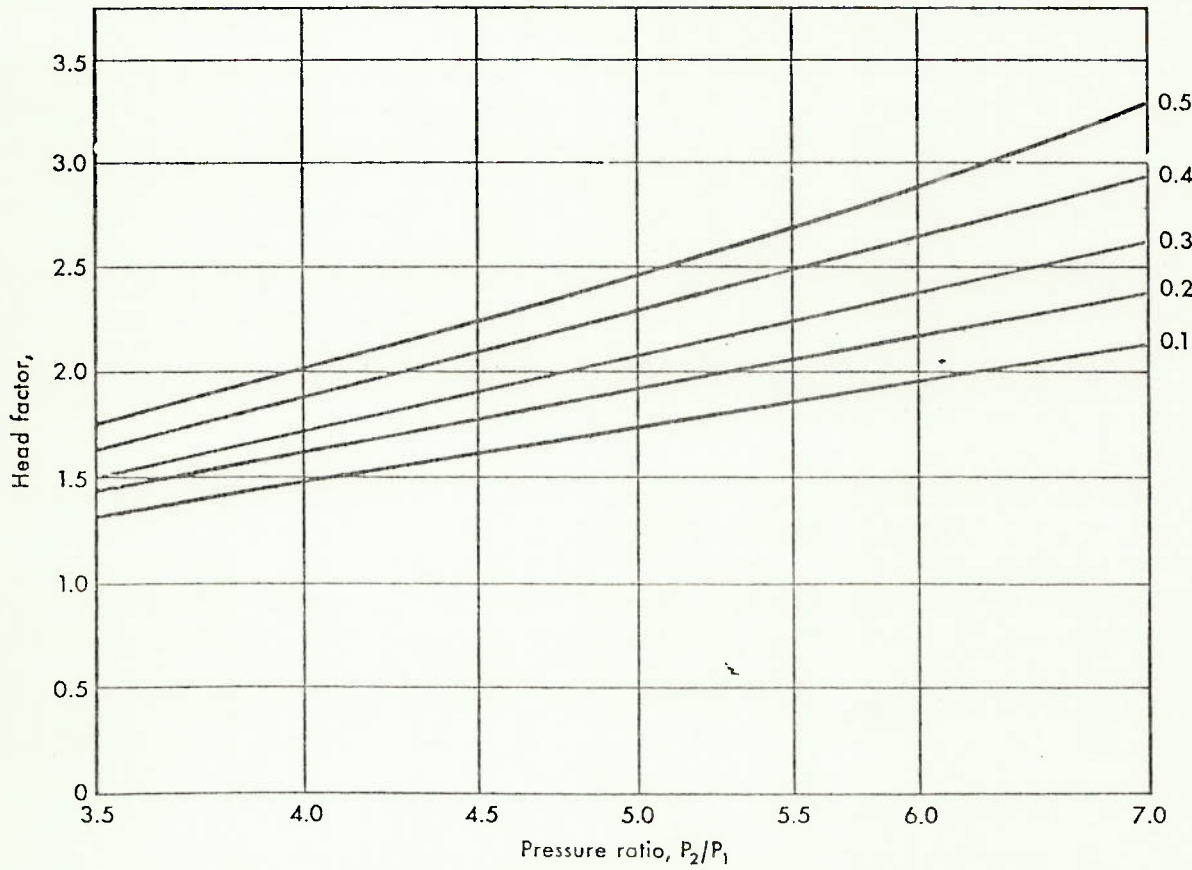


Chart D



Pressure Ratio  
versus  
Head Factor

Enter chart with pressure ratio and trace up to proper polytropic coefficient curve; then trace left to find head factor.





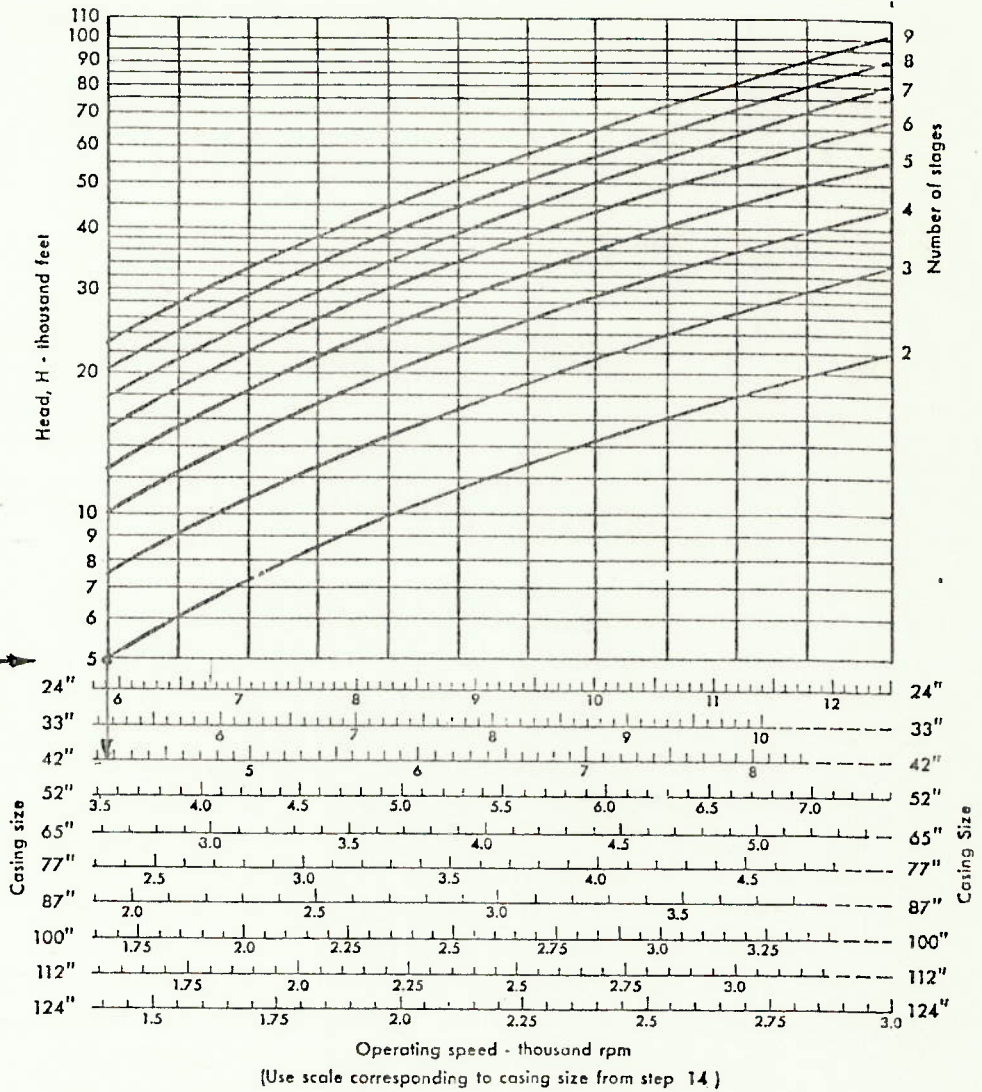
**Chart F**

**Operating Speed and Number of Stages**

Enter chart with maximum allowable speed (from Chart E) for proper casing size and trace up to horizontal line for required head. Move left on this line to intersect curve corresponding to number of stages. Read back down to find operating speed on same scale.

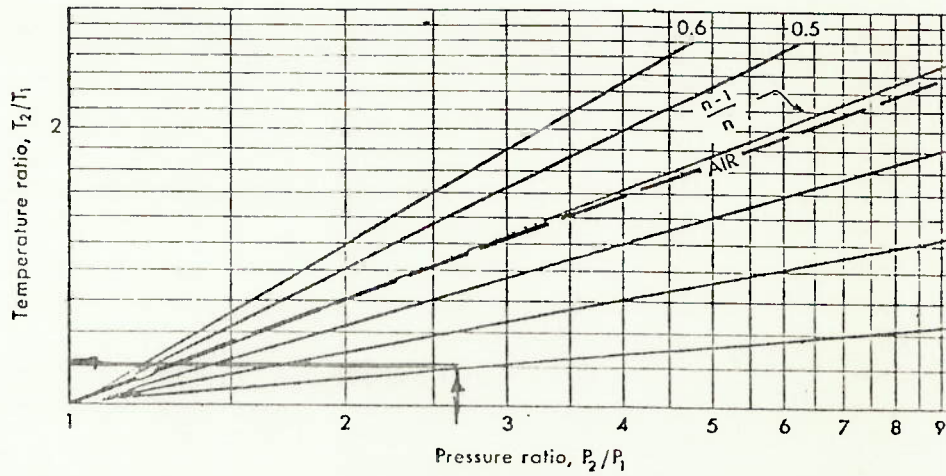
For applications where speed is fixed (e. g. tandem or motor drive) enter speed scale at required speed and trace up to horizontal line corresponding to head required. Move left on this line to intersect curve corresponding to number of stages.

4.754



**Chart G**

**Temperature Ratio versus Pressure Ratio**  
 (for various values of  $\frac{n-1}{n}$ )



Enter chart with pressure ratio and read correct temperature ratio from appropriate curve. Where necessary, interpolate between two closest curves.

**INGERSOLL-RAND**

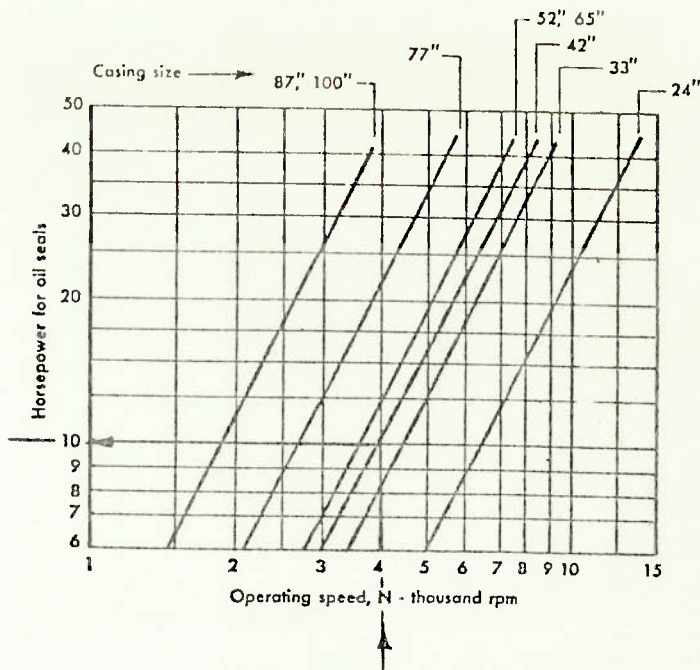


### Chart H

#### Horsepower for Oil Seals versus Operating Speed

Enter chart with N and trace up to proper casing size curve to find horsepower for oil seals.

NOTE: Do not use this chart for labyrinth-type seals.

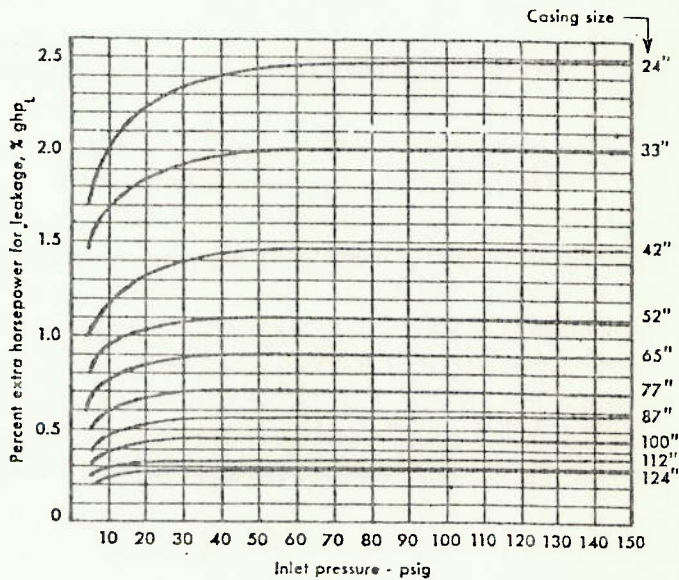


### Chart J

#### Extra Horsepower for Labyrinth Seals versus Inlet Pressure

Enter chart with inlet pressure and trace up to proper casing size curve to find percent extra horsepower for labyrinth-type seals.

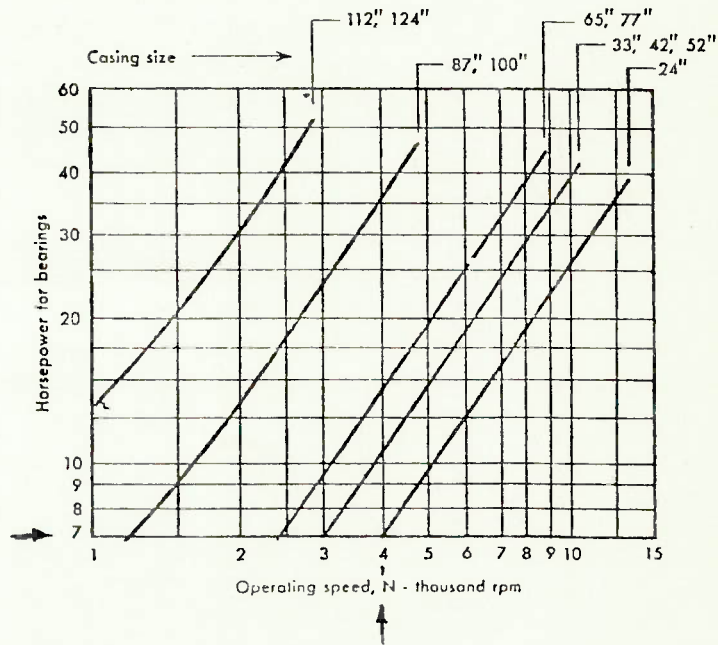
NOTE: Do not use this chart for oil seals.



### Chart K

#### Horsepower for Bearings versus Operating Speed

Enter chart with N and trace up to proper casing size curve to find horsepower for bearings.



## BIBLIOGRAFIA

- 1) ADEFILA, S.S. et alii. Derived thermodynamic data for heat pump systems operating on R 717. Heat Recovery Systems. G. Bribin, Pergamon. 3(1):11-7, 1983.
- 2) AHERN., J.E. The exergy method of energy systems analysis. New York, J. Wiley & Sons, 1980.
- 3) ALSTHOM ATLANTIQUE. Mechanical steam compression. France, 1982.
- 4) ALTHOUSE, A.D. et alii. Modern refrigeration and air conditioning. Illinois, Goodheart-Willcox, 1979.
- 5) AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEER. Handbook of fundamentals. 2. ed. New York, 1974.
- 6) \_\_\_\_\_. Systems handbook. New York, 1980.
- 7) \_\_\_\_\_. Equipment handbook. New York, 1979.
- 8) ASSUMPCÃO, R.M.V. et alii. Propriedades de engenharia do licor negro sulfato de eucalyptus. In: III Congresso Latino-Americano de Celulose e Papel. São Paulo, 1983. 17 p.
- 9) BARBAUD, J.C. et alii. Chauffage individuel par pompe à chaleur à absorption alimentée au gaz. Revue Générale de Thermique. Paris.(236-237):601-27, sept. 1981.

- 10) BAUDER M.J. Fundamentos da técnica de bombas de calor. Rev. ABRAVA. São Paulo. p. 30-6, mar. 1982.
- 11) BENNETT, C.O. & MYERS, J.E. Fenômenos de transporte; quantidade de movimento, calor e massa [Momentum, heat and mass transfer]. São Paulo, McGraw-Hill, 1978. 792 p.
- 12) BOGART, M.J.P. Lithium bromide absorption refrigeration - a calculator program. ASHRAE Journal. New York, ASHRAE. p. 23-6, Aug. 1982.
- 13) BOREL, L. et alii. Pompes à chaleur. Lausanne, École Polytechnique Fédérale, 1981. 3 v.
- 14) CAMATINI, E. & KESTER, T. Heat pumps and their contribution to energy conservation. Leyden, Noordhoff, 1976. 420p.
- 15) CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. Manual de aire Condicionado [Handbook of air conditioning system desing]. Barcelona, Marcombo, 1974.
- 16) CARRINGTON, C.G. & KNOPP, T.C. Limiting performance of vapour compression heat pumps for heating fluids. Energy Research. J.Wiley & Sons. 7:255-64, 1983.
- 17) CARTWRIGHT, W.G. et alii. Performance characteristics of a variable speed heat pump. In: Conference Publication n° 192; Future energy concepts. London, Institute of Electric Engineers, s.d. p: 255-8.

- 18) CASARI, R. La pompe a chaleur on chauffage et conditionnement de l'air de locaux industriels. L'Industrie Française. (303):31-41, dec. 1978.
- 19) CECH, M.Y & PFAFF, F. Dehumidification drying of spruce studs. FOREST PRODUCTS JOURNAL. 28(3):22-6, Mar. 1978.
- 20) CHERKASSKY, V.M. Pumps, fans, compressors. Moscow, Mir, 1980.
- 21) CO, A. et alii. Viscosity of black liquors at high temperatures. Tappi. 65(8):111-3, Aug. 1982.
- 22) CONAN, J.G. Economie d'energie por compression mecanique de vapeur. São Paulo, Centro Francês de Informação Industrial e Econômica, 1984. 15 p.
- 23) COTTIN, J. & GUILLOT, P. Pompe a chaleur et recuperation d'energie. Revue pratique du froid et du conditionnement d'air. p. 55-9, mars 1981.
- 24) CURRIE, W.M. Heat pumps in industry. Harvell, Department of Energy, 1982.
- 25) CURRIE, W.M. & MARTIN, D.J. Realism about heat pumps. The Heating and Ventilating Engineer. Oct. 1983.
- 26) DEVOTTA, S. & DIGGORY, P.J. Design and theoretical aspects of heat pumps systems. Applied Energy. Salford, 11(2): 125-50, 1982.



- 27) DOSSAT, R.J. Principles of Refrigeration. New York, J.Wiley & Sons, 1961.
- 28) DUMINIL, M. Réflexions sur les voies d' évolution des pompes de chaleur. Revue Générale de Thermique. Paris. (236.233): 587.99; sept. 1981
- 29) ESPANHA. Ministerio de Industria y Energía. Comissaría de la Energía y Recursos Minerales. Centro de Estudios de la Energía. Fundamentos y ahorro em operaciones. In: \_\_\_\_\_ técnicas de conservación energética em la industria. Madrid, 1982.
- 30) FERRIS, R. & NIESS, R. Heat recovery using electric hi temp.heat pumps. C PPA Ann. Mtg. 64A, p. 161-4, Jan./Feb. 1978.
- 31) FOSBERG, T.M. & CLAUSSEN, H.L. Falling film evaporators recover chemicals efficiently. Tappi. 65(8):63-5, Aug. 1982.
- 32) GARCIA, C. Energía Utilizable. Buenos Aires, CEI, 1972.
- 33) GAUTHIER, R. Critères de choix d'un système d'entraînement d'une pompe à chaleur à compression. Revue Générale de Thermique. Paris. (236-237):657-63, sept. 1981.
- 34) GLUCKMAN, R. Financial analysis of heat pumps systems. Heat Recovery Systems. G. Britain, Pergamon. 3(1):41-51, 1983.



- 35) GUIMARÃES, J.C. et alii. Systems approach to design of vapor recompression evaporator (VRE) installations. Tappi. 65(6):45-9, June 1982.
- 36) HATSOPOULOS , G.N. & KEENAN, J.H. Principles of general thermodynamics. New York, J. Wiley & Sons, 1965.
- 37) HEIBURG, O. & LOHSTRÄTER, W. Energy-saving with a gas engine-driven heat pump. Building Research and Practice, s.l., Jul. 1981.
- 38) HOGAN, M.R. et alii. Heat pump for low-temperature grain drying. Trans. of the ASAE, 26(4):1234-8, 1983.
- 39) HOLLAND, F.A. What future for heat pumps? Gas Engineering & Management. 23(5):183-6, 1983.
- 40) INSTITUTO DE PESQUISAS TECNOLÓGICAS DO ESTADO DE SÃO PAULO. Manual de recomendações para um programa de redução do consumo de energia na indústria de celulose e papel. São Paulo, 1978, 3 v.
- 41) JIANG, J.A. et alii. Derived thermodynamic data for heat pump systems operating on R 600. Heat Recovery Systems. G. Britain, Pergamon. 3(1):3-10, 1983.
- 42) JORDAN, R.C. & PRIESTER, G.B. Refrigeration and air conditioning. Prentice-Hall, s.l., 1976.

- 43) KAUSHIK, S.C. & SHERIDAN, N.R. Computer modelling and thermodynamic assessment of an aqua-ammonia absorption cycle solar heat pump . Building and Environment. G. Britain, Pergamon. 16(3):209-220, 1981.
- 44) KAZANSKAYA , A.S. & SKOBLO, V.A. Calculations of chemical equilibria; examples and problems. Moscow, Mir, 1978.
- 45) KELSO, L.R. et alii. The economics of using mechanical vapor recompression evaporators to concentrate orange juice. Activities Report of the R & D Associates. 32(2):108-23, 1980.
- 46) KERN, D.Q. Processos de transmissão de calor [Process heat transfer]. Rio de Janeiro, Guanabara Dois, 1980, 671 p.
- 47) KEW, P.A. Heat pumps for the production of process steam. The Heating and Ventilating Engineer. 56(647):13-17, May 1982.
- 48) KLASS, C. P. Heat pump system can economically. Pulp & Paper. p: 86-9, June 1982.
- 49) KNOCHE, K.F. & STEHMEIER, D. Exergetic criteria for the development of absorption heat pumps. Chemical Engineering 17(1-6):183-94, 1982.
- 50) KREITH, F. Princípios de transmissão de calor [Principles of heat transfer]. São Paulo, E. Blücher, 1977. 550 p.
- 51) LORD, N.W. et alii. Heat pump technology. Michigan, Ann Arbor Science, 1980.

- 52) LAZZARIN, R. Alternative heating of a municipal Swimming pool. Revue Internationale du Froid. 6(2):118-22, mar. 1983.
- 53) LORSCH, H.G. Active solar heating and cooling systems: heat pumps systems. Energy and Buildings. Netherlands. (3):115-136, 1981.
- 54) LUCINI, M. Turbomáquinas de vapor y de gas; su cálculo y construcción. Madrid, Dossat, 1972. 487 p.
- 55) MANSOORI, G.A. & PATEL, V. Thermodynamic basis for the choice of working fluids for solar absorption cooling systems. Solar Energy. G.Britain, Pergamon. 22:483-91, Jan. 1979.
- 56) MARQUE, D. Le séchage et les pompes a chaleur. L'Industrie Ceramique. Paris, (748):188-92, mars 1981.
- 57) McBRIDE, J.R. The chemical heat pump for energy storage. In: Conference Publication n° 192; Future energy concepts. London, Institute of Electric Engineers, s.d. p: 242-5.
- 58) McGRAW, B.A. & BEDINGER, A. Experimental determination of the steady state coefficient of performance versus inlet water temperature to the evaporator of a series coupled solar assisted heat pump. Tennessee, the University of tennessee, 1981.

- 59) METZ, C.R. Físico-química. São Paulo, Mc Graw-Hill, 1979. 626 p.
- 60) MILLER, W. Energy conservation in timber-drying kilns by vapor recompression. Forest Products Journal. 27(9):54-8, Sept. 1977.
- 61) MODO-CHEMETICS. A Coluna Lockman. São Paulo, 1977. 16 p.
- 62) NEALE, D.F. et alii. Microprocessor based control system for heat pumps. In: Conference Publication nº 192; Future energy concepts. London, Institute of Electric Engineers, s.d. p: 238-42.
- 63) NECATI OZISIK, M. Basic heat transfer. Tokyo, McGraw-Hill, 1977. 572 p.
- 64) NEWBERT, G.J. & MARTIN, D.J. Trends and developments in non-domestic heat pumps applications. Heat Recovery systems. G.Britain, Pergamon. 3(1):69-79, 1983.
- 65) OIAUSON, L. Melhor aproveitamento da energia calorífica para os cozinhadores através da pré-evaporação. In: X Congresso Anual da ABCP. São Paulo, 1977. 16 p.
- 66) OLIVEIRA, S. et alii. Bombas de Calor; desenvolvimento de aplicações. São Paulo, IPT, 1981. Rel. nº 16.241.
- 67) OLSON, M. et alii. A case history mechanical vapor recompression curtails discharge to the Clark Fork River. Tappi. 65(2):27-30, Feb. 1982.

- 68) OSBORNE, W.C. Fans. Oxford, Pergamon, 1966. 224 p.
- 69) PERRY, E. J. et alii. Drying by cascaded heat pumps.  
In: Conference Publication n° 192; Future energy concepts. London, Institute of Electric Engineers, s.d. p: 246-54.
- 70) PERRY, R.H. & CHILTON, C.H. Manual de engenharia química [chemical engineers' handbook]. 5. ed. Rio de Janeiro, Guanabara Dois, 1980.
- 71) REVISTA ELETROTERMIA. Bombas térmicas: considerações sobre dimensionamento, desempenho operacional e resultado econômico. São Paulo, jun. 1983.
- 72) ROJEY, A. Energy conversion in refining and petrochemical processes. In: Energy conservation in refining and petrochemistry, Paris, technip, 1979
- 73) SAKHUJA, R. et alii. Open cycle vapor compression heat pump. Springfield, NTIS, 1979. 45 p.
- 74) SANDQUIST, K. Rheological properties and evaporation of black liquor at high dry-solids content. Pulp & Paper Canada. 84(2):30-4, 84(3):83-8, 1983
- 75) SERVIÇO NACIONAL DA INDÚSTRIA E INSTITUTO DE PESQUISAS TECNOLÓGICAS DO ESTADO DE SÃO PAULO. Tecnologia de fabricação da pasta celulósica. São Paulo, 1981. 2 v.
- 76) SHREVE, R.N. & BRINK, J.A. Industrias de processos químicos [Chemical Process Industries]. Rio de Janeiro, Guanabara Dois, 1980.



- 77) SILBERRING, L. Economie des pompes a chaleur. In:  
Seminaire du Fonds National pour la Recherche Scientifique.  
Berne, sept. 1979.
- 78) \_\_\_\_\_. The heat pump possibilities in energy  
supply systems. Europhysics News. 8(9):1-4. s.d.
- 79) SILVA, R.B. Compressores, bombas de vácuo e ar comprimido.  
2 ed. São Paulo, G. Politécnico, 1980.
- 80) \_\_\_\_\_. Instalações frigoríficas. São Paulo, G. Poli  
técnico, 1979.
- 81) SMITH, I.E. & SHAMARKA, E1. Absorption heat pumps for  
space heating. In: Conference publication n° 192;  
Future energy concepts. London, Institute of Electric  
Engineers, s.d. p: 232-8.
- 82) STELTZ, W.G. The formulation of steam properties for  
digital computer application. Transactions of ASME.  
p. 967-73. May 1958.
- 83) STOECKER, W.F. Refrigeration and air conditioning. New York,  
Mc Graw Hill, 1958.
- 84) STRAHM, Ch. Proprietés thermodynamiques de fluides de  
travail, programmes de calculs numeriques. In:  
BOREL, L et alii. Pompes à chaleur. Lausanne, École  
Polytechnique Fédérale, 1981, V.2, anexo IV.

- 85) TAI, K.W. et alii. The potential for heat pumps in drying and dehumidification systems. Energy Research. 6(4):333-40, Oct.-Dez. 1982.
- 86) THERMO ELECTRON CORPORATION. Industrial mechanical vapor recompression system (MVRS) for steam generation. Waltham, MA, 1981
- 87) TORLONI, M. Evaporadores. São Paulo, Dptº Eng. Quím. EPUSP., 1976.
- 88) VEYO, S.E. An optimized two-capacity advanced electric heat pump. ASHRAE Journal. 24(11):42-8, Nov. 1982.
- 89) WISE, J.L. Energy pumps; closing the energy cycle. In: Papermakers Conference. Tappi, 1982.
- 90) YARON, I. et alii. New prospects for the utilization of low-grade energy sources for refrigeration and heat pumping. In: 12th Congress of the World Energy Conference. New Delhi, Sept. 1983.