

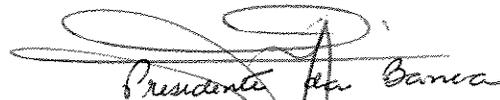
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

DEPTO. DE CONSTRUÇÕES RURAIS

Parecer

Este exemplar corresponde a redação final da dissertação de Mestrado defendida por Joel Carlos Zukowski Júnior e aprovada pela Comissão Julgadora em 05 de outubro de 1995. Campinas, 24 de outubro de 1995.

  
Presidente da Banca

**CONSTRUÇÃO, TESTE E ANÁLISE TERMODINÂMICA**  
**DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE AMÔNIA**  
**UTILIZANDO-SE UM COMPRESSOR PARA R-12**  
**ADAPTADO**

POR

**JOEL CARLOS ZUKOWSKI JUNIOR**

Orientador

**Prof. Dr. Luís Augusto Barbosa Cortez**

Dissertação apresentada a Faculdade de Engenharia Agrícola como um dos requisitos para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Agrícola na área de concentração Construções Rurais.

Campinas, outubro 1995

UNIDADE	BC
N.º CHAMADA:	T/UNICAMP
V.	ED 384c
TIPO DE B.	26.886
PROG.	667/96
C	<input type="checkbox"/>
D	<input checked="" type="checkbox"/>
PREÇO	R\$ 11,00
DABA	05/03/96
N.º CPD	C.M.00085343-5

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA  
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

Z84c

Zukowski Junior, Joel Carlos

Construção, teste e análise termodinâmica de um sistema de refrigeração de amônia utilizando-se um compressor para R-12 adaptado / Joel Carlos Zukowski Junior.--Campinas, SP: [s.n.], 1995.

Orientador: Luís Augusto Barbosa Cortez.  
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Agrícola.

1. Amônia. 2. Refrigeração. 3. Compressores.  
4. Clorofluorcarbonos. 5. Energia - Transferência.  
I. Cortez, Luís Augusto Barbosa. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Agrícola.  
III. Título.

*Dedico este trabalho a minha querida esposa Noemi, pela compreensão e apoio, a minha filinha Michelle, a meus pais Joel e Irene e a meus irmãos José Carlos, Jean, Ellen e Lígia que tanto fizeram por mim.*

## AGRADECIMENTOS

A minha esposa Noemi Barreto Sales Zukowski que dividiu comigo todos os momentos, bons e ruins, na realização deste trabalho.

A meus pais e irmãos, principalmente minha irmã Ellen Lúcia Zukowski e meu irmão José Carlos pelo apoio nos primeiros anos de estudo.

Ao Prof. Dr. Luís Augusto Barbosa Cortez pelo apoio, orientação e oportunidade a mim concedida para realizar este trabalho.

Ao técnico do Laboratório de Termodinâmica e Energia Sr. José Benedito do Santos que construiu o protótipo, ajudou a testá-lo, apesar da grande quantidade de trabalho a ser realizado por ele.

Ao prof. Lincoln de Camargo Neves Filho que em vários momentos me auxiliou, me recebendo em sua sala mesmo quando sem tempo para isso e por co-orientar este trabalho.

Ao Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira pelo apoio.

Ao Prof. Dr. Théo Guenter Kieckbusch pelo apoio.

Ao Prof. Vivaldo Silveira Júnior pelo auxílio e disposição em elucidar algumas dúvidas.

Aos funcionários da CPG-FEAGRI pela amizade e apoio.

As funcionários da oficina do DMA/FEAGRI

Ao Prof. Dr. Luiz Fernando Brossard Perez, da Universidad de Oriente de Santiago de Cuba, Cuba, pela idéia deste trabalho e elucidação no equacionamento dos problemas da conversão do compressor.

A todos os demais que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho e principalmente a Deus pelas enormes bênçãos a mim concedidas.

*“... Assim, na medida que também cresce no país um modo de vida mais “urbano”, com mais supermercados, mais shoppings, cresce também a necessidade de frio como um elemento indispensável para garantir o almejado “conforto”.*

**CORTEZ (1994)**

Citado em “Absorção com cogeração, o futuro do mundo” in: Workshop “Refrigeração no Século XXI”, 1995, São Paulo, S.P.

## RESUMO

O Laboratório de Termodinâmica e Energia - FEAGRI - UNICAMP em cooperação com empresas do setor de refrigeração e da Universidade de Oriente de Cuba está desenvolvendo pesquisas com vistas a criar alternativas de substituição aos CFC's. Fundamentalmente, um compressor aberto, bloco V, para R-12 foi adaptado e aplicado num sistema de refrigeração usando amônia como refrigerante para a produção de água gelada, visando a produção de ar frio. Para tanto foi necessário: a) verificar a resistência mecânica do compressor operando com amônia; b) determinar a nova capacidade frigorífica obtida no sistema para as mesmas condições de operação com R-12; c) substituir todos os componentes de cobre, incluindo ligas com este metal; d) aumentar a lubrificação do compressor. Como resultado dos testes realizados, verificou-se que a capacidade frigorífica é cerca de 2 vezes maior obtida com o compressor operando com amônia com relação a operação com R-12, que o COP é aproximadamente 50% superior. Ainda, o compressor não apresentou indícios de desgaste devido a utilização da amônia como refrigerante após 720 h de operação. Também não apresentou alterações sensíveis no seu desempenho mecânico. Em princípio, os resultados obtidos indicaram que a alternativa é tecnologicamente factível considerando-se temperatura de operação no evaporador ( $T_0 = -15^{\circ}\text{C}$ ) e condensador ( $T_k = 37^{\circ}\text{C}$ ), a capacidade frigorífica muito superior aos halogenados, o custo do refrigerante ser menor que as outras alternativas de substituição dos halogenados bem como o consumo de energia elétrica inferior aos sistemas operando com R-12.

**PALAVRAS-CHAVES:** amônia, refrigeração, CFC, energia

## ABSTRACT

The University of Campinas - Unicamp, Brazil in cooperation with the private sector and Universidad de Oriente, Cuba, is developing alternatives to CFC's substitution. An R-12 open compressor, S-V model manufactured by Bitzer Co. was adapted and applied into an ammonia refrigeration system to produce cold water for air conditioning purposes. To adapt the compressor, the following features were considered: a) compressor mechanical resistance; b) new cooling capacity; c) substitution of all copper parts and alloys; d) increase compressor lubrication. During the tests, it was observed an almost 100% increase in the compressor cooling capacity when compared with R-12 for the same operation conditions ( $T_o = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $T_k = 37^{\circ}\text{C}$ ). The compressor did not present any damage or spoil due to the refrigerant substitution, and also its mechanical performance was not modified considering the same operating conditions. As a result of the conducted tests (720 hours) it was concluded that the substitution and operation with ammonia is technically feasible, remaining additional technical - economical studies for long term operation.

## Nomenclatura

$a$	Exergia específica (kJ/kg)
$a_t$	Exergia termomecânica (kJ/kg)
$a_q$	Exergia termoquímica (kJ/kg)
$\Delta a_c$	Irreversibilidade específica no processo de compressão (kJ/kg)
$\Delta a_{co}$	Irreversibilidade específica no processo de condensação (kJ/kg)
$\Delta a_{ve}$	Irreversibilidade específica no processo de expansão (kJ/kg)
$\Delta a_{ev}$	Irreversibilidade específica no processo de evaporação (kJ/kg)
$\Delta a_o$	Exergia específica disponível para obtenção do efeito frio (kJ/kg)
$\Delta \dot{A}_o$	Taxa de exergia disponível para obtenção do efeito frio (kW)
$A^*$	constante que introduz o efeito dependendo do refrigerante no coeficiente de película em ebulição nucleada sobre feixe de tubos (WOLVERINE, 1981)
$b$	Espessura da película de água sobre tubos (m)
$C$	Relação entre o volume livre do compressor e o volume efetivamente deslocado pelo compressor, ou constante ( $\text{kg m}^2/\text{kJ s}$ )
$C_1$	Constante de proporcionalidade
$C_2$	Constante de proporcionalidade (kJ kg/mol K)
COP	Coefficiente de eficácia (ou performance)
$d$	Diâmetro do pistão, e interno de tubos ( m), ou umidade absoluta (kg vapor/ kg ar seco).
$\delta$	Duas vezes a espessura do tubo (m)
$D$	Diâmetro externo de tubos (m)
$\Delta$	Prefixo indicando variação ou diferença
$E_i$	Erro de conversão de tensão para uma mesma temperatura para termopares não padrão em relação a diferentes temperaturas de junta fria ( $i=1,2$ ) (mV)
$f$	Coefficiente de atrito
$\varphi$	Umidade relativa (%), ou fator de potência em motores de indução
$Ff$	Fator de efeito de tubos para aplicações na correlação de Wolveine para ebulição nucleada.
$F(P_{re})$	Função da pressão reduzida para coeficiente de película em ebulição nucleada
$\Phi$	Taxa específica de transferência de calor ( $\text{W}/\text{m}^2$ )
$g$	Aceleração da gravidade ( $\text{m}/\text{s}^2$ )
$\dot{G}$	Vazão mássica de ar que passa pelo condensador (kg/s)
$\gamma$	Peso específico ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$\Gamma$	Distribuição de nuvem de água ( $\text{kg}/\text{m s}$ )

$h$	Entalpia específica a uma temperatura $T$ (kJ/kg) ou coeficiente de transferência de calor (kW/m <sup>2</sup> K)
$h_{ar}$	Coeficiente de película entre o ar e a água (kW/m <sup>2</sup> °C)
$h_{en}$	Coeficiente de transferência de calor para ebulição nucleada em exterior de tubos (kW/m <sup>2</sup> K)
$h_o$	Entalpia específica a uma temperatura $T_o$ (kJ/kg)
$h_c$	Coeficiente de transferência de calor na condensação (kW/m <sup>2</sup> °C)
$h_{lv}$	Calor latente de vaporização (kJ/kg)
$h_m$	Coeficiente de transferência de calor médio (kW/m <sup>2</sup> °C)
$\eta$	Eficiência exergética (%)
$\lambda$	Eficiência volumétrica (%)
$\lambda_i$	Coeficiente volumétrico indicado
$\lambda_w$	Coeficiente volumétrico de aquecimento
$\tilde{\lambda}$	Quantidade de água pulverizada (kg/s)
$i$	Taxa de Irreversibilidade (kW)
$k$	Condutividade térmica (kW/m °C)
$\ell$	Comprimento de cada tubo da serpentina (m)
$L$	Curso do pistão, comprimento de serpentinas ou comprimento de tubos (m)
$M$	Massa molecular (kg/mol)
$\dot{m}$	Vazão mássica de refrigerante (kg/s)
$\mu$	Viscosidade (kg/m s)
$n$	Número de pistões; quantidade de serpentinas
$\nu$	Viscosidade cinemática (m <sup>2</sup> /s)
$N$	Rotação (rpm), ou número de fileiras de tubos em altura
$Nu_f$	Número de Nusselt para a obtenção do coeficiente de película entre a água e o ar no condensador evaporativo
$Nu_m$	Número de Nusselt para a obtenção do coeficiente de película entre a água e os tubos no condensador evaporativo
$p$	Pressão (MPa)
$P$	Pressão (MPa)
$P_o$	Pressão de evaporação (MPa)
$P_k$	Pressão de condensação (MPa)
$\Delta P_o$	Queda ou diminuição de pressão de sucção devido à resistência das válvulas de sucção (MPa)
$\Delta P_k$	Aumento da pressão de condensação devido a resistência das válvulas (MPa)
$Pr$	Número de Prandt
$\dot{q}$	Taxa de calor efetiva que passa através (kW/m <sup>2</sup> s)

$\dot{q}_o$	Capacidade frigorífica a $P_o$ (kJ/kg.)
$\theta$	Diferença Logarítmica Média de Entalpias
$\dot{Q}$	Capacidade frigorífica (kW).
$\dot{Q}_o$	Capacidade frigorífica a $P_o$ (kW)
${}_2Q_1$	Calor retirado do compressor pela água de resfriamento (kJ/kg)
$Q_L$	Calor total transferido para o evaporador (kJ)
$Q_H$	Calor total transferido do condensador (kJ)
$\Theta$	Fator empírico para cálculo do coeficiente de película entre amônia e tubos em condensadores evaporativos
$\rho$	Densidade (kg/m <sup>3</sup> )
R	Constantes dos gases (m <sup>3</sup> . MPa/ kg . K)
Re	Número de Reynolds
s	Entropia a uma temperatura T (kJ/kg K)
$s_o$	Entropia a temperatura $T_o$ (kJ/kg K)
T	Temperatura absoluta (K)
$T_o$	Temperatura de evaporação ( °C) ou temperatura de referência (K)
$T_{ac}$	Temperatura da água de resfriamento do compressor (°C)
$T_{ae}$	Temperatura de entrada da água no condensador (°C)
$T_{are}$	Temperatura de entrada da água no reservatório de água gelada (°C)
$T_{ars}$	Temperatura de saída da água do reservatório de água gelada (°C)
$T_{as}$	Temperatura de saída da água do condensador (°C)
$T_{bs}$	Temperatura de bulbo seco (°C)
$T_{bu}$	Temperatura de bulbo úmido (°C)
$T_{ji}$	Temperaturas da <i>i-ésima</i> junta fria (i=1,2)
$T_i$	Temperatura (°C)
$T_k$	Temperatura de condensação ( °C)
$T_d$	Temperatura de descarga ( °C)
$T_p$	Curva de conversão de temperatura para termopares padrão
$T_{np}$	Curva de conversão de temperatura para termopares não-padrão
$T_r$	Temperatura de troca (K)
$T_s$	Temperatura de sucção ( °C)
$\nu$	Volume específico (m <sup>3</sup> /kg)
$\nu$	Viscosidade cinemática (m <sup>2</sup> /s)
$V_C$	Volume livre do compressor (m <sup>3</sup> )

$V_{ji}$	Tensão correspondente à temperatura $T_i$ , em relação a diferentes temperaturas de junta fria ( $i=1,2$ )
$V_t$	Soma entre a tensão lida pela placa de aquisição de dados em relação a uma dada temperatura e o valor da tensão da compensação de junta fria
$V_p$	Volume deslocado pelo compressor ( $m^3$ )
$V$	Velocidade do escoamento (m/s)
$\dot{V}$	Vazão volumétrica do vapor na aspiração do compressor ( $m^3/s$ )
$\dot{V}_r$	Volume efetivamente succionado pelo pistão ( $m^3/s$ )
$\dot{V}_p$	Volume deslocado pelo pistão ( $m^3/s$ )
$V$	Vazão de ar ( $m^3/s$ )
$w$	Trabalho específico disponível no compressor (kJ/kg)
$\dot{W}$	Potência de compressão (kW)

### Índices:

a	Amônia ou ar seco
en	ebulição nucleada
eq	Equivalente
f	forçado
i	Indica o iésimo componente do sistema
l	Líquido
m	Médio
met	Metal
r	R-12 ou outros refrigerantes
re	Reduzida
s	Ar saturado
v	Vapor saturado
W	Água

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Variação da pressão com a temperatura. Comparação entre os refrigerantes R-123, R-134a, R-22, R-717.(JABARDO, 1994).....	10
Figura 2- Esquema simplificado e diagramas T-s e P-h para um sistema de refrigeração. ....	22
Figura 3 - Esquema representando as perdas de exergia em um sistema de refrigeração por compressão mecânica (AURACHER, 1979).....	23
Figura 4 - Fluxos Energéticos e exergéticos participantes do ciclo de refrigeração por compressão mecânica (AURACHER, 1979).....	24
Figura 5 - Esquema simplificado do protótipo de um sistema de refrigeração. ....	27
Figura 6 - Sistema simplificado de ar condicionado com refrigeração indireta, utilizando água gelada como fluido de trabalho no conjunto serpentina e ventilador ("fan-coil"). ....	28
Figura 7- Esquema de um sistema de refrigeração para o cálculo da quantidade de refrigerante de partida. ....	41
Figura 8 - Erros da conversão de mV em temperatura para termopares não-padrão com diferentes temperaturas de compensação de junta fria.....	50
Figura 9- Efeito da temperatura de sucção sobre a temperatura de descarga, em um sistema de refrigeração utilizando-se um compressor para R-12 adaptado para operar com amônia. Curva obtida a partir de dados experimentais.....	54
Figura 10- Parâmetros relevantes no sistema de refrigeração.....	57
Figura 11- Influência da pressão de condensação sobre o COP teórico. Valores calculados utilizando-se o ciclo básico na curva P <sub>xh</sub> . Pressão de evaporação de 0,22 MPa. Curva obtida a partir de dados experimentais.....	58
Figura 12- Influência da pressão de evaporação sobre o COP teórico. Valores calculados utilizando-se o ciclo básico na curva P <sub>xh</sub> . Pressão de condensação de 1,1 MPa.....	59
Figura 13 - Fluxo de exergia e irreversibilidades no sistema de refrigeração de amônia de pequeno porte utilizando-se um compressor de R-12 convertido. ....	63
Figura 14- Temperatura de descarga para alguns experimentos. Dados experimentais. ....	78
Figura 15 - Parâmetros de interesse do sistema de refrigeração de R-717 (Dados experimentais).....	81
Figura 16 - Componentes do compressor convertido, utilizado no sistema( Vista explodida). ....	81
Figura 17 - Vista do sistema destacando-se o sistema de resfriamento do compressor. ....	82
Figura 18- Vista do sistema destacando-se o separador de líquido e do controlador de nível de amônia com gelo em volta.....	83
Figura 19 - Vista do sistema de refrigeração destacando-se o reservatório de água gelada e o tanque de líquido. ....	84

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Perdas aproximadas de frutas a nível nacional (NEVES F <sup>o</sup> , 1993) .....	4
Tabela 2 - Propriedades e Características Físicas de Interesse ( JABARDO, 1994).....	8
Tabela 3 - Parâmetros de desempenho termodinâmico básico para temperaturas de evaporação de -15 ° C e de condensação de 35 ° C (JABARDO, 1994).....	11
Tabela 4 - Perda de carga relativa à da amônia <sup>†</sup> . Temperatura de condensação de 35 °C. Ciclo básico de refrigeração (JABARDO, 1994).....	13
Tabela 5 - Propriedades de transporte da amônia e do R-22 <sup>††</sup> .....	13
Tabela 6 - Coeficiente de transferência de calor na condensação em película e de ebulição nucleada sobre um feixe de tubos relativos ao da amônia. Temperatura de condensação: 35 °C. Temperatura de evaporação: -15 °C. (JABARDO, 1994) .....	15
Tabela 7 - Valores dos coeficientes de transferência de calor (em W/m <sup>2</sup> . °C) adotados por projetistas e consultores nos E.U.A. (STOECKER,1993 citado por JABARDO, 1994) .....	15
Tabela 8 - Concentração limite de exposição humana para diferentes refrigerantes, média relativa a uma semana de 5 dias, 8 horas por dia de exposição, para os refrigerantes R-717, R-22, R-134a, R-123, em ppm (partes por milhão). (Adaptado de JABARDO, 1994).....	17
Tabela 9 - Perdas por arraste de óleo lubrificante a diferentes temperaturas (PEREZ, 1993).....	18
Tabela 10 - Condições de operação do sistema operando com R-12 e amônia (R-717).....	29
Tabela 11 - Relações de interesse entre as pressões de operação para cada refrigerante.....	29
Tabela 12 - Comparação entre os valores de capacidade frigorífica e efeito frigorífico entre os refrigerantes R-12 e R-717 para o sistema em estudo. ....	32
Tabela 13 - Fator $\Theta$ para a amônia em diversas temperaturas de condensação.....	33
Tabela 14- Descrição de como foram medidas as temperaturas. ....	47
Tabela 15- Descrição de como foram obtidas as pressões.....	51
Tabela 16- Medição das tensões e correntes nas bombas e compressor.....	51
Tabela 17- Quantidade de óleo arrastado pela amônia e não retida no separador de óleo em relação ao volume total do cárter. ....	55
Tabela 18- Irreversibilidades no sistema de refrigeração de amônia de pequeno porte.....	61
Tabela 19- Temperaturas de interesse no sistema de R-717 em °C.....	79

# ÍNDICE

<b>I - INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
<b>II - OBJETIVO.....</b>	<b>2</b>
<b>III - JUSTIFICATIVA .....</b>	<b>3</b>
III.1 CADEIA DO FRIO .....	3
III.2 - REFRIGERAÇÃO NO BRASIL .....	5
<b>IV - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>7</b>
IV.1 - SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO.....	7
IV.2 - A AMÔNIA .....	8
<i>IV.2.1 - Características Físicas .....</i>	<i>8</i>
<i>IV.2.2 -Desempenho Termodinâmico.....</i>	<i>9</i>
<i>IV.2.3 - Perda de Carga .....</i>	<i>11</i>
<i>IV.2.4 - Transmissão de Calor.....</i>	<i>13</i>
IV.3 - EXPERIÊNCIAS ANTERIORES E PROBLEMAS DA AMÔNIA NA REFRIGERAÇÃO .....	16
<i>IV.3.1 - Toxicidade.....</i>	<i>16</i>
<i>IV.3.2 - Inflamabilidade .....</i>	<i>17</i>
<i>IV.3.3 - Problemas do Óleo Lubrificante em Sistemas de Amônia.....</i>	<i>18</i>
IV.4 - METODOLOGIA DE AVALIAÇÃO TERMODINÂMICA DE SISTEMAS .....	19
<i>IV.4.1 - Exergia como um Critério de Otimização .....</i>	<i>20</i>
<i>IV.4.2 - Balanço Exergético.....</i>	<i>21</i>
<b>V - MATERIAL E MÉTODOS .....</b>	<b>26</b>
V.1 - MONTAGEM DO EXPERIMENTO E TESTES DE OPERAÇÃO.....	26
V.2 - CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO PARA O R-12 E PARA O R-717.....	29
V.3 - CÁLCULO DA NOVA CAPACIDADE FRIGORÍFICA .....	29
V.4 - CÁLCULO DO EVAPORADOR.....	32
V.5 - CÁLCULO DO CONDENSADOR .....	33
<i>V.5.1 - Coeficiente de Transferência de Calor .....</i>	<i>33</i>
V.5.1.1 - Coeficiente de Transferência de Calor entre Fluido Refrigerante e os Tubos.....	33
V.5.1.2 - Coeficiente de Transferência de Calor entre os Tubos e a Película de Água.....	34
V.5.1.3 - Coeficiente de Transferência de Calor entre a Água Quente e o Ar .....	36
V.5.1.4 - Volume Específico de Ar Úmido que Entra no Condensador.....	37
V.5.1.5 - Quantidade de Ar que Passa no Condensador .....	38
<i>V.5.2 - Entalpia do Ar que Entra e que Sai do Condensador. ....</i>	<i>38</i>

V.5.3 - <i>Superfície de Condensação</i> .....	39
V.6 - CÁLCULO DA QUANTIDADE DE AMÔNIA PARA O SISTEMA .....	40
V.6.1 - <i>Cálculo da massa de refrigerante na linha de alta pressão (descarga)</i> .....	41
V.6.2 - <i>Condensador</i> .....	41
V.6.3 - <i>Linha de líquido</i> .....	42
V.6.4 - <i>Garrafa de líquido</i> .....	42
V.6.5 - <i>Evaporador</i> .....	42
V.6.6 - <i>Sucção</i> .....	43
V.7 - DESCRIÇÃO DO PROGRAMA DE TESTES .....	44
V.7.1 - <i>Descrição e discussão de como foi realizada a coleta de dados.</i> .....	47
<b>VI - RESULTADOS</b> .....	<b>53</b>
VI.1 - CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	53
VI.2 - AVALIAÇÃO DO CONSUMO DE ÓLEO DO CÁRTER.....	55
VI.3 - AVALIAÇÃO TERMODINÂMICA .....	56
VI.3.1 - <i>Avaliação de comportamento e de primeira Lei</i> .....	56
VI.3.2 - <i>Eficiência exérgica</i> .....	60
VI.4 - DESGASTE DAS PARTES DO COMPRESSOR .....	64
<b>VII - CONCLUSÕES</b> .....	<b>67</b>
<b>VIII - RECOMENDAÇÕES</b> .....	<b>69</b>
<b>IX - REFERÊNCIAS</b> .....	<b>71</b>
<b>X - APÊNDICE A</b> .....	<b>74</b>
X.1 - LISTA DE EQUIPAMENTOS .....	74
X.2 - PLACA DE AQUISIÇÃO DE DADOS (CONVERSOR A/D) .....	75
X.3 - PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS DO CONDICIONADOR DE SINAIS .....	76
X.4 - PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS DO SOFTWARE .....	76
<b>XI - APÊNDICE B</b> .....	<b>78</b>
XI.1 - FIGURAS .....	78

# I - INTRODUÇÃO

Atualmente, o mundo da refrigeração está vivendo, uma fase de grandes mudanças. A descoberta da destruição da camada de ozônio, responsável por filtrar os raios ultravioletas do sol, pelos refrigerantes mais usados (R-11, R-12 etc.), trouxe um problema que para ser resolvido há a necessidade de desenvolver-se novos gases refrigerantes que não destruam a camada de ozônio.

Para se criar alternativas comercialmente viáveis, é necessário investimentos em pesquisa afim de se desenvolver novos produtos, que apresentem propriedades de interesse para a refrigeração semelhantes, ou o mais próximo possível dos refrigerantes atualmente utilizados, para se evitar custos adicionais, na substituição dos refrigerantes não ecológicos pelos ecológicos. Até o presente momento, as novas propostas para a substituição do R-12, apresentam um comportamento bastante diferente deste sendo necessário mais que simplesmente a substituição do gás refrigerante nos sistemas de refrigeração para se obter o mesmo desempenho que se tinha com o R-12.

Há no mundo, duas alternativas para a substituição dos halogenados: a) a procura de fluidos refrigerantes “drop-in”, onde se poderá utilizar os sistemas instalados com poucas ou nenhuma alteração nos sistemas atuais, b) a procura de novas tecnologias visando novos sistemas com fluidos refrigerantes alternativos.

Neste contexto que se desenvolveu este trabalho, onde se propõe uma alternativa de baixo custo, a construção e utilização de sistemas de refrigeração de pequeno porte tendo como fluido de trabalho um refrigerante muito empregado na refrigeração industrial, a amônia, com um compressor projetado e construído para operar com R-12, adaptado para operar com este novo refrigerante.

Verificou-se que esta tecnologia é viável, considerando que a amônia apresenta características de interesse para a refrigeração superiores aos refrigerantes utilizados para esta faixa do mercado, bem como um melhor desempenho termodinâmico.

## II- OBJETIVO

O objetivo deste trabalho foi o de investigar uma alternativa tecnológica para o setor de refrigeração frente a crise dos CFC's (Cloro Flúor Carbonados) estabelecida pela diminuição da camada de ozônio e o conseqüente Protocolo de Montreal. Nesse sentido foi estudado o emprego de um refrigerante ecológico seguro em termos de uso em larga escala, e não afetando a camada de ozônio ou provocando efeito estufa quando houver vazamentos.

Especificamente para tanto objetivou-se:

1. Construir um protótipo de um sistema de refrigeração de pequeno porte usando a amônia como refrigerante empregando-se um compressor de R-12 convertido;
2. Promover as alterações necessárias ao compressor a ser empregado;
3. Realizar testes de operação com vistas a conhecer o comportamento mecânico do compressor e de solubilização da amônia no óleo do cárter do compressor;
4. Realizar uma avaliação termodinâmica do protótipo construído.

### III - JUSTIFICATIVA

O Protocolo de Montreal que decidiu banir os CFC's (Cloro Flúor Carbonados), tendo como premissa destruição da camada de ozônio por estes refrigerantes. O Brasil tem dez anos de carência, por ser um país em desenvolvimento, em relação aos países desenvolvidos para cumprir a resolução daquele protocolo, que determina 100% de redução na produção dos CFC's até 01/01/1996 para estes países, com relação aos níveis de 1986 (WORKSHOP BRASIL-CANADÁ 1993).

Para os HCFC's o prazo para redução de 100% é 01/01/2030 dos quais o Brasil também tem 10 anos de carência, ou seja 01/01/2040.

Tem-se no Brasil um total de aproximadamente 18.700 toneladas de CFC's no parque instalado de sistemas de refrigeração (Ídem). Com uma quantidade tão grande, a substituição por novos produtos, ainda em desenvolvimento e conseqüentemente mais dispendiosos requer um investimento extremamente grande, o que pode inviabilizar este processo. Para solucionar este, propõe-se a utilização de amônia (R-717) como refrigerante alternativo para os halogenados, por ser um refrigerante de custo baixo e características termodinâmicas de interesse para a refrigeração muito superiores aos demais refrigerantes, conforme será mostrada mais adiante.

A utilização de um compressor projetado para operar com R-12 em sistemas de amônia é devido ao fato de não haver no mercado nacional compressores de pequena capacidade para amônia.

#### III.1 Cadeia do Frio

A moderna produção e comercialização de produtos agrícolas exige a introdução de uma "Cultura do Frio". Desde a produção no campo, imediatamente após a colheita o produto agrícola deve receber um tratamento no sentido de preservar suas propriedades físicas, químicas e sensoriais e organolépticas. Neste sentido faz-se necessário a introdução de tecnologia de refrigeração, a mais apropriada para vários produtos frescos, como frutas e hortaliças.

Uma vez iniciada a refrigeração, ela deve ser mantida de forma a criar uma cadeia de refrigeração, denominada "cadeia do frio" desde o momento da colheita até o transporte, a estocagem e a comercialização, mas em diversos meios. A cadeia do frio inicia-se no momento pós-colheita, onde há necessidade de estocagem de alimentos, até o resfriamento ou congelamento do produto final.

No Brasil a cadeia do frio apresenta vários problemas que a torna ineficiente, trazendo

grandes perdas de alimentos e demais produtos perecíveis e conseqüentemente muitos prejuízos.

No setor de grãos as perdas devido a falta de armazenamento apropriado, foram estimadas da ordem de US\$ 16 bilhões no ano de 1992, montante correspondente a 4,5 % do PIB brasileiro (FIGUEIREDO, 1993). De acordo com a FAO, na safra de frutas em 1990, das 30 milhões de toneladas colhidas neste ano, perdeu-se de 30% a 40% por falta de tratamento pós-colheita e estocagem frigorificada. Nos estabelecimentos de varejo, devido a deterioração e danos a estes produtos, são inutilizados 40% e até 70% do volume que chega desde o produtor até as lojas (Ibidem). No setor de laticínios a situação é também bastante precária, o mesmo ocorrendo com carnes e pescado.

**Tabela 1 - Perdas aproximadas de frutas a nível nacional (NEVES F<sup>o</sup>, 1993)**

<b>Produto</b>	<b>% Produção</b>
Abacate	40
Abacaxi	30
Banana	40
Caju	40
Laranja	15
Uva	20
Maçã	10/15
Papaya	40/60
Manga	40/50

Atualmente a grande maioria dos equipamentos frigoríficos de pequeno e médio portes funcionam com refrigerantes CFC's, que ainda são largamente utilizados e portanto de baixo custo. Apesar disto em sua grande maioria, estes equipamentos funcionam fora das especificações necessárias para manter os alimentos estocados em condições de uso pelo consumidor. Alguns regulamentos do país exigem -8º C para alimentos congelados e ainda assim muitos equipamentos não atingem tal nível. O valor de -18º C exigido pela tecnologia internacionalmente reconhecida, e que é observado pelos exportadores brasileiros não é uma obrigação legal internamente (Ibidem). No entanto, há no país tecnologia e pessoal qualificados.

Os equipamentos já mencionados não atingem os níveis de temperatura exigidos para manter-se a qualidade dos produtos estocados, devido a má operação daqueles pelos seus respectivos proprietários. É muito comum encontrar-se alimentos congelados misturados com alimentos, que são apenas resfriados, nos balcões frigoríficos de supermercados e demais lojas varejistas. Muitas vezes estes alimentos já chegam às lojas praticamente descongelados, devido a um transporte

ineficiente.

Após o Protocolo de Montreal (1986), em que se decidiu banir os CFC's, surge a grande corrida para novos fluidos refrigerantes que tenham o mesmo desempenho dos CFC's. Os refrigerantes alternativos atuais, como o R-134a, ainda não são tão eficientes e tem um custo muito elevado, comparando-se com os anteriores. Num país onde a falta de cultura técnica de grande parte dos produtores agrícolas e agro-industriais, o aumento do custo dos equipamentos reduzirá o interesse em investir na estocagem frigorificada, visto que não considera importante a frigorificação de seus produtos.

Para amenizar estes problemas, senão saná-lo, propõe-se a utilização de equipamentos de pequeno e médio porte usando amônia como fluido de trabalho, que é um refrigerante barato, com eficiência comprovada, nos sistemas de grande porte, necessitando apenas adaptá-lo a sistemas de pequeno e médio porte, tomando-se as devidas medidas de segurança. Assim obter-se-á sistemas mais baratos e conseqüentemente mais atrativos aos produtores e varejistas, diminuindo-se assim as perdas de alimentos devido a não estocagem frigorificadas ou a mal funcionamento dos equipamentos por exigir investimentos altos para a sua manutenção.

### **III.2- Refrigeração no Brasil**

Embora o Brasil seja um país de clima quente, entre os latitudes 33° S e 7° N, com temperaturas médias de verão em torno de 30° C, na maior parte do território, a refrigeração ainda não merece a atenção devida. A justificativa para tanto pode ser encontrada dada a baixa renda da população que dificulta a introdução de tecnologia na produção agrícola no Brasil. Assim, a produção se dá, na maioria dos casos, com nível de tecnologia ainda bastante elementar.

Contudo, a indústria do setor de refrigeração encontra-se bastante desenvolvida e tem superado com bastante dinamismo os desafios impostos pela entrada de equipamentos importados decorrentes da recente abertura de mercado.

No setor de refrigeração residencial, existe um equilíbrio bastante grande entre a demanda (quantidade e qualidade exigidas pelo mercado) e a oferta interna. A indústria de compressores e de refrigeradores domésticos tem, em grandes linhas, satisfeito esse mercado.

Na refrigeração comercial tem se verificado, também, a mesma situação em termos de demanda. Este setor da indústria, no entanto, é mais carente de desenvolvimento tecnológico e provavelmente mais suscetível a problemas com a concorrência internacional, especialmente no que diz respeito a compressores, trocadores de calor e seus métodos constitutivos.

Existe, na refrigeração comercial, uma oferta de variedade de equipamentos por exemplo, a

adoção de bombas de calor, unidades de amônia de pequeno e médio porte, câmaras frias para o setor rural e containers refrigerados. O próprio transporte frigorificado é ineficiente e pouco utilizado, resultando na pequena quantidade de produtos comercializados com o uso da refrigeração. Um exemplo notório deste fato é o desperdício causado pela falta de refrigeração em diversos produtos comercializados nos CEASAS (São Paulo, Campinas etc.).

Na refrigeração industrial o problema está também muito ligado à crise econômica em nosso país. Sem mencionar os fins não agrícolas de refrigeração, pode-se verificar uma pequena capacidade instalada de refrigeração a nível dos entrepostos, tanto para os congelados como para os resfriados.

Em nível de uso de refrigerantes, verifica-se o emprego generalizado de CFC's (R-12, R-22 etc.) em toda a refrigeração doméstica e comercial, e da amônia e R-22 na refrigeração industrial. No entanto, com a implementação do Protocolo de Montreal os refrigerantes halogenados deverão ser banidos. As grandes indústrias da área de refrigeração já estão produzindo seus substitutos. Deve-se notar que a adoção de novos refrigerantes implicará, também, na troca de equipamentos acarretando maiores custos para a refrigeração. O que se propõe é a entrada de um refrigerante tradicional, a amônia, na refrigeração comercial, onde é possível combinar suas características de custo, segurança e potencial de refrigeração.

## IV- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### IV.1- Sistemas de Refrigeração

Os sistemas de refrigeração no Brasil, são, geralmente, classificados em três classes: Industrial (grande porte), Comercial (médio porte) e Doméstico (pequeno porte). Nas três classes encontram-se sistemas operando em condições excelentes, dentro das especificações técnicas necessárias para a conservação dos alimentos por eles armazenados, mas em sua grande maioria, os sistemas funcionam fora das especificações de projeto inicial.

Muitas são as causas desta realidade nacional, entre elas estão a falta de uma política governamental para impor normas de operação dos sistemas frigoríficos afim de manter a qualidade dos alimentos armazenados, da falta de visão e responsabilidade daqueles que se utilizam sistemas frigoríficos, que se esquecem que melhorando a qualidade dos alimentos oferecidos ao consumidor, tem-se menor perda de alimentos e conseqüentemente maiores lucros.

No início dos anos 70, o volume de câmaras frigoríficas instaladas, era da ordem de 100.000 m<sup>3</sup> para uso público, em que 70% pertencia ao governo, cresceu para 2 milhões de m<sup>3</sup> e mais de 70% pertencente a iniciativa privada (FIGUEIREDO, 1993). Este processo de crescimento foi iniciado com a implantação da CEFRI, em Mairinque-SP, utilizando o que havia de mais avançado em tecnologia frigorífica. Surgiu, então, uma rede de armazéns, que inicialmente se expandiu no Centro-Sul do país e que nos anos 80 foi levada, também, para o Norte e Nordeste.

Um dos maiores problemas enfrentados pelos empresários e produtores, é o custo das instalações frigoríficas, que no Brasil é da ordem de US\$ 250,00 por m<sup>3</sup>, já na Europa e EUA, estes valores são de US\$ 100 e US\$ 140 respectivamente (Ibidem).

Sistemas de pequeno e médio porte, como balcões frigoríficos, câmaras frigoríficas utilizadas em supermercados e açougues, bem como geladeiras domésticas, perfazem a grande maioria dos sistemas instalados no país, muitas vezes, operando em condições não adequadas.

Possivelmente o motivo principal é o fato de que o custo de manutenção dos equipamentos, tais como substituição de peças, reposição de refrigerante, bem como de contratação de pessoal especializado é, ainda, muito alto em nosso país. Para o proprietário do sistema de refrigeração, às vezes, é muito mais barato, ou mais cômodo, arcar com as perdas de alimentos ou vendê-los em condições não apropriadas ao consumidor, já que a legislação nem sempre é aplicada adequadamente.

## IV.2- A Amônia

A amônia, "O pai dos refrigerantes" (PEREZ, 1993), é atualmente uma das alternativas para substituir os CFC's devido às suas excelentes propriedades térmicas, e é considerado o refrigerante ideal para várias aplicações, como produção de gelo, ar condicionado central, ar condicionado em ônibus, etc..

Apresenta-se a seguir as características térmicas da amônia (R-717), comparando-as com as do R-123, R-22 e R-134a. Apresenta-se, também, tabelas e figuras para corroborar a discussão a seguir.

### IV.2.1- Características Físicas

A Tabela 2 apresenta algumas propriedades físicas de interesse dos refrigerantes, já mencionados, e de interesse para a análise proposta. Mostrar-se-á que alguns aspectos relativos a amônia são dignos de nota quando comparados com os demais refrigerantes:

**Tabela 2 - Propriedades e Características Físicas de Interesse ( JABARDO, 1994)**

Composição	R-717	R-22	R-134a	R-123
	NH <sub>3</sub>	CHClF <sub>2</sub>	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	CHCl <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>
Massa Molecular	17,03	86,48	102,03	152,93
Temperatura Crítica, °C	132,4	96,2	101,15	183,71
Pressão Crítica, MPa	11,35	5,00	4,06	3,67
Temperatura de Ebulição à 0,101 MPa, °C	-33,4	-40,8	-26,5	27,9
Entalpia de Vaporização à 0,101 MPa, kJ/kg	1372,8	233,6	231,2	230,3
Volume Específico do Vapor à 0,101 MPa, m <sup>3</sup> /kg	1,125	0,213	0,189	0,154
Relação entre Pressões na Faixa -30/ 35 °C	9,81	8,29	9,10	
Relação entre Pressões na Faixa 0/ 35 °C	2,72	2,72	2,63	3,98
Potencial de Destruição da Camada de Ozônio, ODP	0	0,05	0	0,02
Efeito Estufa, GWP	0	0,04	0,31	0,02

1. massa molecular: Algumas propriedades da amônia são função da massa molecular desta. O calor latente de vaporização e o calor específico variam com a massa molecular de forma inversamente proporcional. Como a amônia tem massa molecular muito inferior aos demais refrigerantes em questão, estas propriedades físicas para ela tem valor muito superiores aos daqueles. Um calor latente de vaporização grande implica em menores vazões de refrigerante para uma mesma carga de refrigeração;
2. pressão crítica: a pressão crítica da amônia é muito superior as dos demais refrigerantes, o

que torna sua utilização favorável em bombas de calor;

3. temperatura de ebulição: como regra, em projeto, a temperatura de ebulição deve ser maior que a temperatura de ebulição à 0,101 MPa (1 atm), para evitar pressões inferiores à atmosférica no evaporador e nas linhas de aspiração do compressor. Este fato evita a entrada de ar no sistema. Em sistemas de amônia é permitido utilizar-se temperaturas de evaporação levemente inferiores as de ebulição à 0,101 MPa, e o sistema pode operar a temperaturas comparáveis as mínimas permissíveis para o R-22;
4. efeitos sobre o meio ambiente: a amônia não afeta o meio ambiente, como os refrigerantes halogenados. Como visto na Tabela 2, os valores do ODP (Ozone Depletion Potencial) e GWP (Global Warming Potencial) para a amônia são nulos. Os HCFC's apresentam valores baixos para estes indicadores, e por este motivo são considerados fortes candidatos a substituir os CFC's, em uma fase de transição, para refrigerantes mais adequados, os HFC's. Estes não representam problema para a camada de ozônio por não ter cloro em sua molécula e ter uma vida curta na atmosfera, já com relação ao efeito estufa, eles tem um GWP diferente de zero, e este é um fator limitante para seu uso.

#### IV.2.2-Desempenho Termodinâmico

Os refrigerantes R-717, R-22, R-134a serão analisados para a faixa de aplicação com relação a temperatura de evaporação igual a  $-15^{\circ}\text{C}$ . O refrigerante R-123 será analisado para temperatura de evaporação de  $0^{\circ}\text{C}$ , na qual sua aplicação é mais adequada.

Aplicando-se a 1ª lei da Termodinâmica ao evaporador, utilizando-se da relação entre as propriedades termodinâmicas, a equação de estado para gás perfeito para o vapor na sucção, e a relação de Trouton<sup>1</sup>(citadas por JABARDO, 1994), expressas nas equações (4.2.2-1), (4.2.2-2), (4.2.2-3), (4.2.2-4) e (4.2.2-5) respectivamente, obtém-se a equação (4.2.2-6)<sup>2</sup> pela qual a vazão de refrigerante é inversamente proporcional à pressão de evaporação:

$$\dot{Q} = \dot{m}_r \Delta h = \dot{m}_r (C_1 h_v) \quad (4.2.2-1)$$

$$h_v M = C_2 T \quad (4.2.2-2)$$

---

<sup>1</sup>Esta relação é muito utilizada na Europa.

<sup>2</sup> $C_1$  e  $C_2$  são constantes de proporcionalidade.  $C = R/(C_1 C_2)$

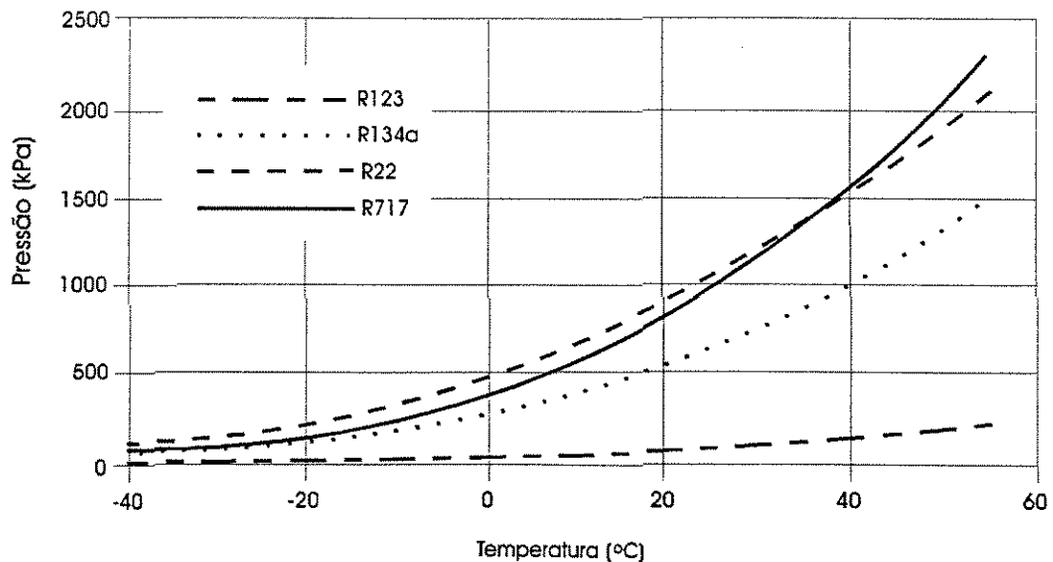
$$\dot{m}_r = \frac{\dot{V}_r}{v_v} \quad (4.2.2-3)$$

$$v_v = \frac{RT}{M P_v} \quad (4.2.2-4)$$

$$\frac{\dot{V}_r}{\dot{Q}} = \frac{C}{P_v} \quad (4.2.2-5)$$

A equação (4.2.2-5) permite mostrar que as vazões de R-22 e R-717 são muito próximas, portanto os tamanhos de compressores alternativos de R-22 e R-717 são, também próximos, o que nos leva a concluir que com relação a este parâmetro a amônia pode operar com compressores projetados para R-22.

A Figura 1 mostra que a variação da pressão de saturação com a temperatura da amônia e do R-22 são muito próximas. Mais uma vez se conclui que aquele refrigerante pode substituir este sem diferenças significativas na operação do sistema.



**Figura 1** - Variação da pressão com a temperatura. Comparação entre os refrigerantes R-123, R-134a, R-22, R-717.(JABARDO, 1994)

Para a avaliação de desempenho, segundo a 1ª Lei, utiliza-se equação (4.2.2-6) que define o coeficiente de desempenho, ou COP (Coefficient of Performance):

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} \quad (4.2.2-6)$$

Analisando a Tabela 3, nota-se, que o COP para os refrigerantes em questão não apresentam variação significativa, o da amônia é maior, o que a torna mais interessante. A potência em kW por kW de refrigeração para a amônia é um pouco menor que os demais, o que implica em maior economia de energia (mesmo sendo pequena a diferença). A temperatura de descarga da amônia é bem maior que a dos demais refrigerantes, uma característica do refrigerante, que pode ser diminuída, resfriando-se a camisa dos pistões do compressor. Nesta tabela não foi incluído o R-123 uma vez que seu uso é restrito a resfriadores de água centrífugos.

**Tabela 3** - Parâmetros de desempenho termodinâmico básico para temperaturas de evaporação de -15 ° C e de condensação de 35 ° C (JABARDO, 1994).

	R-717	R-22	R-134a
COP	4,2	4,1	4,0
kW/kWrefrigeração	0,239	0,246	0,250
Temperatura de Descarga	111,7	60,6	42,5
Vazão (kg/s) por kW refrigeração	0,928	6,390	7,130
Vazão (m³/s) por kW refrigeração	0,264	0,291	0,462

#### IV.2.3 - Perda de Carga

Para sistemas onde o comprimento das linhas de sucção e descarga são grandes, a perda de carga se torna um fator muito importante, visto que pode afetar a potência de compressão do compressor. A escolha dos tubos vai aumentar ou diminuir o consumo de energia elétrica, tornando-se um fator econômico a se considerar. Outro fator econômico é o custo da tubulação.

A perda de carga pode ser determinada pela equação de Darcy (JABARDO, 1994):

$$\Delta p = f \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{\rho V^2}{2} \right) \quad (4.2.3-1)$$

onde  $f$  é o coeficiente de atrito de Darcy que, nesta análise é dado pela equação de Blasius:

$$f = 0,316 \text{Re}^{-0,25} \quad (4.2.3-2)$$

e Re é o número de Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (4.2.3-3)$$

Utilizando-se o mesmo diâmetro de tubo para todos os refrigerantes, e considerando a perda de carga para a amônia por capacidade de refrigeração, utilizando o ciclo básico para o cálculo da vazão, obtém-se a seguinte equação:

$$\frac{\Delta p_r}{\Delta p_a} = \left( \frac{\mu_r}{\mu_a} \right)^{0,25} \left( \frac{V_r}{V_a} \right) \left( \frac{\Delta h_a}{\Delta h_r} \right)^{1,75} \quad (4.2.3-4)$$

os índices  $r$  e  $a$  referem-se aos refrigerantes halogenados e à amônia respectivamente.  $\Delta h$  é a variação de entalpia. As viscosidades e volumes específicos são referentes aos estados líquido ou vapor. À temperatura de evaporação tem-se vapor saturado, a linha de sucção e, na linha de líquido, líquido saturado à temperatura de condensação. Com estes parâmetros foi construída a Tabela 4, que apresenta as perdas de carga para os refrigerantes em questão, com relação às da amônia. Desta tabela, nota-se que esta apresenta uma perda de carga muito menor que aqueles, conseqüentemente os sistemas de refrigeração de amônia podem operar com tubos de menor diâmetro, resultando num sistema de menor custo. A perda de carga do líquido varia com a temperatura de evaporação, exclusivamente devido a variação da vazão de refrigerante, que está associada a variação de entalpia,  $\Delta h$ . Para o vapor, a perda de carga ocorre devido a variação das propriedades de transporte:  $\mu$  e  $v$ , e a vazão.

Este fato torna os sistemas à base de amônia, mais baratos, quanto ao diâmetro dos

tubos, pois eles podem operar com tubos de diâmetro menor, já que apresentam menor perda de carga.

**Tabela 4** - Perda de carga relativa à da amônia<sup>†</sup>. Temperatura de condensação de 35°C. Ciclo básico de refrigeração (JABARDO, 1994).

Temperatura de Evaporação, °C	R-22		R-134a
	Vapor	Líquido	Líquido
0	4,913	15,89	18,17
-4	4,875	16,04	18,54
-8	4,834	16,18	18,92
-12	4,790	16,34	19,31
-16	4,743	16,50	19,72
-20	4,693	16,67	20,14

#### IV.2.4- Transmissão de Calor

Os parâmetros que influem na transferência de calor, são os chamados de transporte, que são: a densidade,  $\rho$ , o calor específico,  $C_p$ , a condutividade térmica,  $k$ , e a viscosidade,  $\mu$ . Estes parâmetros são apresentados na Tabela 5 para a amônia e o R-22, os demais refrigerantes tem seus valores similares ao R-22.

**Tabela 5** - Propriedades de transporte da amônia e do R-22<sup>††</sup>.

	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )		$C_p$ (kJ/kg.K)		$k$ (W/m.K)		$10^4 \times \mu$ (Pa.s)	
	-20°C	40°C	-20°C	40°C	-20°C	40°C	-20°C	40°C
R-717	661,8	576,3	4,501	5,023	0,585	0,469	2,361	1,360
R-22	576,3	1131	1,113	1,325	0,469	0,085	2,674	2,000

Pela Tabela 5, nota-se que a amônia é um refrigerante que apresenta várias vantagens em relação aos demais halogenados. A densidade da amônia é menor à 40°C (aproximadamente 2 vezes), tendo conseqüentemente menor inércia, calor específico aproximadamente 4 vezes maior (à -20 e 40°C), bem próximo ao da água.

Sendo o coeficiente de transferência de calor função das propriedades acima citadas, para amônia, esta grandeza é muito maior que para os demais refrigerantes halogenados.

<sup>†</sup> Perda de carga dos refrigerantes em estudo dividida pela da amônia.

<sup>††</sup> Vapor saturado

Conclui-se, então que os sistemas de amônia podem operar com trocadores de calor muito mais compactos, e conseqüentemente, um custo inicial muito menor da carga de refrigerante a se utilizar no sistema.

Para se corroborar os dados anteriormente apresentados, com relação ao melhor desempenho da amônia na transferência de calor, será apresentada uma análise de um sistema de grande porte com condensação em película no exterior de tubos em condensador do tipo carcaça e tubo associado com uma torre de resfriamento no lado da carcaça.

Adotar-se-á a correlação de WOLVERINE (citada por JABARDO, 1994), genérica, para o coeficiente de transferência de calor no exterior de um feixe de tubos lisos ou aletados:

$$h_c = 0,689 \left[ \frac{k_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{lv} g}{\mu_l \Delta T d_{eq} N} \right]^{1/4} \quad (4.2.4-1)$$

onde  $\Delta T$  corresponde a diferença entre as temperaturas de saturação (à pressão de condensação) e da superfície do tubo,  $d_{eq}$  é o diâmetro equivalente da superfície aletada e  $N$  é o número de fileiras de tubos em altura.

A relação entre os coeficientes de transferência de calor entre os refrigerantes halogenados,  $h_c$ , e a amônia,  $h_{c_a}$ , para a mesma geometria e a mesma diferença de temperatura, pode ser determinada em termos da entalpia de vaporização e das propriedades de transporte.

Para ebulição nucleada no exterior de um feixe de tubos, utilizar-se-á a correlação geométrica apresentada por WOLVERINE (1991) e COOPER (1982) (citado por JABARDO, 1994):

$$h_{en} = Ff \cdot A^* \cdot \Phi^{0,7} \cdot F(p_{re})^{1/4} \quad (4.2.4-2)$$

onde

$Ff$ : é um fator que introduz o efeito do feixe de tubos = 1,5 para aplicações.

$A^*$  = 1,54 para amônia e  $A^*$  = 0,941 para o R-22

$F(p_{re})$ : é uma função da pressão reduzida

$$\text{R-717: } F(p_{re}) = 1,8 p_{re}^{0,17}$$

$$\text{R-22: } F(p_{re}) = 0,7 + 2p_{re} \left( 4 + \frac{1}{1 - p_{re}} \right)$$

Os valores da constante  $A^*$  foram considerados iguais para R-134a e R-22, bem como o mesmo fluxo de calor. Os resultados mostram que o coeficiente de transferência de calor da amônia é superior aos demais halogenados entre 20 e 40%, e estão apresentados na Tabela 6, abaixo.

**Tabela 6** - Coeficiente de transferência de calor na condensação em película e de ebulição nucleada sobre um feixe de tubos relativos ao da amônia. Temperatura de condensação: 35°C. Temperatura de evaporação: -15°C. (JABARDO, 1994)

	R-22	R-134a
$h_{c_r} / h_{c_a}$	0,287	0,250
$h_{en_r} / h_{en_a}$	0,818	0,697

Na Tabela 7, estão apresentados os valores de coeficientes de transferência de calor utilizados por consultores e projetistas nos E.U.A., resultado de um levantamento feito por STOECKER (1993). Por esta tabela pode-se notar que o desempenho da amônia é melhor que dos demais refrigerantes, podendo ser utilizado como refrigerante alternativo em sistemas de R-12 e R-22, para equipamentos de pequeno e médio porte. É necessário ressaltar que as devidas medidas de segurança devem ser tomadas.

**Tabela 7** - Valores dos coeficientes de transferência de calor (em  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ) adotados por projetistas e consultores nos E.U.A. (STOECKER, 1993 citado por JABARDO, 1994)

	R-717	R-22
Condensação em superfícies tubulares	7.500 - 11.000	1.700 - 2.800
Condensação no interior de tubos	4.200 - 8.500	1.400 - 2.000
Ebulição em superfícies tubulares	2.300 - 4.500	1.400 - 2.000
Ebulição no interior de tubos		
Recirculação	3.100 - 5.000	1.500 - 2.800

Através desta pequena discussão, onde se comparou os refrigerantes tradicionais, R-12 e R-22, e o refrigerante alternativo para o R-12 atualmente no mercado, R-134a, com a amônia (R-717), demonstrou-se claramente que a amônia é um refrigerante de melhor desempenho termodinâmico que aqueles, podendo ser aplicada em sistemas frigoríficos de pequeno e médio

porte industriais, bem como em sistemas frigoríficos domésticos, desde que se tomem as medidas de segurança necessárias, posteriormente apresentadas neste trabalho. Deve-se notar também, que a amônia representa um custo menor visto que não se tem nenhum gasto adicional em desenvolvimento de produto, pois é um produto altamente usado, com tecnologia de fabricação bem conhecida e barata, quando comparada com os novos refrigerantes alternativos.

### **IV.3- Experiências Anteriores e Problemas da Amônia na Refrigeração**

Desde muito tempo a amônia é utilizada como refrigerante nos sistemas de refrigeração de grande porte, na indústria.

Os problemas apresentados no uso da amônia são a inflamabilidade, a toxicidade, alto consumo de óleo lubrificante, altas pressões de condensação, freqüentes vazamentos e o ataque aos componentes dos sistemas de refrigeração (corrosão), tais como tubos, válvulas etc. Serão discutidos, cada um deles, separadamente, mostrando-se as medidas a serem tomadas em cada caso.

O grande uso da amônia tem sido tradicionalmente através da refrigeração industrial, onde este refrigerante é empregado em todas as grandes instalações em nosso país. Não tem reportado, no entanto o emprego de amônia em unidades de porte intermediários a fim de atender a demanda notadamente comercial com aplicações em supermercados, ar condicionado central, centrais de distribuição. A razão sempre apontada é a questão da segurança, devido a toxicidade desse refrigerante. Pouco se tem feito no sentido de superar esta dificuldade através do emprego de sistemas indiretos como uso de água gelada, ou qualquer outro fluido de trabalho mais seguro, como etileno-glicol, outras soluções.

#### **IV.3.1 - Toxicidade**

O maior problema enfrentado nos sistemas frigoríficos que operam com amônia é a sua toxicidade. A Conferência Americana de Higienistas Industriais Governamentais, sugere valores permissíveis de exposição a substâncias tóxicas, apresentados na Tabela 8. A amônia apresenta limites de exposição a concentração relativamente baixa, ao contrário dos halogenados que não apresentam este problema, pois seus valores limites são muito superiores. Se uma pessoa ficar exposta a concentrações superiores a 100 ppm de amônia por 5 min, ocorrerão sensíveis irritações nos olhos e mucosas nasais. Concentrações superiores a 700 ppm são intoleráveis (JABARDO, 1994). Cumpre ressaltar que os efeitos da amônia não são cumulativos, pois poucos minutos após a exposição, não estando mais exposto a amônia, os sintomas desaparecem. Para se

evitar problemas desta monta, há algumas medidas básicas a serem tomadas:

1. Construir uma casa de máquinas isolada, com bastante ventilação. A amônia pode ser liberada para atmosfera, pois, como já mostrado não afeta a camada de ozônio e não gera efeito estufa;
2. Instalar sensores de amônia na casa de máquinas. Este sensor acionaria um sistema especial de exaustão de amônia, caso a concentração atingisse ou superasse um limite previamente estabelecido;
3. Em instalações de pequeno e médio porte, os sensores de amônia poderiam acionar um sistema de lavagem do gás, com lençol de água, já que a amônia é miscível em água, evitando-se, assim, a contaminação da atmosfera circundante;
4. Pode-se utilizar sistemas de refrigeração indireta, cumpre lembrar que nestes sistemas o desempenho global é reduzido, já que o sistema operaria em temperaturas de evaporação inferiores as apresentadas anteriormente, o que implica na redução do COP.

**Tabela 8** - Concentração limite de exposição humana para diferentes refrigerantes, média relativa a uma semana de 5 dias, 8 horas por dia de exposição, para os refrigerantes R-717, R-22, R-134a, R-123, em ppm (Adaptado de JABARDO, 1994)

R-717	R-22	R-134a	R-123
25	1000	1000*	100

\* Valor estimado.

A Tabela 8, compara os valores máximos de exposição aos refrigerantes mais usados e o R-134a para uma média de exposição relativa a uma semana de 5 dias, 8 horas por dia de exposição, para os refrigerantes R-717, R-22, R-134a, R-123, em ppm. É evidente que a amônia apresenta um limite muito menor que os demais refrigerantes, mas como já foi dito, tomando-se as precauções acima citadas não há riscos.

#### IV.3.2 - Inflamabilidade

O limite de inflamabilidade da amônia em ar à pressão atmosférica é de 16 a 25% de concentração volumétrica (JABARDO, 1994), ou seja 16 a 25% do volume total no sistema de amônia e a maior parte, 75 a 84% de ar. Estes limites são impossíveis de serem atingidos no interior de sistemas de refrigeração, pois uma presença de quantidades significativas de ar no sistema acarretaria uma elevação muito grande da pressão de condensação.

A presença de ar no interior do sistema, que nestas condições de operação são incondensáveis, provoca uma diminuição na área de troca do condensador ocasionando um

aumento da pressão de condensação. Observando-se este aumento, o ar que o ocasionou é prontamente eliminado do sistema. Portanto é inviável atingir tais proporções de concentração volumétrica de amônia em ar em um sistema de refrigeração de amônia.

O superaquecimento da amônia não tem o mesmo efeito que para os refrigerantes halogenados, provocando temperaturas de descarga elevadas, que, podem, caso haja presença de ar, levar à explosão. A diferença máxima de temperaturas entre o vapor saturado e o vapor superaquecido deve ser de no máximo 10°C, o valor recomendado é 5°C. Para evitar qualquer tipo de risco, deve-se utilizar isolante térmico na sucção, e este de boa qualidade. Isolamento ineficiente ou úmido pode provocar excessivo superaquecimento (PEREZ, 1993).

A condensação do vapor do ar atmosférico é o grande responsável por umidificação da camada de isolante. A camada de isolante deve ter uma espessura suficiente para que a temperatura externa seja maior que a maior temperatura de ponto de orvalho do local da instalação. Este conceito é de suma importância para o comportamento da amônia (Ibidem).

Tomando-se estes cuidados, e evitando-se grandes quantidades de ar no sistema, a temperatura de descarga e a pressão de condensação jamais atingirá patamares onde haverá risco de inflamabilidade da amônia.

#### IV.3.3 - Problemas do Óleo Lubrificante em Sistemas de Amônia

A temperatura de descarga define a temperatura dos demais pontos do ciclo. Estudos recentes demonstram que a utilização de óleo lubrificante em sistemas de amônia tem as características apresentadas na Tabela 9.

**Tabela 9 - Perdas por arraste de óleo lubrificante a diferentes temperaturas (PEREZ, 1993)**

Temperatura do Óleo (°C)	Perda de Óleo (%)
80	3
100	8
120	16
140	30

Temperaturas elevadas no cárter e nas camisas de resfriamento, provocam presença de uma alto fluxo de vapor de óleo lubrificante, que pode não ser eliminado pelo separador de óleo, e este vapor irá para o condensador, formando uma película de óleo que dificultará as trocas de calor

neste componente.

Deve-se ressaltar que o arraste de óleo é uma característica do processo e que varia para cada refrigerante. A amônia está entre os refrigerantes que mais arrastam óleo devido às altas temperaturas de descarga, característica física desta. Para se minimizar o arraste de óleo, basta manter a temperatura de descarga em valores próximos ou inferiores a 80°C, resfriando-se a camisa do pistão com água, tomando-se o cuidado de manter a temperatura do óleo entre 40 e 60° C, condição para um bom efeito lubrificante. Este procedimento foi adotado.

#### IV.4 - Metodologia de Avaliação Termodinâmica de Sistemas

O conceito primitivo de energia (capacidade de realizar trabalho) é talvez o que melhor define exergia. Infelizmente, outra propriedade chamada por cientistas e engenheiros, tornou-se a base tradicional para definir um valor termodinâmico e, por causa disso, o termo eficiência energética, que em alguns casos pode ser uma aproximação da “verdadeira eficiência”, tem sido erroneamente utilizada para otimizar processos.

Também denominada disponibilidade, exergia é definida como a propriedade que mede a capacidade de um objeto (ou fluxo) de realizar trabalho. Em outras palavras, todas as formas de energia mecânica e elétrica consistem em exergia pura (AURACHER, 1984). Do ponto de vista termodinâmico, a capacidade de realizar trabalho decorre de um desequilíbrio, que pode ocorrer em combustíveis ou qualquer outro produto com potencial (i.e., diferença de voltagem, pressão, temperatura, afinidade química) em realizar um processo. Por razões históricas, esta que é a propriedade mais consistente do ponto de vista termodinâmico, não tem sido utilizada como ferramenta nas análises.

Matematicamente, usando-se a definição de RANT<sup>3</sup> (citado AURACHER, 1979) define-se exergia  $a$  como:

$$a = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (4.3-1)$$

Considerando-se um determinado sistema exergia termoquímica ( $a$ ) é definida como:

---

<sup>3</sup>RANT, Z. “Exerie. ein neues wort für ‘Technische Arbeitsfähigkeit’”. Forsch. Ing. Wesen, vol. 22, 1956. p. 36-37.

$$a = a_t + a_q \quad (4.3-2)$$

onde a exergia termomecânica  $a_t$  é a medida do potencial do fluxo em realizar trabalho, devido às suas condições de temperatura e pressão (e.g., o potencial de um fluxo de vapor superaquecido num ciclo Rankine no ponto de entrada da turbina) e, exergia química  $a_q$  a medida de um fluxo em gerar trabalho ao seu potencial químico (e.g., um fluxo de lenha no ponto de entrada do forno tem um "poder calorífico" que pode ser medido, mas também calculado em função da sua composição química).

Aplicando-se o conceito de exergia para um sistema (seja este fechado ou aberto), GALLO & MILANEZ (1990) discutem o que se conceitua eficiência exergética, considerando-se ou não sistemas que envolvam reações químicas. É importante notar que em processos bioquímicos, tais como fermentação (apesar de podermos assumir a reação como sendo de um único substrato e único microorganismo) e reações de biodigestão (neste caso com múltiplos substratos e múltiplos microorganismos) a aplicação de avaliação exergética sofre restrições. Isto ocorre pela dificuldade que se tem de se quantificar as irreversibilidades envolvidas em processos biológicos.

É reconhecida por estes autores a impossibilidade de discutir exaustivamente todas as deduções, implicações e aplicações. Nesse sentido, para uma discussão mais criteriosa do conceito de exergia, que não é escopo deste trabalho e, portanto, não será efetuada aqui. Os trabalhos de BEJAN (1982), KOTAS (1985) e MORAN (1982), além dos trabalhos referenciados em GAGLIOLI (1983) são recomendados.

#### IV.4.1 - Exergia como um Critério de Otimização

Exergia é não só um parâmetro de avaliação termodinâmica, mas também de otimização. A perda de exergia ou irreversibilidade, como é denominada, significa distanciamento do ideal e do ótimo. Dessa maneira, a otimização de um processo termodinâmico implica não exatamente na conservação de energia (1ª Lei), mas na conservação de exergia (1ª e 2ª Leis juntas). Vem daí que, num determinado processo, o objetivo técnico-econômico não é o de determinar as "perdas" de energia (até porque energia não se perde), mas as perdas de exergia (e esta sim se perde, i.e. perda de exergia=irreversibilidade), determinar as fontes e as magnitudes das perdas de exergia e, em última análise, as perdas de capital.

#### IV.4.2 - Balanço Exergético

Especificamente sobre o sistema de refrigeração pode-se escrever um balanço exergético onde se considera todos os fluxos que entram e que saem do sistema em questão.

Considerando-se então o balanço exergético acima proposto, pode-se escrever a equação:

$$\sum (\dot{m}_i a_i)_{entrada} = \sum (\dot{m}_i a_i)_{saida} + \dot{I} \quad (4.3.2-1)$$

Desta maneira pode-se estudar as perdas de exergia (irreversibilidades) a partir da definição de fluxo útil.

Assim, pode-se proceder o estudo de um sistema de refrigeração por compressão mecânica (AURACHER, 1979). A Figura 2 ilustra um diagrama esquemático de um ciclo de refrigeração mecânica e a suas respectivas representações nos Gráficos Temperatura x Entropia e Pressão x entalpia.

Analogamente ao exemplo da avaliação exergética de uma caldeira, pode-se entender a dissipação de um fluxo exergético num sistema de refrigeração. Dessa forma, assim como entendemos no processo de geração de potência a necessidade de se produzir um máximo de trabalho ( $W$ ), a partir das fontes  $Q_h$  e  $Q_l$ , procuramos na refrigeração produzir um máximo de efeito frigorífico ( $\Delta a_o$ ), a partir de uma certa quantidade de trabalho disponível ( $W$ ), ou dada uma certa capacidade frigorífica, representada pela exergia  $\Delta a_o$ , produzir esse efeito consumindo um mínimo de exergia ou trabalho ( $W$ ). Nesse sentido pode-se escrever (Figura 3):

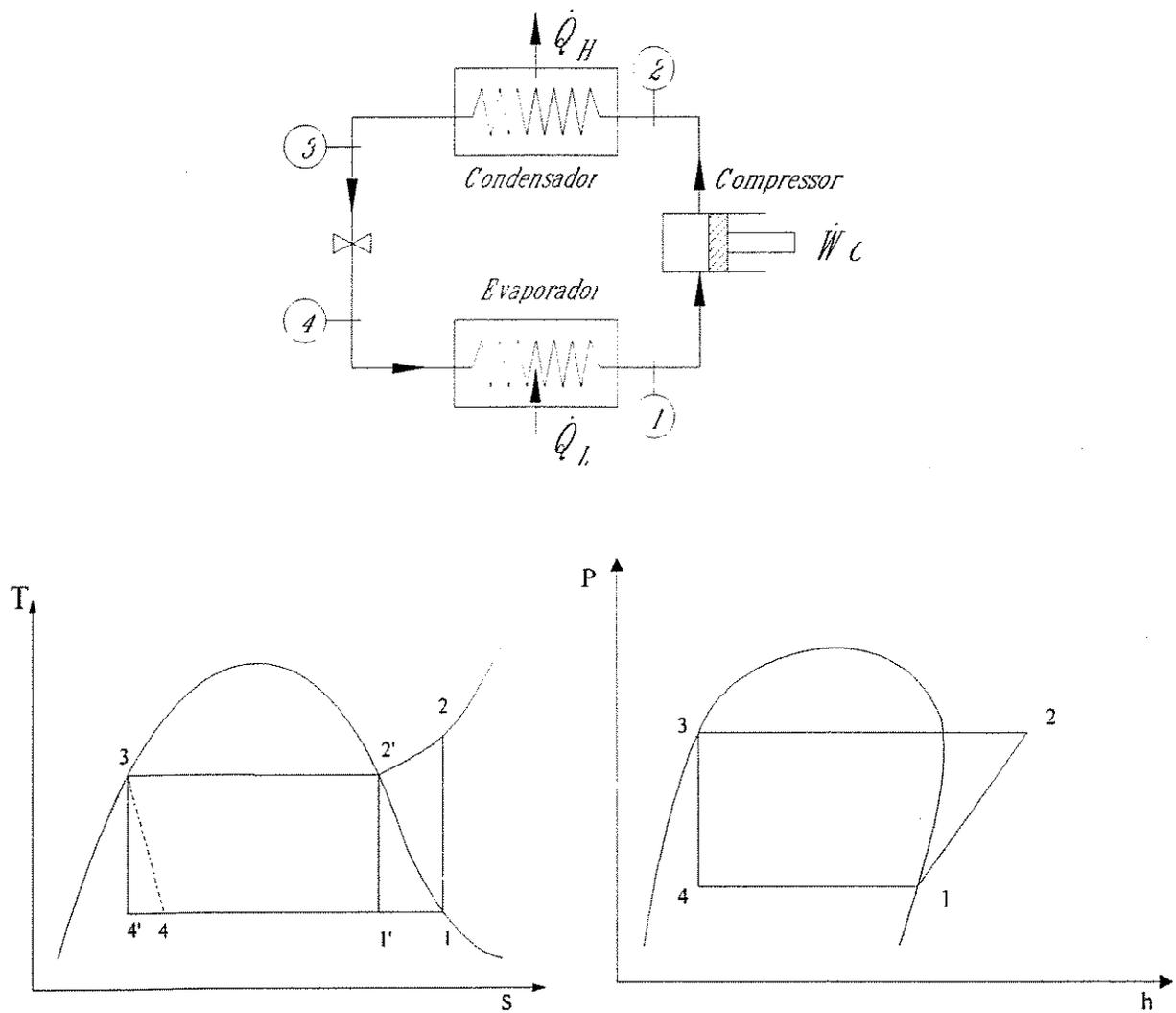
$$W = \Delta a_c + \Delta a_{co} + \Delta a_{ve} + \Delta a_{ev} + \Delta a_o \quad (4.4.2-3)$$

Numa avaliação energética de um sistema de refrigeração por compressão mecânica, utiliza-se a relação conhecida como coeficiente de desempenho (COP), definido na equação (4.2-6) relação de quantidades de energia retirada do ambiente a ser refrigerado pelo refrigerante e o trabalho necessário para efetua-la. Nota-se que se trata de uma relação envolvendo grandezas da 1ª Lei, ou seja, de caráter quantitativo.

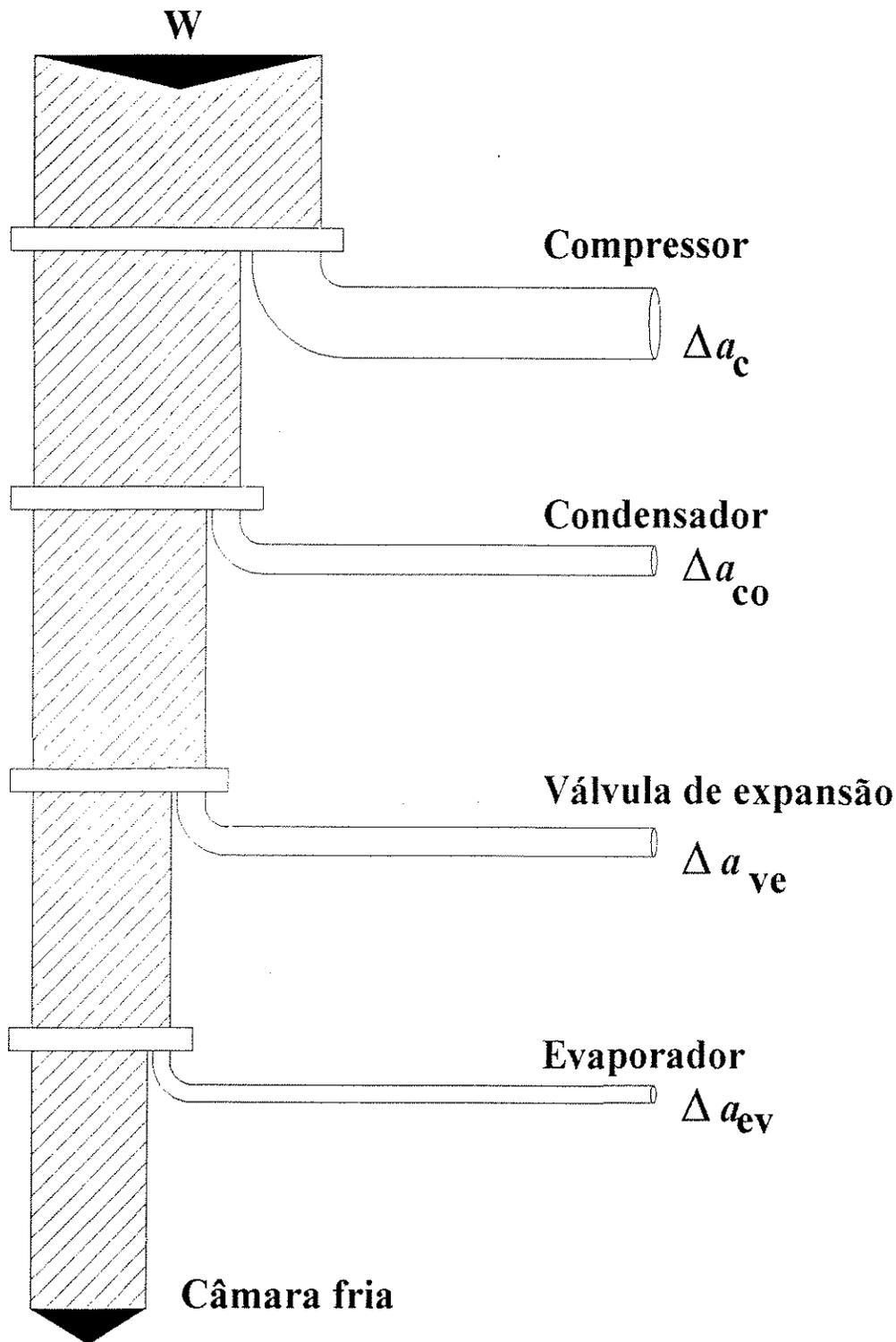
A avaliação exergética define uma eficiência, que pode ser escrita matematicamente como:

$$\eta = \frac{\Delta a_0}{W} \quad (4.4.2-4)$$

A Figura 3 ilustra as perdas de exergia em sistemas de refrigeração. A eficiência exérgica definida na equação (4.4.2-4) é efeito frigorífico disponível dividido pelo trabalho necessário para realizá-lo.



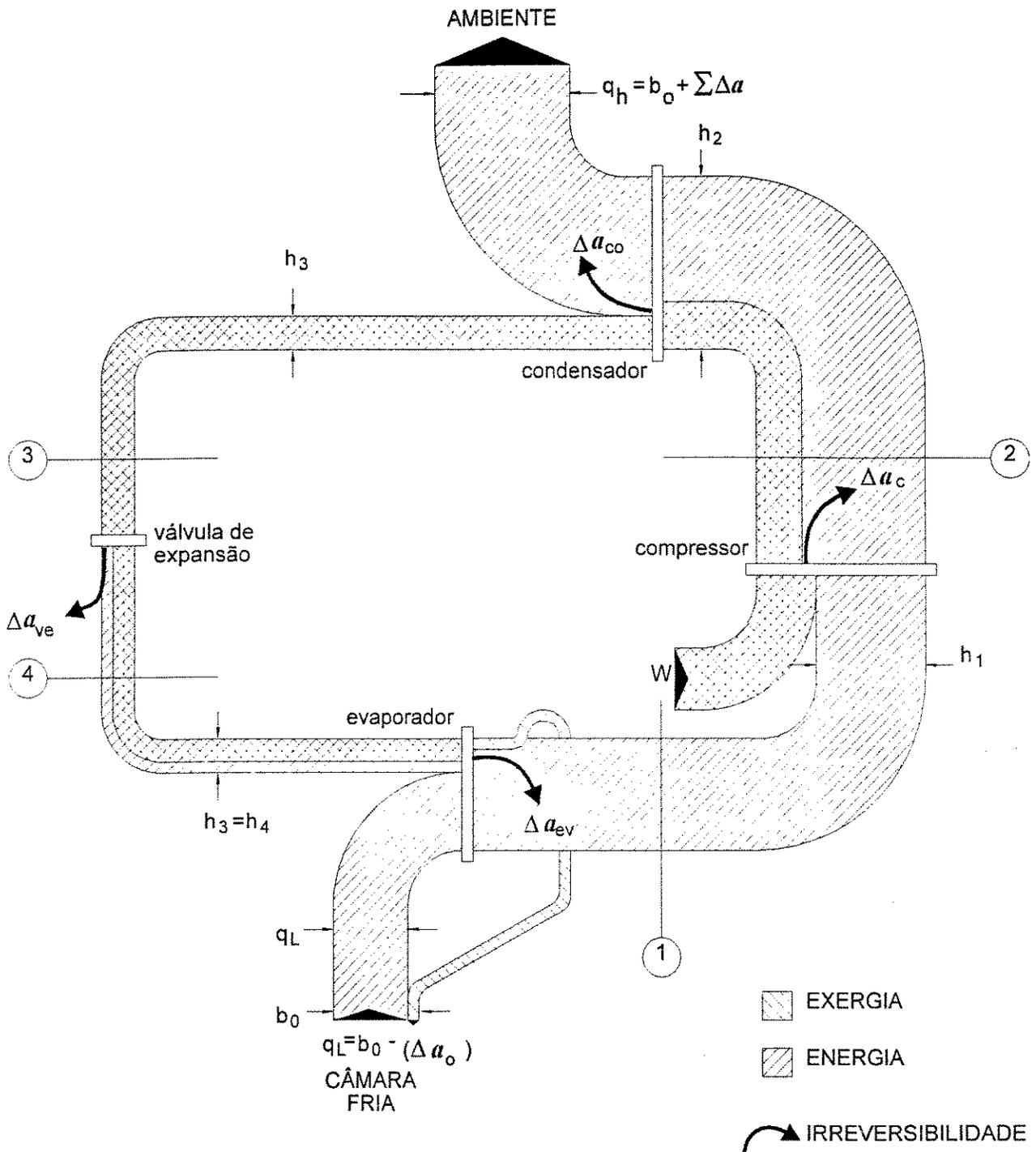
**Figura 2-** Esquema simplificado e diagramas T-s e P-h para um sistema de refrigeração.



$$\Delta a_0 = \eta W$$

(onde  $\eta$  = eficiência exergética)

**Figura 3** - Esquema representando as perdas de exergia em um sistema de refrigeração por compressão mecânica (AURACHER, 1979).



**Figura 4 - Fluxos Energéticos e exergéticos participantes do ciclo de refrigeração por compressão mecânica (AURACHER, 1979).**

O diagrama representado na Figura 4 ilustra os fluxos participantes do ciclo de refrigeração, diferenciando energia e exergia.

Em sistemas de refrigeração por compressão mecânica procura-se obter um valor de COP, tal que a quantidade de energia (calor) retirada do evaporador ( $Q_1$ ) seja maior que a quantidade de energia

(trabalho) necessária para comprimir o refrigerante ( $W$ ). Nem sempre se obtém valores de COP maiores que um, mas no caso desta aplicação, usualmente procura-se obter valores superiores a um. O rendimento exergético ( $\eta$ ) sempre será menor que um, pois nele estão computadas as perdas.

## V - MATERIAL E MÉTODOS

### V.1 - Montagem do Experimento e Testes de Operação

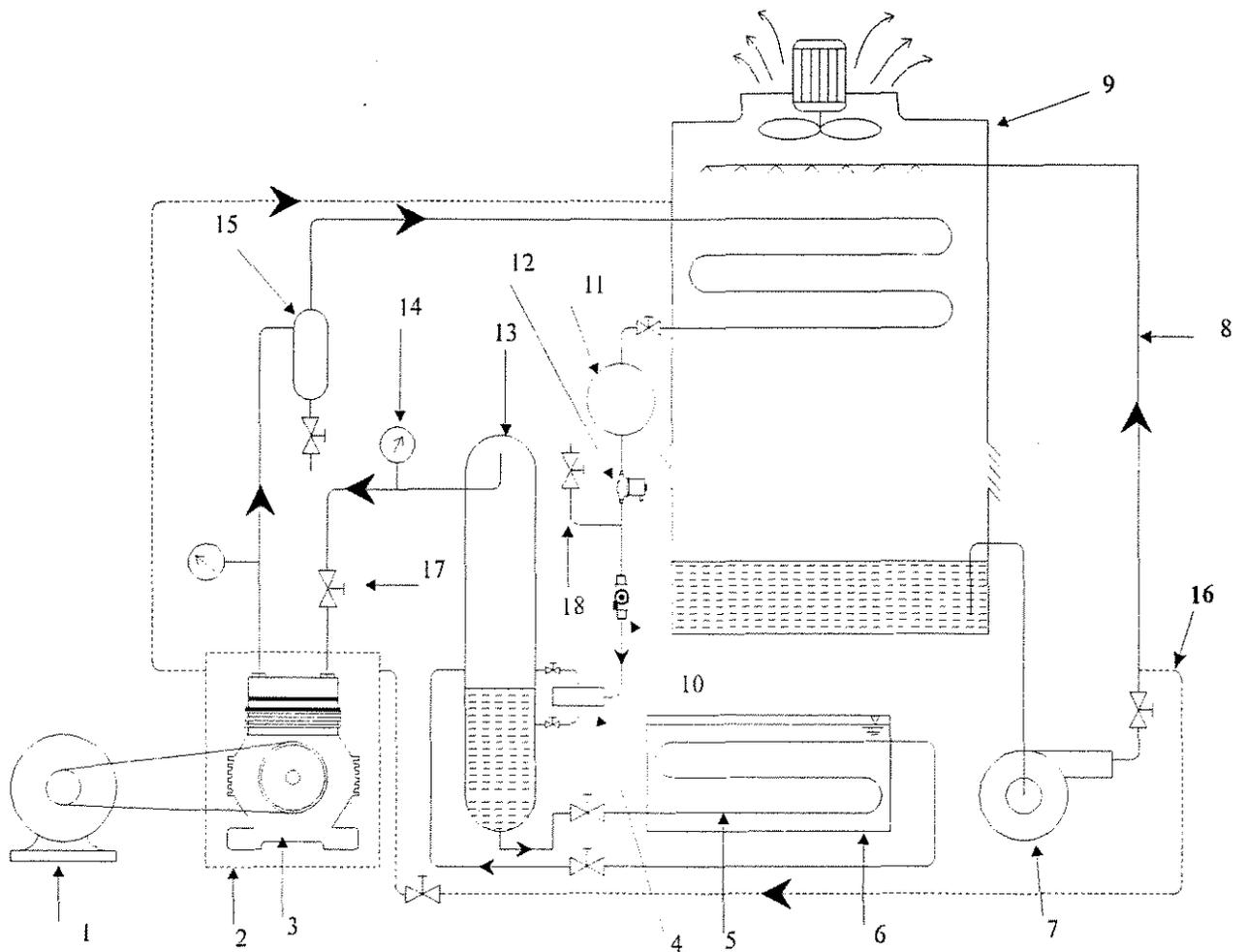
No Laboratório de Termodinâmica e Energia do Departamento de Construções Rurais (DCONRU) da Faculdade de Engenharia Agrícola (FEAGRI) - UNICAMP, foi construído o protótipo de um sistema de refrigeração, para operar como condicionador de ar com água gelada como fluido de trabalho secundário (ver as Figuras 5 e 6), cujos componentes são descritos no Apêndice - A, onde foi utilizado um compressor inicialmente projetado para operar com R-12, adaptado para operar com amônia. Mas em sistemas onde se deseja substituir o fluido refrigerante, mantendo-se o mesmo compressor, é necessário conhecer as características deste e a partir dele dimensionar-se o novo sistema.

Ao utilizar-se um compressor inicialmente projetado para trabalhar com um fluido refrigerante, em um sistema operando com outro, é necessário calcular-se a capacidade frigorífica real que este compressor poderá operar nesta nova aplicação. Esta capacidade frigorífica foi calculada segundo a metodologia abaixo

Para definir as condições de operação do sistema, procedeu-se da seguinte forma:

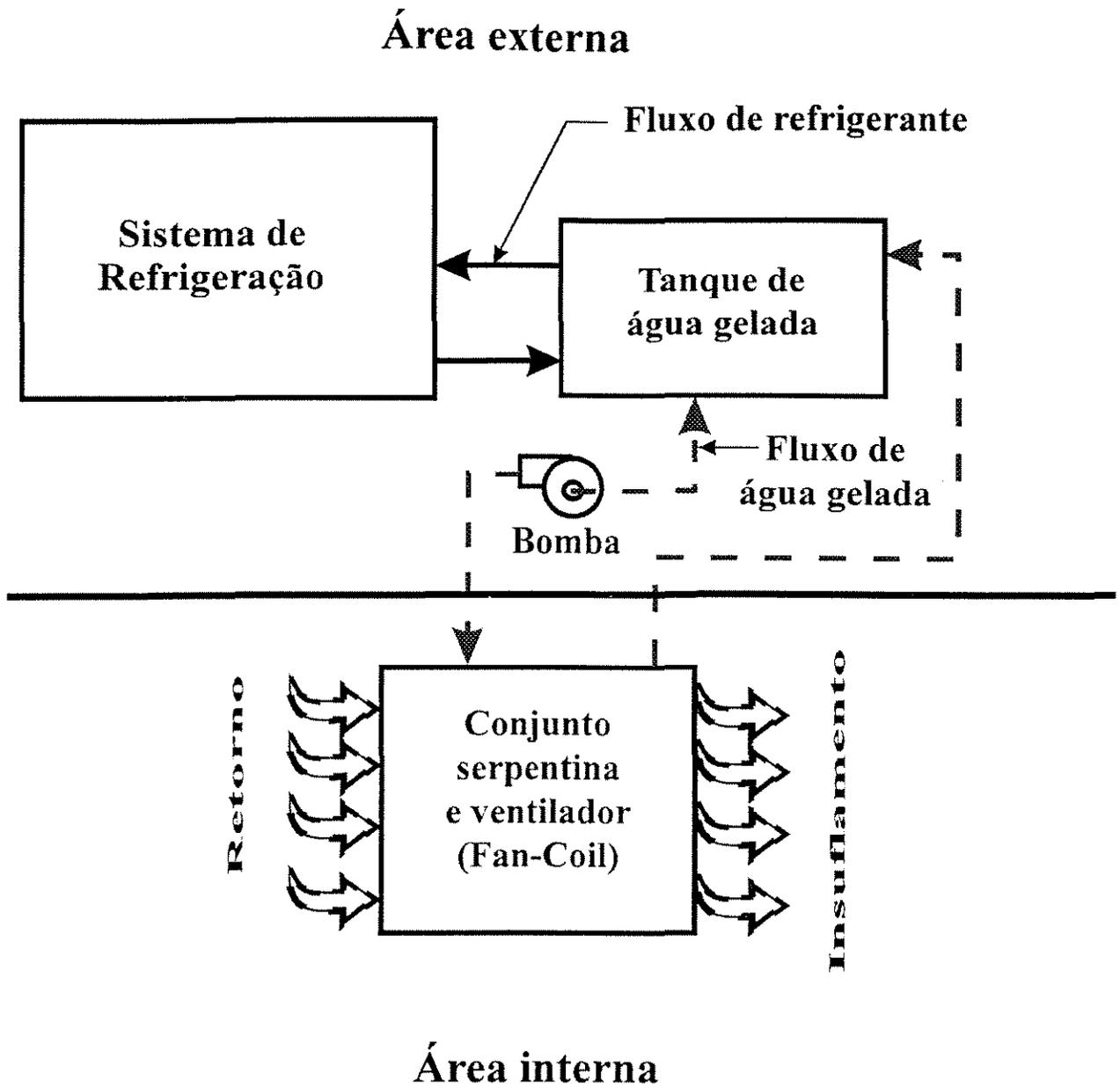
1. Verificou-se as condições de operação do compressor para o refrigerante de projeto, obteve-se os valores das entalpias, na curva P-h, em cada ponto importante do ciclo e pressão de condensação e evaporação do refrigerante, bem como as temperaturas de condensação e evaporação;
2. Definiu-se as novas condições de operação para o novo sistema, obteve-se na curva P-h para o refrigerante alternativo os mesmos dados anteriores;
3. Calculou-se a relação entre pressão de condensação e de evaporação para os dois sistemas, e verificou-se que o compressor resistiu as pressões de operação. Para compressores de um estágio, a relação de pressões deve ser menor (PEREZ, 1993) que oito. A diferença entre a pressões de condensação e evaporação deve ser menor ou igual a 1,2 MPa. Para valores maiores, haverá perda de eficiência da compressão;
4. Verificou-se a rotação necessária para o compressor operar com o novo refrigerante, pois a eficiência volumétrica é diferente para cada refrigerante. Para utilizar-se o mesmo motor que acionaria o sistema anterior, deve-se calcular o diâmetro da nova polia, se a transmissão for por correia. Optou-se por utilizar a mesma rotação para o novo sistema e, portanto, calculou-se a nova capacidade frigorífica que o compressor é capaz de retirar. O processo é exatamente o mesmo, como se mostrará posteriormente;
5. Calculou-se os trocadores de calor do sistema, condensador e evaporador, considerando o COP

desejado, como descrito à seguir.



**Figura 5** - Esquema simplificado do protótipo de um sistema de refrigeração.

1.Motor, 2.Caixa de água de resfriamento do compressor, 3.Compressor, 4.Controlador de nível de amônia, 5.Evaporador inundado, 6.Tanque de gelo, 7.Bomba de água 8. Linha de entrada de água no condensador evaporativo, 9. Condensador evaporativo, 10.Válvula de agulha manual, 11.Garrafa de líquido, 12.Válvula solenóide, 13.Separador - distribuidor, 14.Transdutores de pressão ou manômetros, 15.Separador de óleo, 16.Linha da água de resfriamento do compressor, 17.Válvulas de serviço, 18.Tubo de carga de amônia.



**Figura 6** - Sistema simplificado de ar condicionado com refrigeração indireta, utilizando água gelada como fluido de trabalho no conjunto serpentina e ventilador ("fan-coil").

## V.2 - Condições de Operação para o R-12 e para o R-717

O compressor utilizado foi um compressor Coldex Frigor, modelo V-S, projetado para operar com R-12, R-22 e R-502 (ver esquema na Figura 5):

Condições originais de operação

- Rotação do compressor: 330 rpm
- Volume deslocado pelo pistão: 13,48 m<sup>3</sup>/h
- Capacidade nas condições de operação da Tabela 10: 0,951 TR=3,338 kW
- Rotação do motor: 1750 rpm

Tabela 10 - Condições de operação do sistema operando com R-12 e amônia (R-717)

Refrigerante	T <sub>0</sub> (°C)	T <sub>k</sub> (°C)	T <sub>s</sub> (°C)	P <sub>0</sub> (MPa)	P <sub>k</sub> (MPa)
R-12	-15	45	----	0,188	1,115
R-717	-15	37 <sup>4</sup>	-10 <sup>5</sup>	0,243	1,472

Tabela 11 - Relações de interesse entre as pressões de operação para cada refrigerante.

Refrigerante	$\frac{P_k}{P_0}$	P <sub>k</sub> - P <sub>0</sub> (MPa)
R12	5,93	0,93
R-717	6,06	1,23

As relações de pressão para os dois refrigerantes são aproximadamente as mesmas (~ 6), estando abaixo do limite para projeto (8), portanto, como se esperava, o compressor operou com a amônia sem riscos de rompimento dos seus componentes. A diferença entre as pressões está dentro da faixa aceitável.

## V.3 - Cálculo da Nova Capacidade frigorífica

Como neste sistema utilizou-se o mesmo valor de rotação, do compressor, 330 rpm, calculou-se o novo valor da capacidade frigorífica do compressor, como segue. Pelo catálogo do fabricante, nas condições de operação, a capacidade frigorífica para o R-12 é:

<sup>4</sup> O sistema de amônia, devido a limitação de pressão de descarga, deve trabalhar com temperaturas de descarga mais baixas.

<sup>5</sup> A temperatura de sucção em sistemas de amônia não deve exceder a 10 °C de diferença da de evaporação, para evitar-se temperaturas muito altas na descarga.

$$\dot{Q}_{0,r} = 3,338 \text{ kW}$$

O valor da capacidade frigorífica por kg para o R-12 é:

$$q_{o,r} = 140 \text{ kJ/kg}$$

Para a amônia, o valor da capacidade frigorífica por kg é:

$$q_{o_a} = 1075 \text{ kJ/kg}$$

O calor de compressão para a amônia é:

$$q_{c_a} = 250 \text{ kJ/kg}$$

Através do cálculo das relações de rotação entre os dois sistemas obteve-se a capacidade frigorífica do sistema para o sistema operando com amônia, como segue.

De acordo com o fabricante, o volume deslocado pelo compressor é 13,48 m<sup>3</sup>/h. Da definição de eficiência volumétrica tem-se:

$$\lambda = \frac{\dot{V}_r}{\dot{V}_p} \quad (5.3-1)$$

onde os subscritos *r* e *p* indicam volume efetivamente succionado pelo pistão e o volume deslocado pelo pistão respectivamente.

$$\dot{V}_p = \frac{\pi d^2}{4} \cdot L(N \cdot 60) \cdot n \quad (5.3-2)$$

$$\dot{V}_r = \frac{\dot{Q}_o}{q_o} v \quad (5.3-3)$$

Substituiu-se (5.3-2) e (5.3-3) em (5.3-1) e obteve-se:

$$N = \frac{\frac{v}{\lambda}}{\frac{\pi d^2}{4} L \cdot 60 \cdot n} \frac{\dot{Q}_o}{q_o} \quad (5.3-4)$$

Escreveu-se, então a equação (5.3-4) para os dois refrigerante e dividiu-se as equações para cada refrigerante uma pela outra e obteve-se:

$$\frac{N_r}{N_a} = \frac{v_r}{v_a} \frac{q_{or}}{q_{oa}} \frac{\lambda_r}{\lambda_a} \frac{\dot{Q}_{oa}}{\dot{Q}_{or}} \quad (5.3-5)$$

As eficiências volumétricas são diferentes para cada refrigerante e são dadas pela equação:

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda_w \quad (5.3-6)$$

$$\lambda_i = \frac{P_0 - \Delta P_0}{P_0} - C \left[ \frac{P_0 + \Delta P_k}{P_0} - \frac{P_0 - \Delta P_0}{P_0} \right] \quad (5.3-7)$$

$\Delta P_0$  e  $\Delta P_k$  variam entre 0,004 a 0,006 MPa e 0,01 a 0,013 MPa para os refrigerantes usuais, respectivamente. Segundo PEREZ (1993) os valores indicados para esta aplicação são  $\Delta P_0 = 0,004$  MPa e  $\Delta P_k = 0,01$  MPa.

C é definido como segue:

$$C = \frac{V_c}{V_p} \quad (5.23-8)$$

Os valores de C estão entre 2 e 6%. Os maiores valores de C correspondem a compressores pequenos. Neste caso, PEREZ (1993) indica 4 %, por ser um compressor médio.

O coeficiente de aquecimento é dado pela equação abaixo:

$$\lambda_w = \frac{T_o}{T_k} \quad (5.3-9)$$

Como proposto, foi adotada a mesma rotação utilizada para R-12, para o compressor operar com a amônia, substitui-se os dados nas equações (5.3-1) até (5.3-9) e obteve-se uma capacidade frigorífica de:

$$\dot{Q}_{o_a} = 5,48 \text{ kW} = 1,56 \text{ TR}$$

Com este valor de capacidade frigorífica, calculou-se o condensador e o evaporador. O primeiro é evaporativo e o segundo, inundado.

**Tabela 12** - Comparação entre os valores de capacidade frigorífica e efeito frigorífico entre os refrigerantes R-12 e R-717 para o sistema em estudo.

	R-12	R-717	R-717/R-12
$q_o \text{ (kJ/kg)}$	140,000	1075,000	7,680
$\dot{Q}_o \text{ (kW)}$	3,338	5,480	1,640

#### V.4 - Cálculo do evaporador

O evaporador utilizado neste sistema foi do tipo inundado, sendo calculado pelo método apresentado nos trabalhos de LORENTZEN (1975-76), HÁLASZ (1977), PEREZ (1993), PERSONS (1980-81) e NEVES F<sup>o</sup> (1993). A área do evaporador encontrada foi de 2 m<sup>2</sup>.

A metodologia de cálculo não será apresentada de forma explícita por ser bastante clara na bibliografia e de fácil consecução.

## V.5 - Cálculo do Condensador

Os condensadores evaporativos, são mais indicados para operarem com amônia devido a temperatura de condensação ser menor, que os de casca e tubo. O primeiro opera com temperaturas de condensação próximas da temperatura de bulbo úmido, enquanto que o segundo opera com temperaturas próximas as de bulbo seco (PEREZ, 1993). Por ser um sistema onde a temperatura de condensação é mais crítica que a de evaporação, pelo motivos de segurança já apresentados, o cálculo do condensador será apresentado e do evaporador não.

A vazão de água deve ser de  $1,67 \cdot 10^{-2}$  a  $2,22 \cdot 10^{-2}$  kg/s para cada 1,16 kW de calor cedido. A água evapora cerca de 3 a 5 l para cada 1,16 kW e o volume de ar deve estar entre  $2,77 \cdot 10^{-2}$  a  $5,55 \cdot 10^{-2}$  m<sup>3</sup>/s para cada 1,16 kW (PEREZ, 1993).

### V.5.1 - Coeficiente de Transferência de Calor

#### V.5.1.1 - Coeficiente de Transferência de Calor entre Fluido Refrigerante e os Tubos

Para o cálculo do coeficiente de película para a transferência de calor no interior de tubos foi utilizada a correlação abaixo, apresentada na referência (PEREZ, 1993).

$$h_a = \Theta \cdot q^{0,5} L^{0,3} d^{-0,25} \quad (5.5.1.1-1)$$

$\Theta$  é um fator empírico tabelado, apresentado na Tabela 13.

**Tabela 13** - Fator  $\Theta$  para a amônia em diversas temperaturas de condensação

$T_k$ (°C)	$\Theta$
0	8,84
10	8,15
20	7,52
30	6,90
40	5,00

Para as condições de operação previamente definidas, obteve-se por regressão  $\Theta=5,05$

A metodologia para obtenção da área de troca apresentada por PEREZ (1993), é iterativa, ou seja, faz-se algumas hipóteses, como se verá abaixo, e depois verifica-se a partir dos valores de

área e coeficiente de transferência de calor obtidos a validade das hipóteses. Após algumas iterações obtém-se os valores finais.

Para calcular a área do condensador foram feitas algumas hipóteses. Assumiu-se o comprimento da serpentina de 100 cm (1,0 m) e o comprimento dos tubos de 0,8 m o diâmetro de 0,0127 m e  $\dot{q}$  a taxa de calor de por área e por segundo que atravessa as paredes do tubo, igual a 11,6 kW/m<sup>2</sup>, assim, da equação (5.5.1.1-1) obteve-se:

$$h_a = 1302,45 \text{ W / m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Por ser um cálculo iterativo, os valores adotados devem ser verificados ao final dos cálculos. Os valores apresentados acima são os definitivos.

#### V.5.1.2 - Coeficiente de Transferência de Calor entre os Tubos e a Película de Água

A equação utilizada para obter-se o valor do coeficiente de transferência entre os tubos e a água é:

$$Nu_m = 0,024 \cdot Re^{0,73} \cdot Pr^{0,4} \quad (5.5.1.2-1)$$

e o Número de Nusselt, o número de Reynolds e o de Prandt são definidos como:

$$Nu_m = \frac{4 \cdot h_m \cdot b}{k} \quad (5.5.1.2-2a)$$

$$Re = \frac{4 \cdot V \cdot b}{\nu} \quad (5.5.1.2-2b)$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (5.5.1.2-2c)$$

O coeficiente de transferência de calor é função do número de Nusselt, da espessura da película de água e do coeficiente condução de calor da água. Utilizando-se a correlação empírica (5.5.1.2-1) para se determinar Nusselt, pode-se calcular o coeficiente de transferência de calor em

função da espessura da película de água, cuja determinação é apresentada abaixo.

A espessura da película de água é dada pela equação abaixo:

$$b = 1,35 \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \mu \cdot \Gamma}{\gamma^2}} \quad (5.5.1.2-2)$$

As propriedades da água devem ser tomadas 3 ou 4 graus abaixo da temperatura de condensação e foi tomada 4 graus abaixo da temperatura de condensação de projeto:  $T_w = 33^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned} \gamma &= 994,9 \quad \text{kg/m}^3 \\ \mu &= 7,65 \cdot 10^{-4} \quad \text{kg/m}\cdot\text{s} \\ C_p &= 4,147 \quad \text{kJ/kg}\cdot^\circ\text{C} \\ k &= 0,624 \quad \text{W/m}\cdot^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$\Gamma$  é dado por:

$$\Gamma = \frac{\hat{\lambda}}{n \cdot \ell \cdot 2} \quad (5.5.1.2-3)$$

onde

$$\hat{\lambda} = 0,022 \text{ kg/s por cada } 1,16 \text{ kW}, \quad n = 4, \quad \ell = 0,8 \text{ m}$$

Como o condensador deve ceder 5,50 kW, logo  $\hat{\lambda}$  deve ser igual a:

$$\hat{\lambda} = 0,104 \quad \text{kg/s}$$

e portanto  $\Gamma$  é:

$$\Gamma = 1,63 \cdot 10^{-2} \quad \text{kg/m}\cdot\text{s}$$

Substituí-se estas valores na equação (5.5.1.2-2) e obteve-se:

$$b = 4,53 \cdot 10^{-4} \quad \text{m}$$

A velocidade dos escoamento é dada por:

$$V = \frac{\Gamma}{\gamma \cdot b} \quad (5.5.1.2-4)$$

$$V = 3,62 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}$$

Substitui-se este valores nas equações (5.5.1.2-1) e (5.5.1.2-2a..c) obteve-se:

$$h_m = 413,23 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

O coeficiente global de transferência ( $U_1$ ) de calor entre a água e a amônia é dado por:

$$U_1 = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_r} + \frac{\delta}{k_{met}}\right) \frac{D}{d} + \frac{1}{h_m}} \quad (5.5.1.2-5)$$

$$\delta = 0,004, D = 0,0167 \text{ m}, d = 0,0127 \text{ m}, k=56 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

Substitui-se os valores obteve-se:

$$U_1 = 284,58 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

### V.5.1.3 - Coeficiente de Transferência de Calor entre a Água e o Ar

O calor de condensação é transferido para o ar de duas formas: - calor sensível e calor latente.

A transferência de calor sensível foi calculada pela equação para convecção forçada, entre um conjunto de tubos, a equação abaixo:

$$Nu_f = 0,21 \cdot Re^{0,65} \quad (5.5.1.3-1.a)$$

$$Nu_f = \frac{h_{ar} d}{k} \quad (5.5.1.3-1.b)$$

Afim de obter-se as propriedades do ar, a temperatura deste deve ser tomada como uma temperatura média e foi tomada como sendo de  $25^\circ\text{C}$ . As propriedades são listadas abaixo.

$$k = 2,624 \cdot 10^{-2} \text{ W / m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\nu = 15,53 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$$

A velocidade de circulação do ar, para projeto deve ser tomada em entre 3 e 5 m/s. PEREZ (1993) recomenda para projeto 5 m/s. Tomou-se 5 m/s e substituiu-se os dados nas equações (4.2.3-3, 5.4.1.3-1.a e 5.4.1.3-1.b), obteve-se:

$$h_{\text{ar}} = 216,10 \text{ W / m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

#### V.5.1.4 - Volume Específico de Ar Úmido que Entra no Condensador

O ar entra, em média, no condensador à temperatura de 20°C com umidade relativa( $\varphi$ ) de 75 % . O volume específico é dado pela equação abaixo (SÁNCHEZ, 1986).

$$v = v_a + \frac{d}{d_s}(v_s - v_a) \quad (5.5.1.4-1)$$

A umidade absoluta é calculada por:

$$d = \varphi \cdot d_s \quad (5.5.1.4-2)$$

para pressão de 10 kPa, das tabelas de propriedades de ar úmido tem-se:  $d_s = 14,700 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg}_{a.s.}$

$$d = 11,025 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg}_{a.s.}$$

Das tabelas  $v_a = 830,09 \text{ kg/kg}_{a.s.}$   $v_s = 849,75 \text{ kg/kg}_{a.s.}$ , portanto:

$$v = 0,845 \text{ m}^3 / \text{kg}_{a.s.}$$

### V.5.1.5 - Quantidade de Ar que Passa no Condensador

A quantidade de ar que passa pelo condensador ou vazão mássica (PEREZ,1993), é dada por:

$$\dot{G} = \frac{\dot{V}}{\nu} \quad (5.6-1)$$

O volume de ar (V) deve ser  $3,89 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$  para cada 1,161 kW. Portanto:

$$\dot{V} = 0,184 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Substituiu-se os valores na equação (5.6-1) obteve-se:

$$\dot{G} = 0,218 \text{ kg} / \text{s}$$

### V.5.2- Entalpia do Ar que Entra e que Sai do Condensador

A entalpia do ar que passa pelo condensador nas condições iniciais é calculada por:

$$h_1 = h_a + \frac{d}{d_s} (h_s - h_a) \quad (5.5.2-1)$$

Para  $T = 293 \text{ K}$  e  $\varphi = 75\%$ , das tabelas de propriedades termodinâmicas tem-se  $h_a=38,02 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_s=75,37 \text{ kJ/kg}$ , portanto:

$$h_1 = 66,03 \text{ kJ} / \text{kg}$$

A entalpia do ar na saída do condensador é dada por:

$$h_2 = h_1 + \frac{\dot{Q}}{\dot{G}} \quad (5.5.2-2)$$

$\dot{Q}$  é a taxa de calor dissipada pelo condensador e outras mais que houverem que utilizem a água da torre de resfriamento para trocar calor. Neste caso o resfriamento do compressor foi feito com uma parcela da água da torre e esta água é resfriada através daquela. O calor liberado pelo cabeçote do compressor para a água de resfriamento é estimado em 1kW. Portanto a entalpia do

ar que sai do compressor é:

$$h_2 = 95,85 \text{ kJ/kg}$$

### V.5.3 - Superfície de Condensação

Para determinar a superfície de condensação, a transferência deve ser estável e a quantidade de calor transmitida do refrigerante para a água é igual a quantidade de calor transferida da água para o ar. Isto acontece para uma dada temperatura da água. Encontra-se esta temperatura pelo seguinte método: levanta-se duas curvas de área de troca  $x$  temperatura da água, o ponto comum às duas curvas corresponde a área do condensador e a temperatura real da água. O procedimento para se obter estes valores é descrito à seguir.

Definiu-se a entalpia do ar saturado, nas tabelas de entalpia, na temperatura que foi considerada para a água. Fez-se esta definição para outras temperaturas próximas a escolhida inicialmente. Calculou-se a diferença de entalpia entre o ar saturado na temperatura da água e a entalpia do ar à temperatura média, para cada temperatura da água, através da equação abaixo;

$$\theta = \frac{h_2 - h_1}{\ln \frac{h_w - h_1}{h_w - h_2}} \quad (5.8-1)$$

A entalpia média do ar no condensador foi calculada por:

$$h_m = h_w - \theta \quad (5.8-2)$$

A temperatura média do ar ( $t_m$ ) no condensador é a temperatura correspondente nas tabelas a  $h_m$ .

O coeficiente global de transferência de calor da água para o ar ( $U_2$ ) é:

$$\frac{1}{U_2} = \frac{T_w - T_m}{4 \cdot h_{ar} \cdot \theta} \quad (5.8-4)$$

O coeficiente global de transferência de calor total ( $U$ ) é:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_1} + \frac{1}{U_2} \quad (5.8-4)$$

Finalmente, a superfície de condensação foi calculada pelas equações abaixo, sendo a

capacidade frigorífica rejeitada no condensador ( $\dot{Q}_k$ ) igual a capacidade frigorífica ( $\dot{Q}_o$ ) mais o calor de compressão e seu valor é 5,5 kW, onde a equação (5.8-5a) calcula a área pelo lado do ar e a equação (5.8-5b) pelo lado da água:

$$A = \frac{\dot{Q}_k}{U(T_k - T_m)} \quad (5.8-5a)$$

$$A = \frac{\dot{Q}_k}{U(T_k - T_w)} \quad (5.8-5b)$$

Após calcular-se para várias temperaturas em torno da escolhida para a água, obteve-se os seguintes resultados:

$$U = 650 \text{ W / m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$A = 5,0 \text{ m}^2$$

## V.6 - Cálculo da Quantidade de Amônia para o Sistema

Um dos cálculos básicos e necessários num projeto de um sistema de refrigeração é a quantidade de refrigerante requerida para a partida. A metodologia apresentada à seguir é fundamentada em algumas regras básicas, de cunho experimental.

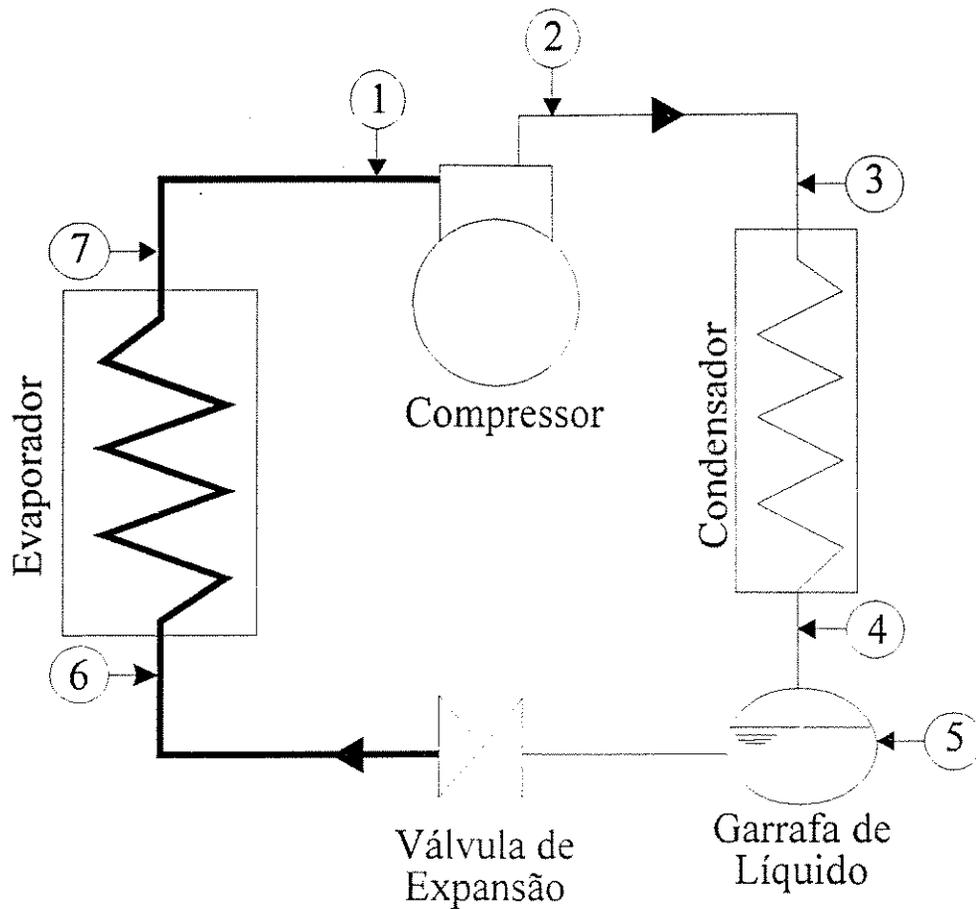


Figura 7- Esquema de um sistema de refrigeração para o cálculo da quantidade de refrigerante de partida.

#### V.6.1- Cálculo da massa de refrigerante na linha de alta pressão (descarga)

A linha de alta pressão é caracterizada na Figura 7 entre os pontos 2 e 3. A quantidade de refrigerante nesta parte do sistema é calculada pela equação abaixo.

$$m = \frac{\pi d^2}{4} L \frac{1}{v} \quad (5.6.1-1)$$

Substituindo-se os valores de  $d$ ,  $L$ ,  $v$ , nas condições de descarga obtém-se:

$$m = 0,03 \text{ kg}$$

#### V.6.2- Condensador

Para o condensador aplica-se, também, a equação (5.6.1-1). Deve-se considerar que

neste componente há vapor e líquido saturados, sendo que um terço do volume é de vapor saturado e dois terços de líquido saturado. Logo a massa total é a soma das massas de vapor e de líquido. Substituindo os valores na referida equação obtém-se:

$$m=1,92 \text{ kg}$$

#### V.6.3- Linha de líquido

Na linha de líquido considera-se que há somente líquido saturado à pressão de condensação. Substituindo-se os valores na equação (5.6.1-1) obtém-se:

$$m=0,04 \text{ kg}$$

#### V.6.4- Garrafa de líquido

Para o sistema em operação a quantidade de refrigerante na garrafa de líquido deve ser de um terço de seu volume. Como somente interessa o sistema em funcionamento, neste caso, e desprezando a quantidade de vapor que há nos dois terços restantes, visto que é muito pequena em relação a quantidade de líquido, substituindo-se os valores na equação (5.6.1-1) obtém-se:

$$m=0,42 \text{ kg}$$

#### V.6.5- Evaporador

O evaporador é do tipo inundado e está dividido em várias partes que são: bóia, separador de líquido e evaporador propriamente dito. Calcula-se a massa de refrigerante em cada uma destas partes, sendo a massa total a somas das partes.

- Separador de líquido

No separador de líquido há um terço de seu volume de líquido e dois terços de vapor, à pressão de evaporação, substituindo-se os valores na equação (5.6.1-1) nas condições de vapor e líquido e somando-se os resultados obtidos para ambas as fases obtém-se:

$$m=8,88 \text{ kg}$$

- Bóia

Na bóia, responsável pelo controle do nível de líquido do separador de líquido, também uma parte de líquido saturado e vapor saturado à pressão de evaporação, sendo que um terço do volume do recipiente da bóia é de líquido e dois terços de vapor. Aplicando-se os valores para vapor e líquido na equação (5.6.1-1) obtém-se:

$$m=0,06 \text{ kg}$$

- Evaporador propriamente dito (serpentina)

Como o evaporador é inundado, mais de 90% de seu volume fica sempre tomado pelo líquido saturado à pressão de evaporação. Para efeito de cálculos considera-se 100% cheio de líquido. substituindo-se os valores na equação (5.6.1-1) obtém-se:

$$m=12,84 \text{ kg}$$

#### V.6.6- Sucção

Na sucção há somente vapor, que por facilidade considera-se saturado. substituindo-se os valores na equação (5.6.1-1) obtém-se:

$$m=6,81 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$$

A massa total ( $m_t$ ) necessária para a partida do sistema é a soma das massas de refrigerante de cada parte. O seu valor é:

$$m_t = \sum m_i \quad (5.5.6-1)$$

$$m_T = 24,19 \text{ kg}$$

$$m_f \approx 24 \text{ kg}$$

Nota-se que acerca de 50% da amônia no sistema está localizada no evaporador inundado.

## V.7 - Descrição do Programa de Testes

Foi realizado um teste preliminar com nitrogênio a uma pressão de 2,02 MPa para verificar se o sistema suportaria ou não as condições de operação com a amônia (1,21 a 1,31 MPa). Verificou-se que o sistema resistiu à pressão de operação.

Efetuuou-se vácuo por 1 dia para eliminar o ar e umidade do sistema, após o qual este foi carregado com amônia. Foi aberta a válvula de descarga, e então ligou-se o compressor, dando carga no sistema.

Inicialmente pretendia-se realizar os testes em períodos de 48 h, mas devida ausência de um separador de óleo com retorno automático, a cada 24 horas foi necessário parar o sistema para fazer o retorno de óleo manualmente. Portanto o experimento foi realizado em períodos de 24 horas com 30 repetições, totalizando um 720 h de operação. Foram registrados os seguintes dados:

### Temperaturas

Temperatura da amônia na descarga do compressor ( $T_d$ ).

Temperatura de condensação da amônia ( $T_k$ )

Temperatura de subresfriamento da amônia (antes da válvula de expansão) ( $T_{sub}$ )

Temperatura de evaporação da amônia ( $T_o$ ).

Temperatura de sucção da amônia ( $T_s$ ).

Temperatura da água de resfriamento do compressor ( $T_{ac}$ ).

Temperatura da água do reservatório de água gelada (entrada e saída ( $T_{are}$  ;  $T_{ars}$ )).

Temperatura da água do condensador (entrada e saída) ( $T_{ae}$  ;  $T_{as}$  ).

Temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido ( $T_{bs}$  ;  $T_{bu}$ )

No apêndice B estão apresentados vários valores de temperaturas lidos, a título de exemplo.

### Pressões

1. Pressão de baixa (evaporação) ( $P_o$ )
2. Pressão de alta (descarga do compressor) ( $P_k$ )

A discussão de como foram coletadas, bem como os resultados serão apresentados mais adiante

### Coleta no Separador de Óleo

Foi coletado o óleo arrastado pela amônia no separador de óleo. Após recolhido o óleo, este foi colocado, de volta, no cárter do compressor. O volume do cárter é de 2000ml. Os resultados serão discutidos adiante.

### Consumo de energia Elétrica

1. Corrente no motor do compressor (A);
2. Tensão no motor do compressor (V);
3. Corrente nos motores das bombas d'água (A);
4. Tensão nos motores das bombas d'água (V).

### Vazão mássica de amônia

Vazão mássica de amônia, foi calculado de duas formas: a primeira considerando-se o fluxo de calor no evaporador e a segunda considerando-se a eficiência volumétrica teórica do compressor, utilizada na metodologia de determinação da capacidade frigorífica do sistema.

A vazão calculada pelos dois métodos foi de :

$$\dot{m} = 15,83 \cdot 10^{-3} \text{ kg / s}$$

Com base nestes dados e nos fluxos de amônia, água e do ar foram calculados e/ou verificados:

1. Eficiência energética do sistema (COP);
2. Eficiência exergética do sistema ( $\eta$ );
3. Capacidade frigorífica (kW) da amônia e da água;
4. Eficiência do sistema de vedação do cabeçote do compressor;
5. Eficiência do sistema de resfriamento do bloco do compressor (cárter e cabeçote);
6. Presença de ruídos e vazamentos (óleo, amônia, água).

### V.7.1- Descrição e discussão de como foi realizada a coleta de dados.

**Tabela 14-** Descrição de como foram medidas as temperaturas.

nº	Temperaturas	Descrição
1.	<b>Descarga</b>	Foi medida a temperatura na descarga do compressor com um termômetro de bulbo de mercúrio de menor divisão de 2° C, colocado em um poço distando da saída do cabeçote 70 cm. Posteriormente utilizou-se outro com menor divisão de 1° C, que estava sendo utilizado no ponto 2. A profundidade do poço permite posicionar o termômetro no centro do fluxo. Mas, esta solução não é a mais indicada para esta operação, por ter uma inércia muito grande, ou seja, uma resposta bastante lenta, apesar de exata. Posteriormente foi instalado um termopar tipo T de fabricação da IOP neste ponto, que foi conectado a um sistema de aquisição de dados via computador da Lynx, descrito no Apêndice A;
2.	<b>Sucção</b>	Esta temperatura foi, à princípio medida com um termômetro de bulbo de mercúrio com menor divisão de 1° C, colocado junto a parede do tubo e isolado do meio ambiente com isopor, que posteriormente passou a ser utilizada no ponto 1. Posteriormente conseguiu-se um termopar padrão (industrial) tipo J, que apresenta um erro de 1° C em suas medidas, acoplados a um conversor de FEM (Força Eletro-Motriz) da ICOS, para temperatura com um grau de resolução de ± 1° C. Este termopar foi colocado junto a parede externa do tubo, próximo da sucção do compressor (cerca de 20 cm), e isolado do meio com uma camada fina de isopor. Para melhorar a qualidade desta leitura, foi instalado um termopar tipo T de fabricação IOP, que foi conectado ao mesmo sistema de aquisição de dados utilizado no ponto anterior;
3.	<b>Água entrada do condensador</b>	À princípio efetuou-se as medidas de temperatura neste ponto com um termômetro de bulbo de mercúrio (o mesmo do ponto 2), que era imerso na água do reservatório da torre de resfriamento. Esta água é bombeada e pulverizada sobre o condensador. Parte dela vai para a caixa de resfriamento do compressor. Como os termômetros de bulbo de mercúrio, apesar de exatos, são de resposta lenta, este foi substituído por um termopar padrão tipo K, cujo conversor de FEM utilizado para temperatura converter milivolts em temperatura foi um multímetro

**Tabela 14 - Descrição de como foram medidas as temperaturas (continuação).**

n <sup>o</sup>	Temperaturas	Descrição
4.	<b>Água saída do condensador</b>	Como no ponto anterior, à princípio a temperatura foi medida com termômetro do mesmo tipo do utilizado nos pontos 2 e 3. Com a instalação de um termopar tipo K (descrito anteriormente), conectado no sistema de aquisição de dados, foi possível melhorar a velocidade e qualidade da leitura da temperatura neste ponto.
5.	<b>Água de resfriamento do compressor</b>	Inicialmente este ponto foi monitorado com um termômetro do mesmo tipo do utilizado nos pontos anteriores, que era imerso na água junto da saída da caixa de resfriamento do compressor. Posteriormente conseguiu-se um termopar padrão tipo J, como descritos no ponto 2, que passou a ser utilizado. Este era imerso na água de resfriamento do compressor e estava conectado no mesmo conversor de FEM para temperaturas descrito no ponto 2. Atualmente há um termopar tipo T de fabricação própria, conectado ao sistema de aquisição de dados via computador.
6.	<b>Subresfriamento da amônia</b>	Inicialmente este ponto não foi monitorado pela ausência de sensores. Posteriormente instalou-se neste ponto um termopar padrão tipo J, descritos nas considerações do ponto 2, e então passou-se a monitorar este ponto. O termopar foi colocado em contato com a parede da tubulação, de circulação de amônia, no ponto imediatamente anterior à válvula de expansão. Este termopar foi substituído por um tipo T conectado ao sistema de aquisição de dados.
7.	<b>Entrada e saída da água no reservatório de água gelada</b>	Medidas inicialmente com termômetro do mesmo tipo do utilizado nos pontos anteriores. Este termômetro foi substituído, posteriormente, por um "termômetro de Bourdon" (manômetro calibrado em temperatura), cujo bulbo foi imerso na água. Apesar de facilitar as leituras, este tipo de termômetro é bastante inexato, apresentando um erro de $\pm 5^{\circ}\text{C}$ . Estes termômetros foram substituídos por termopares tipo T como nos casos anteriores;
8.	<b>Evaporação</b>	Este ponto, inicialmente, também não foi monitorado, pois não se dispunha de sensores de temperatura adequados. Posteriormente foi monitorado com um termopar tipo J, que teve suas características já apresentadas. Um termopar tipo T foi instalado na entrada do evaporador inundado (serpentina), junto à parede externa do tubo de ferro e, conectado ao sistema de aquisição de dados;

**Tabela 14** - Descrição de como foram medidas as temperaturas (continuação).

<b>nº</b>	<b>Temperaturas</b>	<b>Descrição</b>
9.	<b>Condensação</b>	Para monitorar-se este ponto, inicialmente utilizou-se um termômetro de bulbo de mercúrio, colocado junto da parede do tubo na saída do condensador, isolado do meio com isopor. Posteriormente obteve-se um "termômetro de Bourdon" (manômetro calibrado em temperatura) que foi instalado da mesma forma que o termômetro. Este foi substituído por termopar tipo T conectado ao sistema de aquisição de dados.
10.	<b>Bulbo seco</b>	Inicialmente medido com termômetro de bulbo de mercúrio e posteriormente medida com termopar padrão tipo K, substituído por um termopar tipo T como nos pontos anteriores;
11.	<b>Bulbo úmido</b>	O procedimento foi exatamente o mesmo do ponto anterior. Adaptou-se ao termopar um chumaço de algodão com um gotejador para mante-lo sempre úmido.

Todos os termopares foram calibrados, bem como o sistema de aquisição de dados. Os termopares foram calibrados individualmente com um milivoltímetro utilizando-se de um banho termostático, no Laboratório de Processos da Engenharia de Alimentos da UNICAMP. O sistema de aquisição de dados foi calibrado fornecendo-se valores conhecidos em milivolts com uma giga de calibração de precisão. Após conectados ao sistema de aquisição de dados, os termopares foram recalibrados para temperaturas conhecidas, lidas em um termômetro padrão com menor divisão de  $0,1^{\circ}\text{C}$ . Verificou-se que não houve variação entre as várias curvas de calibração, tanto entre os termopares, como entre o milivoltímetro e o sistema de aquisição de dados.

O sensor de compensação eletrônica de junta fria foi mantido sempre à mesma temperatura para se evitar erros de medida devido a utilização de termopares não padrão, com curvas de resposta diferente das curvas de resposta dos termopares padrão.

O sensor de compensação eletrônico de junta fria é calibrado segundo as tabelas da ASTM e faz a compensação para termopares padrão que se comportam segundo a curva exemplificada pela reta  $T_p$  (Figura 8). A curva  $T_{np}$  representa os termopares não padrão utilizados no sistema.

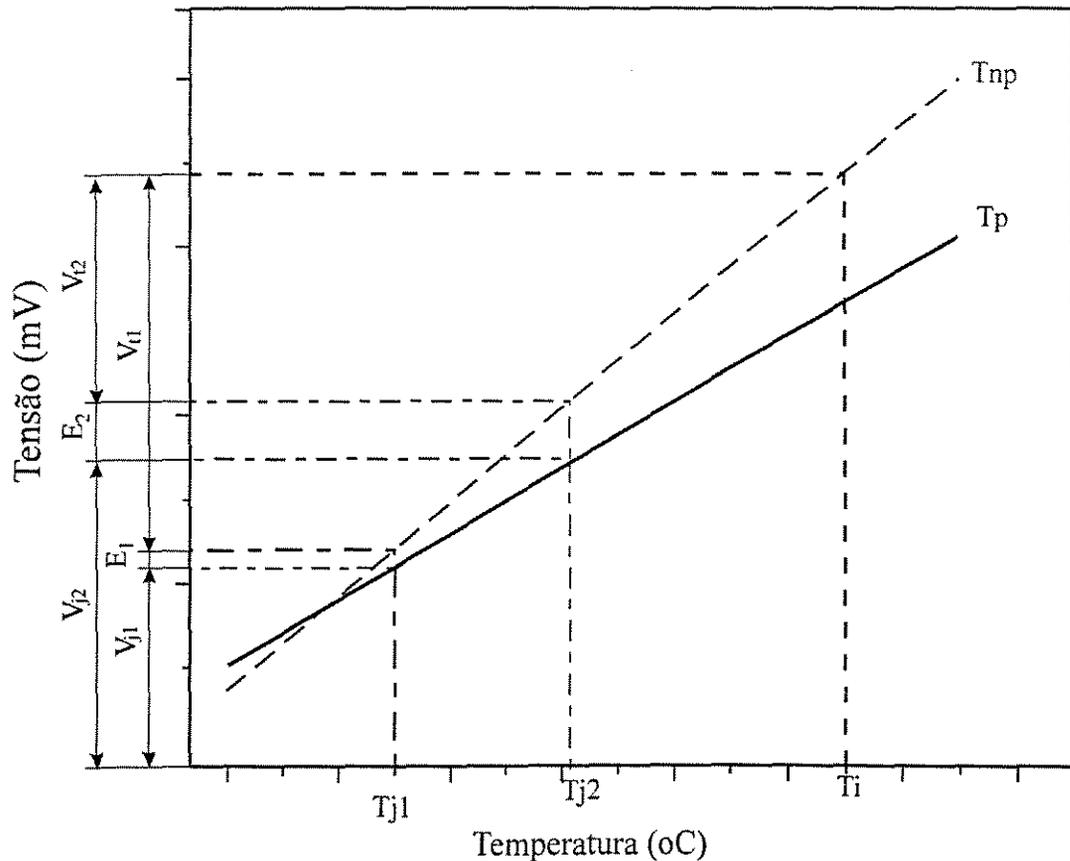
Quando se pretende ler uma temperatura  $T_i$  com um termopar não padrão, a resposta deste é semelhante ao apresentado na figura abaixo. O valor final da tensão em milivolts é a soma das

tensões lidas mais a fornecida pela compensação eletrônica de junta fria.

Ao se levantar a curva de calibração dos termopares em questão à temperatura de junta fria  $T_{j1}$ , a milivoltagem fornecida ao sistema para conversão em temperatura é  $V_t = V_{j1} + V_{ti}$ , restando uma diferença,  $E_1$  que é o erro, pelo fato da compensação eletrônica estar calibrada pelas tabelas da ASTM e não pela tabela do termopar não padrão.

Ao se mudar a temperatura de junta fria de  $T_{j1}$  para  $T_{j2}$ , verifica-se que ainda existe erro, mas diferente do anterior, o que invalida a curva de calibração à temperatura de junta fria  $T_{j1}$ . É necessário, portanto, para cada temperatura de junta fria uma curva de calibração diferente. Ressalta-se que o erro não é linear.

Para evitar este tipo de erros, basta manter temperatura de junta fria constante durante os experimentos. Para tanto o condicionador de sinais, onde se encontra a compensação de junta fria foi mantido à temperatura constante no interior da sala do laboratório equipada com um condicionador de ar.



**Figura 8** - Erros da conversão de mV em temperatura para termopares não-padrão com diferentes temperaturas de compensação de junta fria.

**Tabela 15-** Descrição de como foram obtidas as pressões.

<b>nº</b>	<b>Pressões</b>	<b>Descrição</b>
1.	<b>Baixa</b>	Medido em manômetro de Bourdon com menor divisão de 0,2 kgf/cm <sup>2</sup> (0,02MPa). Em paralelo foi conectado um transdutor de pressão da Interface, com resposta em mA, e fundo de escala de 0 a 25mA, correspondendo a 0 e 5 MPa
2.	<b>Alta</b>	Medido em manômetro de Bourdon com menor divisão de 0,2 kgf/cm <sup>2</sup> (0,02MPa). Em paralelo foi conectado um transdutor de pressão da Interface, com resposta em V, e fundo de escala de 0 a 5V, correspondendo a 0 e 15 MPa

**Tabela 16-** Medição das tensões e correntes nas bombas e compressor.

<b>nº</b>	<b>Tensão/ Corrente</b>	<b>Descrição</b>
1.	<b>Corrente no motor do compressor</b>	Foi medido com multímetro digital com menor divisão de 0,1 A. Por ser um motor trifásico, leu-se cada fase e fez-se a média entre as correntes lidas. Em princípios, em cada fase a corrente deve ser a mesma mas como há variações na tensão de alimentação do motor, e estas variações são diferentes em cada fase, as correntes em cada fase variam em função daquelas. Um aumento na corrente indica (mantendo-se a tensão constante), maior carga no compressor, e conseqüentemente maior aquecimento do compressor, sendo necessário aumentar-se a quantidade de água de resfriamento do mesmo. Como se vê, a monitoração da corrente no motor do compressor não tem como única finalidade cálculo da potência de compressão;
2.	<b>Tensão no motor do compressor</b>	Foi medida com o mesmo multímetro utilizado para medir a corrente, com fundo de escala de 750 V, e menor divisão de 1 V. Em princípio a tensão na rede deveria ser constante, mas verificou-se que não é, daí a necessidade de monitorá-la.
3.	<b>Corrente no motor das bombas d'água</b>	Medida da mesma forma que para o motor do compressor.
4.	<b>Tensão no motor das bombas d'água</b>	Medida da mesma forma que para o motor do compressor.

## VI - RESULTADOS

### VI.1 - Considerações gerais

O compressor operou a uma pressão de alta inferior a 1,31 MPa e uma temperatura de descarga entre 75 e 80 °C. Monitorou-se a variação da amperagem do motor de acionamento do compressor. Verificou-se que a amperagem manteve-se constante e em torno de 8 A por fase, em média, o que mostra que em nenhum momento houve sobrecarga no compressor, nem por altas pressões de condensação, tão pouco por falta de lubrificação, devido ao arraste do óleo, consequência de temperaturas altas de descarga.

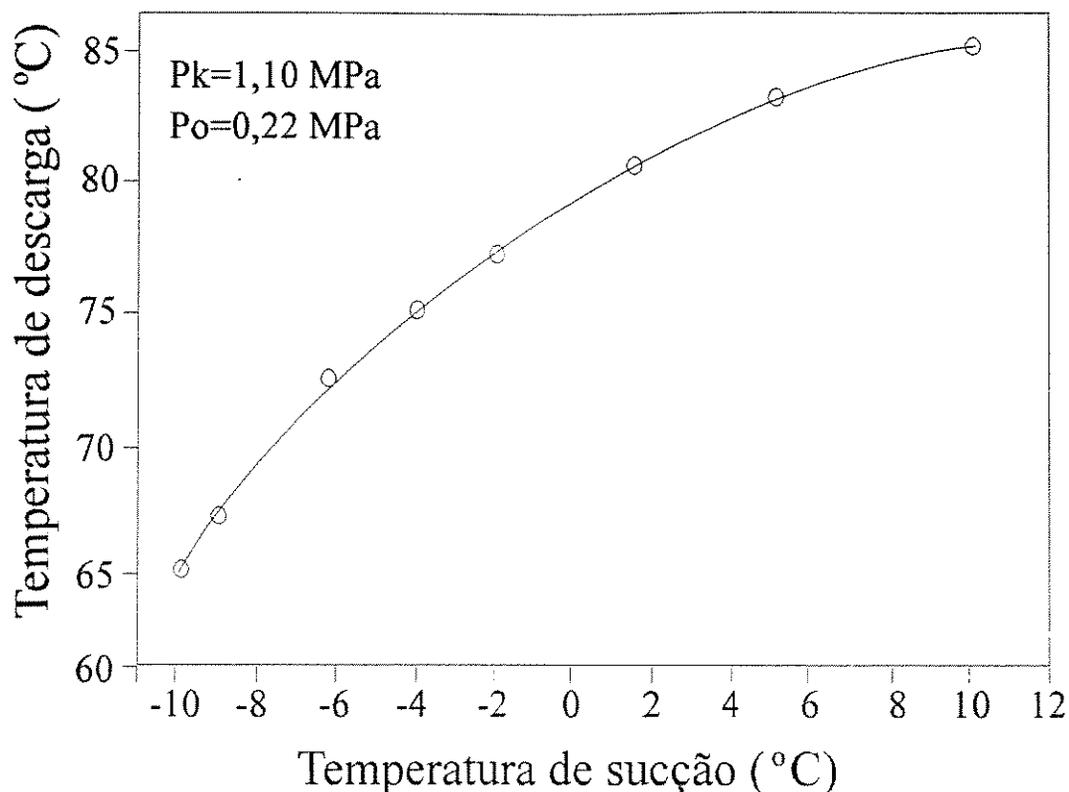
O sistema operou satisfatoriamente, não ocorrendo nenhuma parada por pane. Inicialmente operou sem capacidade frigorífica em fluxo, ou seja somente com o calor transferido através das paredes da caixa de cimento amianto. Houve a formação de uma camada de gelo de aproximadamente 3 cm de espessura, ao redor dos tubos do evaporador, no intervalo de tempo de 30 minutos de operação. Posteriormente adaptou-se ao sistema um "fan-coil" existente no interior do laboratório (ver figura 6). O sistema se comportou da mesma forma, levando somente 10 minutos mais para entrar em regime.

A pressão de evaporação, no regime, esteve entre 0,22 MPa e 0,30 MPa. Em alguns experimentos ela esteve perto de zero, devido a temperatura ambiente muito baixa, o que acarretou temperaturas de condensação baixas. Devido ao surgimento de um pequeno vazamento, posteriormente corrigido, a quantidade de refrigerante ficou abaixo do necessário, acarretando, também, pressões de evaporação abaixo da utilizada no projeto.

A pressão de descarga esteve entre 0,9 MPa e 1,1 MPa variando de acordo com a temperatura de condensação, que é função da temperatura de bulbo úmido.

A temperatura de descarga é função das temperaturas de sucção e da água de resfriamento do compressor. Esta temperatura, por sua vez, varia com as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do ar, sendo que em dias mais quentes, a temperatura de descarga é maior e em dias mais frios ela é menor. É de extrema importância ressaltar que, mantendo-se a temperatura de descarga dentro desta faixa, a quantidade de óleo arrastado pelo refrigerante está dentro do limite aceitável (descrito anteriormente). Outro aspecto importante é que a pressão de condensação deve ficar abaixo de 1,3 MPa.

A temperatura de sucção, assim como a de descarga são parâmetros de extrema importância neste tipo de tecnologia. Elas dependem do fluxo de refrigerante e da capacidade frigorífica. A Figura 10 apresenta a relação entre as temperaturas de descarga e de sucção.



**Figura 9-** Efeito da temperatura de sucção sobre a temperatura de descarga, em um sistema de refrigeração utilizando-se um compressor para R-12 adaptado para operar com amônia. Curva obtida a partir de dados experimentais.

Nota-se da Figura 10 que a temperatura de descarga, aumenta com a temperatura de sucção. Este fenômeno ocorre naturalmente em qualquer sistema de refrigeração. Destaca-se, no entanto, que pelo fato de não haver isolamento na linha de sucção, o superaquecimento que devia ser de no máximo 10 °C, foi muito maior, chegando a 30 °C. Com o vapor sendo succionado a temperaturas mais altas, conseqüentemente, as temperaturas de descarga, em cada condição de operação, deveriam se tornar maiores, o que não ocorreu. Deve-se este fato ao eficiente resfriamento do compressor, que possibilitou obter-se temperaturas de descarga em patamares excelentes apesar da não presença de isolante térmico na linha de sucção.

Quanto à se verificar o desempenho do compressor trabalhando com um fluido refrigerante alternativo, amônia, ao contrário do fluido refrigerante de projeto, R12, os dados obtidos são suficientes para caracterizar o seu desempenho.

## VI.2 - Avaliação do Consumo de Óleo do Cârtter

Durante o experimento foi utilizado um óleo especial para amônia. O óleo arrastado foi coletado no separador de óleo e, em períodos regulares, a cada 24 horas de operação, foi recolocado no cârtter manualmente.

É importante destacar que a taxa de arraste de óleo é fortemente dependente da temperatura de descarga, e que para temperaturas de descarga mais baixas a taxa é menor. Outro fator importante é a temperatura do óleo no cârtter, que é diretamente dependente da temperatura de descarga. Quanto maior a temperatura de descarga, maior a temperatura do óleo no cârtter, e conseqüentemente maior o arraste de óleo pelo refrigerante. A faixa de temperatura ideal para o óleo do cârtter está entre 40 e 60°C. Os resultados obtidos mostram que a taxa de arraste do óleo do cârtter ficou dentro do desejado, menos de 3%. Para minimizar o arraste de óleo pelo refrigerante, e a diluição da amônia no óleo do cârtter, evitando-se que este trabalhe inundado ou sem lubrificação é imprescindível que a temperatura do óleo esteja na faixa recomendada, e portanto, a temperatura do refrigerante na descarga esteja abaixo de 90°C. Caso não se consiga manter a temperatura abaixo deste patamar, a quantidade de óleo que se vaporiza é muito elevada não podendo ser separada da amônia pelo separador de óleo e se depositará no condensador e demais componentes do sistema. Como a temperatura de descarga se manteve abaixo de 80°C, na maioria dos experimentos (ver Figura 10), as perdas de óleo estiveram abaixo de 3%. Para se evitar que este óleo fique retido no condensador, este foi instalado inclinado, possibilitando o retorno do óleo arrastado na forma de vapor, agora líquido, por gravidade, para o separador de óleo.

As perdas de óleo são inferiores ao esperado, pois ela se manteve inferior a 3% e, ainda, parte deste óleo retornou para o separador de óleo, devido ao arranjo construtivo do condensador.

**Tabela 17-** Quantidade de óleo arrastado pela amônia e não retida no separador de óleo em relação ao volume total do cârtter.

nº	Qde Retirada (ml)	Qde colocada (ml)	Diferença	% de óleo arrastado
1.	0	2000	---	---
2.	960	1000	40	2,0
3.	950	1000	50	2,5
4.	960	1000	40	2,0
5.	940	1000	60	3,0
6.	970	1000	30	1,5

Todo óleo recolhido no separador é recolocado manualmente de volta no cárter, pois não se dispõe de dreno para o retorno direto deste óleo ao cárter. A Tabela 17 apresenta a uma comparação entre o óleo retirado e colocado o final de cada período de operação, bem como a quantidade de óleo arrastado, não retido no separador de óleo em porcentagem relativa ao volume total do cárter para alguns experimentos.

Ainda não foi possível de se verificar a quantidade de amônia diluída no óleo devido a falta de equipamentos adequados para efetuar esta análise, visto que ao se retirar o óleo do separador, a maior parte desta amônia se separa rapidamente quando a mistura entra em contato com o ar a pressão atmosférica. Seria necessário um recipiente onde se pudesse coletar o óleo e fazer as análises necessárias sem a perda de amônia para a atmosfera. Cumpre ressaltar aqui que é necessário mais estudos quanto a este parâmetro.

### **VI.3- Avaliação termodinâmica**

#### **VI.3.1- Avaliação de comportamento e de primeira Lei**

Os resultados serão apresentados na forma de gráficos e tabelas para melhor elucidar os pontos de interesse.

Foram realizados 720 horas de experimentos. Destacar-se-á alguns aspectos de interesse apresentados nas Figuras 10.a e 10.b, abaixo.

A temperatura de descarga (Figura 10.a) manteve-se, na média, em 80°C, variando muito pouco, entre 70 e 90°C. São apresentados nas Figura 14.a - 14.f ( Apêndice B), para alguns experimentos a variação da temperatura de descarga, a título de ilustração. É inviável apresentar todos os dados coletados devido a grande quantidade. Pelo delineamento experimental pode-se verificar que há mais de 2000 leituras em cada canal. A título de exemplo apresenta-se a Tabela 19 e as Figuras 15.a e 15.b apresentam valores dos parâmetros para um dos experimentos.

A temperatura de condensação esteve entre 20 e 30°C. Esta temperatura depende de três parâmetros: temperaturas de bulbo úmido e bulbo seco do ar, por se utilizar um condensador evaporativo e pressão de condensação

As temperaturas do reservatório de água gelada e do sistema inundado estão intimamente relacionadas. A primeira manteve-se entre 0 e 6°C, no equilíbrio, dependendo da capacidade frigorífica imposta ao sistema. A segunda, manteve-se entre -10 e -20°C. Quanto maior a camada de gelo formada nos tubos do evaporador, menor as temperaturas do sistema inundado e da água do reservatório. Ou seja quanto maior a capacidade frigorífica imposta ao sistema, maior o valor destas temperaturas.

A temperatura de subresfriamento manteve-se na faixa de 15 a 27°C, sempre inferior

a de condensação. O subresfriamento foi de 5 a 10°C, dependendo da temperatura ambiente e de condensação. Esta grande variação é devido a inexistência de isolamento térmico nas linhas de líquido.

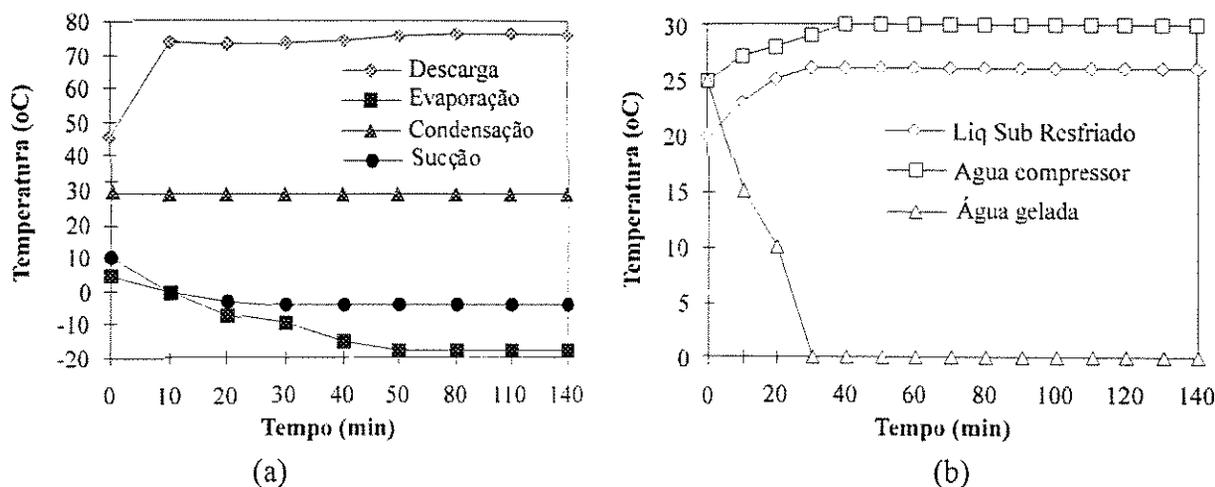


Figura 10- Parâmetros relevantes no sistema de refrigeração.

A capacidade frigorífica do sistema de refrigeração foi obtida considerando-se que o evaporador é inundado, logo é calculada multiplicando-se a entalpia de vaporização da amônia à pressão de evaporação pela vazão de refrigerante. O seu valor é:

$$\dot{Q} = 6,80 \text{ kW}$$

Do lado da água, a capacidade frigorífica deveria ser a mesma, mas devido a falta de isolante térmico no reservatório de água gelada, o valor medido de capacidade frigorífica para a água foi menor, e seu valor é:

$$\dot{Q} = 5,00 \text{ kW}$$

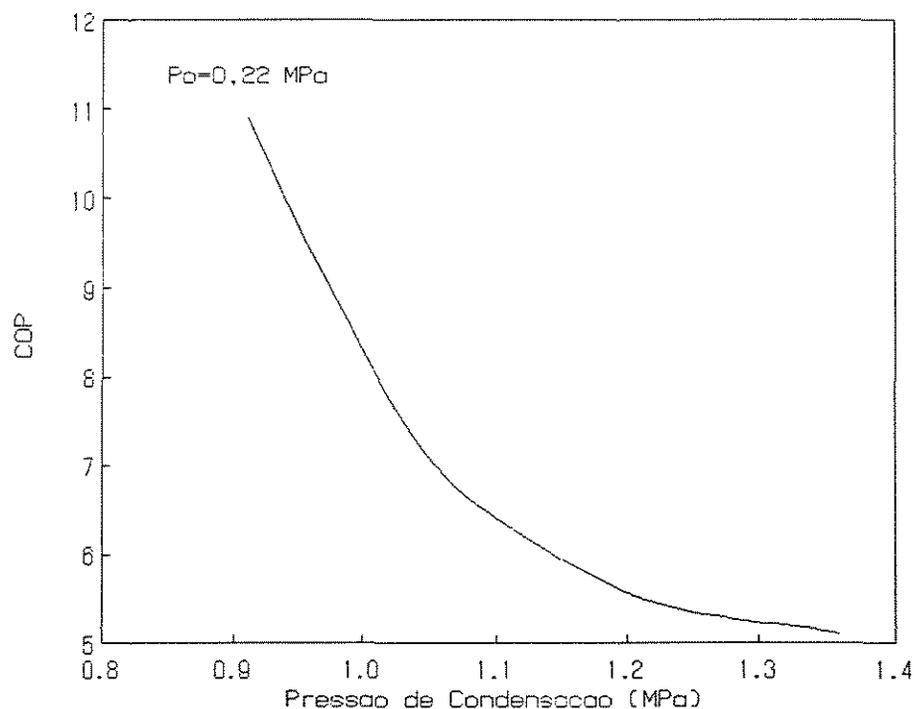
A capacidade frigorífica obtida (6,80 kW) foi maior que a de projeto (5,48 kW), por dois fatores: O sistema operou à temperatura de evaporação menor que a de projeto. No projeto, para o cálculo da capacidade frigorífica, não foi considerado evaporador inundado.

Dentre os parâmetros a se analisar está o COP, definido na equação (4.2.2-6), e as variáveis que influenciam o seu valor, visto que este parâmetro é utilizado para se avaliar o desempenho dos sistemas de refrigeração em geral.

Um dos fatores que influenciam este parâmetro é a pressão de condensação, quanto maior a

pressão de condensação maior é o trabalho de compressão e conseqüentemente menor o COP. A Figura 11 mostra, para o sistema em questão, como se comporta o COP com as pressões de condensação impostas ao sistema. Os valores de pressão acima de 1,2 MPa foram obtidos por regressão, somente para visualização do comportamento da curva COP x  $P_k$ .

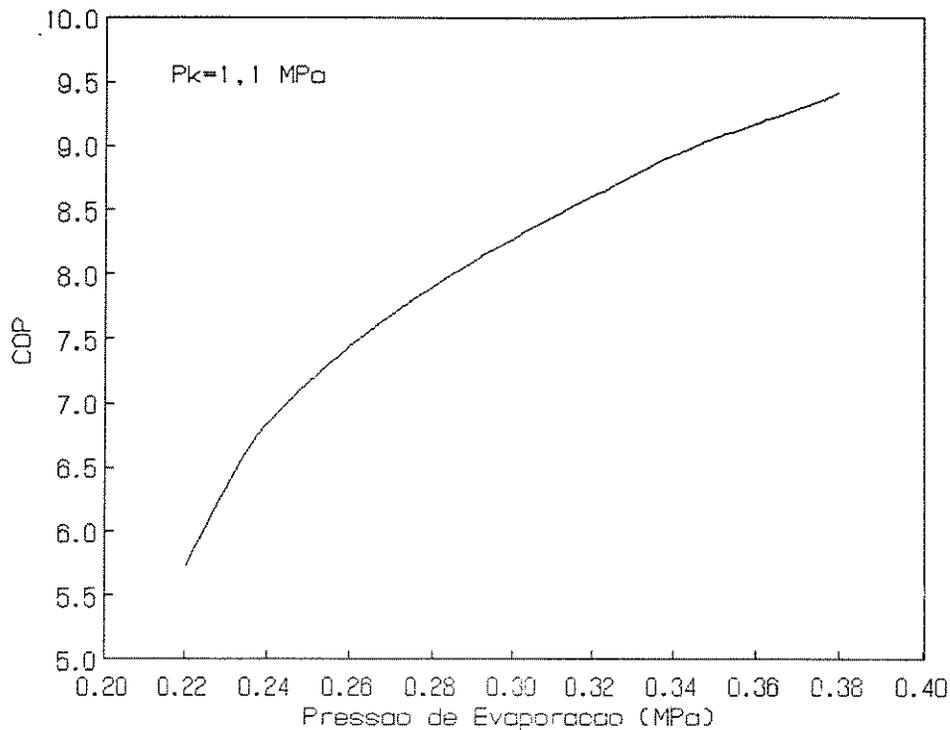
Vê-se que a medida que se aumenta a pressão de condensação o COP diminui de forma muito acentuada, sendo portanto recomendável que as pressões de condensação tenham o menor valor possível. Para este sistema, a pressão usual de condensação é 1,1 MPa (pressão absoluta), com temperatura de condensação entre 28 e 30°C. Ao se analisar a Figura 11 verifica-se que para esta pressão se tem um COP teórico de aproximadamente 6,5. Estes valores foram calculados sob ciclo básico lido em uma carta P<sub>xh</sub>, o que acarreta erros de leitura dos valores, devido a imprecisão da leitura destes valores em tais cartas. A curva se presta mais para descrever o comportamento do sistema que para apresentar valores exatos.



**Figura 11-** Influência da pressão de condensação sobre o COP. Valores calculados utilizando-se o ciclo básico na curva P<sub>xh</sub>. Pressão de evaporação de 0,22 MPa. Curva obtida a partir de dados experimentais.

Assim como a temperatura de condensação, a temperatura de evaporação influencia o COP. A temperatura de evaporação é função direta da pressão de evaporação e portanto apresenta-se na Figura 12 esta influência, onde se nota que, como se esperava, um aumento do COP com a pressão de

evaporação, já que a potência de compressão diminui sensivelmente.



**Figura 12-** Influência da pressão de evaporação sobre o COP. Valores calculados utilizando-se o ciclo básico na curva P<sub>xh</sub>. Pressão de condensação de 1,1 MPa.

Comparando-se as Figuras 12 e 13 percebe-se uma pequena diferença nos valores de COP para as mesmas pressões. Esta diferença, como já discutido, é devido imprecisão da leituras dos valores de entalpia na curva P<sub>xh</sub>. Estas curvas foram traçadas construindo-se no diagrama P<sub>xh</sub> o ciclo de cada experimento e tomados os valores do calor de compressão e de evaporação em kJ/kg.

Tanto na Figura 11 quanto na 12 o COP foi calculado utilizando-se a carta P<sub>xh</sub>. O valor do COP real calculado pela equação (4.2.2-6) é de 3,30 para as condições de operação da Figura 10. Deve-se considerar que o COP é aproximadamente 60% maior que o COP para o sistema de R-12 (2,0) pelo fato de a amônia ter melhores características termodinâmicas de interesse para a refrigeração (o COP para o R-12 é 2,3). O consumo de energia elétrica foi, para este sistema um pouco menor que para o sistema operando com R-12 e a capacidade frigorífica aproximadamente o dobro, propiciando um desempenho proporcionalmente maior. Ressalta-se, aqui, que estes valores são calculados pelo lado do refrigerante.

$$\text{COP}_a=3,30$$

Do lado da água o COP é um pouco menor e é 1,87. Este valor é menor que o COP obtido pelo lado do refrigerante, devido a dois fatores: 1) o COP quando se utiliza fluido secundário como fluido de trabalho sempre é menor, 2) pelo fato de não haver isolamento no reservatório de água gelada, uma parte considerável do calor transferido para esta não foi utilizado, se perdeu para o ambiente.

$$\text{COP}_w=1,87$$

### VI.3.2 - Eficiência exergetica

Para os cálculos das irreversibilidades em cada componente do sistema, foram utilizadas as equações apresentadas na ASHRAE (1993), que derivam da equação (4.4-1), onde os subscritos estão de acordo com as Figuras 2 e 3. A temperatura de referência ( $T_o$ ) vale 25 °C e a temperatura de troca ( $T_R$ ) vale -18 °C para o evaporador e 25 °C para o compressor.

Para o cálculo das irreversibilidades no compressor utilizou-se a equação abaixo:

$$\Delta a_c = T_o \left( (s_2 - s_1) + \frac{2Q_1}{T_R} \right) \quad (7.3.2-1)$$

As irreversibilidades do condensador foram obtidas da equação a seguir:

$$\Delta a_{co} = T_o \left[ (s_3 - s_2) + \frac{h_2 - h_3}{T_o} \right] \quad (7.3.2-2)$$

Para a válvula de expansão a equação utilizada foi:

$$\Delta a_{ve} = T_o (s_4 - s_3) \quad (7.3.2-3)$$

O evaporador é inundado. Foi utilizada a equação à seguir:

$$\Delta a_{ev} = T_o \left[ (s_1 - s_4) + \frac{h_4 - h_1}{T_R} \right] \quad (7.3.2-4)$$

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica a um volume de controle em volta do compressor obtém-se o calor total cedido por este. Multiplicando-se este valor pela vazão de refrigerante obtém-se a potência cedida para a água, e seu valor é:

$${}_2\dot{Q}_1 = 847,500 \text{ kW}$$

O valores de irreversibilidades obtidos estão apresentados na tabela abaixo.

**Tabela 18-** Irreversibilidades no sistema de refrigeração de amônia de pequeno porte

Componente	Taxa de Irreversibilidades (W)	% em relação ao total disponível
Compressor	848,8	34,8
Condensador	356,6	14,2
V. Expansão	332,6	13,6
Evaporador	152,9	6,3

Analisando-se a Tabela 18, verifica-se que a maior irreversibilidade está na compressão correspondendo a 50,2 % do total das irreversibilidades. As irreversibilidades no condensador e válvula de expansão são muito próximas, correspondendo a 21,1 % e 19,7 % respectivamente. A menor irreversibilidade em sistemas de compressão está associada ao evaporador, sendo 18 % do total de irreversibilidade do sistema.

A taxa de exergia que entra no sistema em Watts é a potência disponível no eixo do compressor e é calculada pela equação abaixo:

$$\dot{W} = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \text{Cos}(\varphi) \quad (7.3.2-5)$$

Onde  $V = 220 \text{ V}$ ,  $I=8 \text{ A}$ ,  $\text{Cos}(\varphi)=0,8$ , adotado. Substituindo-se estes valores na equação a cima obtém-se:

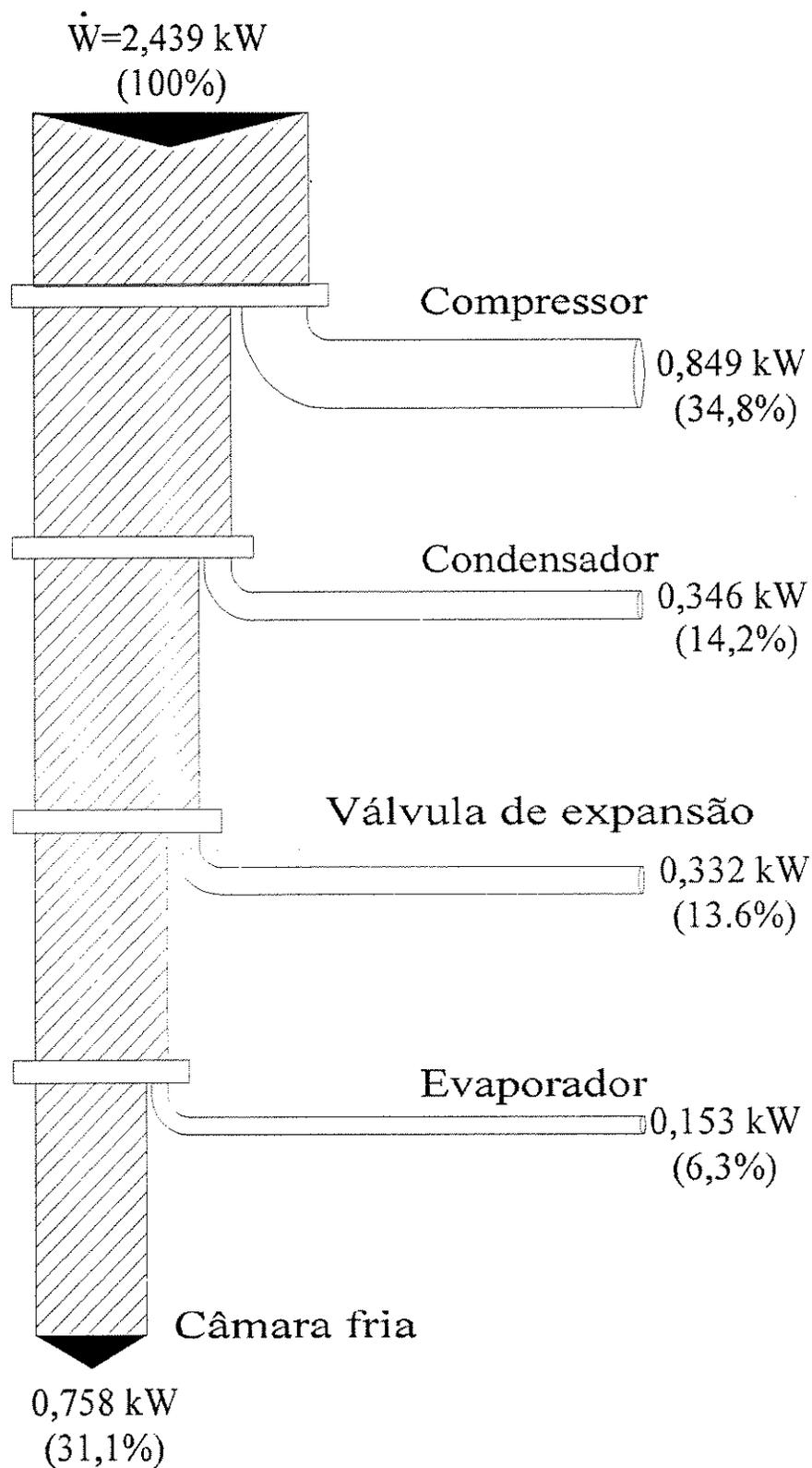
$$\dot{W} = 2,439 \text{ kW}$$

Das equações (4.4.2-3) e (4.4.2-4) obtém-se a taxa de exergia disponível para realização do efeito frio e o rendimento exerético respectivamente. A taxa de exergia disponível é obtida multiplicando-se a exergia específica ( $\Delta a_o$ ) pelo fluxo de massa de refrigerante ( $\dot{m}$ ). Abaixo estão apresentados estes valores.

$$\dot{\Delta A}_o = 1,681 \text{ kW}$$

$$\eta = 0,311$$

A Figura 14 apresenta o fluxo de exergia no sistema de refrigeração em estudo, bem como as irreversibilidades do sistema, a exergia disponível para se obter o efeito frio e o rendimento exerético. Estes valores são apresentados em porcentagem, em relação ao total que entra no sistema.



**Figura 13** - Fluxo de exergia e irreversibilidades no sistema de refrigeração de amônia de pequeno porte utilizando-se um compressor de R-12 convertido.

## VI.4- Desgaste das Partes do Compressor

O compressor não apresentou nenhum desgaste em suas partes mecânicas. Todas as análises de desgaste e corrosão foram efetuadas a olho nú. Apresentar-se-á uma descrição sucinta de cada parte (a Figura 16 mostra uma vista explodida do compressor).

- Placas de Válvulas: Não apresentou desgaste. As válvulas, bem como a placa estão em perfeito estado e podem ser utilizada ainda por muitas horas.
- Válvulas de Descarga: Estão em perfeito estado, não apresentando nenhum sinal de desgaste ou corrosão, devido ataque da amônia.
- Válvulas de Admissão: Assim como as válvulas de descarga, não apresentaram nenhum indício de ataque pelo refrigerante ou desgaste. Estas válvulas são de palhetas, como todos os compressores da linha "S" da Coldex-Frigor.
- Selo: O selo original era confeccionado com bronze. Foi substituído por um outro de ferro. O sistema de vedação é formado pelo selo (dois anéis de ferro) e anéis de borracha (o'ring). Verificou-se que estão em perfeito estado.
- Mecanismo lubrificação (pescador): O original foi substituído por outro maior para aumentar a lubrificação. Este componente não apresentou desgaste.
- Excêntrico: O excêntrico, por ser de ferro, não apresenta indícios de ataque pela amônia. Devido ao aumento da lubrificação, este componente também não apresenta desgaste.
- Tampas: Verificou-se que as tampas estão em perfeito estado, não apresentam indícios de ataque pela amônia.
- Cabeçote: Este componente, como se esperava não sofreu dano algum, resistiu o acréscimo de pressão e também foi aprovado no teste de desgaste e corrosão.
- Bielas: As bielas, obviamente não sofreram ataque da amônia, sendo que o único problema seria a lubrificação. Com o aumento do tamanho da mecanismo de lubrificação, este possível problema foi sanado e elas não apresentaram desgaste.
- Pistões e Anéis: o conjunto pistão-anel, não sofreu desgaste, uma vez que foi melhorada a lubrificação, e também não apresentou indícios de corrosão.
- Buchas: Estas foram substituídas, pois as originais eram de bronze. Foram

confeccionadas com material próprio para buchas, e como se esperava não sofreu nenhum dano, seja mecânico ou de ataque químico.

- **Cárter:** este componente também não sofreu corrosão, e resistiu perfeitamente o aumento de pressão.
- **Camisas dos pistões:** Apresentou uma pequena ranhura na camisa. Constatou-se que este defeito não foi efetuado pela falta de lubrificação ou corrosão, mas do atrito do pino que prende o pistão na biela, que se deslocou, e ficou em contato com a parede.

De um modo geral, pode-se afirmar que a conversão foi bem sucedida, pois o compressor não sofreu nenhuma avaria pelo fato de estar operando com outro fluido refrigerante, considerando que as devidas modificações foram efetuadas. É de fundamental importância ressaltar que estas modificações não foram muito grandes, pois foram trocados somente 3 componentes do compressor: o selo, as buchas e o mecanismo lubrificação (salpicador).

O sistema não apresentou vazamento de amônia e óleo no selo, bem como qualquer ruído diferente do normal de operação, mostrando que tanto o sistema de vedação quanto o sistema de lubrificação foram eficientes.

Pela Figura 10, vê-se que na grande maioria dos experimentos a temperatura de descarga não atingiu valores maiores que 80 °C (em alguns experimentos, ver Apêndice B, houve temperatura superiores a 80°C na descarga, mas nunca superiores a 90°C). Este patamar é consequência direta do sistema de resfriamento do compressor que se mostrou muito eficiente, mantendo a temperatura de descarga nesta faixa e a temperatura do óleo lubrificante na faixa aceitável (entre 40 e 60 °C).

Em casos onde esta faixa de temperatura do óleo do cárter não é respeitada tem-se uma redução bastante grande do efeito lubrificante, devido a variação da densidade do óleo e do aumento do arraste deste pela amônia. A temperatura do óleo foi medida quando da recolocação do óleo retirado do separador de óleo no cárter. Obteve-se valores dentro da faixa especificada.

Outro fator que pode comprovar estes valores de temperatura de óleo, é que o sistema não apresentou desgaste por falta de lubrificação, o que ocorreria mesmo considerando-se 720 h um intervalo não muito grande para este tipo de teste, se houvesse ineficiência do sistema de lubrificação, tanto pelo arraste do óleo como pela mudança de suas características físicas devido a temperaturas de operação inadequadas.

## VII- CONCLUSÕES

Concluimos que a adaptação de compressores abertos de médio (comerciais) porte de R-12 para amônia é tecnicamente factível, levando-se em consideração o desempenho deste protótipo. Os dados apresentados mostram que a transformação é efetuada com sucesso, desde que se tome o cuidado de substituir os componentes confeccionados com cobre e suas ligas e que seja efetuado o teste de resistência à pressão.

O sistema de resfriamento do compressor foi eficiente, mantendo a temperatura de descarga dentro da faixa de interesse, abaixo de 90°C.

Pelo fato de não haver isolante térmico na sucção, esperava-se uma temperatura de descarga do vapor de amônia superior ao medido. Devido a eficácia do sistema de resfriamento do compressor, o superaquecimento do vapor de amônia na sucção não provocou o aumento da temperatura de descarga descrito na bibliografia.

Do ponto de vista termodinâmico, o sistema se comportou satisfatoriamente, apresentando um desempenho melhor que os similares operando com R-12. É de conhecimento geral que a amônia tem propriedades termodinâmicas de interesse para a refrigeração muito mais favoráveis que qualquer halogenado, o que garante o sucesso deste tipo de adaptação.

O COP obtido para o sistema de amônia foi de 3,30. Este valor é aproximadamente o dobro do COP para o mesmo sistema operando com R-12 ( $COP_r=2$ ). Pelo lado da água o COP sempre será menor que o obtido pelo lado do refrigerante devido as perdas quando se utiliza fluido secundário de trabalho. O valor encontrado foi de 1,87.

A eficiência exergética, igual a 31,1%, esteve próximo ao obtido por AURACHER (1993) 44% obtido em análise de um ciclo padrão de um sistemas de compressão simples estágio. Considerou-se a eficiência exergética, obtida experimentalmente, excelente comparando-se com o valor teórico da bibliografia.

Concluimos, ainda, que sistemas de médio porte de amônia (se comparado com sistemas domésticos) para aplicações comerciais podem ser viáveis, para qualquer capacidade, utilizando-se compressores abertos a partir do modelo conhecido como bloco I até os modelos maiores, que se quiser adaptar, para qualquer capacidade disponível neste tipo de compressores.

## VIII - RECOMENDAÇÕES

A construção e desempenho do sistema, bem como a adaptação do compressor de R-12 para operar com amônia foram bem sucedidos considerando os resultados acima apresentados. Porém algumas recomendações faz-se necessárias para posteriores trabalhos.

Com relação à diluição da amônia no óleo lubrificante, é necessário mais estudos, bem como a obtenção de equipamentos necessários para tal análise.

Com relação ao resfriamento do compressor e suas conseqüências, é necessário mais estudos, com relação as formas de executá-lo. Recomenda-se que ao invés de se resfriar todo o compressor, procure-se resfriar somente a camisa do compressor, tal como acontece com modelos de maior porte do mesmo fabricante, evitando-se assim a possibilidade de se ter temperaturas no cárter inferiores a 40°C, o que pode ocorrer no inverno, onde todas as temperaturas do sistema tendem a diminuir, já que são função das temperaturas de bulbo seco, bulbo úmido e da capacidade frigorífica imposta ao sistema que nesta época do ano sofre uma diminuição devido as condições climáticas.

Com relação ao desgaste do compressor e suas peças, reconhece-se que 720 horas é um intervalo não muito grande, para o caracterizar de forma cabal. Recomenda-se que se efetue mais horas de testes no compressor adaptado. Já com relação ao ataque químico, este período é considerado suficiente para caracterizá-lo.

## IX - REFERÊNCIAS

- ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers - "Fundamentals Handbook", Atlanta, G.A, 1981 e 1993, cap. 1, p. 1.7-1.20.
- ASTM, "Manual on the use of thermocouples in temperature measurement", - American Society for Testing and Materials, 4 ed., cap. 8, 1981.
- AURACHER, H. "Fundamental aspects of exergy application to the analysis and optimization of exergy processes. Heat Recovery Systems", Great Britain, 4 (5): 323-7, 1984.
- AURACHER, H. "The application of exergy to refrigeration process optimization". In: INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, 15., Venezia, Italia, 1979.
- BEJAN, A. "Entropy generation through heat and fluid flow". Wiley, New York, 1982.
- CASTIER, M. & RAJAGOPAL, K. "Thermodynamic analysis of an alcohol distillery". ENERGY, Great Britain, 13(5):455-9, 1988.
- CATÁLOGO Hoestcht do Brasil S.A."System reclin 134a alternativo para o R-12 na área de refrigeração", São Paulo, 1993
- CORTEZ, L. A. B. , MÜHLE, I. N. , SILVA, A. , "Refrigeração por absorção com o par água-amônia e seu potencial no caso brasileiro". REVISTA ABRAVA, São Paulo, 137, p. 33-38, Jan.-Fev.1994,
- CORTEZ, L. A., PEREIRA J.T.V., MILANÉS R.P., ZUKOWSKI JR. J.C., "Absorção com cogeração, o futuro do mundo", in: WORKSHOP REFRIGERAÇÃO NO SÉCULO XXI, São Paulo-S.P., Agosto/1995
- FIGUEIREDO, F. "Perdas e Estocagem de Alimentos", in: IV CONGRESSO BRASILEIRO DE REFRIGERAÇÃO, VENTILAÇÃO E CONDICIONAMENTO DE AR, 1993, São Paulo, *anais*.
- GAGGIOLI, R. A. "Efficiency and costing, second law analysis of processes". Washington, D.C., AMERICAN CHEMICAL SOCIETY, 1983. 460p. ACS Symposium Series.
- GALLO, W. L. R. & MILANEZ, L. F. "Choice of a reference state for exergetic analysis". ENERGY, Great Britain, 15(2):113-21,1990.
- GREENPEACE INTERNACIONAL REV."Como enfrentar la destruccion de la capa de ozono", October, 1992.
- HÁLÁSZ L. "Problemas atuais no plano da refrigeração". Campinas, SP, FUNDAÇÃO TROPICAL DE PESQUISA E TECNOLOGIA, 1977, cap. 10, p. 192-205.
- JABARDO, J. M. S., "Amônia em sistemas frigoríficos". REVISTA ABRAVA, São Paulo, 137, p. 17-32, Jan-Fev 1994.

- JORDAN, D.P. "AMMONIA - Programa para cálculo de propriedades termodinâmicas de amônia.", TEXAS TECH UNIVERSITY, 1992.
- KOTAS, T. J. "The exergy method of thermal plant analysis". LONDON BUTTEWORTHS, 1985. 295p.
- LEVY, F.L., "Some Further Thoughts upon the Characteristics of Design and Performance of Evaporative Condenser". ASHRAE JOURNAL, April 1961.
- LORENTZEN, G. "The Design of Refrigerant Recirculation Systems". PROCEEDING OF THE INSTITUTE OF REFRIGERATION vol. 72 ,1975-76.
- LORENTZEN, G. "Evaporator design and Liquid feed Regulator". Moscou, INSTITUTE INTERNACIONAL DU FROID, Commission 3, 4 e 5, 1958.
- MORAN, M., "Availability analysis: a guide to efficient energy use". Englewood Cliffs, N.J., Prentice-Hall, 1982.
- NEVES F<sup>o</sup>, L. C. "Cold chain development in Brazil". in: DESARROLLO DE LA CADENA DEL FRIO EM LATINOAMÉRICA, 1988, Argentina, Tomo II, p. 503-508, OEA-IIF-CEE.
- NEVES F<sup>o</sup>, L. C. "Refrigeração na industria de alimentos". UNICAMP, 1992, Vol. I, 359p.
- PEREZ L.F.B. CORTEZ, L.A., SILVA A. , "Ammonia as a CFC Alternative for Developing Countries: Its Problems and Indicated Solutions". 1993, trabalho não publicado.
- PEREZ L.F.B., "Temas Escogidos Refrigeracion Industrial". ISPJAM, Cuba, (1993).
- PERSONS, S. F. & HENDRY, R. "The Evaporative Condenser". THE INSTITUTE OF REFRIGERATION PROCEEDINGS. vol. 77, 1980-81.
- SÁNCHEZ C.G., PEREIRA, J.T.V. "Controle térmico de Ambientes" UNICAMP, Campinas, 1993, 285p.
- VAN WYLEN G. J. & SONNTAG R. E. "Fundamentos da Termodinâmica Clássica". 2 ed., São Paulo, Edgard Blücher, 1976, Cap. 9, 235 p.
- WALLNER, R. "Heat transfer in Flooded Shell Tube Evaporators". in :FIFTH INTERNATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE. The Science Comcil of Japan-Tokyo. 3-7, Set. 1974.
- WORKSHOP BRASIL-CANADA, ABRAVACOTE, 1993, Associação Brasileira de Refrigeração, Ar condicionado, Ventilação e Aquecimento, suplemento.
- WORKSHOP de Atualização em refrigeração, UNICAMP, 1994, suplemento.
- ZUKOWSKI Jr. J.C., CORTEZ A.B., PEREZ L.F.B., NEVES FILHO L.C., "Avaliação da conversão de um compressor aberto para R-12 operando com amônia em um sistema de pequena capacidade". in: III CONGRESSO IBERO-AMERICANO DE AR CONDICIONADO E REFRIGERAÇÃO,

São Paulo-SP, Ago/1995.

ZUKOWSKI Jr. J.C., CORTEZ A.B., PEREZ L.F.B., NEVES F<sup>o</sup>. L.C., SANTOS J.B. dos, "Aplicação de um Compressor Aberto para R-12 em uma Unidade de Refrigeração de Amônia de Pequeno Porte". in: XXIII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, *anais*, Campinas-SP, Jul/1994, resumo.

## X - APÊNDICE A

### X.1 - Lista de equipamentos

#### 1. Motor Elétrico Blindado.

Marca:	Eberle	Modelo:	S 100
Potência:	2,98 kW	Rotação:	1720 rpm
Polias:	$\varnothing_{\text{int}} = 62 \text{ mm}$	$\varnothing_{\text{ext}} = 93 \text{ mm}$	

#### 2. Compressor.

Marca:	Coldex Frigor	Modelo:	Bloco S-V
Trabalho:	-6 °C a partir do manômetro 33 °C a partir do manômetro	Rotação:	1720
Polias:	$\varnothing_{\text{int}} = 62 \text{ mm}$ $\varnothing_{\text{ext}} = 93 \text{ mm}$		

#### 3. Caixa d'água de resfriamento.

Dimensões	400x350x490mm
Vazão	3 l/min

#### 4. Tubos para circulação da amônia

Diâmetro	27 mm
Espessura	3 mm
Material	ferro

#### 5. Tubos de água da caixa de resfriamento

Diâmetro	12,7 mm
Material	PVC

## 6. Condensador Evaporativo

Área	2 m <sup>2</sup>
Diâmetro dos tubos	16,7 mm
Número de serpentinas	4
Comprimento dos tubos	800 mm
Largura	1000 mm
Material	Ferro preto

## 7. Tanque de Gelo

Volume: 250 l

## 8. Separador - distribuidor

Diâmetro: 300 mm  
Altura: 2500 mm

## 9. evaporador

Área de troca	2 m <sup>2</sup>
Diâmetro dos tubos	16,7 mm
Número de serpentinas	4
Comprimento dos tubos	800 mm
Largura	1000 mm
Material	Ferro preto

## X.2 - Placa de aquisição de dados (conversor A/D)

- Marca: LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA.

- Modelo: CAD 12/32.

- Canais: 32 entradas simples ou 16 diferenciais.

- Resolução: 12 bits (4096 níveis).

- Tempo de Conversão: 32 ms.

### **X.3 - Principais características do condicionador de sinais**

- Marca: LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA.
- Modelo: PCX 0802.
- Canais: 16 entradas configuráveis através de um conjunto de impedâncias, podendo ler tensões ( $\pm 10$  V,  $\pm 5$  V,  $\pm 2,5$  V,  $\pm 2$  V,  $\pm 1$  V,  $\pm 0,5$  V,  $\pm 0,1$  V), correntes (0-5 mA ou 0-20 mA) e termopares (tipos J, K, T, S, R).
- Ajuste de zero e saídas de 0-5 V ou  $\pm 5$  V.
- Sensor de temperatura interno (compensação de junta fria).

### **X.4 - Principais características do software**

- Marca: LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA.
- Modelo: AQDADOS - Versão 5.1.
- Interface homem-máquina simples e eficiente através de "menus", permitindo a configuração e programação dos canais de entrada, armazenamento em disco em tempo real, impressão de relatórios, visualização dos dados até 4 canais em tempo real etc...
- Manipulação dos dados, construindo gráficos, separando ou eliminando trechos, alteração de valores individuais, redução de taxa de amostragem, avaliação dos valores máximos e mínimos de um trecho, área sobre a curva, média e desvio padrão de um trecho de dados, etc.

A montagem do sistema de aquisição de dados permite a coleta de 14 dados de temperatura e 2 dados de pressão.

- Canal 0: temperatura de referência da placa.
- Canais de 1 a 13: tomada de temperatura.

- Canais 14 e 15: tomada de pressão.

Para se monitorar os demais pontos de interesse do sistema necessita-se de outro condicionador de sinais.