

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE ENERGIA E FLUIDOS

**PROJETO DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO UTILIZANDO
REFRIGERANTES NATURAIS**

Disciplina: PMC-581 Projeto Mecânico II

Professor Orientador: Silvio de Oliveira Jr.

Professor Coordenador: Alberto Hernandez Neto

Aluno: Tyuitiro Hirai N°USP 1946421



São Paulo
1998

SUMÁRIO

1. Introdução.....	1
2. Fluidos Refrigerantes.....	2
2.1 Fluido Principal.....	2
2.2 Fluido Secundário.....	3
3. Sistemas de Múltiplos Estágios de Pressão.....	5
3.1 Compressão com Estágios de Pressão.....	5
3.2 Compressão e Evaporação com Estágios de Pressão.....	6
3.3 Compressão utilizando Tanque de Flash.....	6
4. Modelo	
4.1 Sistema de Refrigeração.....	8
5. Modelagem dos Sistemas de Refrigeração.....	14
5.1 Sistema Atual.....	14
5.2 Sistema Proposto.....	19
6. Conclusão.....	47
7. Referências Bibliográficas.....	49

Nomenclatura dos símbolos utilizados:

COP	: coeficiente de eficácia
C _p	: calor específico
Cr	: relação entre C _{mín} e C _{máx}
C _{sf}	: constante empírica para piscina de ebulição
D	: diâmetro
f	: fator de atrito
g	: gravidade
h	: coeficiente de transferência de calor
h _{fg}	: calor de vaporização do refrigerante
k	: condutividade térmica
K _{eq}	: comprimento equivalente para perdas singulares
L	: comprimento
m	: vazão mássica
n	: expoente politrópico
NUT	: número de unidades de transferência
Nu	: número de Nusselt
P	: pressão
Pr	: número de Prandtl
Q	: transferência de calor
r	: deslocamento de volume
Re	: número de Reynolds
R22	: freon 22
R717	: amônia
R744	: dióxido de carbono
T	: temperatura
UA	: produto entre área e o coeficiente global de troca de calor
V	: velocidade
W	: potência
ε	: efetividade
η	: eficiência isentrópica do compressor
η _{isentrópico}	: eficiência volumétrica do compressor
μ	: viscosidade
v	: volume específico
ρ	: densidade
σ	: tensão superficial

1. Introdução

A refrigeração ocupa um lugar importante para a sobrevivência e o conforto do homem.

Na conservação dos alimentos, no condicionamento de ambientes, a indústria frigorífica ganha cada vez mais espaço nestes mercados.

Na indústria alimentícia pode-se destacar os supermercados que estão em grande fase de expansão. Estes supermercados exigem grandes projetos de um sistema de conservação dos alimentos que estão à venda como congelados, carnes e sucos.

No Brasil, os supermercados têm utilizado geralmente o R-22 como refrigerante em seus sistemas de resfriamento e congelamento de alimentos.

Paralelo a isto se preocupamos cada vez mais com a conservação do meio ambiente. É uma das maiores preocupações tem sido a destruição da camada de ozônio. Os estudos mostram que a substância CFC é a principal fonte de destruição, e o R-22 é composto principalmente por CFCs.

Assim as indústrias de refrigeração estão cada vez mais preocupadas em desenvolver novos refrigerantes para substituir o R-22. Uma opção tem sido os refrigerantes naturais.

Este trabalho compara um sistema tradicional de refrigeração de um supermercado utilizando R-22 e outro utilizando somente refrigerantes naturais.

2. Refrigerantes Utilizados

2.1 Refrigerante Principal

A amônia foi escolhida como o fluido principal devido à sua alta eficácia como pode-se ver na Tabela 1 quando comparada com outros fluidos refrigerantes:

As pressões, o efeito refrigerante e o coeficiente de eficácia (COP) da Tabela 1 são baseados num ciclo de compressão a vapor padrão com uma temperatura de evaporação de -15°C e uma temperatura de condensação de 30°C .

Tabela 1 – Comparação dos refrigerantes quanto às características físicas, químicas e termodinâmicas

		Refrigerantes		
		R-22	R717	R502
Características Físicas e Químicas	inflamabilidade	não inflamável	inflamável	não inflamável
	Toxicidade	não tóxico	tóxico	não tóxico
	Efeito sobre alimentos	nenhum	impregnação de gosto e cheiro	nenhum
Características Termodinâmicas	Pressão de vaporização (kPa)	295,8	236,5	349,6
	Pressão de condensação (kPa)	1192,1	1166,6	1308,6
	Relação de pressão	4,03	4,93	3,74
	Efeito de refrigeração (kJ/kg)	162,8	1103,4	106,2
	COP	4,66	4,76	4,37

Como pode se observar pela Tabela 1 para a amônia apesar de seu alto valor do COP possui características como a toxidez que a tornariam inviáveis por se tratar de um supermercado. Uma solução para superar este obstáculo seria o seu confinamento numa sala de máquinas, evitando a contaminação do ambiente (supermercado).

2.2 Fluido Secundário

O fluido secundário passa por uma variação grande de temperatura. Dentre os fluidos secundários se destaca o dióxido de carbono.

O dióxido de carbono era largamente utilizado no começo deste século. Sua grande utilização se devia principalmente aos suas características de segurança. Sua utilização começou a decair com o advento dos refrigerantes hidrocarbonados.

Vantagens do dióxido de carbono:

- alta pressão e um volume específico baixo direcionando para dimensões pequenas
- total compatibilidade para lubrificantes normais e materiais comuns para construção de máquinas
- -operações simples;
- viscosidade baixa.

Desvantagem:

- temperatura crítica baixa (31°C) e uma alta pressão crítica (7.375 Mpa)

Porém para sanar este problema são propostas as seguintes soluções:

- 1) uma válvula de segurança que libera CO₂ para o meio ambiente, quando a pressão estabelecida for alcançada;
- 2) Um tanque de expansão para que o CO₂ expanda quando o sistema alcançar a pressão estabelecida;
- 3) Misturar o CO₂ com um solvente líquido.
- 4) Sistema de Refrigeração Auxiliar.

Segundo estudos [Ref 7.10] as soluções 1 e 3 não obtiveram êxito. Uma combinação das soluções 1 e 4 poderia garantir um controle de pressão do sistema de refrigeração.

3. Sistemas de Múltiplos Estágios de Pressão

A utilização efetiva da amônia em sistemas de refrigeração exige um controle das temperaturas de descarga do compressor. A temperatura de saída do compressor pode ser reduzida através da compressão em estágios de pressão e do resfriamento intermediário entre estágios. Três métodos de compressão em estágios foram comparados: Compressão com estágios de pressão, compressão e evaporação com estágios de pressão e compressão utilizando Tanque de Flash.

3.1 Compressão com estágios de pressão

Este método consiste na extração de parte do refrigerante que deixa o condensador a uma pressão intermediária e na mistura do mesmo com o refrigerante que deixa o primeiro compressor a uma pressão intermediária. A vantagem da compressão em estágios de pressão está no fato de o refrigerante ser dessuperaquecido para condições saturadas entre os dois compressores, fazendo com que o gás comprimido saia do segundo estágio de compressão a uma temperatura inferior. A temperatura inferior por sua vez, eleva a eficiência volumétrica no segundo compressor. O gás de entrada no segundo compressor. O gás de entrada no segundo compressor apresenta um volume específico menor do que haveria se não ocorresse o dessuperaquecimento, permitindo a utilização de um compressor menor no segundo estágio. Entretanto, é necessária uma grande vazão mássica de refrigerante para suprir a carga de refrigeração e o resfriamento intermediário.

3.2 Compressão e Evaporação com estágios de pressão

Neste sistema todo o refrigerante que deixa o condensador é expandido a uma pressão atmosférica. A parte líquida é expandida e é expandida novamente para ser utilizada no evaporador, enquanto o vapor é utilizado para esfriar o vapor que sai do primeiro compressor. A vantagem deste sistema está no fato de que o refrigerante é expandido duas vezes, logo a variação de entalpias é maior. Isto implica numa redução da vazão mássica exigida pela carga de refrigeração e conseqüentemente no tamanho menor do primeiro compressor.

3.3 Compressão com Tanque de Flash

Este método difere da anterior pois o vapor que entra no segundo compressor está saturado. O líquido e o vapor resultantes da expansão do refrigerante que deixa o condensador são conduzidos para um Tanque de Flash onde parte do líquido é extraído e enviado para o evaporador. O refrigerante que deixa o evaporador é então comprimido a uma pressão intermediária no compressor de baixa pressão e borbuhlado no líquido e no vapor remanescentes no Tanque de Flash. O vapor saturado resultante no Tanque de Flash é removido e comprimido no segundo compressor à pressão de condensação.

Um estudo mostra a comparação dos três modelos apresentados acima para o fluido refrigerante amônia:

Tabela 2 – Comparação do desempenho dos Sistemas de Múltiplos Estágios de Pressão [Ref. 7.3]

Sistema	Temperatura de Evaporação	
	244 K (-29 °C)	267 K (-6 °C)
	COP NH ₃	COP NH ₃
Compressão de Estágio Simples	1,52	2,90
Compressão com Estágios de Pressão	1,61	3,03
Compressão e Evaporação com Estágios de Pressão	1,69	3,09
Compressão com Tanque de Flash	1,84	3,25

Pode –se concluir pela Tabela acima que o fluido refrigerante amônia possui o melhor desempenho com o Sistema de Compressão com Tanque de Flash.

4. Modelo

4.1 Sistemas de Refrigeração

Na figura abaixo ilustramos o modelo simplificado do sistema de refrigeração.

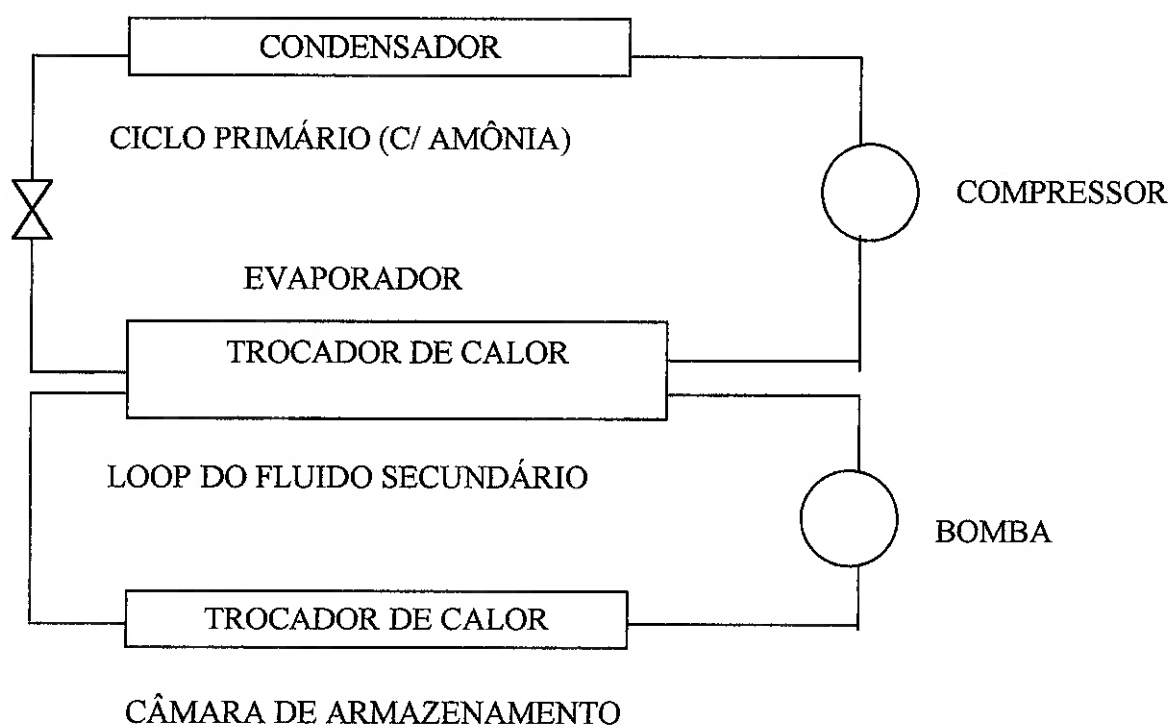


Figura 1 – Diagrama do sistema de Refrigeração utilizando amônia e um fluido secundário.

4.1.1 Condensador

O condensador é resfriado a ar. Para a sua modelagem é utilizado o método da efetividade-NUT.

A condensação representa a principal troca de calor e pela equação da efetividade-NUT para uma mudança de fase isotérmica como indicada nas equações abaixo:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (1)$$

$$Q = \varepsilon \cdot \dot{m}_{ref} \cdot c_{p,ref} \cdot (T_{refrigerante} - T_{ambiente}) \quad (2)$$

4.1.2. Compressor

Utiliza-se um expoente politrópico n para indicar estados de entrada e saída do fluido refrigerante de acordo com a equação 3:

$$P_{entra} \cdot v_{entra}^n = P_{sai} \cdot v_{sai}^n \quad (3)$$

A eficiência volumétrica do compressor é baseada na razão r do compressor, assim como na relação de pressão do compressor e no expoente politrópico.

$$\eta = 1 - r \cdot \left\{ \left[\frac{P_{sai}}{P_{entra}} \right]^{1/n} \right\} \quad (4)$$

O expoente politrópico para amônia foi definido como 1,30 que é igual ao expoente isentrópico. A razão r foi definida como 0,053. A eficiência volumétrica é utilizada para calcular a vazão de refrigerante como função do deslocamento de volume, da velocidade de compressão e do volume específico do refrigerante.

$$\dot{m}_{ref} = \left[\frac{1}{v_{sai}} \right] \cdot V_{disp} \cdot N \cdot \eta_{vol} \quad (5)$$

A potência do compressor, W_{comp} , é dada por:

$$W_{comp} = \frac{W_{isoentrópico}}{\eta_{isoentrópico}} \quad (6)$$

onde $W_{isoentrópico}$ é a potência requerida para uma compressão isoentrópica e $\eta_{isoentrópico}$ é uma eficiência isoentrópica definida como 0,65.

4.1.3 Evaporador do Ciclo Primário

O modelo do evaporador está baseado no trocador de calor casco-tubo onde o fluido secundário escoar no interior dos tubos e a amônia no casco. O fluido secundário entra no feixe de tubos do trocador de calor onde é resfriado pela amônia e então recirculado para os pontos que necessitam de refrigeração. A amônia entra como uma mistura de líquido-vapor após deixar a válvula de expansão. Todas as válvulas de expansão são admitidas isoentálpicas. Como a amônia resfria o dióxido de carbono, ela se evapora e o vapor de amônia saturado escoar para o compressor. A efetividade do trocador de calor é calculada a partir da geometria do trocador de calor e do coeficiente de transferência de calor dentro e fora dos tubos. Para escoamento laminar, o cálculo de Nusselt é feito através da correlação de Hausen:

$$Nu_D = 3,66 + \frac{0,0668 \cdot \left[\frac{D}{L} \right] \cdot Re_D \cdot Pr}{1 + 0,4 \left\{ \left[\frac{D}{L} \right] \cdot Re_D \cdot Pr \right\}^{2/3}} \quad (7)$$

Para o escoamento turbulento. É utilizada a equação desenvolvida por Nusselt:

$$Nu_D = 0,036 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[\frac{D}{L} \right]^{1/4} \quad (8)$$

Fora dos tubos, a amônia é evaporada em um processo de ebulição em piscina. Para calcular o coeficiente de transferência de calor, uma correlação desenvolvida por Rohsenow [Ref. 7.6] é utilizada:

$$h = \mu \cdot h_{fg} \cdot \left[\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \cdot \left[\frac{c_{pl}}{c_{sf} \cdot h_{fg} \cdot (Pr)^{1,7}} \right] \cdot (T_{parede} - T_{saturado})^2 \quad (9)$$

Uma vez calculado o coeficiente de transferência de calor, o coeficiente de transferência global e o produto UA estão determinados. A transferência de calor e a mudança de temperatura são calculadas usando o método NUT.

4.1.4. Evaporador do Ciclo Secundário

É um trocador de calor de correntes cruzadas esfriando o ar circulante através de um deixe de tubos orientados perpendicularmente ao escoamento do ar. Uma das hipóteses é de que o escoamento do fluido secundário desenvolva-se hidrodinamicamente, de modo que se utilizam novamente as correlações de Hausen e Nusselt para os escoamentos laminar e turbulento respectivamente. O ar que circula fora dos tubos ocasiona uma transferência de calor por convecção forçada sobre os tubos horizontais. Admite-se que os tubos não possuam superfícies extendidas. Churchill e Bernstein desenvolveram uma equação de correlação para esta geometria:

$$Nu_D = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re_D^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0,4 / Pr)^{2/3}]^{1/4}} \cdot \left\{ 1 + \left[\frac{Re_D}{2,82 \cdot 10^5} \right]^{5/8} \right\}^{4/5} \quad (13)$$

O método da efetividade-NUT é utilizado para determinar a transferência de calor e as mudanças de temperatura. A efetividade é calculada pela fórmula deduzida para trocadores de calor com escoamento cruzado e sem a mistura dos fluidos:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \left[\frac{1}{Cr} \right] \cdot (NUT)^{0,22} \cdot \{ \exp [-Cr \cdot (NUT)^{0,78}] - 1 \} \right\} \quad (11)$$

A taxa de transferência de calor neste é a carga de refrigeração do local a ser refrigerado.

4.1.5. Perdas Térmicas nos Tubos

O sistema de escoamento do fluido secundário entre os dois trocadores de calor envolve perdas térmicas e a necessidade de bombeamento. Para se determinar a perda de calor para o meio ambiente, é necessário calcular o coeficiente de transferência de calor global para o sistema de tubulações. O escoamento é admitido ser desenvolvido hidrodinamicamente e ser turbulento. O coeficiente de transferência de calor dentro dos tubos é calculado a correlação de Dittus-Boelter [Ref.7.2]:

$$NuD = 0,023 \cdot ReD^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (12)$$

Os tubos são expostos ao ar do supermercado e um coeficiente de transferência de calor de $6 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ baseado na convecção e radiação é usado para o lado externo dos tubos. A espessura do isolamento dos tubos é um parâmetro de projeto. A resistência da transferência de calor devido à condução através das paredes dos tubos é relevante. Tanto o balanço de energia quanto a equação da taxa de transferência de calor são necessários para a determinação das temperaturas interna e externa aos tubos e da taxa de transferência de calor, já que as propriedades de transferência de calor são dependentes da temperatura do fluido secundário e as temperaturas dependem da transferência de calor dos tubos para o meio ambiente. A taxa de transferência de calor é baseada na diferença logarítmica de temperaturas do fluido secundário e o ar.

4.1.6. Cálculo da Potência da Bomba

Primeiramente, é necessário determinar as perdas de cargas distribuídas e singulares.

As perdas de cargas distribuídas é calculada através do fator f do diagrama de Moody:

$$\Delta p_d = f \cdot (L/D) \cdot (V^2/2 \cdot g) \quad (13)$$

A perda de carga singular depende do número e tipo de curvas e válvulas, que são representados pelo coeficiente equivalente K_{eq} :

$$\Delta p_s = K_{eq} \cdot (V^2/2 \cdot g) \quad (14)$$

Somado as perdas distribuídas e singulares teremos a perda de carga total (previamente definido) e assim pode-se calcular a queda de pressão e a potência da bomba:

$$W_{bomba} = m \cdot v \cdot (\Delta p_d + \Delta p_s) \quad (15)$$

A adição da bomba é necessário para a circulação do fluido secundário, mas isto faz com que se reduza a alta eficácia do ciclo da amônia. A potência da bomba é somada à potência do compressor para determinar o coeficiente de desempenho do sistema:

$$COP = \text{carga de refrigeração} / (W_{compressor} + W_{bomba}) \quad (16)$$

5. Modelagem do Sistema de Refrigeração

5.1 Sistema Atual (R-22)

5.1.1. Descrição do sistema

O Sistema de Refrigeração do Hipermercado Carrefour Butantã é composto por:

Tabela 3 – Equipamentos do Sistema de refrigeração do Hipermercado Carrefour

Equipamento	Quant	Tipo	Observação
Torre de Resfriamento	1	Alpina	-
Condensador	2	Casco-Tubo em paralelo	-
Compressor	2	Motor de 25 CV	Sistemas Congelados (-20°C a -5°C)
Compressor	2	Motor de 25 CV	Sistemas Resfriados (0°C a 10°C)
Evaporador	15	Com serpentina do tipo aletado	-

Os evaporadores estão distribuídos da seguinte forma:

- 3 câmaras de congelados;
- 4 câmaras de resfriados;
- 8 balcões sendo que 3 são para os produtos congelados e 5 para os produtos resfriados

São utilizados aproximadamente 800 kg do fluido refrigerante R-22.

Abaixo tem-se o esquema do sistema atual :

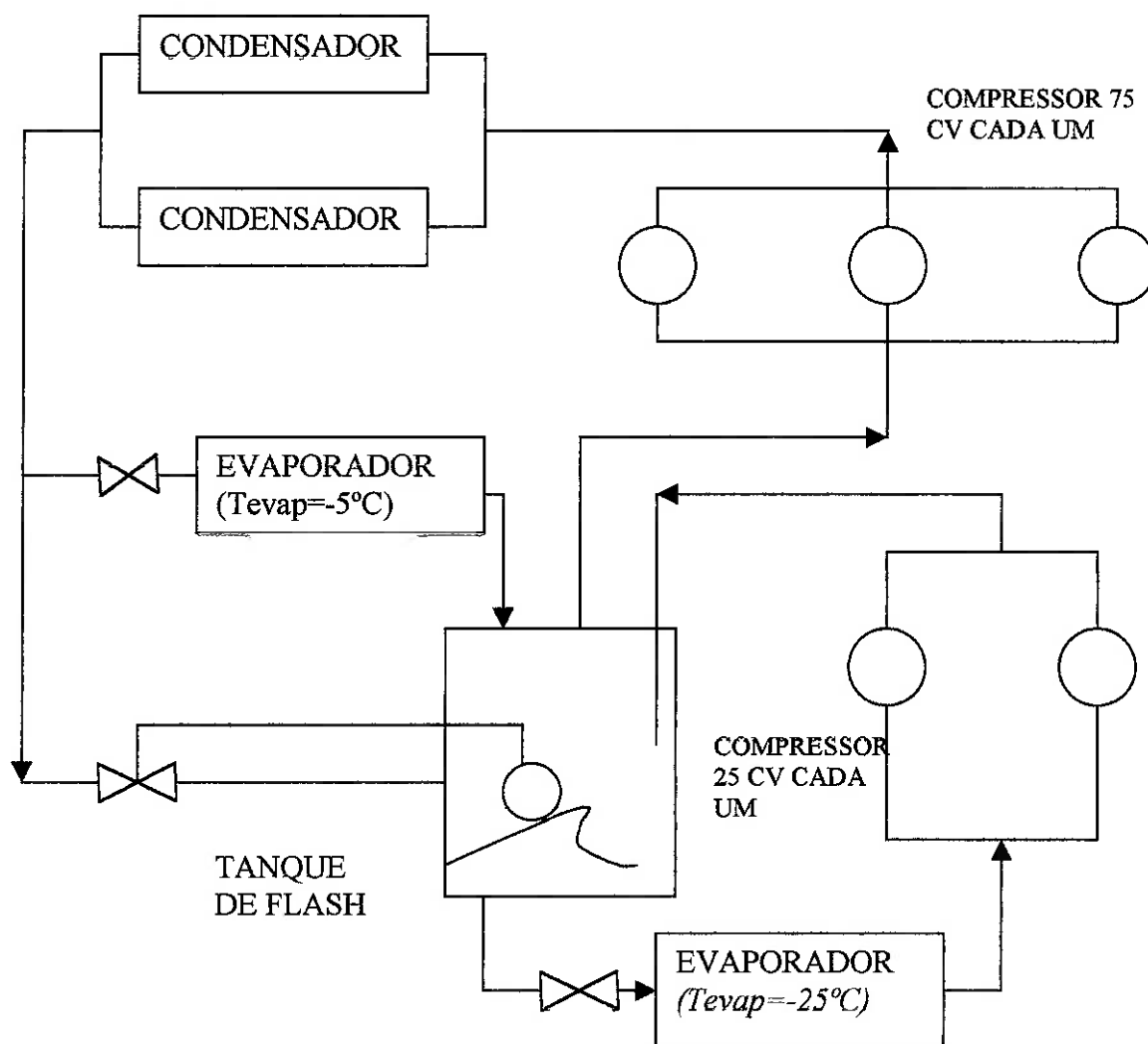


Figura 2 - Sistema de Compressão com duplo estágio e dois níveis de temperatura de refrigeração utilizando R-22 como fluido refrigerante.

5.1.2 Memorial de Cálculo

5.1.2.1 Determinação das T_{evap} e T_{cond}

Adotado um diferencial de temperatura $TD=5^{\circ}\text{C}$

Para o sistema de temperatura intermediária:: $T_{\text{evap1}}=-5^{\circ}\text{C}$

Para o sistema de baixa temperatura $T_{\text{evap2}}=-25^{\circ}\text{C}$

A temperatura de condensação é definida admitindo-se que a temperatura de bulbo seco em São Paulo é de 27°C . Assim,

$$T_{\text{cond}}=TD+T_{\text{bs}}=5+27=32^{\circ}\text{C}$$

5.1.2.2. Determinação da Carga de Refrigeração dos Sistemas de Resfriados e Congelados

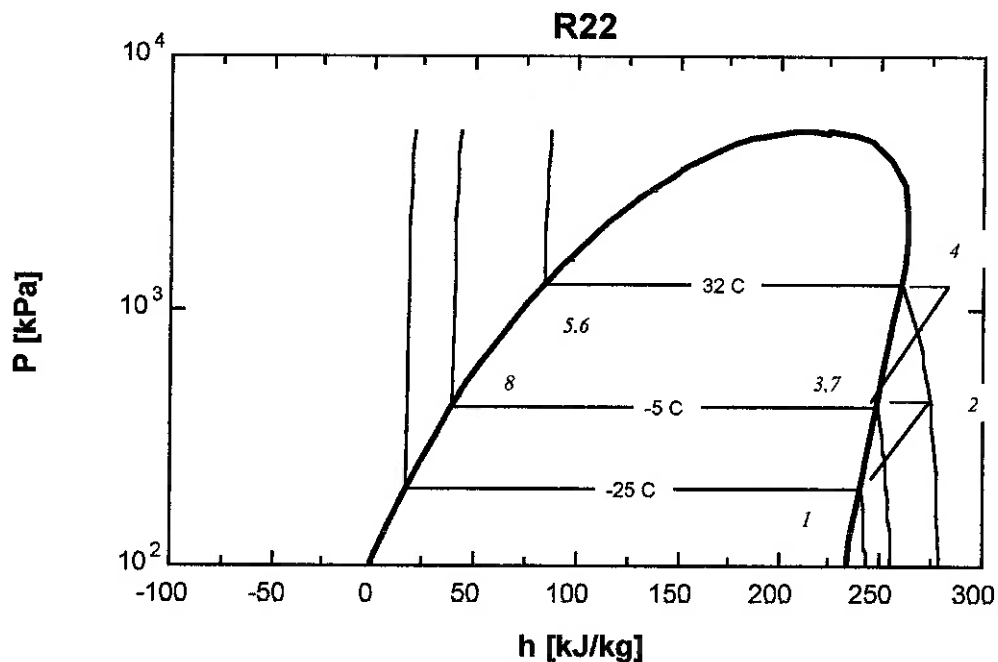


Figura 3 – Diagrama p-h do Sistema de Refrigeração com R-22

$$h1=395.35 \text{ \{kJ/kg\}}$$

$$h2=412 \text{ \{kJ/kg\}}$$

$$h3=h7$$

$$h7=403.5 \text{ \{kJ/kg\}}$$

$$h5=239,2 \text{ \{kJ/kg\}}$$

$$h6=h5$$

$$h8=194,2 \text{ \{kJ/kg\}}$$

$$h4=431 \text{ \{kJ/kg\}}$$

{Balanço de Massa}

$$(m6*h6)+(m7*h7)+(m2*h2)=9m3*h3)+(m8*h8)$$

$$m3=m6+m7$$

$$m8=m1$$

$$m2=m8$$

$$W_{comp1}=55,927 \text{ \{kW, =75CV\}}$$

$$W_{comp2}=18.642 \text{ \{kW, =25CV\}}$$

$$W_{comp1}=m3*(h4-h3)$$

$$W_{comp2}=m1*(h2-h1)$$

{Determinação de Cargas de Refrigeração}

$$Q1=m7*(h7-h5)$$

$$Q2=m1*(h1-h8)$$

{Determinação do COP do sistema}

$$COP=(Q1+Q2)/(W_{comp1}+W_{comp2})$$

Resultados:

$$COP=4.231$$

$$m1=1,12 \text{ kg/s}$$

$$m_2 = 1,12 \text{ kg/s}$$

$$m_3 = 2,034 \text{ kg/s}$$

$$m_6 = 1,484 \text{ kg/s}$$

$$m_7 = 0,5495 \text{ kg/s}$$

$$m_8 = 1,12 \text{ kg/s}$$

$$Q_1 = 90,28 \text{ kW}$$

$$Q_2 = 225,2 \text{ kW}$$

5.2 Sistema Proposto: Sistema com Amônia e Dióxido de Carbono

5.2.1 Descrição do Sistema

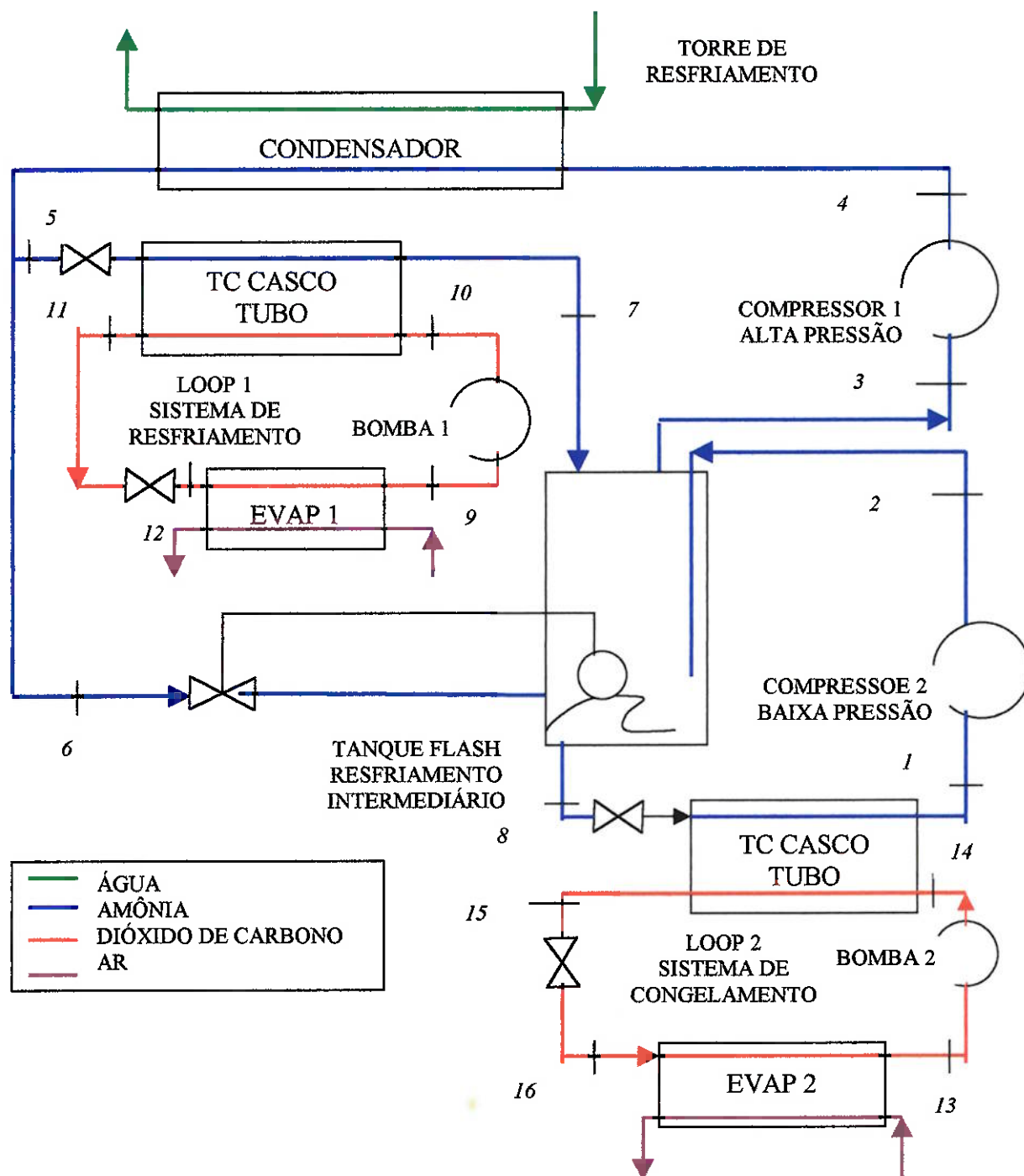


Figura 4 – Sistema de Compressão com duplo estágio e dois níveis de temperatura

5.2.2 Memorial de Cálculo

5.2.2.1 LOOP1 – Evaporador do Ciclo Secundário

A) Primeira Interação

$D_i = 0,02 \text{ {m}}$
 $num = 50 \text{ {nº de tubos}}$
 $((D_o/2)^2) = num * ((D_i/2)^2) \text{ {determinação de } } D_o \text{ {}}$
 $q_1 = 90,28 \text{ {KW}}$
 $T_{ho} = 273 \text{ {K}}$
 $T_{hi} = 283 \text{ {K}}$
 $T_{ci} = 268 \text{ {K}}$
 $T_{co} = 271 \text{ {K}}$
 $T_c = (T_{co} + T_{ci})/2$
 $T_h = (T_{ho} + T_{hi})/2$
 $P_1 = 3300 \text{ {kPa}}$
 $c_{pc} = \text{SPECHEAT}(R744; T=T_c; P=P_1) \text{ {kJ/Kg.K}}$
 $\mu_c = \text{VISCOSITY}(R744; T=T_c; P=P_1) \text{ {kg/s.m}}$
 $k_c = \text{CONDUCTIVITY}(R744; T=T_c; P=P_1) \text{ {W/mK}}$
 $c_{ph} = \text{SPECHEAT}(\text{Air}; T=T_h) \text{ {kJ/kg.K}}$
 $\mu_h = \text{VISCOSITY}(\text{Air}; T=T_h) \text{ {kg/s.m}}$
 $k_h = \text{CONDUCTIVITY}(\text{Air}; T=T_h) \text{ {W/m.K}}$

{Método NUT}
 $mc = q_1 / (c_{pc} * (T_{co} - T_{ci}))$
 $C_c = mc * c_{pc} \text{ {kW/K}}$
 $Ch = C_c * (T_{co} - T_{ci}) / (T_{hi} - T_{ho}) \text{ {kW/K}}$
 $C_{min} = Ch$
 $C_{max} = C_c$
 $q_{max} = C_{min} * (T_{hi} - T_{ci})$

$$E = q_1 / q_{\max} \quad \{\text{efetividade}\}$$

$$Cr = C_{\min} / C_{\max}$$

$$E = 1 - \exp\left(\left(\frac{1}{Cr}\right) \cdot (NUT)^{0,22} \cdot (\exp(-Cr \cdot (NUT)^{0,78}) - 1)\right) \\ \{NUT\}$$

{Cálculo de hR744}

$$Re_c = (4 \cdot \dot{m}_c) / (\pi \cdot D_i \cdot u_c)$$

$$Pr_c = (c_{p,c} \cdot (10^3) \cdot u_c) / k_c$$

$$Nu_{c1} = 0,023 \cdot (Re_c^{0,8}) \cdot (Pr_c^{0,4})$$

$$h_i = (Nu_{c1} \cdot k_c) / D_i$$

{Cálculo har}

$$ma_r = \dot{C}_h / c_{p,h}$$

$$Re_h = (4 \cdot ma_r) / (\pi \cdot D_o \cdot u_h)$$

$$Pr_h = (c_{p,h} \cdot (10^3) \cdot u_h) / k_h$$

$$Nu_h = 0,3 + \left(\frac{(0,62 \cdot (Re_h^{0,5}) \cdot (Pr_h^{0,33}))}{(1 + ((0,4 / Pr_h)^{0,66}))^{0,25}} \right) \cdot \left(\frac{1 + (Re_h / (2,82 \cdot (10^5)))^{0,625}}{1} \right)^{0,8}$$

$$h_o = (Nu_h \cdot k_h) / D_o \quad \{W/m^2.K\}$$

{Cálculo de U e A }

$$U = 1 / (1/h_i + 1/h_o) \quad \{W/m^2.K\}$$

$$U_h A_h = NUT \cdot C_{\min} \cdot (10^3) \quad \{W/k\}$$

$$A = (U_h A_h) / U \quad \{m^2\}$$

Resultados:

$$A = 13,52$$

$$C_c = 30,09$$

$$C_h = 9,028$$

$$C_{\max} = 30,09$$

Cmin=9,028
cpc=1,071
cph=1,039
Cr=0,3
Di=0,02
Do=0,1414
E=0,6667
hi=64960
ho=890,1
kc=0,03167
kh=0,04263
mar=8,688
mc=28,11
Nuc1=41021
Nuh=2953
num=50
NUT=1,315
P1=3300
Prc=0,8613
Prh=0,6983
q1=90,28
qmax=135,4
Rec=7,0228E+07
Reh=2,7306E+06
Tc=269,5
Tci=268
Tco=271
Th=278
Thi=283
Tho=273
U=878,1

uc=0,00002548

uh=0,00002865

UhAh=11874

B) Segunda Interação:

{Segunda Interação com $L=13,52/(\pi \cdot Di \cdot num)$ }

{Propriedades do R744, do ar e parâmetros do projeto}

$Di=0,02$ {m}

$num=50$ {n° de tubos}

$L=13,52/(\pi \cdot Di \cdot num)$

$((Do/2)^2)=num \cdot ((Di/2)^2)$ {determinação de Do}

$q1=90,28$ {KW}

$Tho=273$ {K}

$Thi=283$ {K}

$Tci=268$ {K}

$Tco=271$ {K}

$Tc=(Tco+Tci)/2$

$Th=(Tho+Thi)/2$

$P1=3300$ {kPa}

$cpc= \text{SPECHEAT}(\text{R744}; T=Tc; P=P1)$ {kJ/Kg.K}

$uc= \text{VISCOSITY}(\text{R744}; T=Tc; P=P1)$ {kg/s.m}

$kc= \text{CONDUCTIVITY}(\text{R744}; T=Tc; P=P1)$ {W/mK}

$cph= \text{SPECHEAT}(\text{Air}; T=Th)$ {kJ/kg.K}

$uh= \text{VISCOSITY}(\text{Air}; T=Th)$ {kg/s.m}

$kh= \text{CONDUCTIVITY}(\text{Air}; T=Th)$ {W/m.K}

{Método NUT}

$mc=q1/(cpc \cdot (Tco-Tci))$

$Cc=mc \cdot cpc$ {kW/K}

$Ch=Cc \cdot (Tco-Tci)/(Thi-Tho)$ {kW/K}

$Cmin=Ch$

$Cmax=Cc$

$q_{max}=C_{min}*(T_{hi}-T_{ci})$
 $E=q_1/q_{max}$ {efetividade}
 $Cr=C_{min}/C_{max}$
 $E=1-\exp(((1/Cr)*(NUT)^{0,22})*(\exp(-Cr*(NUT)^{0,78})-1))$
 {NUT}

{Cálculo de hR744}
 $Re_c=(4*mc)/(pi*Di*uc)$
 $Pr_c=(cpc*(10^3)*uc)/kc$
 $Nuc=0,036*(Re_c^{0,8})*(Pr_c^{(1/3)})*((Di/L)^{(1/18)})$
 {escoamento turbulento}
 $hi=(Nuc*kc)/Di$

{Cálculo har}
 $mar=Ch/cph$
 $Re_h=(4*mar)/(pi*Do*uh)$
 $Pr_h=(cph*(10^3)*uh)/kh$
 $Nuh=0,3+((0,62*(Re_h^{0,5})*(Pr_h^{0,33}))/((1+((0,4/Pr_h)^{0,66}))^{0,25}))*((1+(Re_h/(2,82*(10^5))))^{0,625})^{0,8}$
 $ho=(Nuh*kh)/Do$ {W/m².K}

{Cálculo de U e A }
 $U=1/(1/hi+1/ho)$ {W/m².K}
 $UhAh=NUT*C_{min}*(10^3)$ {W/k}
 $A=(UhAh)/U$ {m²}

Resultados:

A=13,5

Cc=30,09

Ch=9,028
Cmax=30,09
Cmin=9,028
cpc=1,071
cph=1,039
Cr=0,3
Di=0,02
Do=0,1414
E=0,6667
hi=76198
ho=890,1
kc=0,03167
kh=0,04263
L=4,304
mar=8,688
mc=28,11
Nuc=48117
Nuh=2953
num=50
NUT=1,315
P1=3300
Prc=0,8613
Prh=0,6983
q1=90,28
qmax=135,4
Rec=7,0228E+07
Reh=2,7306E+06
Tc=269,5
Tci=268
Tco=271
Th=278

Thi=283

Tho=273

U=879,8

uc=0,00002548

uh=0,00002865

UhAh=11874

5.2.2.2 LOOP1 – Evaporador do Ciclo da Amônia

Temos que $A_{\text{evap}} + A_{\text{TC}} = 25 \text{ m}^2$

Logo, $A_{\text{TC}} = 11,5 \text{ m}^2$

$\text{num}=50$ {n° de tubos}

$A=11,50$

$L=A/(\pi \cdot Di \cdot \text{num})$

$Di=0,02$ {m}

$m9=8,755$

$mh=m9/\text{num}$

$Th=268,5$

$Tci=Th-5$

$Tco=Tci+3$

$Tc=(Tci+Tco)/2$

{Propriedades amônia}

$Csf=0,013$

$kl=0,54945$ {W/mK}

$ul=200,45 \cdot (10^{-6})$ {Pa.s}

$hfg=1278,125$ {kJ/kg}

$g=9,8$ {m/s²}

$dl=644,7$ {kg/m³}

$dv=2,928$ {kg/m³}

$\sigma=0,075$ {N/m}

$cpl=4,588$ {kJ/kg.K}

$Pr_l=(cpl \cdot (10^3) \cdot ul)/kl$

$ho=ul \cdot hfg \cdot (10^3) \cdot (((g \cdot (dl-dv)/\sigma)^{0,5}) \cdot (cpl \cdot (10^3)/(Csf \cdot hfg \cdot (10^3) \cdot (Pr_l^{1,7})))^3) \cdot ((Th-Tco)^2)$

{Propriedades do R744}

$$P1=3300 \text{ {kPa}}$$

$$c_{ph}= \text{SPECHEAT}(R744;T=T_h;P=P1) \text{ {kJ/Kg.K}}$$

$$\mu_h=\text{VISCOSITY}(R744;T=T_h;P=P1) \text{ {kg/s.m}}$$

$$k_h=\text{CONDUCTIVITY}(R744;T=T_h;P=P1) \text{ {W/mK}}$$

$$Re_h=(4*\dot{m}_h)/(\pi*Di*\mu_h)$$

$$Pr_h=(c_{ph}*(10^3)*\mu_h)/k_h$$

$$Nu_h=3,66+(0,0668*(Di/L)*Re_h*Pr_h)/(1+0,4*(((Di/L)*Re_h*Pr_h)^{0,66})) \text{ {esc. laminar}}$$

$$h_i=Nu_h*K_h/Di$$

{ Cálculo mc }

$$U=1/(1/h_i+1/h_o)$$

$$\Delta T=(T_{ci}-T_{co})/(\ln((T_h-T_{co})/(T_h-T_{ci})))$$

$$q=U*A*\Delta T$$

$$\dot{m}_c=q/(c_{pl}*(10^3)*(T_{co}-T_{ci})) \text{ {+m7}}$$

Resultados:

$$A=11,5$$

$$c_{ph}=1,07$$

$$c_{pl}=4,588$$

$$C_{sf}=0,013$$

$$\Delta T=3,274$$

$$Di=0,02$$

$$dl=644,7$$

$$dv=2,928$$

$$g=9,8$$

$$h_{fg}=1278$$

$$h_i=9,271$$

$$h_o=451,7$$

kh=0,03164

kl=0,5495

L=3,661

m9=8,755

mc=0,02485

mh=0,1751

Nuh=5,86

num=50

P1=3300

Prh=0,8605

Prl=1,674

q=342,1

Reh=438106

sigma=0,075

Tc=265

Tci=263,5

Tco=266,5

Th=268,5

U=9,085

uh=0,00002544

ul=0,0002005

5.2.2.3 LOOP2 – Evaporador do Ciclo Secundário

A) Primeira Interação:

{Propriedades do R744, ar e parâmetros do projeto}

$D_i = 0,02 \text{ {m}}$

$num = 50 \text{ {nº de tubos}}$

$((D_o/2)^2) = num * ((D_i/2)^2) \text{ {determinação de } } D_o \text{ {}}$

$q_2 = 225,2 \text{ {KW}}$

$T_{ho} = 273 \text{ {K}}$

$T_{hi} = 283 \text{ {K}}$

$T_{ci} = 268 \text{ {K}}$

$T_{co} = 271 \text{ {K}}$

$T_c = (T_{co} + T_{ci})/2$

$T_h = (T_{ho} + T_{hi})/2$

$P_1 = 1800 \text{ {kPa}}$

$c_{pc} = \text{SPECHEAT}(\text{R744}; T=T_c; P=P_1) \text{ {kJ/Kg.K}}$

$\mu_c = \text{VISCOSITY}(\text{R744}; T=T_c; P=P_1) \text{ {kg/s.m}}$

$k_c = \text{CONDUCTIVITY}(\text{R744}; T=T_c; P=P_1) \text{ {W/mK}}$

$c_{ph} = \text{SPECHEAT}(\text{Air}; T=T_h) \text{ {kJ/kg.K}}$

$\mu_h = \text{VISCOSITY}(\text{Air}; T=T_h) \text{ {kg/s.m}}$

$k_h = \text{CONDUCTIVITY}(\text{Air}; T=T_h) \text{ {W/m.K}}$

{Método NUT}

$m_c = q_2 / (c_{pc} * (T_{co} - T_{ci}))$

$C_c = m_c * c_{pc} \text{ {kW/K}}$

$C_h = C_c * (T_{co} - T_{ci}) / (T_{hi} - T_{ho}) \text{ {kW/K}}$

$C_{min} = C_h$

$C_{max} = C_c$

$q_{max} = C_{min} * (T_{hi} - T_{ci})$

$$E = q_2 / q_{\max} \quad \{\text{efetividade}\}$$

$$Cr = C_{\min} / C_{\max}$$

$$E = 1 - \exp\left(\left(\frac{1}{Cr}\right) \cdot (NUT)^{0,22} \cdot (\exp(-Cr \cdot (NUT)^{0,78}) - 1)\right) \\ \{NUT\}$$

{Cálculo de hR744}

$$Rec = (4 \cdot mc) / (\pi \cdot Di \cdot uc)$$

$$Prc = (cpc \cdot (10^3) \cdot uc) / kc$$

$$Nuc1 = 0,023 \cdot (Rec^{0,8}) \cdot (Prc^{0,4})$$

$$hi = (Nuc1 \cdot kc) / Di$$

{Cálculo har}

$$mar = Ch / cph$$

$$Reh = (4 \cdot mar) / (\pi \cdot Do \cdot uh)$$

$$Prh = (cph \cdot (10^3) \cdot uh) / kh$$

$$Nuh = 0,3 + \left(\frac{0,62 \cdot (Reh^{0,5}) \cdot (Prh^{0,33})}{(1 + ((0,4 / Prh)^{0,66}))^{0,25}} \right) \cdot \left(\frac{1 + (Reh / (2,82 \cdot (10^5)))^{0,625}}{1} \right)^{0,8}$$

$$ho = (Nuh \cdot kh) / Do \quad \{W/m^2.K\}$$

{Cálculo de U e A }

$$U = 1 / (1/hi + 1/ho) \quad \{W/m^2.K\}$$

$$UhAh = NUT \cdot C_{\min} \cdot (10^3) \quad \{W/k\}$$

$$A = (UhAh) / U \quad \{m^2\}$$

Resultados:

$$A = 14,54$$

$$Cc = 75,07$$

$$Ch = 22,52$$

$$C_{\max} = 75,07$$

Cmin=22,52
cpc=1,056
cph=1,039
Cr=0,3
Di=0,02
Do=0,1414
E=0,6667
hi=134440
ho=2068
kc=0,03102
kh=0,04263
mar=21,67
mc=71,1
Nuc1=86680
Nuh=6862
num=50
NUT=1,315
P1=1800
Prec=0,8608
Prh=0,6983
q2=225,2
qmax=337,8
Rec=1,7897E+08
Reh=6,8113E+06
Tc=269,5
Tci=268
Tco=271
Th=278
Thi=283
Tho=273
U=2037

uc=0,00002529

uh=0,00002865

UhAh=29620

B) Segunda Interação:

{Segunda Interação com $L=14,54/(\pi \cdot Di \cdot num)$ }

{Propriedades do R744, do ar e parâmetros do projeto}

$Di=0,02$ {m}

$L=14,54/(\pi \cdot Di \cdot num)$

$num=50$ {nº de tubos}

$((Do/2)^2)=num \cdot ((Di/2)^2)$ {determinação de Do}

$q2=225,2$ {KW}

$Tho=273$ {K}

$Thi=283$ {K}

$Tci=268$ {K}

$Tco=271$ {K}

$Tc=(Tco+Tci)/2$

$Th=(Tho+Thi)/2$

$P1=1800$ {kPa}

$cpc= \text{SPECHEAT}(R744; T=Tc; P=P1)$ {kJ/Kg.K}

$uc= \text{VISCOSITY}(R744; T=Tc; P=P1)$ {kg/s.m}

$kc= \text{CONDUCTIVITY}(R744; T=Tc; P=P1)$ {W/mK}

$cph= \text{SPECHEAT}(\text{Air}; T=Th)$ {kJ/kg.K}

$uh= \text{VISCOSITY}(\text{Air}; T=Th)$ {kg/s.m}

$kh= \text{CONDUCTIVITY}(\text{Air}; T=Th)$ {W/m.K}

{Método NUT}

$mc=q2/(cpc \cdot (Tco-Tci))$

$Cc=mc \cdot cpc$ {kW/K}

$Ch=Cc \cdot (Tco-Tci)/(Thi-Tho)$ {kW/K}

$Cmin=Ch$

$Cmax=Cc$

$qmax=Cmin \cdot (Thi-Tci)$

$$E = q_2 / q_{\max} \quad \{\text{efetividade}\}$$

$$Cr = C_{\min} / C_{\max}$$

$$E = 1 - \exp\left(\left(\frac{1}{Cr}\right) * (NUT)^{0,22} * (\exp(-Cr * (NUT)^{0,78}) - 1)\right) \\ \{NUT\}$$

{Cálculo de hR744}

$$Re_c = (4 * m_c) / (\pi * D_i * u_c)$$

$$Pr_c = (c_{p,c} * (10^3) * u_c) / k_c$$

$$Nu_c = 0,036 * (Re_c^{0,8}) * (Pr_c^{(1/3)}) * ((D_i / l)^{(1/18)})$$

$$h_i = (Nu_c * k_c) / D_i$$

{Cálculo har}

$$m_{ar} = Ch / c_{p,h}$$

$$Re_h = (4 * m_{ar}) / (\pi * D_o * u_h)$$

$$Pr_h = (c_{p,h} * (10^3) * u_h) / k_h$$

$$Nu_h = 0,3 + \left(\frac{(0,62 * (Re_h^{0,5}) * (Pr_h^{0,33}))}{(1 + ((0,4 / Pr_h)^{0,66}))^{0,25}} \right) * \left(\frac{1 + (Re_h / (2,82 * (10^5)))^{0,625}}{1} \right)^{0,8}$$

$$h_o = (Nu_h * k_h) / D_o \quad \{W / m^2.K\}$$

{Cálculo de U e A }

$$U = 1 / (1 / h_i + 1 / h_o) \quad \{W / m^2.K\}$$

$$U_h A_h = NUT * C_{\min} * (10^3) \quad \{W/k\}$$

$$A = (U_h A_h) / U \quad \{m^2\}$$

Resultados:

$$A = 14,51$$

$$C_c = 75,07$$

$$Ch = 22,52$$

$$C_{\max} = 75,07$$

Cmin=22,52
cpc=1,056
cph=1,039
Cr=0,3
Di=0,02
Do=0,1414
E=0,6667
hi=157068
ho=2068
kc=0,03102
kh=0,04263
L=4,628
mar=21,67
mc=71,1
Nuc=101269
Nuh=6862
num=50
NUT=1,315
P1=1800
Prc=0,8608
Prh=0,6983
q2=225,2
qmax=337,8
Rec=1,7897E+08
Reh=6,8113E+06
Tc=269,5
Tci=268
Tco=271
Th=278
Thi=283
Tho=273

U=2041

uc=0,00002529

uh=0,00002865

UhAh=29620

5.2.2.4 LOOP2 – Evaporador do Ciclo da Amônia

Temos que $A_{\text{evap}} + A_{\text{TC}} = 25 \text{ m}^2$

Logo, $A_{\text{TC}} = 10,49 \text{ m}^2$

$\text{num}=50$ {nº de tubos}

$A=10,49$

$L=A/(\pi \cdot D_i \cdot \text{num})$

$D_i=0,02$ {m}

$m_{13}=22,34$

$m_h=m_{13}/\text{num}$

$T_h=268,5$

$T_{ci}=T_h-5$

$T_{co}=T_{ci}+3$

$T_c=(T_{ci}+T_{co})/2$

{Propriedades amônia}

$C_{sf}=0,013$

$k_l=0,54945$ {W/mK}

$\mu_l=249,2 \cdot (10^{-6})$ {Pa.s}

$h_{fg}=1308,33$ {kJ/kg}

$g=9,8$ {m/s²}

$d_l=670,58$ {kg/m³}

$d_v=1,32$ {kg/m³}

$\sigma=0,075$ {N/m}

$c_{pl}=4,4752$ {kJ/kg.K}

$Pr_l=(c_{pl} \cdot (10^3) \cdot \mu_l)/k_l$

$h_o=\mu_l \cdot h_{fg} \cdot (10^3) \cdot (((g \cdot (d_l - d_v)/\sigma)^{0,5}) \cdot (c_{pl} \cdot (10^3)/(C_{sf} \cdot h_{fg} \cdot (10^3) \cdot (Pr_l^{1,7})))^3) \cdot ((T_h - T_{co})^2)$

{Propriedades do R744 }

$P1=1800 \text{ \{kPa\}}$
 $c_{ph}= \text{SPECHEAT}(R744;T=Th;P=P1) \text{ \{kJ/Kg.K\}}$
 $u_h= \text{VISCOSITY}(R744;T=Th;P=P1) \text{ \{kg/s.m\}}$
 $k_h= \text{CONDUCTIVITY}(R744;T=Th;P=P1) \text{ \{W/mK\}}$
 $Re_h=(4* \dot{m}_h)/(\pi * D_i * u_h)$
 $Pr_h=(c_{ph}*(10^3)*u_h)/k_h$
 $Nu_h=3,66+(0,0668*(D_i/L)*Re_h*Pr_h)/(1+0,4*(((D_i/L)*Re_h*Pr_h)^{0,66})) \text{ \{esc. laminar\}}$
 $h_i=Nu_h*K_h/D_i$

{ Cálculo mc }

$U=1/(1/h_i+1/h_o)$
 $\Delta T=(T_{ci}-T_{co})/(\ln((Th-T_{co})/(Th-T_{ci})))$
 $q=U*A*\Delta T$
 $m_c=q/(c_{pl}*(10^3)*(T_{co}-T_{ci})) \text{ \{=ml\}}$

Resultados:

$A=10,49$
 $c_{ph}=1,055$
 $c_{pl}=4,475$
 $C_{sf}=0,013$
 $\Delta T=3,274$
 $D_i=0,02$
 $d_l=670,6$
 $d_v=1,32$
 $g=9,8$
 $h_{fg}=1308$
 $h_i=10,56$
 $h_o=190$

kh=0,03099

kl=0,5495

L=3,339

m13=22,34

mc=0,02559

mh=0,4468

Nuh=6,813

num=50

P1=1800

Prh=0,8599

Prl=2,03

q=343,5

Reh=1,1264E+06

sigma=0,075

Tc=265

Tci=263,5

Tco=266,5

Th=268,5

U=10

uh=0,00002525

ul=0,0002492

5.2.2.5 Determinação do COP do ciclo amônia-dióxido de carbono

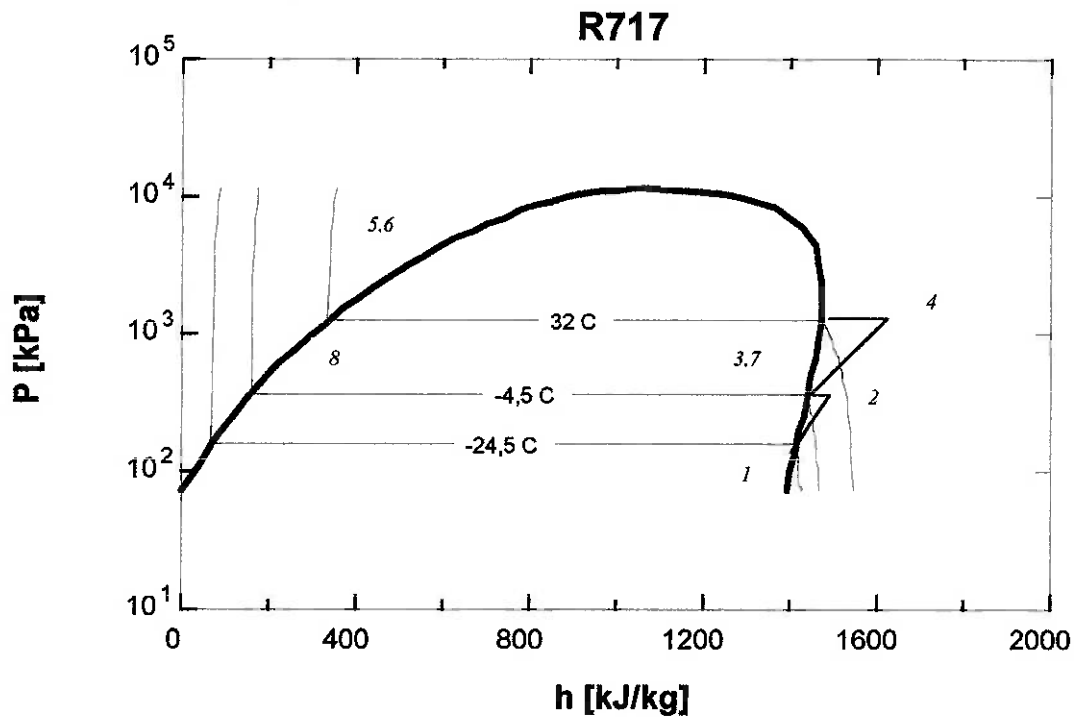


Figura 5 – Diagrama p-h do ciclo de amônia

Equacionamento:

{da Tabela de Propriedades da amônia – [Ref. 7.1]}

$$h_1 = 1430,92 \text{ {kJ/kg}}$$

$$h_2 = 1548 \text{ {kJ/kg}}$$

$$h_7 = 1456,72 \text{ {kJ/kg}}$$

$$h_3 = h_7$$

$$h_5 = 351,466 \text{ {kJ/Kg}}$$

$$h_6 = h_5$$

$$h_8 = 179,26 \text{ {kJ/kg}}$$

$$h_4 = 1630 \text{ {kJ/kg}}$$

{Balanço de Massa}

$$m7=0,1852 \text{ {kg/s}}$$

$$m1=0,1349 \text{ {kg/s}}$$

$$(m6*h6)+(m7*h7)+(m2*h2)=(m3*h3)+(m8*h8)$$

$$m3=m6+m7$$

$$m8=m1$$

$$m2=m8$$

{Determinação dos Wcomp isoentrópicos}

$$Wiso1=m3*(h4-h3) \text{ {kW}}$$

$$Wiso2=m1*(h2-h1) \text{ {kW}}$$

{Determinação dos Wcomp reais}

$$Wcomp1=(Wiso1)/0,65 \text{ {kW}}$$

$$Wcomp2=(Wiso2)/0,65 \text{ {kW}}$$

{Determinação Wbomba1}

$$T9=271 \text{ {K}}$$

$$T10=272 \text{ {K}}$$

$$T1=(T9+T10)/2$$

$$m9=8,755 \text{ {kg/s}}$$

$$D=0,1 \text{ {m}}$$

$$P1=3300 \text{ {kPa}}$$

$$cp1=\text{SPECHEAT}(R744;P=P1;T=T1)$$

$$Th=298 \text{ {K}}$$

$$\Delta T1=(T9-T10)/(\ln((Th-T10)/(Th-T9)))$$

$$u1=\text{VISCOSITY}(R744;P=P1;T=T1)$$

$$Re1=(4*m9)/(\pi*D*u1)$$

$$k1=\text{CONDUCTIVITY}(R744;P=P1;T=T1)$$

$$Pr1=cp1*(10^3)*u1/k1$$

$$Nu1=0,023*(Re1^{0,8})*(Pr1^{0,4})$$

```

ho=6,0 {W/m^2K}
hi1=Nu1*k1/D {W/m^2}
Uw1=1/((1/hi1)+(1/ho))
qw1=Uw1*pi*Delta1*(10^(-3))
ni1=1/DENSITY(R744;T=T1;P=P1)
Wbomba1=m9*ni1*20+qw1 {kW}

```

```

{Determinação Wbomba2}
T13=251 {K}
T14=252 {K}
T2=(T13+T14)/2
m13=22,34 {kg/s}
P2=1800 {kPa}
cp2=SPECHEAT(R744;P=P2;T=T2)
Delta2=(T13-T14)/(ln((Th-T14)/(Th-T13)))
u2=VISCOSITY(R744;P=P2;T=T2)
Re2=(4*m13)/(pi*D*u2)
k2=CONDUCTIVITY(R744;P=P2;T=T2)
Pr2=cp2*(10^3)*u2/k2
Nu2=0,023*(Re2^0,8)*(Pr2^0,4)
hi2=Nu2*k2/D {W/m^2K}
Uw2=1/((1/hi2)+(1/ho))
qw2=Uw2*pi*Delta2*(10^(-3))
ni2=1/DENSITY(R744;T=T2;P=P2)
Wbomba2=(m13*ni2*20)+qw2 {kW}

```

```

{Determinação do COP do sistema}
Q1=90,28 {kW}
Q2=225,2 {kW}
COPideal=(Q1+Q2)/(Wiso1+Wiso2)
COPreal=(Q1+Q2)/(Wcomp1+Wcomp2+Wbomba1+Wbomba2)

```

Resultados:

COPideal=4,106

COPreal=2,113

cp1=1,072

cp2=1,046

D=0,1

Delta1=26,5

Delta2=46,5

h1=1431

h2=1548

h3=1457

h4=1630

h5=351,5

h6=351,5

h7=1457

h8=179,3

hi1=1410

hi2=2926

ho=6

k1=0,03173

k2=0,03043

m1=0,1349

m13=22,34

m2=0,1349

m3=0,3523

m6=0,1671

m7=0,1852

m8=0,1349

m9=8,755

ni1=0,03068
ni2=0,05445
Nu1=4445
Nu2=9615
P1=3300
P2=1800
Pr1=0,863
Pr2=0,846
Q1=90,28
Q2=225,2
qw1=0,4973
qw2=0,8747
Re1=4,3621E+06
Re2=1,1556E+07
T1=271,5
T10=272
T13=251
T14=252
T2=251,5
T9=271
Th=298
u1=0,00002555
u2=0,00002461
Uw1=5,975
Uw2=5,988
Wbomba1=5,869
Wbomba2=25,2
Wcomp1=93,91
Wcomp2=24,3
Wiso1=61,04
Wiso2=15,79

6. Conclusão

Tabela 4 – Resultados Finais

Sistemas de Resfriados (Tevap=-5°C)		
Carga de Refrigeração	90,28	kW
Vazão mássica CO ₂	28,11	kg/s
Vazão mássica amônia	0,02485	kg/s
Potência bomba	5,869	kW
Potência compressor (alta pressão)	93,91	kW
Área do evaporador (ar/CO ₂)	13,50	m ²
Comprimento dos tubos (CO ₂ /amônia)	4,304	m
(UA) CO ₂ /amônia	11,874	kW/K
Área Evaporador (CO ₂ /amônia)	11,50	m ²
Comprimento tubos (CO ₂ /amônia)	3,661	m
(UA) CO ₂ /amônia	0,104	kW/K

Sistemas de Congelados (Tevap=-25°C)		
Carga de Refrigeração	225,2	kW
Vazão mássica CO ₂	71,1	kg/s
Vazão mássica amônia	0,02559	kg/s
Potência bomba	25,20	kW
Potência compressor (baixa pressão)	24,30	kW
Área do evaporador (ar/CO ₂)	14,51	m ²
Comprimento dos tubos (CO ₂ /amônia)	4,628	m
(UA) CO ₂ /amônia	29,620	kW/K
Área Evaporador (CO ₂ /amônia)	10,49	m ²
Comprimento tubos (CO ₂ /amônia)	3,339	m
(UA) CO ₂ /amônia	0,1049	kW/K

Substituindo o R-22 pelos refrigerantes R717/R744 temos uma perda de eficiência de 50%. ($COP_{R717/R744}=2,113$). Isto se deve principalmente à inclusão de mais uma etapa no ciclo de compressão a vapor e principalmente à potência exigida pela bomba.

Este trabalho visou comparar apenas o desempenho térmico, assim para uma análise em termos de custo devem ser considerados o preço dos equipamentos e instalações. Em termos de refrigerante o sabe-se que o dióxido de carbono possui um preço menor em relação ao R22. Assim, a longo prazo pode-se em virtude dos vazamentos o projeto com os refrigerantes utilizados pode-se tornar viável.

Os estudos e aplicações dos refrigerantes naturais têm aumentado nos últimos anos, representando assim uma nova alternativa para projetos de refrigeração de supermercados antes dominados pelos CFCs.

7.Referências Bibliográficas

- 7.1 Stoecker, W.F. e Jones, J.W., **Refrigeração e ar Condicionado**, Ed. Mcgraw-Hill, São Paulo,1985
- 7.2 Incropera, F.P e Dewitt, D.P., **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa** John Wiley & Sons, NY,1990
- 7.3 McDowell, T.P. , Mitchell, J.W., Klein, S. A., **Investigation of Ammonia-secondary Fluid System in Supermarket Refrigeration Systems**, ASHRAE Transactions: Research 1993
- 7.4 Stoecker, W.F., Jabardo, J.M., **Refrigeração Industrial**, editora Edgard Blucher LTDA, São Paulo, 1994.
- 7.5 **ASHRAE Handbook 1985: Fundamentals** S.I. Edition, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc 1985
- 7.6 Rohsenow, W.M. 1952 **A Method of Correlating heat Transfer data for Surface Boiling Liquids**. Transactions of ASME74:969
- 7.7 Van Wylen G.J. e Sonntag, R.E., **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**, Ed. Edgard Blucher LTDA., São Paulo, 1993
- 7.8 Cole, Ronald A. , **Novas Aplicações em refrigeração com amônia nos Estados Unidos** Revista do Frio jan/fev 1998
- 7.9 Lorentzen, G. **The use of Natural Refrigerants: a Complete Solution to the CFC/HCFC Predicament**, Jornal Refrigeration Vol.18 nº3, pp 190-197,1995
- 7.10 Hara, Cristina T. **Projeto de um Sistema Central de Refrigeração para um Supermercado** Projeto mecânico II, Escola Politécnica - USP, São Paulo, 1997
- 7.11 Ferreira, C. A Infante e Boukens, **Carbon Dioxide – Secondary Coolant or refrigerant for Cascade Systems ?**

Application for Natural Refrigerants, I.I. Refrigeration, 3-6/09/96,
Aarhus, Denmark