

2171432

TÚNEL DE CONGELAMENTO ASSOCIADO A BOMBA  
DE CALOR PARA ABATEDOUROS DE AVES

Trabalho de Projeto Mecânico II

Omar Fontana dos Reis nº8 108 346

6/12/82

Orientador:

Prof. Aluísio Marcondes Fº

*by Oliveira*

## Í N D I C E

|                                                                                                                                |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1 - RESUMO .....                                                                                                               | 3  |
| 2 - A SITUAÇÃO PROBLEMA .....                                                                                                  | 4  |
| 3 - PROCESSO DE INDUSTRIALIZAÇÃO DE AVES<br>FRIGORIFICADAS .....                                                               | 5  |
| 4 - O CONGELAMENTO EM TÚNEIS TIPO "AIR BLAST" .....                                                                            | 7  |
| 5 - VIABILIDADE DA INSTALAÇÃO DE BOMBA<br>DE CALOR PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA .....                                              | 10 |
| 6 - TÚNEL DE CONGELAMENTO-<br>DESCRIÇÃO E DIMENSIONAMENTO .....                                                                | 11 |
| 7 - BOMBA DE CALOR PARA AQUECIMENTO DE<br>ÁGUA- DIMENSIONAMENTO .....                                                          | 31 |
| 8 - ANEXO .....                                                                                                                | 37 |
| (figuras referentes à seleção dos equipamentos ,<br>dimensionamento dos trocadores de calor e refe-<br>rências bibliográficas) |    |
| 9 - DESENHOS                                                                                                                   |    |

## 1 - RESUMO

Este projeto consiste na apresentação, a nível de projeto básico, de instalação para congelamento de aves frigorificadas.

A instalação, denominada túnel de congelamento, inclui sistemas de movimentação de carga, produção de frio e insuflamento de ar.

Com o fito de se utilizar parte do calor retirado do túnel e dissipado nos condensadores, incluiu-se um sistema de bomba térmica para aquecimento de água.

## 2 - A SITUAÇÃO PROBLEMA

Para obtenção dos dados utilizados neste trabalho, foi feita uma visita ao frigorífico Américo Brasiliense, em Araraquara. Este frigorífico produz 3200 frangos por hora (aproximadamente 4800 Kg/h) que são comercializados através da marca "Veloz".

Cerca de 200 pessoas trabalham em dois turnos: o primeiro das 4:00 às 12:00 horas e o segundo das 13:00 às 21:00 horas.

A produção se destina tanto ao mercado interno quanto à exportação.

No projeto apresentado a seguir, são utilizados os mesmos parâmetros desta instalação.



### 3 - PROCESSO DE INDUSTRIALIZAÇÃO DE AVES FRIGORIFICADAS

É apresentada a seguir, uma descrição do processo de industrialização de aves congeladas.

Os frangos são transportados das granjas para o frigorífico em pequenas gaiolas de plástico (em número de 10 por gaiola).

São então retirados das gaiolas e pendurados pelos pés em transportador de ganchos. É feito o atordoamento por choque elétrico e, em seguida, a sangria.

O produto circula então por um túnel de sangria onde é recolhido o sangue. A seguir, é feita a imersão em um tanque de escaldagem com água a 55°C. Essa operação visa amolecer as penas para a depenagem, que ocorre logo após.

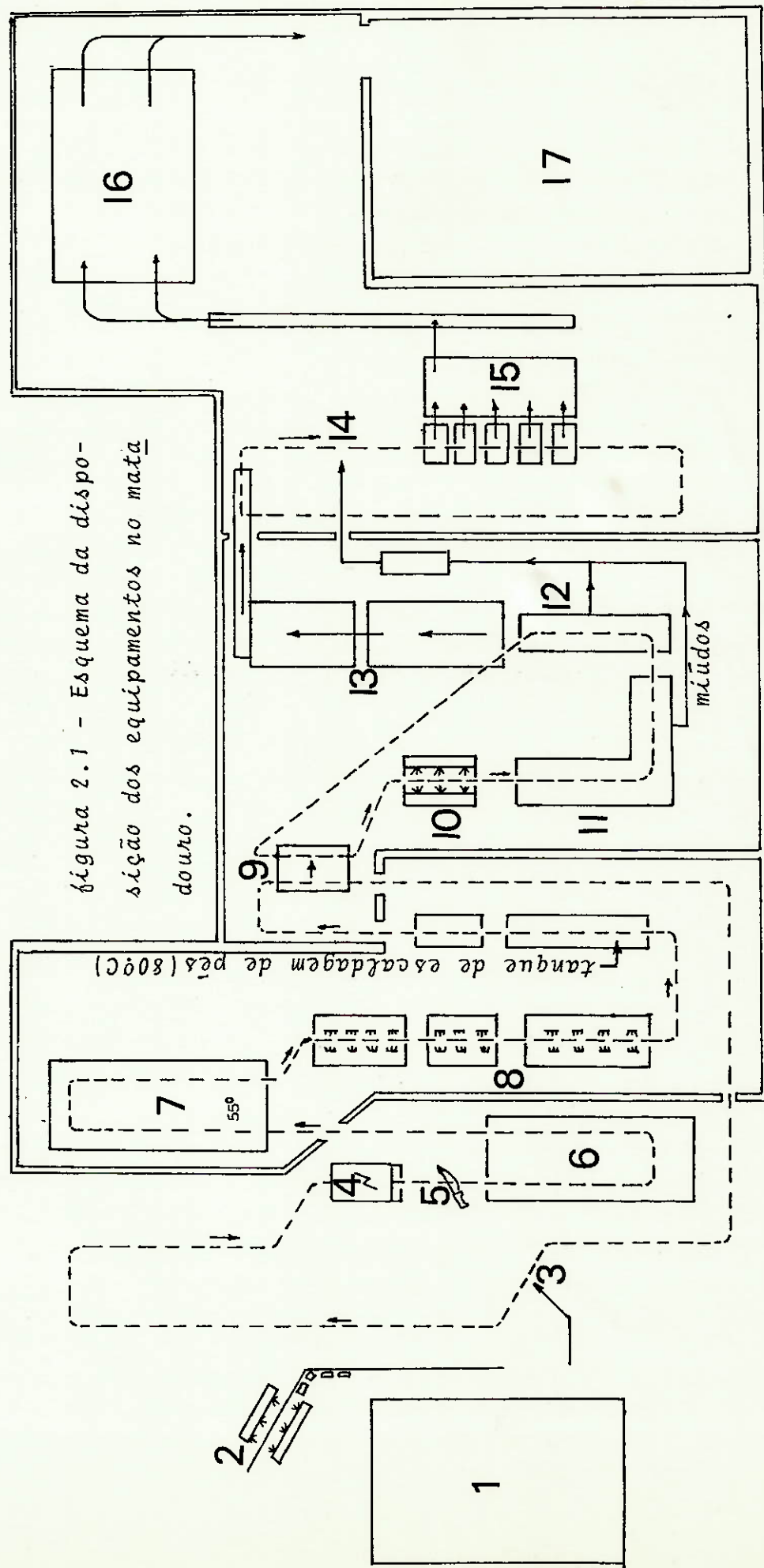
Ainda com os frangos pendurados nos ganchos são realizadas operações de depenagem, lavagem, depelagem dos pés, evisceração e corte dos pés e cabeça.

É feito então o resfriamento por imersão em tanques contendo água gelada (resfriados por camisa de Etileno Glicol).

A seguir é feita a embalagem e acondicionamento em bandejas de plástico com 15 Kg de produto por bandeja.

Completada a embalagem, o produto é congelado e estocado em câmaras frias aguardando a expedição.

A figura 2.1 mostra um esquema do processo.



- |                                     |                           |                             |                                               |
|-------------------------------------|---------------------------|-----------------------------|-----------------------------------------------|
| 1- depósito de gaiolas              | 5- sangramento            | 10- lavagem                 | 14- colocação de pés, cabeça e miúdos         |
| 2- lavagem das gaiolas              | 6- túnel de sangria       | 11- evisceração             | 15- embalagem e acondicionamento nas bandejas |
| 3- pendura das aves                 | 7- escaldagem             | 12- corte de pés e cabeça   | 16- congelamento (túnel)                      |
| 4- atordoamento por choque elétrico | 8- depenagem              | 13- resfriamento (chillers) | 17- armazenamento (cam. fria)                 |
|                                     | 9- troca de transportador |                             |                                               |

#### 4 - O CONGELAMENTO EM TÚNEIS TIPO "AIR BLAST":

O túnel de congelamento encontra-se no final da linha de processamento de aves. Consiste de uma câmara fria de baixa temperatura ( $-35^{\circ}\text{C}$ ), com circulação forçada de ar e um sistema de movimentação do produto através do túnel. O objetivo desta instalação é promover um congelamento rápido das aves, a fim de manter inalteradas as suas qualidades.

Após o abate, iniciam-se dois processos de deterioração, que ocorrem simultaneamente: o bacteriológico e o químico.

A deterioração bacteriológica é aquela causada por microrganismos sapróvoros. Com a morte da ave, estes microrganismos começam a se reproduzir, consumindo a carne e gerando grande quantidade de toxinas. A velocidade deste processo é tanto maior quanto mais alta for a temperatura do produto.

O processo de deterioração química ocorre com velocidade consideravelmente maior que o bacteriológico e é principalmente este que se pretende inibir com o processo rápido de congelamento.

Enquanto vivos, os tecidos do animal contêm grande quantidade de ATP (adenosina tri-fosfato), que é o produto da respiração celular (oxidação da glicose). Esta substância age como vetor energético do organismo, armazenando a energia transformada na respiração. Após a morte, cessa a respiração e inicia-se a hidrólise dos ATPs. Ocorre um aumento no teor de ácido lático, reduzindo o pH das células. O gradual declínio da concentração do ATP faz com que os músculos percam toda sua elasticidade, dando origem ao processo conhecido por "rigor mortis".

O resfriamento e congelamento rápido da carne diminuem a velocidade dos processos bioquímicos, impedindo o aparecimento do "rigor mortis". O resultado disto é um produto mais tenro e de melhor aparência.

Além disto, o próprio processo de congelamento introduz modificações bioquímicas na carne. Quando este ocorre lentamente, surgem inicialmente cristais isolados de gelo que vão crescendo gradativamente, rompendo as membranas celulares e dissociando proteínas e gorduras. O efeito resultante é a mudança no sabor da carne e perda de água no descongelamento. No congelamento rápido, os cris



tais de gelo surgem simultaneamente em diversos pontos das células, evitando a ação mecânica do crescimento dos cristais de gelo.

O uso de processos inadequados de congelamento no passado é que geraram o descrédito aos produtos congelados. Este preconceito, porém, vem diminuindo gradativamente. O uso cada vez maior do congelamento, com o desenvolvimento de novas técnicas, permitirá que se estoque grande quantidade de produtos perecíveis, diminuindo os desperdícios decorrentes da sazonalidade da produção.

#### O Túnel

Como já vimos, o congelamento de aves em túneis de congelamento é feito com as aves embaladas em sacos plásticos e acondicionadas em bandejas com capacidade de 15 kg cada. Na instalação visitada, as bandejas são retiradas manualmente do transportador e acondicionadas em carrinhos de vários andares. Ao todo, cada carrinho transporta aproximadamente 500 kg de produto (32 bandejas). Estes carrinhos são introduzidos manualmente em 4 linhas dispostas em paralelo. Então, o operador aciona um ativador hidráulico, que empurra todo o trem de carrinhos. O carrinho que sai na outra extremidade do túnel é então levado por empilhadeira para a câmara fria de armazenamento. A figura 4.1 mostra um corte transversal de metade da instalação (2 linhas).

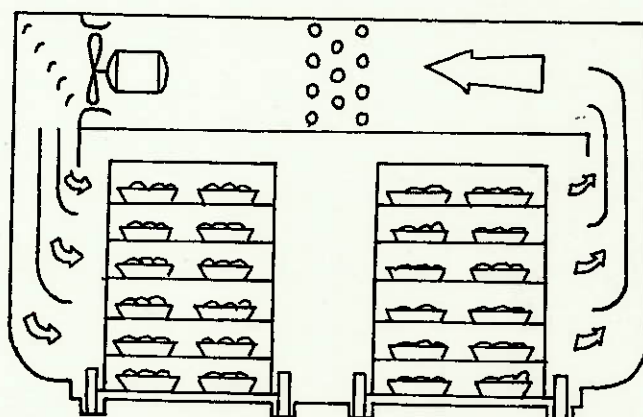


figura 4.1- túnel com movimentação por carrinhos

Os evaporadores e os ventiladores são colocados sobre o forro do túnel. O ar forçado circula perpendicularmente à trajetória descrita pelos carrinhos, ou seja, no plano da Figura 1.

A temperatura do ar é mantida a  $-35^{\circ}\text{C}$  e a velocidade do ar sobre o produto é de 5 m/s aproximadamente. Nessas condições, são necessárias de 3,5 a 4,0 horas para se obter um congelamento satisfatório. Se usarmos um tempo inferior a este, o interior das aves não se congela inteiramente e o produto é facilmente a massado no processo de estocagem.

Considerando que o túnel comporta uma produção de 4.800 kg/h, com um tempo de congelamento de 4 horas, notaremos que o túnel deve conter simultaneamente 1.280 bandejas de produto ou 40 carrinhos. Como temos 4 linhas, teremos 10 carrinhos por linha. Desta forma, o túnel deve ter aproximadamente 15 m de comprimento.

Algumas das desvantagens deste tipo de túnel são:

- 1) A necessidade das operações de transferência das bandejas do transportador para os carrinhos e dos carrinhos para os "pallets" de armazenagem. Essas operações são realizadas manualmente.
- 2) A dificuldade de se manusear os carrinhos, devido ao seu grande peso (aproximadamente 570 kg quando carregados).
- 3) Problemas gerados por acúmulo de gelo nos trilhos dos carrinhos.
- 4) Grande infiltração de ar externo pelas portas do túnel, que permanecem boa parte do tempo abertas. Essa infiltração, além de aumentar a carga térmica, acelera o acúmulo de gelo nos evaporadores e trilhos, tornando necessárias frequentes paradas para degelo.

A instalação descrita neste projeto, a nível de projeto básico, destina-se a atender uma produção aproximada igual à da instalação descrita aqui sucintamente. A diferença principal está no sistema de movimentação de carga. A proposta é substituir-se os carrinhos por um transportador contínuo de forma que não haja necessidade de operações de transferência.



##### 5- VIABILIDADE DA INSTALAÇÃO DE BOMBA DE CALOR PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA

Analisando o processo descrito no item anterior, notamos que há um grande consumo de água quente, principalmente no tanque de escaldagem.

A água do tanque é renovada no início de cada turno e é mantida a uma temperatura de 55°C durante todo o processo.

No frigorífico visitado, o aquecimento deste tanque é promovido através da injeção direta de vapor.

Neste projeto, é proposto o uso de bomba de calor para esta finalidade. Não será apresentado estudo de viabilidade econômica desta substituição, uma vez que a avaliação do custo inicial da bomba é tarefa bastante trabalhosa de pesquisa de preços. Todavia todos os equipamentos necessários serão dimensionados ou especificados, servindo de subsídios para que este estudo possa ser realizado. Será apresentada também a carga térmica atendida pela bomba a partir da qual é possível se estimar a economia de combustível representada pela substituição.

Além do tanque de escaldagem, será usado o mesmo sistema de bomba térmica para aquecimento da água necessária à lavagem do chão do frigorífico e reenchimento do tanque de escaldagem.

O tanque de escaldagem dos pés (ver figura 3.1) que é mantido a 80°C, tem carga térmica muito pequena para justificar a instalação da bomba. Além disso, sua temperatura está fora da faixa de operação das bombas atualmente disponíveis no mercado brasileiro.

## 6 - TÚNEL DE CONGELAMENTO - DESCRIÇÃO E DIMENSIONAMENTO:

### 6.1 - O Túnel:

O maior empecilho ao uso de transportadores contínuos em túneis de congelamento é a enorme quantidade de bandejas que devem estar simultaneamente dentro do túnel. Como vimos, com uma produção horária de 4.800 kg e tempo de congelamento de 4 horas, teremos 1.280 bandejas dentro do túnel. As bandejas têm dimensões-padrão de 40 x 60 x 12 cm. Desta forma, teríamos um transportador de aproximadamente 540 m de comprimento, caso o túnel fosse dotado de apenas uma linha. É evidente que tal arranjo é impraticável.

Uma alternativa para a solução deste problema seria a disposição de várias linhas em paralelo. Sabemos que as bandejas ocupam uma área mínima de  $310 \text{ m}^2$ , o que nos conduziria a uma instalação demasiado grande, caso usássemos transportadores em um só andar. Deste modo, optamos por um arranjo de vários transportadores lado a lado e em vários andares. Esta disposição, além de minimizar a área ocupada pela instalação, reduz também as necessidades de ventilação para se obter a velocidade desejada do ar sobre o produto.

As bandejas são transportadas desde o setor de embalagem até o túnel, em um transportador contínuo tipo esteira. Dentro do túnel as bandejas são elevadas até o nível desejado por um elevador e são introduzidas nos transportadores. Simultaneamente, no outro extremo dos transportadores são retiradas as bandejas contendo o produto já congelado. Temos, portanto, as seguintes operações ocorrendo no sistema de transporte de bandejas:

| ENTRADA DO TÚNEL                                                                                                                                       | SAÍDA DO TÚNEL                                                                                                                    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| a) Entrada de um trem de bandejas no elevador distribuidor, através do transportador de entrada do túnel.                                              | Saída de um trem de bandejas do elevador coletor p/o transportador de saída do túnel.                                             |
| b) Elevação do elevador distribuidor (carregado) até o nível desejado.                                                                                 | Elevação do elevador coletor (vazio) até o mesmo nível.                                                                           |
| c) --                                                                                                                                                  | Movimentam-se os transportadores do nível, fazendo com que um trem de bandejas passe dos transportadores para o elevador coletor. |
| d) Acionamento de dispositivo que empurra o trem de bandejas do elevador distribuidor p/o espaço criado pela movimentação dos transportadores (oper.c) | --                                                                                                                                |
| e) Descida do elevador distribuidor (vazio).                                                                                                           | Descida do elevador coletor (carregado).                                                                                          |



Terminada a operação "e", repete-se novamente o ciclo, selecionando-se, porém, o nível imediatamente inferior ao movimentado no ciclo anterior. Caso o nível movimentado tenha sido o primeiro, passa-se, no próximo ciclo, para o nível mais alto. Tem-se, assim, um sistema de movimentação de carga que pode ter seu funcionamento totalmente automatizado.

#### 6.2 - Determinação das dimensões básicas do sistema de transporte de carga:

As bandejas padrão utilizadas para o acondicionamento das aves têm as seguintes dimensões:

- comprimento : 60 cm;
- largura : 40 cm;
- altura : 12 cm.

Normalmente, o produto acondicionado nas bandejas se sobressai 2 cm acima do topo da caixa. Excepcionalmente, esse valor pode chegar a 5 cm. Admitiremos uma distância de 10 cm entre a superfície do produto e o transportador imediatamente acima. Admitiremos, ainda, que o transportador ocupe uma altura de 16 cm (figura 6.1).

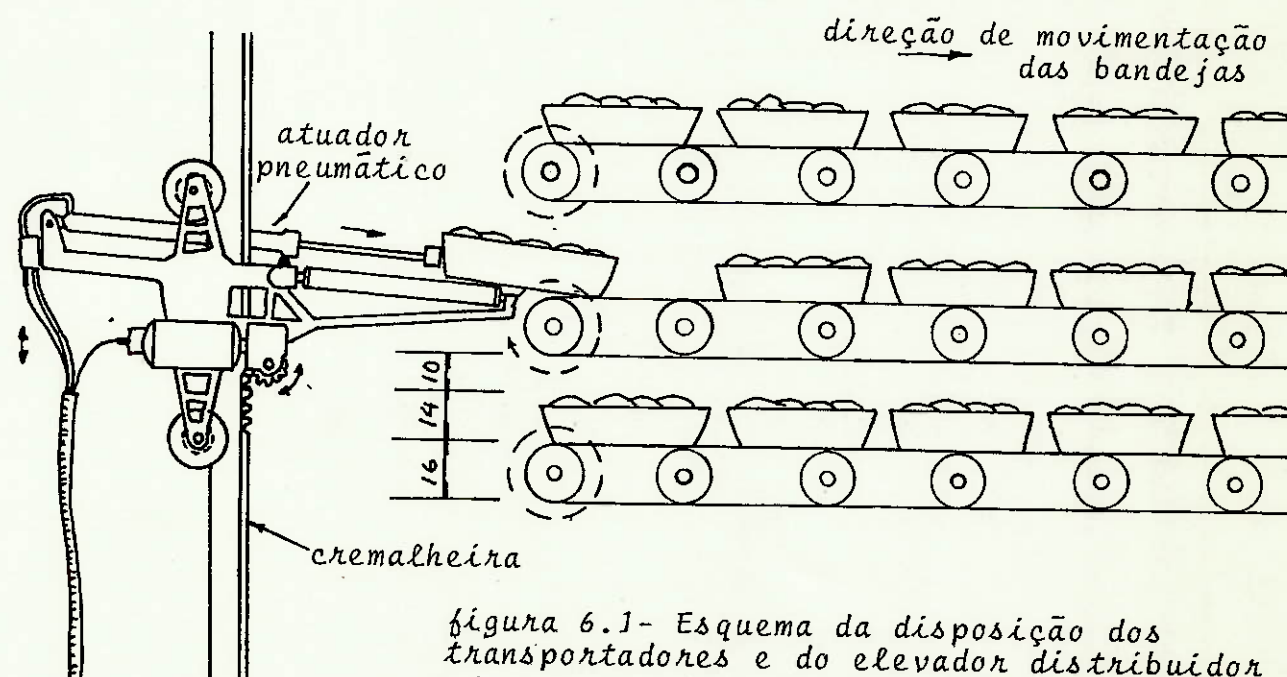


figura 6.1- Esquema da disposição dos transportadores e do elevador distribuidor



A figura 6.1 mostra, esquematicamente, a disposição dos transportadores. Notamos que cada nível ocupa 40 cm de altura.

Admitindo que tenhamos 9 níveis, teremos uma altura de 3,6 m.

Serão, portanto, 142,2 bandejas por nível. Adotaremos 144.

Utilizaremos transportadores de 8 bandejas de largura por 18 de comprimento. As dimensões do transportador serão:

- comprimento  $\rightarrow C = 18 \times (0,4 + 0,06) = 8,28 \text{ m}$
- largura  $\rightarrow L = 8 \times 0,6 = 4,80 \text{ m}$

### 6.3 - Elevador Distribuidor:

O elevador distribuidor se encontra na entrada do túnel. É ele que distribui as bandejas do transportador de entrada para os diversos níveis do túnel.

As bandejas, chegando à entrada do túnel, vão se acumulando até formarem um trem de 8 bandejas. Esta acumulação leva aproximadamente 1,5 minutos. O operador, então, aciona um dispositivo que permite que o trem de bandejas escorra por gravidade até o elevador distribuidor, que começa, após alguns instantes, a subir.

Ao chegar ao nível selecionado automaticamente, o trem de bandejas é empurrado para o transportador por um dispositivo acionado por ar comprimido. A superfície suporte das bandejas é construída por roletes, para permitir a entrada das bandejas por gravidade.

### 6.4 - Elevador Coletor:

Situado na saída do túnel, este elevador é semelhante ao distribuidor, exceto que a superfície é composta de barras fixas e o elevador não possui empurrador. A saída das bandejas se dá também por gravidade.

### 6.5 - Isolamento do Túnel:

As paredes do túnel são construídas por painéis pré-fabricados de Poliuretano com 25 cm de espessura (espessura recomendada pela MADEF - fabricante dos isopainéis RUDNEV).

#### 6.6 - Controle:

O projeto do quadro elétrico de controle do túnel foge ao escopo deste trabalho. Todavia, apresentamos, a seguir, um diagrama de blocos, que mostra como poderia ser a lógica envolvida neste sistema de controle.

Observamos, no diagrama, que este controle permite que se trabalhe apenas com parte dos níveis ativos ou que se desligue qualquer nível que apresente algum problema, sem prejuízo para a operação da instalação.

O início do ciclo, como vemos, é determinado pelo operador do túnel, que é também o encarregado de fiscalizar o funcionamento do elevador de entrada, através de uma janela situada próxima à entrada do túnel. A saída das bandejas se dá automaticamente por gravidade.

O diagrama 6.2 mostra a lógica envolvida no controle do túnel. Dentro dos retângulos, estão representadas as instruções que o comando envia aos motores dos elevadores, transportadores e empurrador. Nos losangos, estão os sinais enviados pelos sensores de posição ao sistema de controle. O triângulo representa uma ação de controle do operador do túnel. Os elevadores distribuidor e coletor estão indicados pelos números 1 e 2 respectivamente. A letra N indica o número do nível que está sendo ou vai ser operado (o controle mantém o valor de N em uma memória).

A figura 6.3 indica, esquematicamente, a posição dos sensores que aparecem do diagrama de controle.

No final deste trabalho, são apresentados alguns desenhos que mostram aspectos construtivos do túnel.

Finalmente, cabe salientar que a velocidade do túnel é, dentro de certos limites, controlada pelo operador e pode ser variada.

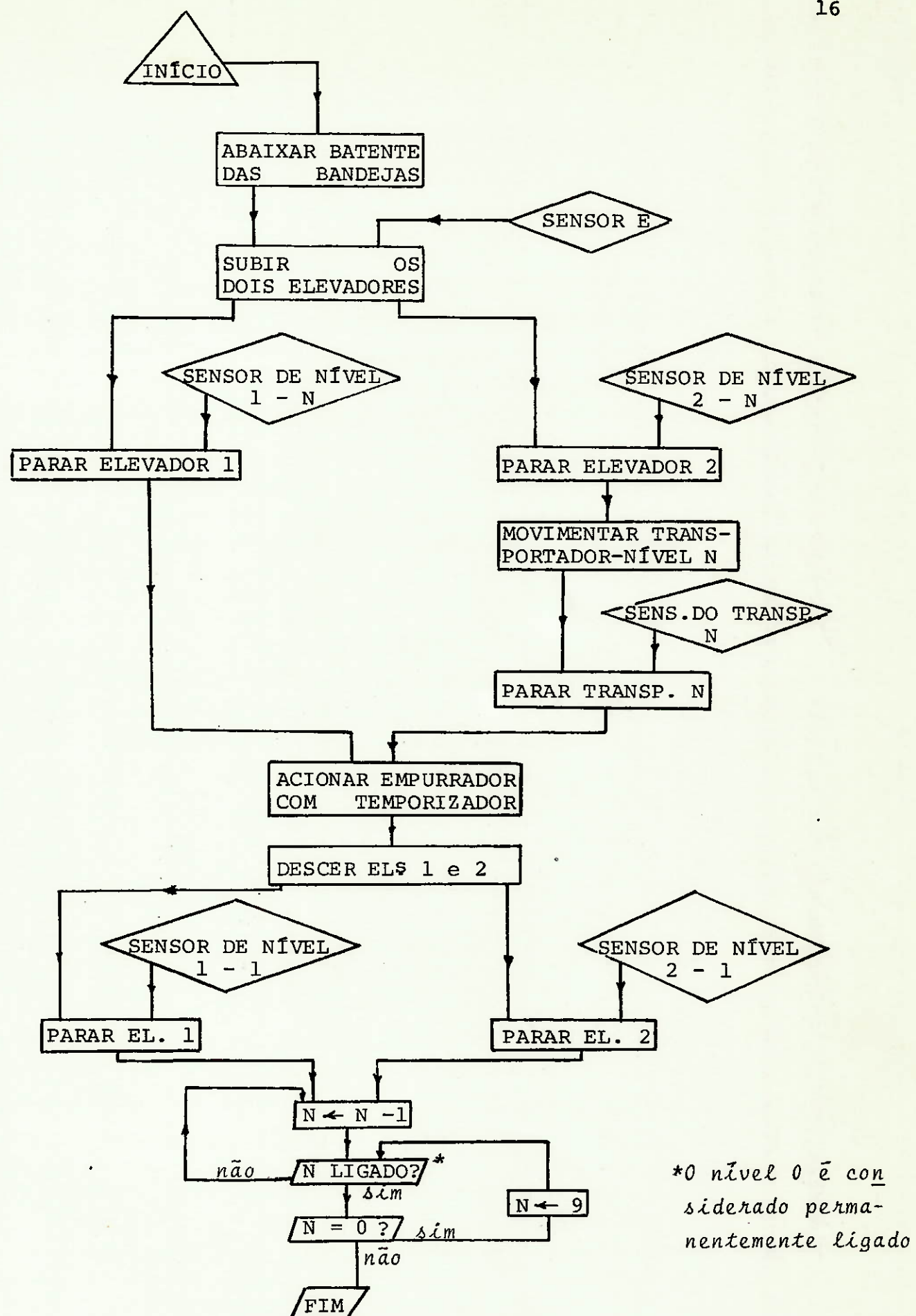


diagrama 6.2 - Lógica do controle de movimentação de carga

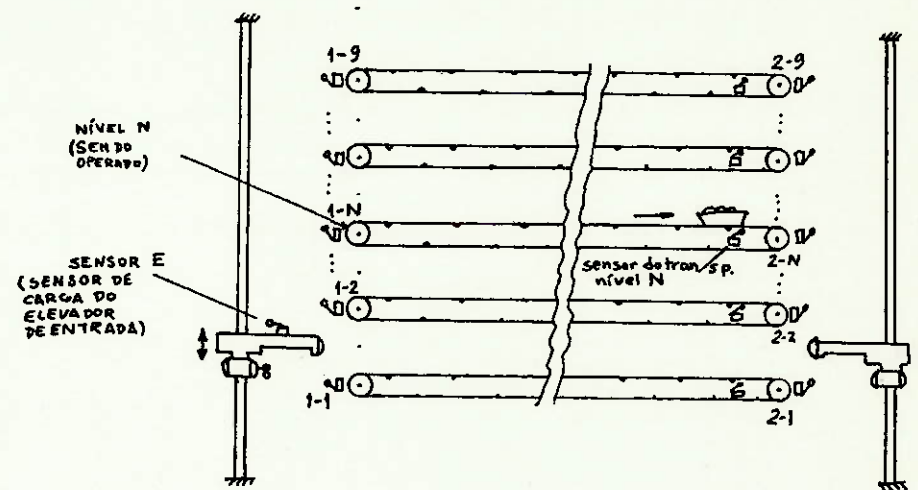


figura 6.3-posição dos sensores do diagrama 6.2

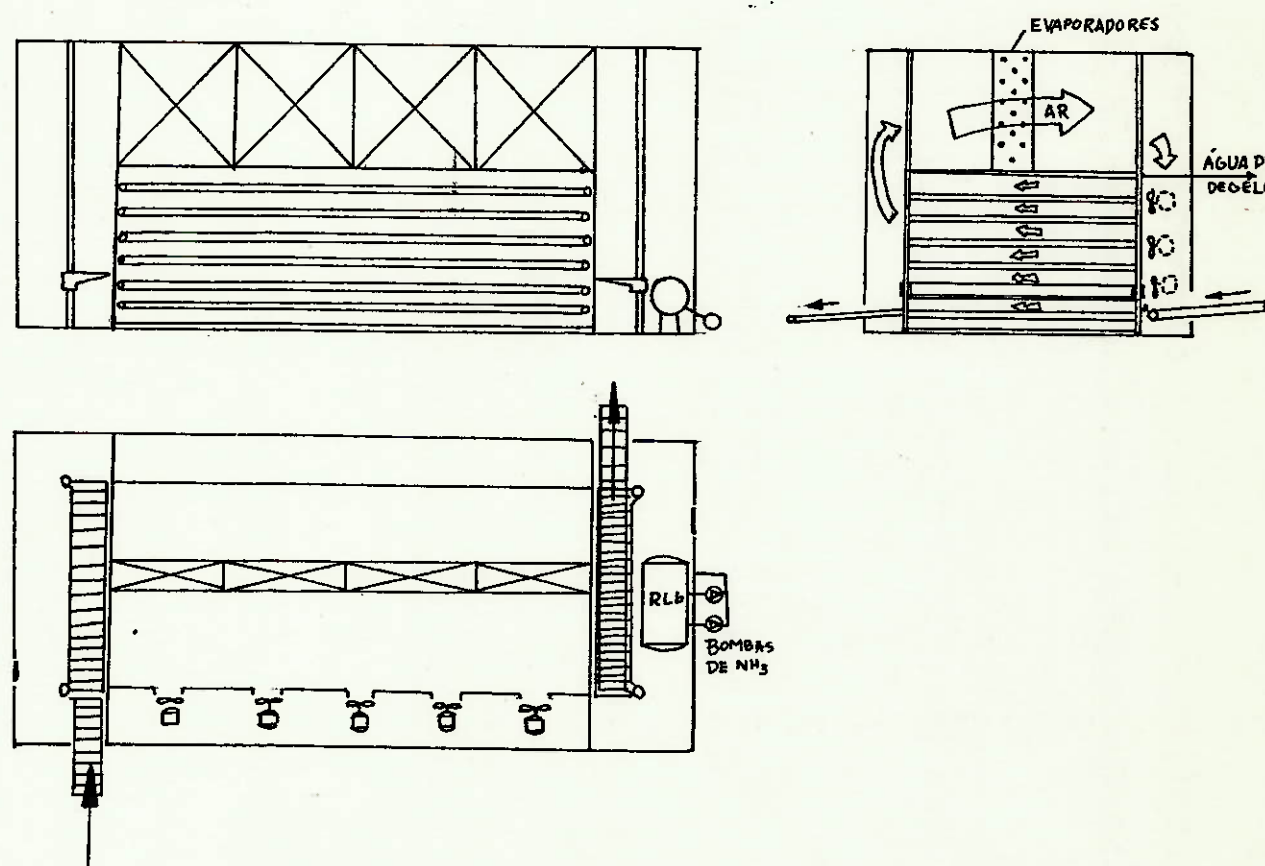


figura 6.4 - Esquema da disposição dos equipamentos dentro do túnel de congelamento.



### Sistema de Refrigeração

#### 6.7 - Ciclo de Refrigeração:

Para a refrigeração do túnel, selecionamos como refrigerante a amônia. Essa escolha foi baseada nas seguintes qualidades apresentadas por este refrigerante:

- boa aplicabilidade na faixa de temperaturas em que se pretende operar (-40/35°C);
- imiscível com óleo, o que facilita o uso de compressores; tipo parafuso, refrigerados a óleo;
- não ataca os metais;
- alto calor latente de evaporação;
- baixo volume específico, o que nos permite o uso de unidades compressoras pequenas;

As pressões no condensador e evaporador são 14 kgf/cm<sup>2</sup> e 0,73 kgf/cm<sup>2</sup> respectivamente. A taxa de compressão necessária no conjunto compressor é:

$$r = \frac{14}{0,73} = 19,18$$

Essa compressão é muito alta para ser atingida em um único estágio. Usaremos, assim, compressão em dois estágios de compressão. Para tal, optamos por compressores tipo parafuso. As vantagens deste tipo de compressor são:

- alta eficiência volumétrica;
- pequeno tamanho (em relação aos alternativos);
- baixa vibração;
- controle variável de capacidade;
- necessitam de menos manutenção que os compressores de pistão;
- pode funcionar com vapores úmidos na sucção.

Na folha seguinte, a figura 6.4 mostra um esquema simplificado da instalação de amônia.

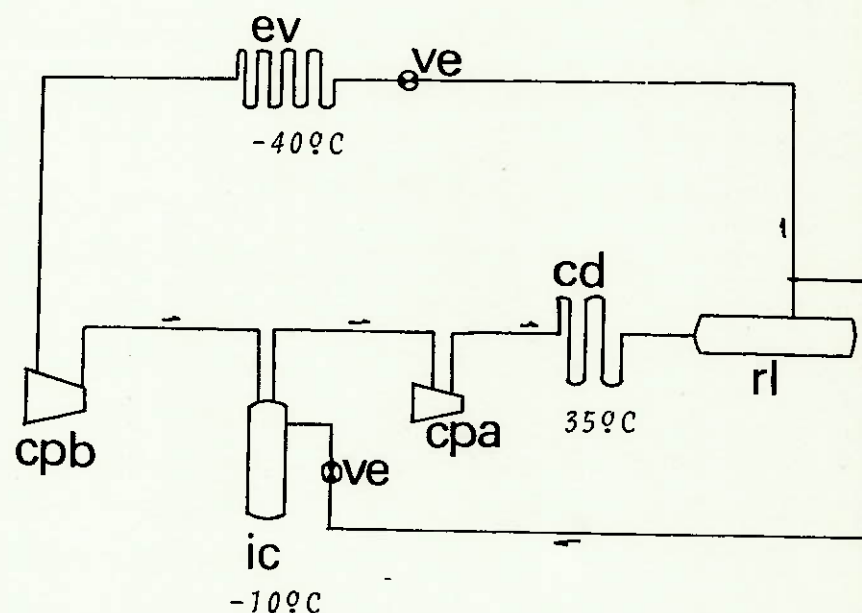


figura 6.4 - esquema do circuito de  $\text{NH}_3$

A amônia proveniente dos evaporadores penetra no compressor de baixa a  $-40^\circ\text{C}$  e  $0,73 \text{ kgf/cm}^2$  (absoluta). Após a compressão, o gás sai a  $75^\circ\text{C}$  e  $3,2 \text{ kgf/cm}^2$  (Esse dado foi obtido junto ao fabricante dos compressores). O gás nestas condições ingressa no "intercooler", onde temos gás e líquido a  $-10^\circ\text{C}$ . A aspiração do compressor de alta se dá, portanto, a  $-10^\circ\text{C}$  e  $3,2 \text{ kgf/cm}^2$  (vapor saturado seco). Na saída do compressor de alta, teremos o gás a  $80^\circ\text{C}$  e  $14 \text{ kgf/cm}^2$ . O gás é, então, desuperaquecido e condensado a  $36^\circ\text{C}$ . No reservatório de líquido, teremos líquido resfriado a  $32^\circ\text{C}$ . Deste ponto, uma parte do líquido segue para o "intercooler", para resfriar os gases provenientes do "booster", e o resto é expandido nos evaporadores do túnel.

#### 6.8 - Evaporadores:

Os evaporadores são do tipo inundado, com circulação forçada de refrigerante por meio de duas bombas de engrenagens. A vazão de refrigerante nos evaporadores é, aproximadamente, três vezes àquela necessária para suprir a carga térmica da instalação. Isto garante que as paredes dos evapo-

radores estarão permanentemente molhadas, assegurando uma boa troca de calor com o ar. O líquido restante, juntamente com o vapor, retorna por gravidade para o reservatório de líquido a baixa pressão. Este reservatório foi colocado dentro do espaço refrigerado, de modo que não seja necessário isolá-lo. Isto representa considerável economia, uma vez que o isolamento de reservatórios é difícil.

Para controle da vazão no reservatório, optamos por bôia elétrica, associada à válvula solenóide. A expansão será feita em válvula de expansão manual.

#### 6.9 - Condensadores:

A condensação dos vapores comprimidos dar-se-á em duas etapas.

Na primeira, os vapores superaquecidos penetram em um trocador-condensador, tipo carcaça e tubos, a 49°C. O fluido frio neste trocador é o R-12 (evaporador da bomba de calor). A amônia é inicialmente desuperaquecida e parte dela se condensa no próprio trocador. O restante do vapor saturado segue para os condensadores evaporativos. O condensado é então recolhido ao reservatório de líquido.

#### 6.10 - Arrefecimento do óleo de resfriamento dos compressores:

As unidades compressoras tipo parafuso são fornecidas já com trocador de calor tipo carcaça e tubos acoplados. O fluido frio, neste caso, é a água. Para resfriarmos esta água, utilizaremos uma torre de resfriamento de água. O calor a ser dissipado nesta instalação, bem como as vazões necessárias, podem ser calculadas a partir de âbacos fornecidos pelos fabricantes de compressores.

#### 6.11 - Purga de Óleo:

Nas instalações que utilizam compressores tipo parafuso, é necessário que sejam previstos registros para purga de óleo em todos os pontos onde a velocidade do refrigerante é baixa (principalmente nos reservatórios). Isto porque os gases, passando pelo compressor, carregam grande quantidade de óleo.

Os registros devem ser colocados nos pontos mais baixos



dos reservatórios, onde o óleo tende a se acumular. A purga é feita manualmente.

No reservatório de líquido a baixa pressão, a purga não pode ser feita apenas com o auxílio de registro, uma vez que temos vácuo parcial no interior deste ( $0,73 \text{ kgf/cm}^2 \text{ abs.}$ ). Para resolver este problema, colocamos um pequeno reservatório não isolado e ligado ao reservatório de líquido a baixa pressão por meio de uma tubulação de purga e uma de retorno de gases.

Para retirar o óleo do reservatório de baixa, o operador abre as válvulas 1 e 2 (figura 6.5), permitindo que o óleo, misturado com amônia líquida, flua para o pequeno reservatório por gravidade. Uma vez que este reservatório não é isolado, a amônia evapora, retornando ao reservatório de baixa pressão na forma de gás. Quando o pequeno reservatório contiver boa quantidade de óleo o operador abre a válvula de expansão 3 (mantendo 1 e 2 fechadas), permitindo que seja aumentada a pressão dentro do reservatório. Em seguida, basta purgar o óleo no registro inferior.

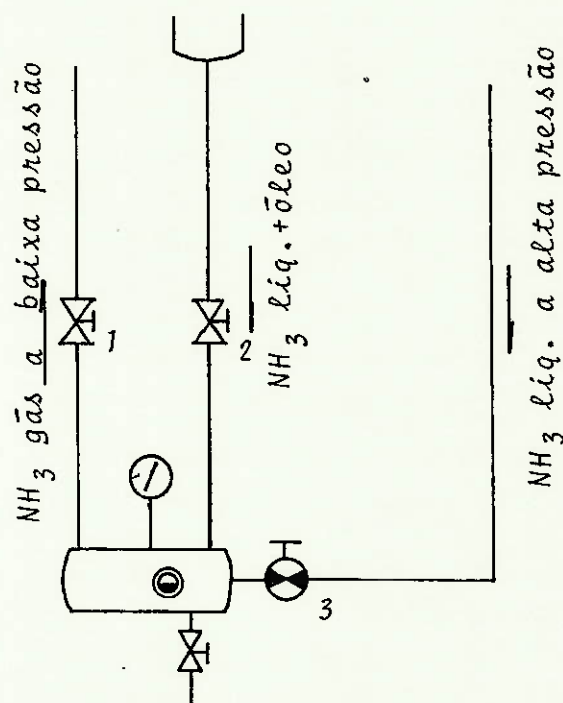


figura 6.5 -dispositivo para purga de óleo do reservatório de líquido a baixa pressão



#### 6.12 - Purga de Incondensáveis:

O purgador de incondensáveis consiste em um vaso por dentro do qual passa uma serpentina.

A mistura de incondensáveis e vapor de amônia flui do reservatório de líquido para o vaso de purga. Por dentro da serpentina circula o líquido a baixa pressão, que resfria a mistura de gases do lado da carcaça, condensando boa parte da amônia. Os incondensáveis podem, então, ser retirados através de borbulhamento em um tanque de água, que retira o restante da amônia. A amônia condensada no fundo do vaso é retornada ao reservatório líquido.

#### 6.13 - Tubulação:

As tubulações de amônia e R12 devem ser de aço, sem costura.

Nas tubulações de amônia com 1 pol ou menos, os tubos deverão ser "Schedule 40", enquanto que, para diâmetros maiores, os tubos serão "Schedule 80".

Nas linhas de líquido, a perda de carga nos tubos não é crítica. No dimensionamento destas, admitimos uma velocidade de 0,5 m/s.

As linhas de descarga dos compressores são relativamente curtas e a perda de carga é, portanto, pequena. Para estas, admitimos uma velocidade dos gases de 10 m/s.

A tubulação de sucção foi dimensionada de acordo com a referência 2, tabela 6, página 793.

Admitiremos um comprimento equivalente de 30 m para a tubulação de sucção.

Temos, portanto:  $L_e \approx 100 \text{ ft}$

A mesma referência recomenda que se tenha, no máximo, uma queda de pressão correspondente a uma variação de 1°F na temperatura de saturação.

A queda da temperatura de saturação pode ser calculada por:

$$\Delta T = \Delta T_{\text{tabela}} \cdot \frac{L_e}{100} \cdot \left( \frac{TR_{\text{projeto}}}{TR_{\text{tabela}}} \right)^{1,8}$$

No nosso caso, como veremos a seguir,  $TR_{projeto} = 165 \text{ TR}$ .

Para tubo de 8 pol temos da tabela:

$$\Delta T_{tabela} = 1^\circ\text{F}, \quad TR_{tabela} = 338 \text{ TR}$$

$$\therefore \Delta T = 1 \cdot 1 \cdot \left[ \frac{165}{338} \right]^{1,8} = 0,28^\circ\text{F}$$

A tubulação é, portanto, satisfatória.

#### 6.14 - Carga Térmica do Túnel:

A carga térmica do túnel é a soma das cargas relativas ao produto, bandejas, motores e perdas nas paredes. Como veremos, a carga do produto é sensivelmente maior que as outras.

A carga, devido à infiltração de ar, foi omitida por ser pequena e difícil de ser avaliada com precisão. Usaremos sobre a carga total um coeficiente de segurança de 15% para atender às cargas marginais.

Sabemos que o abatedouro funciona em dois períodos: o primeiro das 4 às 12 h e o segundo das 13 às 21 h. O diagrama 6.6 indica, qualitativamente, como varia a carga do túnel ao longo de um dia de operação. Após o fim de um período, o produto permanece dentro do túnel, sendo retirado somente no outro período, quando o túnel for reativado. Deste modo, o túnel funciona como câmara fria durante as noites e fins de semana.

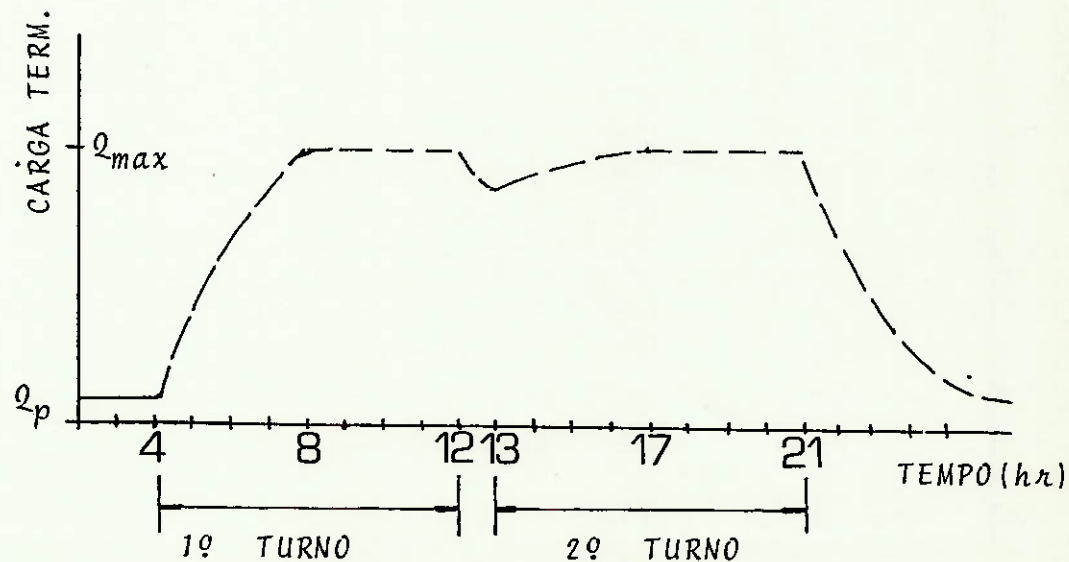


diagrama 6.6 - distribuição da carga térmica ao longo de um dia

## a) Carga de Produto:

O produto entra no túnel a  $10^{\circ}\text{C}$ . A temperatura deste na saída, segundo a literatura consultada, é de  $-30^{\circ}\text{C}$  à superfície externa e  $-18^{\circ}\text{C}$  no interior.

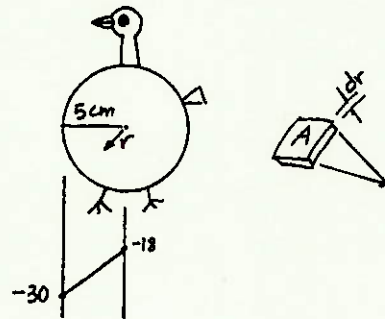
Se considerarmos uma distribuição linear de temperatura no produto e aproximarmos sua forma por uma esfera de 5 cm de diâmetro (hipótese razoável para frangos de tamanho médio), teremos a seguinte temperatura média na saída do túnel.

$$\bar{T}_s = \frac{\int T dm}{\int dm}$$

$$T = -13 - \frac{17}{5}r$$

$$A = kr^2 \rightarrow dm = k' r^2 dr$$

$$\bar{T}_s = \frac{\int_0^5 (-13 k' r^2 - \frac{17}{5} k' r^3) dr}{\int_0^5 k' r^2 dr}$$



$$\therefore \bar{T}_s = \frac{\left[ -\frac{13 k' r^3}{3} - \frac{17}{5} \frac{k' r^4}{4} \right]_0^5}{\left[ \frac{k' r^3}{3} \right]_0^5} = -25,75^{\circ}\text{C}$$

Segundo a referência 4, temos os seguintes dados para aves:

- calor latente :  $L = 59 \text{ kcal/kg}$ ;
- calor específico :
  - . resfriada:  $C = 0,79 \text{ kcal/kg}$
  - . congelada:  $C = 0,37 \text{ kcal/kg}$

A vazão do produto é:  $m = 4.800 \text{ kg/h}$ .

A carga do produto é:

$$Q_p = 4.800 (0,79 \cdot 10,0 + 59 + 0,37 \cdot 25,75)$$

$$\therefore Q_p = 375.732 \text{ kcal/h}$$

b) Carga devida ao resfriamento das bandejas:

Admitiremos que as bandejas entram a  $15^{\circ}\text{C}$  e saem a  $-35^{\circ}\text{C}$ . Desta forma, teremos  $\Delta t = 50^{\circ}\text{C}$ .

$$C = 0,4 \text{ kcal/kg} \quad m = 0,7 \text{ kg/bandeja}$$

Cada caixa comporta 15 kg.

Portanto, temos  $n = 320$  bandejas/h.

Logo, a carga é:

$$Q_b = n \cdot m \cdot c \cdot \Delta t = 320 \cdot 0,7 \cdot 0,4 \cdot 50 = 4.480 \text{ kcal/h}$$

c) Perdas pelas paredes:

Em primeira aproximação, assumiremos as seguintes dimensões para o túnel:

- largura : 7 m;
- altura : 8 m;
- comprimento: 15 m.

Desprezaremos, neste cálculo, as perdas para o solo.

A área das paredes é (incluindo o teto):

$$A = 2 (7 \cdot 8 + 15 \cdot 8) + 15 \cdot 7 = 457 \text{ m}^2$$

A condutibilidade do isolamento é:

$$K = 0,014 \text{ kcal} \cdot \text{m/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

A carga das paredes, portanto, fica:

$$Q_w = \frac{K}{e} \cdot A \cdot \Delta t \quad e = 0,25 \text{ m (espessura do isolamento)}.$$

Admitindo que a temperatura ambiente seja igual a  $30^{\circ}$ , temos:

$$Q_w = \frac{0,014}{0,25} \cdot 457 \cdot \{30 - (-35)\} = 1.663 \text{ kcal/h}$$

d) Carga devida aos motores:

Um cálculo preliminar demonstrou a necessidade de 20 ventiladores de 2 CV cada.

Temos, ainda, vários motores de aproximadamente 1,5 CV, que funcionam intermitentemente (elevadores, transportadores etc.). Admitiremos 1 motor de 1,5 CV funcionando permanentemente.

Cada CV corresponde a 800 kcal/h.

Assim, a carga dos motores fica:



$$Q_m = (20 \cdot 2 + 1,5) \cdot 800 = 33.200 \text{ kcal/h}$$

e) Carga total:

A carga térmica total é:

$$Q = Q_p + Q_b + Q_w + Q_m$$

$$Q = 375.732 + 4.480 + 1.663 + 33.200$$

$$Q = 415.075 \text{ Kcal/h}$$

Adicionando 15% de segurança, temos:

$$Q_T = 478.000 \text{ kcal/h}$$

#### 6.15 - Seleção dos compressores:

A seleção dos compressores foi feita utilizando-se as figuras A1 e A2 do anexo.

Essas figuras foram fornecidas pela Mayekawa do Brasil Ltda.

Para uma carga térmica de 478.000 kcal/h, temperatura de vaporização de  $-40^\circ\text{C}$ , temperatura de condensação de  $36^\circ\text{C}$  e temperatura intermediária de  $-8^\circ\text{C}$ , tiramos as seguintes informações das figuras.

- figura A1 - 1º estágio:

- . parafuso : 250 L;
- . potência do eixo: 180 HP.

Para o segundo estágio devemos somar a carga térmica ao trabalho executado na compressão e subtrair o calor retido no resfriador de óleo do "booster".

A figura A3 do anexo fornece o calor dissipado pelo óleo:

$$Q_0 = 45.000 \text{ kcal/h}$$

O calor a ser utilizado na figura A2 é:

$$Q = Q_T + Q_w - Q_0$$

$$Q = 478.000 + 180.642 - 45.000$$

- figura A2 - 2º estágio:

- . parafuso : 200 s;
- . potência no eixo: 230 HP.

O calor dissipado pelo óleo no 2º estágio é (figura A4):

$$Q_0 = 75.000 \text{ kcal/h}$$

Outros dados dos compressores:

1º ESTÁGIO -

$\dot{m} = 1970 \text{ Kg/h}$

vol. aspirado:  $2\,955 \text{ m}^3/\text{h}$

motor: 200 CV, 2 polos, 3 550 RPM

vasão de água no resfriador de óleo:  
250 l/min

bomba de óleo: 5 HP, 166 l/min  
(carga de óleo: 280 l)

2º ESTÁGIO -

$m = 2350 \text{ Kg/h}$

vol. aspirado:  $893 \text{ m}^3/\text{h}$

motor: 250 CV, 2 polos, 3 550 RPM

vasão de água no resfriador de óleo:  
450 l/min

bomba de óleo: 5 HP, 166 l/min  
(carga de óleo: 320 l)

Os controles de capacidade de ambos os CPs são automáticos por pressão de sucção.

#### 6.16 - CONDENSADORES EVAPORATIVOS

Conforme descrito no ítem 6.9, o gás amônia comprimido pelo segundo estágio passa inicialmente pelo trocador de calor da bomba térmica onde é dessuperaquecido e parcialmente condensado. O restante do gás saturado é condensado em condensadores evaporativos.

O cálculo da carga térmica da bomba de calor, bem como os referentes ao trocador de calor  $\text{NH}_3\text{-R12}$  serão apresentados no próximo capítulo. Adiantamos aqui, porém, que a troca de calor neste trocador é de 130000 Kcal/h e que são condensados 480 Kg de  $\text{NH}_3$  por hora.

Os condensadores evaporativos deverão condensar, portanto, 1870 Kg/h, com uma carga de 506 000 Kcal/h.

Para este cálculo, a temperatura máxima de bulbo úmido será admitida igual a 26°C.

A tabela A5 do anexo fornece o valor do fator de correção de capacidade para esta temperatura:

$$f=1,4$$

Se considerarmos dois condensadores em paralelo, teremos uma dissipação de 253 000 Kcal/h por condensador.

A seleção do equipamento pode ser feita pela tabela A6 utilizando-se o calor dissipado multiplicado pelo fator de correção:

$$Q = 253\ 000 \cdot 1,4 = 354\ 200 \text{ Kcal/h}$$

Escolhemos o modelo VNC- 100 A fabricado pela B.A.C. que dissipa 367 500 Kcal/h.

#### 6.17 - RESFRIAMENTO DA ÁGUA DE ARREFECIMENTO DO ÓLEO DOS COMPRESSORES

As unidades compressoras são fornecidas pelo fabricante já dotadas de trocadores de calor para arrefecimento do óleo.

Esses trocadores são do tipo carcaça e tubos com água fluindo pelos tubos. Para o cálculo da vazão de água, o fabricante recomenda que se use uma diferença de temperatura de 3°C para água entrando a 29°C.

Para resfriamento da água usaremos uma torre de resfriamento.

A carga térmica desta torre é:

-compressor do 1º estágio: 45 000 Kcal/h

-compressor do segundo estágio: 75 000 Kcal/h

O compressor da bomba de calor, como veremos na próxima seção deste trabalho, tem uma carga térmica de aproximadamente 9 500 Kcal/h.

Temos portanto um diferencial de temperatura de 3°C e uma carga térmica de 129 500 Kcal/h.

A vasão de água fica:

$$\dot{m} = \frac{129\,500}{3} = 43\,167 \text{ Kg/h}$$

A seleção do equipamento foi feita através do diagrama A10 do anexo, utilizando os seguintes dados:

TBU= 26°C

Temp da água resfriada- 29°C

Diferencial de temperatura- 3°C

Vasão de água- 43 m<sup>3</sup>/h

Desta forma, selecionamos o equipamento 25 OHSV fabricado pela ALPINA, com motor de 3CV.

#### 6.18 - DEGELO DOS EVAPORADORES

O degelo dos evaporadores nesta instalação pode ser feito com o auxílio de esguicho de água. Não são previstas resistências elétricas ou degelo por circulação de gás quente do compressor pelas seguintes razões:

-Baixa infiltração de ar externo .

-Boas condições de troca de calor entre o ar e os evaporadores (convecção forçada), o que permite que se use uma pequena diferença de temperatura entre o ar e o EV



reduzindo o acúmulo de gelo.

-Baixíssima transpiração do produto, uma vez que este é congelado já embalado.

#### 6.19 - EVAPORADORES

Os evaporadores serão em número de quatro, dispostos em paralelo. A figura abaixo mostra, a grosso modo, como é a geometria de cada uma destas baterias. O cálculo está incluído no anexo deste trabalho.

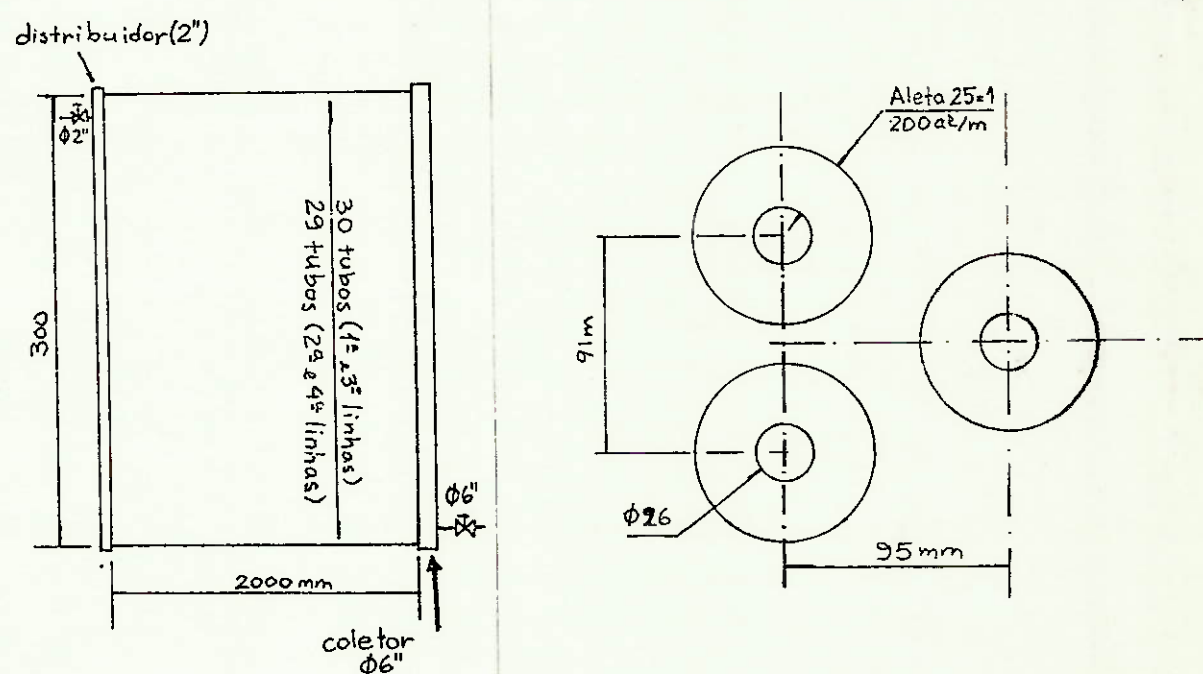


figura 6.6 - esquema de uma bateria de evaporadores

## 7 - BOMBA DE CALOR PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA

### 7.1- Introdução

A bomba de calor ligada à instalação de refrigeração do túnel, visa aquecer água para uso no processo de industrialização. A idéia é utilizar a amônia em condensação como fonte de calor.

O refrigerante utilizado neste circuito de bomba térmica é o R-12 e a compressão se dá em um estágio.

O regime de trabalho é:

-temperatura de condensação:  $72^{\circ}\text{C}$  ( $20 \text{ Kgf/cm}^2$ )

-temperatura de evaporação:  $27^{\circ}\text{C}$  ( $7,4 \text{ Kgf/cm}^2$ )

### 7.2- Carga térmica para bomba de calor

a) Escaldadeira- A escaldadeira é um tanque isolado lateralmente, com capacidade para aproximadamente 6000 l de água. O produto, pendurado nos ganchos do transportador, é imerso na água que é mantida a  $55^{\circ}\text{C}$ .

A figura 7.1 mostra esquematicamente o equipamento:

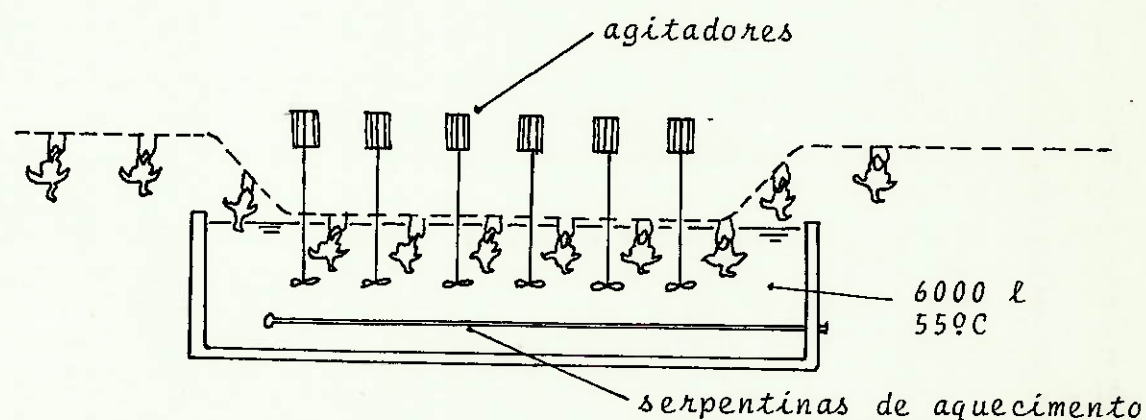


figura 7.1 - Tanque de escaldagem.

Na instalação visitada, o aquecimento da água é promovido por injeção direta de vapor a 6 atm. A STORK PMT B.V., fabricante deste equipamento, produz similar dotado de serpentina para aquecimento por água quente.

Segundo este fabricante, o equipamento consome aproximadamente 100 000 Kcal/h durante sua operação. É sabido ainda que, a cada início de turno, é necessário que se troque a água do tanque face à grande quantidade de detritos que se acumulam (sangue, penas, etc.)

Para água de aquecimento a 65°C é recomendada uma vazão de 18 m<sup>3</sup>/h o que nos permite estimar a variação de temperatura em 5,6°C entre a entrada e a saída do equipamento.

b) Água para reenchimento do tanque de escaldagem e lavagem do chão do frigorífico

O chão do abatedouro deve ser continuamente lavado com água a 50°C. Estimou-se o consumo horário em 1,2 m<sup>3</sup>.

Sabemos ainda que no início de cada turno o tanque de escaldagem deve ser enchido com água a 55°C. Admitindo que o aquecimento dos 6 000 litros necessários seja feito pelo sistema de bomba térmica ao longo das oito horas de um turno, teremos o aquecimento de 750 litros por hora.

Temos, portanto, aproximadamente 2 m<sup>3</sup> de água sendo aquecidos de uma temperatura em torno de 20°C até 50°C. A carga térmica total é:

$$Q = 2000 \cdot (50 - 20) = 60\,000 \text{ Kcal/h}$$

Assim, a carga total da bomba térmica é igual a 160 000 Kcal/h.

### 7.3 - Circuito de água secundária

Para aquecimento do tanque de escaldagem e do tanque de água quente, usaremos um circuito de água secundária trocando calor com estes dois reservatórios através de serpentina e trocador de calor respectivamente.

A água secundária, com uma vazão de  $18\text{m}^3/\text{h}$  circula pelo condensador da bomba de calor onde é aquecida até uma temperatura de  $65^\circ\text{C}$ . Passa então pela serpentina do tanque de escaldagem, tendo sua temperatura reduzida para  $59,4^\circ\text{C}$ . Segue-se a passagem pelo trocador de calor do tanque de água quente onde a temperatura da água cai para  $56,1^\circ\text{C}$ , temperatura na qual é despejada no tanque de equilíbrio.

Na figura 7.2 podemos visualizar melhor este circuito.

O tanque de armazenagem de água quente deve ter capacidade para o armazenamento de 7500 litros uma vez que deve conter a água para lavagem do chão e reenchimento do tanque de escaldagem. A capacidade do tanque de equilíbrio não é tão crítica pode ser admitida igual a 500 litros.

O uso de circuito secundário de água elimina o problema de incrustação nos trocadores.

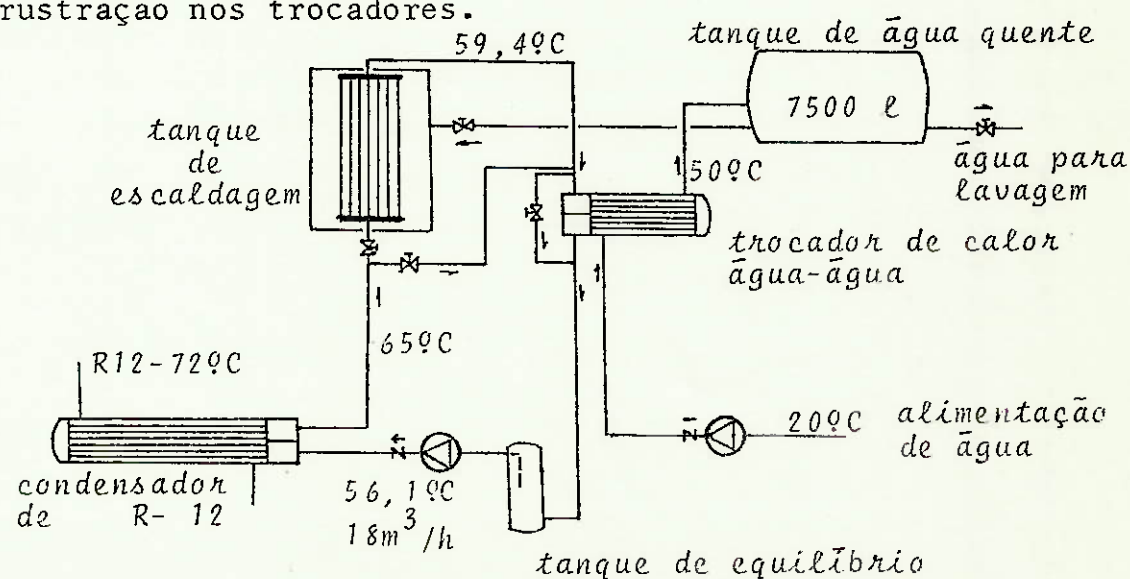


figura 7.2 - circuito de  $\text{H}_2\text{O}$  da bomba de calor

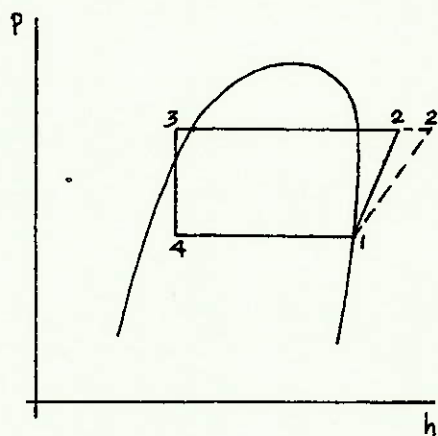


#### 7.4- Seleção do compressor da bomba de calor

O compressor de R-12 da bomba de calor foi selecionado a partir da análise do ciclo (diagrama P-xh) apresentado na figura A7 do anexo. Este procedimento foi adotado devido ao fato de os fabricantes ainda não terem tabelas disponíveis para seleção de bombas de calor. Os dados relativos a pressão máxima admissível e temperatura de saída dos gases após a compressão foram obtidos junto ao fabricante do compressor.

A temperatura de condensação do R-12 foi assumida igual a 72°C (limitação de pressão no compressor). A evaporação se dá a uma temperatura de 27°C.

Os valores das entalpias foram extraídos da figura A7.



$$h_1 = 47,5 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_2 = 52,0 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_3 = h_4 = 24,0 \text{ Kcal/Kg}$$

Assumindo um rendimento mecânico de 65%, podemos estimar  $h_2$  em:

$$h_{2'} = 54,4 \text{ Kcal/Kg}$$

Sabemos, pelo cálculo da carga térmica do item anterior, que devemos ter um calor de condensação de 160 000 Kcal/h. Admitindo que o gás sai do compressor a uma temperatura de 78°C (6° de superaquecimento) teremos uma entalpia de 52,8 Kcal/Kg. Podemos agora calcular a vazão de R-12:

$$\dot{m} = \frac{Q_b}{(h_2 - h_3)} = \frac{160\,000}{(52,8 - 24,0)} = 5556 \text{ Kg/h}$$

Portanto a potência do compressor fica:

$$N = (h_2 - h_1) = 5556 \text{ (54,4-47,5)}$$

$$N = 38\,336 \text{ Kcal/h} \approx 59,8 \text{ HP}$$

O calor de resfriamento de óleo pode ser estimado por:

$$Q_o = \dot{m} (h_2 - h_s) = 5556 \text{ (54,4-52,7)}$$

$$Q_o = 9500 \text{ Kcal/h}$$

O volume aspirado é:

$$V = \dot{m} v_1 \quad v_1 = 0,025 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$V = 138,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

Consultando as tabelas de capacidade da Mayekawa selecionamos o compressor parafuso tipo 125-LUD- L

#### 7.12 - EVAPORADOR DE R-12

Neste evaporador, como já vimos, o R12 evaporando troca calor com o  $\text{NH}_3$  condensando.

O cálculo deste equipamento foi feito usando-se os procedimentos descritos na referência 3.

O trocador é do tipo carcaça e tubos (horizontal).

Na figura 7.3 é feito um resumo dos parâmetros para a execução deste trocador.

Os cálculos efetuados estão incluídos no anexo deste trabalho.



8 - ANEXO



**CURVA DE CAPACIDADE NH3 - 60Hz (3550 RPM)**  
**Booster (primeiro estágio)**

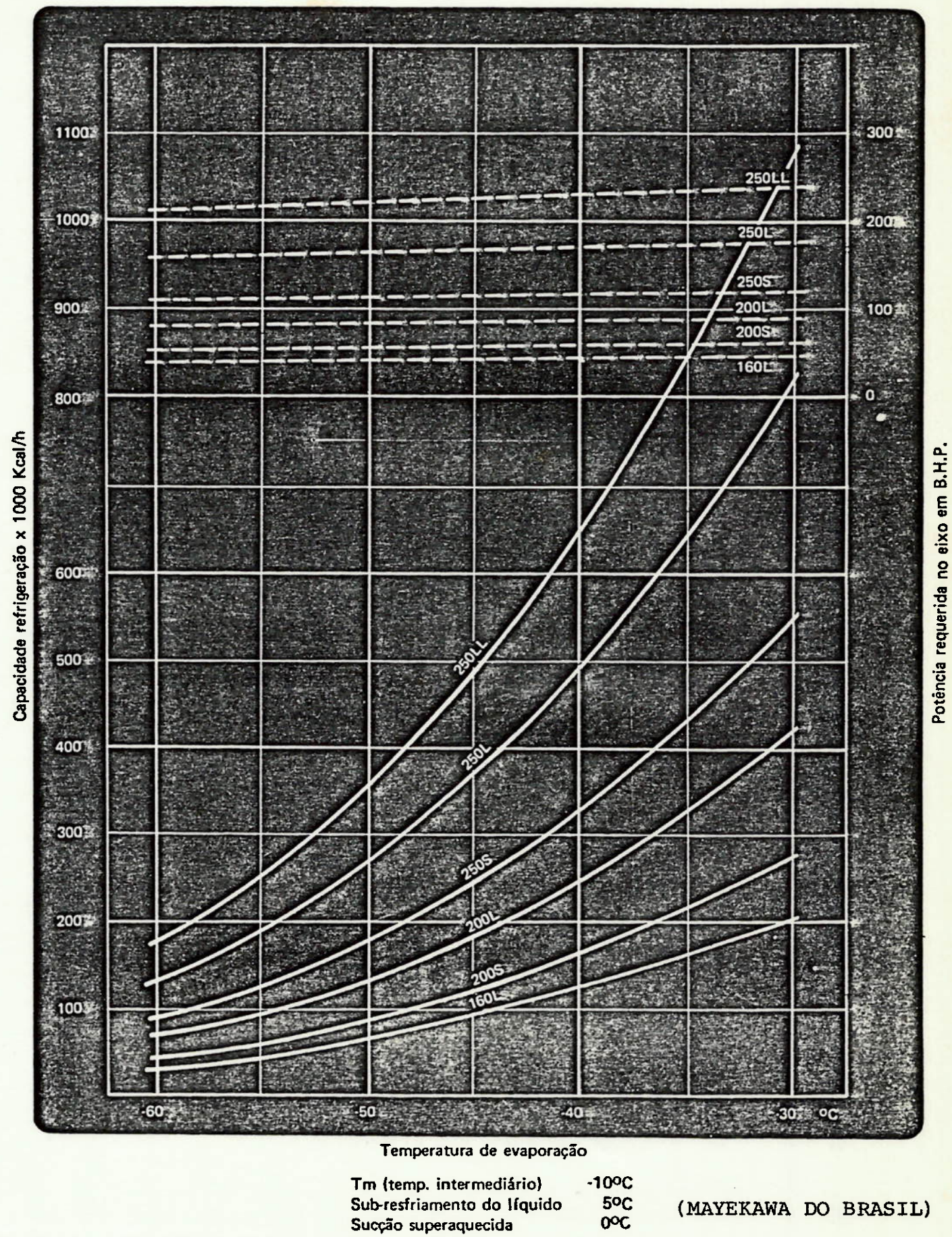


FIGURA A1 -CURVAS PARA SELEÇÃO DE COMPRESSORES( 1º estágio)



**CURVA DE CAPACIDADE NH3 - 60Hz (3550 RPM)**  
**Simple ou segundo estágio**

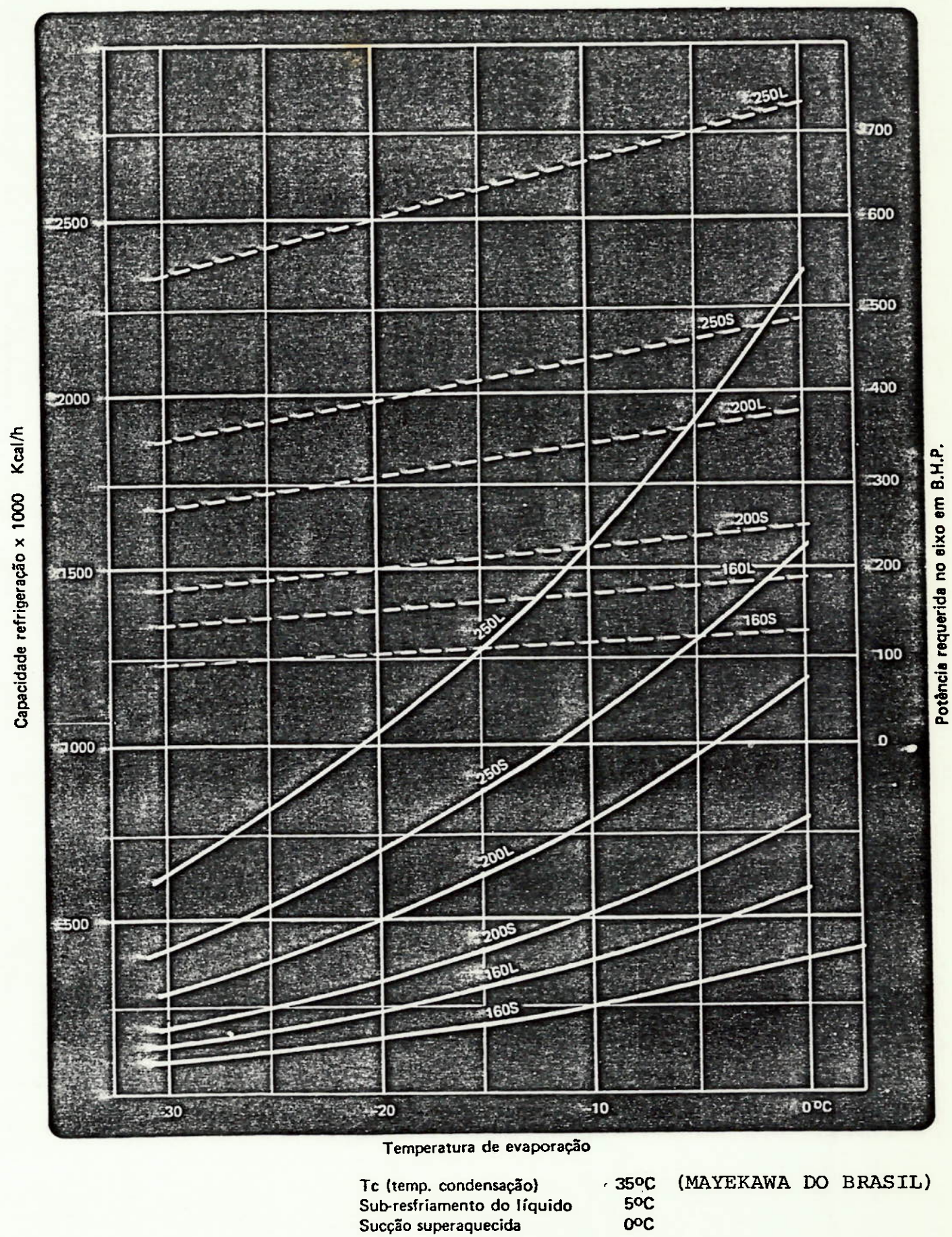
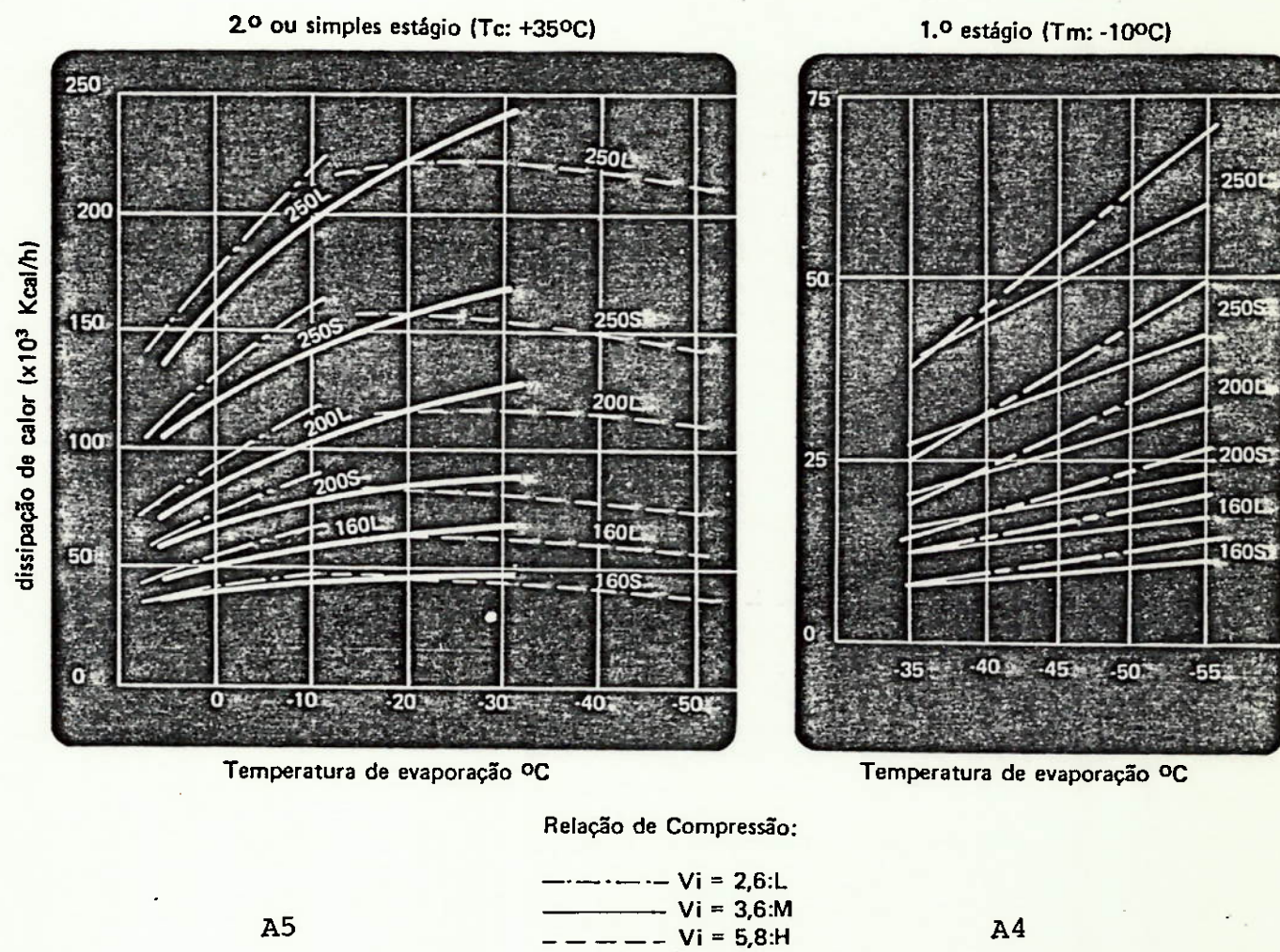


FIGURA A2 -CURVAS PARA SELEÇÃO DE COMPRESSORES ( 2º estágio)



## CURVA DE DISSIPAÇÃO DE CALOR



FIGURAS A4 e A5 -CURVAS PARA DETERMINAÇÃO DO CALOR A DISSIPADO NOS RESFRIADORES DE ÓLEO (MAYEKAWA DO BRASIL)

Fatores de Correção de Capacidade do Evaporador para R-717 (Amônia)

| Pres. de Cond.<br>(Kg/cm <sup>2</sup> ) | Temp. de Cond.<br>(°C) | Temperatura de bulbo úmido |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------------------------------------|------------------------|----------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|                                         |                        | 10                         | 12   | 14   | 16   | 18   | 20   | 22   | 24   | 26   | 28   | 30   | 32   |
| 10.9                                    | 30                     | .98                        | 1.05 | 1.13 | 1.26 | 1.45 | 1.68 | 2.00 | 2.48 | —    | —    | —    | —    |
| 11.6                                    | 32                     | .88                        | .94  | 1.00 | 1.09 | 1.22 | 1.40 | 1.61 | 1.91 | 2.45 | —    | —    | —    |
| 12.7                                    | 35                     | .76                        | .80  | .85  | .91  | .99  | 1.09 | 1.22 | 1.37 | 1.58 | 1.99 | 2.63 | —    |
| 14.8                                    | 40                     | .62                        | .65  | .68  | .72  | .76  | .81  | .86  | .93  | 1.03 | 1.16 | 1.36 | 1.69 |
| 17.1                                    | 45                     | —                          | .53  | .54  | .56  | .59  | .62  | .67  | .72  | .77  | .83  | .91  | 1.04 |
| 19.7                                    | 50                     | —                          | —    | —    | —    | .48  | .50  | .53  | .56  | .58  | .62  | .66  | .73  |

|                     |      |      |      |      |     |     |     |     |
|---------------------|------|------|------|------|-----|-----|-----|-----|
| Temp. de sucção     | -25  | -20  | -15  | -10  | -5  | 0   | +5  | +10 |
| Fator de capacidade | 1.19 | 1.12 | 1.07 | 1.03 | .99 | .96 | .93 | .91 |

FIGURA A5-FATORES DE CORREÇÃO DE CAPACIDADE  
PARA SELEÇÃO DE CONDENSADORES EVAPORATIVOS

( B.A.C.do Brasil)

| MODELO N.º | Kcal/h. | MODELO N.º | Kcal/h.   |
|------------|---------|------------|-----------|
| VNC-10A    | 36.750  | VLC-130A   | 477.750   |
| VNC-15A    | 55.125  | VLC-150A   | 551.250   |
| VNC-20A    | 73.500  | VLC-175A   | 643.125   |
| VNC-25A    | 91.875  | VLC-200A   | 735.000   |
| VNC-30A    | 110.250 | VLC-225A   | 826.875   |
| VNC-35A    | 128.625 | VLC-250A   | 918.750   |
| VNC-40A    | 147.000 | VLC-275A   | 1.010.625 |
| VNC-45A    | 165.375 | VLC-300A   | 1.102.500 |
| VNC-50A    | 183.750 | VLC-350A   | 1.286.250 |
| VNC-60A    | 220.500 | VLC-400A   | 1.470.000 |
| VNC-70A    | 257.250 | VLC-450A   | 1.653.750 |
| VNC-75A    | 275.625 | VLC-500A   | 1.837.500 |
| VNC-80A    | 294.000 | VLC-550A   | 2.021.250 |
| VNV-90A    | 330.750 | VLC-600A   | 2.205.000 |
| VNC-100A   | 367.500 | VLC-700A   | 2.572.500 |
| VNC-110A   | 404.250 | VLC-800A   | 2.940.000 |
| VNC-120A   | 441.000 | VLC-900A   | 3.307.500 |
|            |         | VLC-1000A  | 3.675.000 |

FIGURA A6-TABELA PARA SE-  
LEÇÃO DE CONDENSADORES  
EVAPORATIVOS.

( B.A.C. do Brasil )



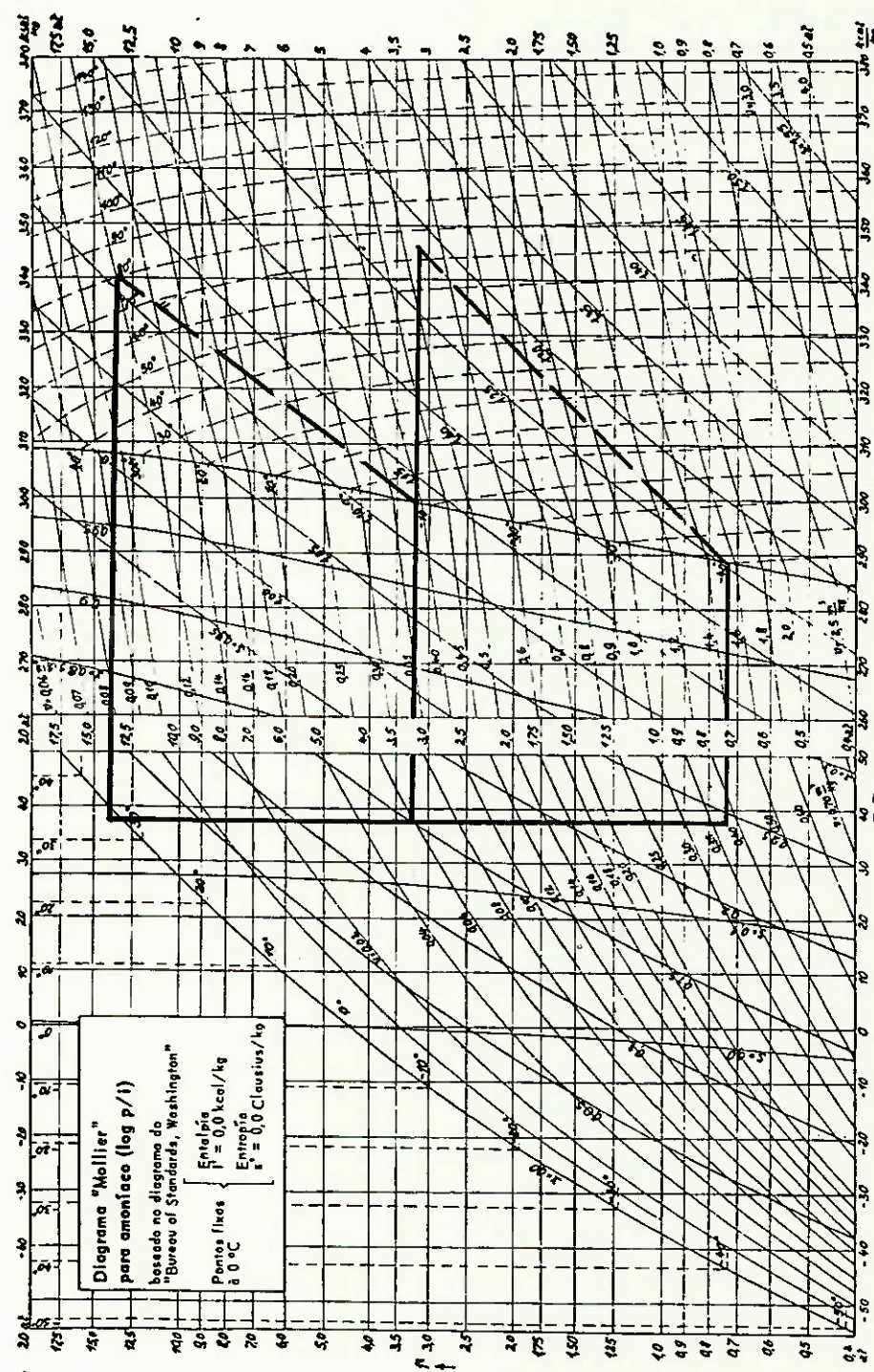


FIGURA A8 - DIAGRAMA Px h para amônia  
Ciclo termodinâmico de refrigeração do túnel.



21-2

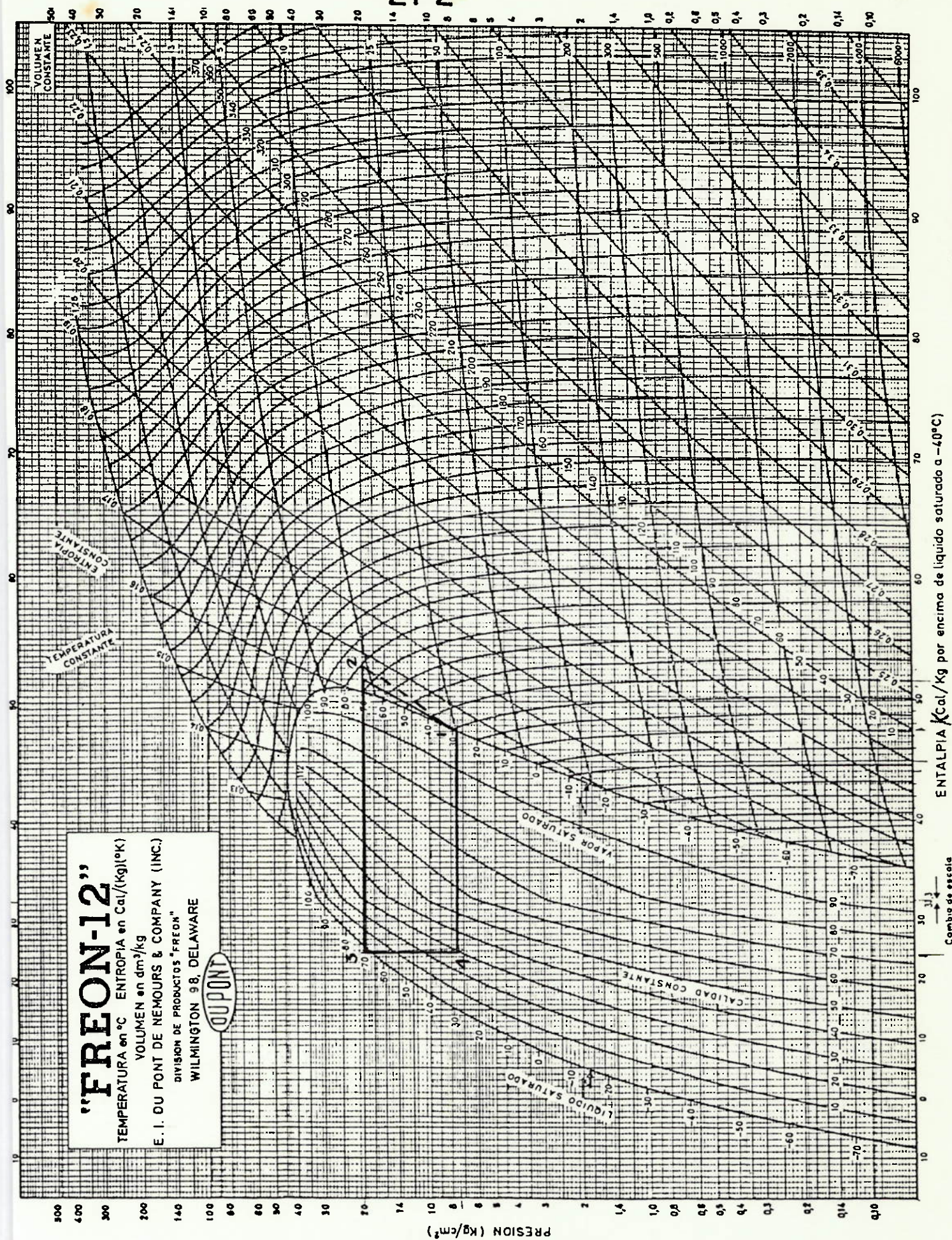
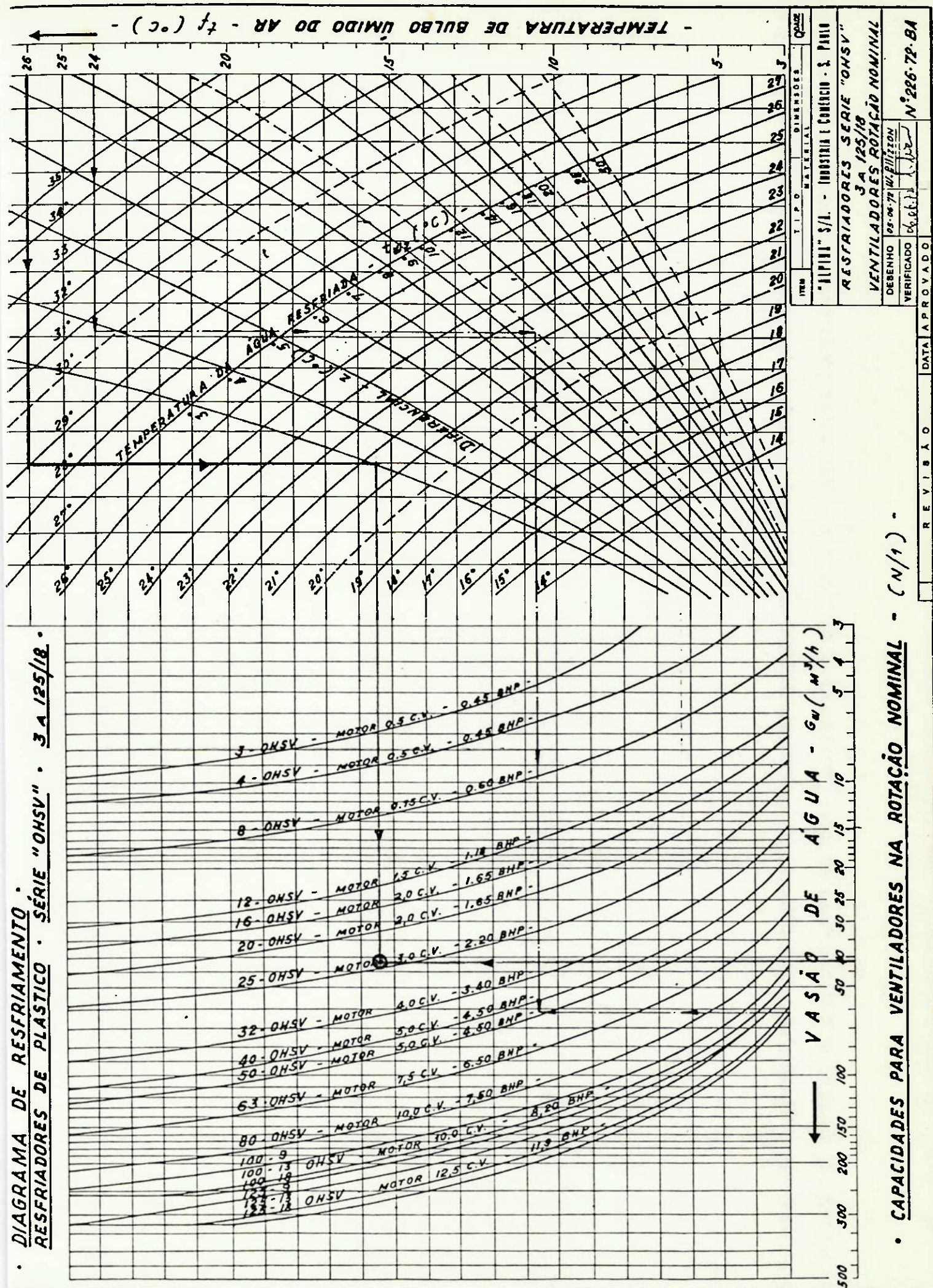


FIGURA A7 - DIAGRAMA P x h para R12- CICLO TERMODINÂMICO DA BOMBA DE CALOR







#### REFERÊNCIAS

- 1 - Kays, W.M. & A.L. London; "Compact Heat Exchangers", 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 1964.
  - 2 - ASHRAE; "Systems and Equipment", ASHRAE, New York , 1967.
  - 3 - Kern, D.; "Processos de Transmissão de Calor", Editora Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1980.
  - 4 - Silva, R.B.; Manual de Refrigeração e Ar Condicionado", Editora do Grêmio Politécnico, São Paulo, 1978.
  - 5 - Kreith, F.; "Princípios da Transmissão de Calor" , tradução da terceira edição americana, Editora Edgard Blücher, São Paulo, 1977.
  - 6 - Torreira, R.P.; "Refrigeração e Ar Condicionado" , Editora Fulton Técnica, São Paulo, 1979.
-

### DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR

São apresentados a seguir os cálculos relativos à determinação dos parâmetros básicos dos seguintes trocadores:

- 1) Trocador  $\text{NH}_3$  - R12
- 2) Condensador de R12
- 3) Evaporador de  $\text{NH}_3$

Os trocadores 1) e 2) foram dimensionados com base nos procedimentos descritos na referência 3, sendo usada nos cálculos a mesma simbologia desta referência.

O evaporador de  $\text{NH}_3$  foi calculado com base na referência 1.



①

TROCADOR - NH<sub>3</sub> - R12

Calor trocado = 130000 Kcal/h

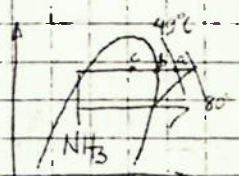
$$W_{R-12} = \frac{Q_T}{(h_1 - h_4)} = \frac{130000}{(47.5 - 20)} \cdot \frac{4727 \text{ KJ}}{\text{h}} \cdot \frac{1}{h} \quad P+ \quad R-12$$

Assumiremos  $W_{R-12} = 1000 \text{ kg/h}$ 

(22026 lb/h) a fim de manter o evaporador inundado.

$$W_{NH_3} = 2350 \text{ kg/h} = 5176 \text{ lb/h}$$

$$\Delta h_{NH_3} = \frac{Q_T}{m_{NH_3}} = \frac{130000}{2350} = 55.3 \text{ Kcal/kg}$$



a-b → desuperaquecimento

b-c → condensação

$$h_a = 416 \text{ Kcal/h}$$

$$h_c = h_a - \Delta h = 416 - 55.3 = 361 \text{ Kcal/kg}$$

|    | Fluido quente | Fluido frio  | $\Delta$ |
|----|---------------|--------------|----------|
| 49 | 49            | temp sup. 27 | 22       |
| 35 | 35            | temp int 27  | 8        |
| 27 | 14            | $\Delta_s$ 0 | 14       |
|    | COND.         | DES.         |          |

$$\text{Condensação} - q_c = m_{NH_3}(h_a - h_c) = 2350(407 - 361) = 108100 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 428968 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$\Delta t_c = 35 - 27 = 8^\circ\text{C} = 14.4^\circ\text{F}$$

-desuperaquecimento-

$$q_d = m_{NH_3}(h_a - h_b) = 2350(416 - 407) = 21150 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 83928 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$\Delta t_d = 22 - 8 = 13.8^\circ\text{C} = 24.9^\circ\text{F}$$

$$\ln\left(\frac{22}{8}\right)$$

GEOMETRIA DO TROCADOR

LADO DA CARCASA

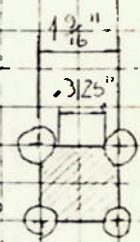
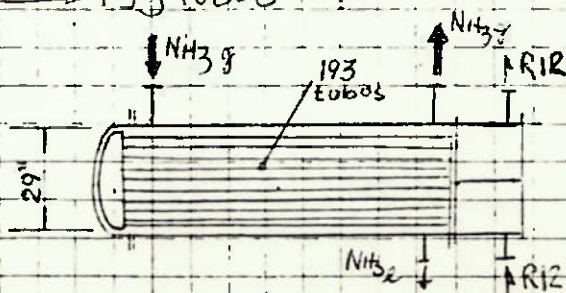
$$DI = 29 \text{ pol}$$

2 passes QUADROS 193 TUBOS

NOS TUBOS

$$DE = 1\frac{1}{4} \text{ pol} \quad \text{BWG 16}$$

passo quadrado, 1\frac{9}{16} pol





# DESSUPERAQUECIMENTO DO NH<sub>3</sub>

## \* fluido frio (interior dos tubos)

Para o cálculo do coeficiente de película para R12, considerando dentro dos tubos, usaremos a equação (10-2) da referência

$$\bar{h}_i = 0,06 \left( \frac{f_e}{f_i} \right)^{0,28} \cdot \left( \frac{D_o \cdot X}{\mu_e} \right)^{0,87} \cdot \frac{K_e}{D} \cdot \frac{C_p}{D}$$

no desuperaquecimento do NH<sub>3</sub>, o título do R12 varia entre 33 e 38%. Assumindo  $\bar{x} = 35,5\%$

$$\bar{h}_i = 979,6 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \quad (\text{para as propriedades de R12})$$

$$= 200,6 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$h_c = \bar{h}_i \frac{D_i}{D_o} = 200,6 \frac{1,1196}{1,25} = 179,7$$

$$\boxed{h_c = 179,7 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}}$$

$$T_f = 30^\circ\text{C} \rightarrow f_e = 1257 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$Pr = 3,44 \quad \mu_e = 55,6 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$K_e = 0,0596 \frac{\text{Kcal}}{\text{m} \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C}} \quad Ma = 0,259 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$G = \frac{W}{A_T} = \frac{W \cdot 144 \cdot 2}{N_c \cdot A_T} = 152,2 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

## \* fluido quente (lado da carcassa) NH<sub>3</sub>

$$T_a = \frac{120,2 + 95}{2} = 107,6^\circ\text{F} \rightarrow \mu_{g, \text{NH}_3} = 0,016 \text{ cp} = 0,03872 \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{h}}$$

espaçamento de 8" entre as chicanas

$$B = 8" \quad a_s = \frac{D_i \cdot C \cdot B}{144 \cdot Pr} = \frac{29 \cdot 0,3125 \cdot 8}{144 \cdot 1,94} = 0,3111 \text{ ft}^2$$

$$G_s = \frac{W_{\text{NH}_3}}{a_s} = \frac{5176,2}{0,3111} = 16638,4 \frac{\text{lb}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2} \quad DE = 1,25 = 0,10417 \text{ ft}$$

$$Re_s = \frac{DE \cdot G_s}{\mu_g} = \frac{0,10417 \cdot 16638}{0,03872} = 44762$$

$$\text{fig. 2E} \rightarrow j_H = 130 \quad C = 0,53$$

$$h_c = j_H \cdot \frac{K}{DE} \left( \frac{C \cdot \mu}{K} \right)^{1/3}$$

$$\text{QUADRO 5} - T_a = 107,6^\circ\text{F} \rightarrow K = 0,0153 \frac{\text{BTU} \cdot \text{ft}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$h_c = 130 \cdot 0,0153 \left( \frac{0,53 \cdot 0,03872}{0,0153} \right)^{1/3} = 21,653 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$



temperatura da parede  $\rightarrow t_w = t_a + \frac{h_o}{h_o + h_i} (T_v - t_a)$

$$t_w = 80,6 + \frac{21,057}{146,8 + 21,057} (107,6 - 80,6) = 84^\circ\text{F} = 28,9^\circ\text{C}$$

$$t_f = \frac{28,9 + 27}{2} = 27,9^\circ\text{C} \quad \text{como admitimos } t_f = 30^\circ\text{C}, \text{ o cálculo é satisfatório}$$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + \frac{e_t}{K_t} + R_f = \frac{1}{146,8} + \frac{1}{21,057} + \frac{0,065}{12 \cdot 26} + 0,003$$

$$U_D = 17,39 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2^\circ\text{F}}$$

$$A_D = \frac{Q_D}{U_D \Delta T} = \frac{83928}{17,39 \cdot 24,9} = 193,8 \text{ ft}^2$$

$$L_c = \frac{A_D}{n_f \cdot \pi \cdot DE} = \frac{193,8}{193 \cdot \pi \cdot 0,10417} = 3,07 \text{ ft}$$

Assim, o comprimento de condensação é 3,07 ft  
teremos, portanto, 5 chicanas espaçadas de 8"

### CONDENSACÃO

\* fluido frio (R12)

Para o R-12 evaporando no interior dos tubos, no trecho de condensação de NH<sub>3</sub> temos:

$$\bar{h}_{ii} = \frac{0,06}{D} \left( \frac{P_e}{P_v} \right)^{0,28} \left( \frac{DG}{\mu_e} \right)^{0,87} Pr^{0,4} K_e \int_{X_c}^{X_2} X^{0,87} dx$$

$$X = 0,33c$$

$$\text{p/ } X \leq 0,04, \bar{h}_{ii} = 0,023 \left( \frac{GD}{\mu} \right)^{0,8} Pr^{0,33} \frac{K}{D}$$

$$C_2 = 1, C_1 = \frac{0,04}{0,33} = 0,121$$

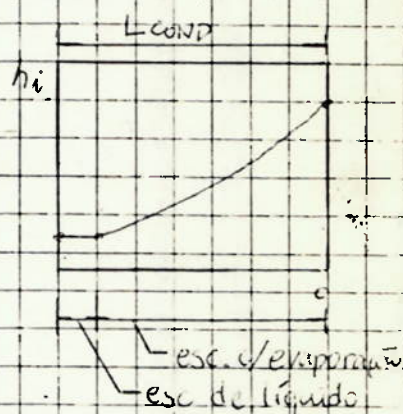
$$I = \int_{0,121}^1 (0,33c)^{0,87} dx = \left[ \frac{(0,33c)^{1,87}}{1,87 \cdot 1,87} \right]_{0,121}^1 = 0,20$$

$$\bar{h}_i = \frac{0,121}{1} \bar{h}_{i2} + \frac{(1-0,121)}{1} \bar{h}_{i1} = 0,121 \cdot 277,2 + (1-0,121) 777,1$$

$$\bar{h}_i = 716 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2^\circ\text{C}} = 146,8 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2^\circ\text{F}}$$

$$h_{io} = \bar{h}_i \frac{DI}{DE} = 146,8 \cdot \frac{1,1196}{1,25}$$

$$h_{io} = 130,8 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2^\circ\text{F}}$$





★ fluido quente (NH<sub>3</sub>)

Admitindo um espaçamento de 20" entre as chicanas para condensação temos:

$$A_s = \frac{DI \times C \times B}{P_c \times 144} = \frac{29 \times 0,3125 \times 20}{144 \times 1 \frac{9}{16}} = 0,8055 \text{ ft}^2$$

Admitindo que a condensação ocorra em um comprimento de tubo de 10 ft temos:

$$G'' = \frac{W}{L_c \cdot n_r^{2/3}} = \frac{5176,2}{10 \cdot 19,3^{2/3}} = 15,5 \frac{\text{lb}}{\text{h}(\text{ft linear})}$$

As propriedades de NH<sub>3</sub> na temperatura de condensação são:

$$K_f = 0,29 \frac{\text{BTU} \cdot \text{ft}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$S_f = 0,61$$

$$\mu_x = 1,6 \text{ cp}$$

da figura 12.9  $\rightarrow h_o = 800 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + \frac{e_t}{K_t} + R_D = \frac{1}{130,8} + \frac{1}{800} + \frac{0,065}{12,26} + 0,003 = 82,6 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$L_c = \frac{Q_c}{\Delta t_c \cdot U_D \cdot \pi \cdot n_r \cdot DE} = \frac{428968}{8 \cdot 82,6 \cdot \pi \cdot 19,3 \cdot 0,10417} = 10,3'$$

Como assumimos  $L_c = 10'$  o cálculo é satisfatório

### QUEDA DE PRESSÃO

LADO DA CARCACA  
1- Resfriamento do NH<sub>3</sub>

$$Re_s = \frac{DE \cdot G_s}{\mu} = \frac{125 \cdot 16638,4}{12 \cdot 0,03872} = 497615$$

Fig. 29  $\rightarrow f = 0,0018 \frac{\text{ft}^2}{\text{in}^2} \quad L_d = 3078$

$$12 \frac{L_d}{8} = 12 \cdot 3078/8 = 4,6 \sim 5 \text{ chicanas}$$

$$T_a = 107,5^\circ\text{F} \quad V_{NH_3} = 1,2 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}} \rightarrow S = \frac{1}{12,625}$$

$$D_s = \frac{29}{12} = 2,417 \text{ ft}$$

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot DE \cdot S \cdot \rho_s}$$

$$\Delta P_s = \frac{0,018 \cdot (16638,4)^2 \cdot 2,417 \cdot (5+1)}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot 1,2512 \cdot 0,0133 \cdot 1} = 0,1 \text{ PSI}$$

INTERIOR DOS TUBOS  
(R 12)

$$Re_e = \frac{(0,02844 \cdot 152,2)}{(0,25 \cdot 10^{-4} \cdot 9,8)} = 17667$$

Fig. 26  $\rightarrow f = 0,00026 \frac{\text{ft}^2}{\text{in}^2}$

$$\Delta P_e = \frac{0,00026 \cdot 112091,6^2 \cdot 14 \cdot 2}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot (1,1196/12) \cdot 1,3}$$

$$\Delta P_s = 0,014 \text{ PSI}$$



QUEDA DE PRESSÃO (CONT)

(9)

LADO DA CARCAÇA

2- CONDENSÇÃO DO NH<sub>3</sub>

$$S = 0,07 \quad N+1 = 12 \cdot \frac{10}{20} = 6 \quad (7,43)$$

$$\Delta P = \frac{1}{2} f G_s^2 D_s (N+1) \\ 5,22 \cdot 10^9 \text{ DE } S$$

$$\Delta P = \frac{1}{2} f G_s^2 D_s (N+1) \\ 5,22 \cdot 10^9 \text{ DE } S$$

$$\Delta P = \frac{1}{3} \frac{(0,0618 (96806))^3 \cdot 2417,6}{5,22 \cdot 10^9 \text{ DE } S} = 0,026$$

$$\Delta P = 0,026 \text{ PSI}$$



②

## CONDENSADOR DE R-12

Condensador tipo carcaça e tubos com R-12 entrando a  $76^{\circ}\text{C}$  e condensando a  $72^{\circ}\text{C}$ . A condensação do R-12 ocorre de lado de carcaça.

A água, circulando nos tubos com uma vazão de  $18 \text{ m}^3/\text{h}$ , entra a  $56,1^{\circ}\text{C}$  e sai a  $65^{\circ}\text{C}$ .

O calor transferido é de  $100.000 \text{ kcal/h}$ .

$$Q_T = 634.920 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Então, para o lado transferido pela água, considerando a separação de fases da condensação, uma temperatura média para a água é:

|  | fluido quente                  | fluido frio          | $\Delta$ |
|--|--------------------------------|----------------------|----------|
|  | $72^{\circ}\text{C}$ temp. sup | $65^{\circ}\text{C}$ | $7$      |
|  | $72^{\circ}\text{C}$ temp. inf | $56,1$               | $15,9$   |
|  | $0$ $\Delta$                   | $8,8$                | $88$     |

( $^{\circ}\text{C}$ )

$$\Delta t = \text{MLDT} = \frac{15,9 - 7}{\ln\left(\frac{15,9}{7}\right)} = 15,20^{\circ}\text{C} = 27,36^{\circ}\text{F}$$

$$W_c = 18 \cdot 10^3 \text{ kg/h} = 590,48 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

$$\text{Admitimos } U_D = 90 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

$$W_{R12} = 5556 \text{ kg/h} = 12.238 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

(1ª TENTATIVA)

$$A = \frac{634.920}{90 \cdot 27,36} = 257,8 \text{ ft}^2$$

$$n_T = \frac{A_D}{L_T \cdot \pi \cdot D_E} = 133,5 \text{ TUBOS}$$

### GEOMETRIA DO TROCADOR

LADO DA CARCAÇA

LADO DOS TUBOS

$$D_I = 19 \text{ pol}$$

$$D_E = 3/4 \text{ pol BWG 16 } (D_I = 0,62")$$

2 passes  $\rightarrow$  108 TUBOS

passos quadrado  $\rightarrow$  1 pol

Considerando o comprimento dos tubos igual a  $3 \text{ m}$  para permitir a entrada de buracos de  $6 \text{ m}$  (então, não se)

$$L_T = 3 \text{ m} = 9,84 \text{ ft}$$

considerando  $U_D$

$$U_D = \frac{Q_{R12}}{L_T \cdot \pi \cdot D_E \cdot n_T \cdot \Delta t} = \frac{634.920}{9,84 \cdot \pi \cdot 0,75 \cdot 108 \cdot 27,36} = 71,5 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

\* LADO DOS TUBOS (ÁGUA)

$$t_a = 16,5^{\circ}\text{F} \rightarrow U_c = 0,65 \cdot 5,42 = 3,573 \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{h}}$$

$$D_{Ic} = 0,62,12 = 0,517 \text{ ft} \rightarrow U_c = 0,02097 \frac{\text{ft}^2}{\text{tubo}}$$



$$Re_c = \frac{DG}{\mu}$$

$$A_i = \frac{n_i \cdot a_i}{n} = \frac{168 \cdot 0,002093}{2} = 0,17615 \text{ ft}^2$$

$$V = \frac{39648 \cdot 16}{0,17615 \text{ ft}^2 \cdot \text{h}} \cdot \frac{1}{3600} \frac{\text{h}}{\text{s}} \cdot \frac{1}{42,5} \frac{\text{ft}^3}{16} = 1,0003 \frac{\text{ft}}{\text{s}}$$

$$\text{fig. 25} \rightarrow \bar{h}_i = 450$$

$$h_{io} = \bar{h}_i \frac{DI}{DE}$$

$$h_{io} = 450 \cdot \frac{0,62}{0,75} = 372 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

\* LADO DA CARACA (R12)

$$T_v = 161,6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{admitindo } \bar{h} = h_o = 200 \rightarrow t_w = t_a + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_v - t_a)$$

$$t_w = 108,5 + \frac{200}{200 + 372,0} (161,6 - 108,5)$$

$$t_w = 127,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_f = \frac{(T_v + t_w)}{2} = \frac{(161,6 + 127,1)}{2} = 144,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

QUADRO 4 (p/ R12 a 144°C)  
Difusão térmica metano

$$K_f = 0,043 \frac{\text{BTU} \cdot \text{ft}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Kreith tab. A3

$$S_f = 1,25$$

$$\text{Fig. 14} \rightarrow \mu_f = 0,23 \text{ cP}$$

$$a_s = \frac{DI \cdot C \cdot B}{144 \cdot P_t}$$

admitindo um espaçamento de 13,12" entre as chicanas (9 chicanas)

$$\text{temos: } B = 13,12$$

$$a_s = \frac{19 \times 0,25 \times 13,12}{144 \times 1} = 0,4328 \text{ ft}^2$$

$$G = \frac{W}{a_s} = \frac{12238}{0,4328} = 28.276 \text{ (p/ o cálculo de } \Delta P)$$

$$G'' = \frac{W}{L_t \cdot n_t^{2/3}} = \frac{12238}{9,84 \cdot 168^{2/3}} = 40,862 \frac{\text{lb}}{\text{h (ft linear)}}$$

Com  $G''$ ,  $K_f$ ,  $\mu_f$  e  $S_f$ , o coeficiente de película pode ser estimado através de figura 12.9 (kern)

$$\bar{h} = 220 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$U_c = \frac{h_{io} \cdot \bar{h}}{h_{io} + \bar{h}} = \frac{372 \cdot 220}{372 + 220} = 138 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} = \frac{138 - 71,5}{141 \cdot 71,5} = 0,006$$

O coeficiente de incrustação é satisfatório

### QUEDA DE PRESSÃO

#### CARCAÇA

$$B = 13,12'' \quad a_s = 0,4328 \text{ ft}^2$$

$$G_s = \frac{W}{a_s} = 28276 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2 \cdot \text{h}}$$

$$T_v = 161,6^\circ\text{F} \rightarrow \text{fig 15} \rightarrow \mu_v = 0,03388 \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{h}}$$

$$DE = \frac{3/4}{12} = 0,0625 \text{ ft}$$

$$Re_s = \frac{DE \cdot G_s}{\mu} = \frac{28276 \cdot 0,0625}{0,03388}$$

$$Re_s = 52162$$

$$\text{fig 29} \rightarrow f = 0,0017$$

$$N+1 = 9$$

$$U = 0,14 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}}$$

$$S = \frac{1}{0,14 \cdot 62,5} = 0,114$$

$$D_s = 19,12 = 1,583 \text{ ft}$$

$$\Delta P_s = \frac{1}{2} \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{5,22 \cdot 10^{10} D_e \cdot S}$$

$$\Delta P_s = \frac{1}{2} \frac{0,0017 \cdot (28276)^2 \cdot 1,583 \cdot 9}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot 0,0625 \cdot 0,114}$$

$$\Delta P_s = 0,026 \text{ PSI}$$

#### TUBOS

$$\mu_a = 1,74 \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{h}}$$

$$G_t = \frac{W_a}{A_i} = \frac{39648}{0,17615} = 225080 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2 \cdot \text{h}}$$

$$D_e = 0,62/12 = 0,05167$$

$$Re_s = \frac{G_t D_e}{\mu_a}$$

$$Re_s = \frac{225080 \cdot 0,05167}{1,74}$$

$$Re_s = 6603$$

$$\text{fig 26} \rightarrow f = 0,0003 \frac{\text{ft}^2}{\text{in}^2}$$

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5,22 \cdot 10^{10} D_e \cdot S \cdot \phi_e \cdot 1}$$

$$\Delta P = \frac{0,0003 (225080)^2 \cdot 9,84 \cdot 22}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot 0,05167 \cdot 1 \cdot 1}$$

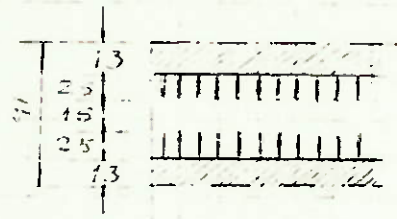
$$\Delta P_t = 0,111 \text{ PSI}$$



## EVAPORADOR DE NH<sub>3</sub>

Para o resfriamento do ar do túnel de congelamento, usaremos 4 baterias de evaporadores constituídas de tubos aletados.

Os tubos têm as seguintes características.



tubo DE = 26 mm (1")  
aletas 25 x 1 mm, 200 aletas/m  
DI = 0,81" (20,6 mm)

$$\text{Área de fluxo livre} \rightarrow A_p = (15+50) \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 200 \cdot 25 \cdot 10^{-6}$$
$$A_p = 0,055 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$\text{Área transversal} \rightarrow A_t = 0,091 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$\left( \frac{\text{Área de fluxo livre}}{\text{Área transversal}} \right) J = 0,6044$$

$$\text{Área das aletas} \rightarrow A_{ac} = \pi (38^2 - 13^2) \cdot 10^{-6} + 2\pi \cdot 38 = 8,25 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^2}{\text{m}}$$

$$1 \text{ m, 2 aletas} \rightarrow A_c = 0,8 \cdot 2\pi \cdot 13 \cdot 10^{-3} + 200 \cdot 0,25 \cdot 10^{-3}$$
$$A_c = 1,7153 \frac{\text{m}^2}{\text{m linear}}$$

### VAZÃO DE AR

Sabemos que a velocidade do ar sobre o produto deve ser de 5 m/s

Se analisarmos a figura 6.1, notaremos que a área de passagem do ar sobre as bandejas é:

$$A = 0,1 \cdot 8,28 = 0,828 \text{ m}^2$$

Como temos 9 bandejas:

$$A_c = 7,45 \text{ m}^2$$

$$V_{ar} = 7,45 \cdot 5 = 37,26 \text{ m}^3/\text{s} \quad (2236 \text{ m}^3/\text{min})$$

### VELOCIDADE DO AR NOS EVAPORADORES

Sabemos que teremos uma altura de 3 m para os evaporadores, a área frontal fica:

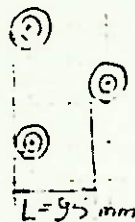
$$A_f = 8,28 \cdot 3 = 24,84 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de fluxo livre: } A_p = J A_f = 0,6044 \cdot 24,84 = 15,01 \text{ m}^2$$

Velocidade do ar nos evaporadores:

$$V = \frac{V_{ar}}{A_p} = \frac{37,26}{15,01} = 2,48 \text{ m/s. } (8,136 \frac{\text{ft}}{\text{s}})$$

COEF. DE PELÍCULA P/ O AR



$$\frac{4r_n}{L} = 4 \frac{A_c}{A} = 4 \cdot \frac{0,055}{1,7153}$$

$$4r_n = 0,1283 L = 0,0122 \text{ m} = 0,04 \text{ ft}$$

$$G = f \cdot V = 3,47 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \quad \text{ar} \rightarrow -35^\circ\text{C} \rightarrow \begin{cases} f = 1,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (0,04 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}) \\ N_{Pr} = 0,73 \\ C_p = 0,24 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \\ \mu = 0,036 \frac{\text{lb} \cdot \text{s}}{\text{ft} \cdot \text{ft}} \\ k = 0,012 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{F}} \end{cases}$$

$$G = 0,7322 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2 \cdot \text{s}}$$

$$N_{Re} = \frac{4r_n \cdot G}{\mu} = \frac{0,04 \cdot 0,7322 \cdot 3600}{0,036}$$

$$N_{Re} = 2928$$

Com base nas figuras do capítulo 10 da ref. 1 podemos admitir:

$$\frac{h_o}{G \cdot C_p} \cdot N_{Pr}^{2/3} = 0,012 \rightarrow h = G \cdot C_p / N_{Pr}^{2/3} \cdot 0,012$$

$$h_o = 0,7322 \cdot 0,24 / 0,73^{2/3} \cdot 0,012 \cdot 3600$$

$$h_o = 9,36 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{F}}$$

Dentro dos tubos temos NH<sub>3</sub> evaporando. Para evaporadores inundados, segundo a ref. 2

$$h_i = 400 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{F}}$$

COEF. GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{h_o} + \frac{A_c \cdot R_f}{h_i \cdot A_i} = \frac{1}{9,36} + \frac{1,7153}{400 \cdot \pi \cdot 0,026}$$

$$U_D = 5,678 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{F}} = 27,72 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C}}$$



Sabemos que o ar deixa os evaporadores a  $-35^{\circ}\text{C}$ , recebendo o calor (igual a carga térmica) antes de retornar novamente aos evaporadores

A variação de temperatura pode ser estimada por:

$$\Delta t = \frac{Q}{C_p \cdot \dot{m}_{ar}}$$

$$Q = 500000 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 138,8 \frac{\text{Kcal}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{ar} = \rho_{ar} \cdot V_{ar} = 1,4 \cdot 37,26 = 52,16 \text{ kg/s}$$

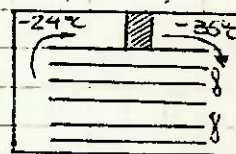
$$C_p = 0,24 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}$$

$$\Delta t = \frac{138,8}{0,24 \cdot 52,16} = 11^{\circ}\text{C}$$

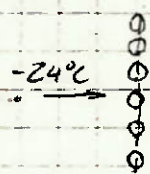
∴ a temp. do ar na entrada do EV

e:

$$t_e = 35 + 11 = 24^{\circ}\text{C}$$



1ª linha de tubos (30 TUBOS)



3m de altura, 30 TUBOS de 8,28m  $\rightarrow L_T = 248,4\text{m}$

$$A = L_T \cdot A_e = 248,4 \cdot 1,7153 = 426,1\text{m}^2$$

$$\Delta t = t_{ar} - t_{NH_3} = -24 - (-40) = 16^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{T1} = U_D \cdot A \cdot \Delta t = 27,72 \cdot 426,1 \cdot 16 = 188983 \text{ Kcal/h}$$

2ª linha - (29 TUBOS)

temperatura do ar no início da 2ª linha

$$t_{ar} = -24 - \Delta t$$

$$\Delta t = \frac{188983}{0,24 \cdot 52,16 \cdot 3600} = 4,193$$

$$t_{ar} = -28,2^{\circ}\text{C}$$

$$29 \text{ TUBOS} \rightarrow L_T = 240,1 \quad A = 411,9\text{m}^2$$

$$Q_{T2} = 27,72 \cdot 411,9 \cdot (40 - 28,2) = 134723 \text{ Kcal/h}$$

3ª linha - (30 TUBOS)

$$t_{ar} = -28,2 - \Delta t$$

$$\Delta t = 2,99^{\circ}\text{C} \quad t_{ar} = -31,2^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{T3} = 27,72 \cdot 426,1 \cdot (40 - 31,2) = 103941 \text{ Kcal/h}$$



4ª linha (29 TUBOS)

$$t_{ar} = -31,2 - \Delta t$$

$$\Delta t = 2,31^\circ\text{C}$$

$$t_{ar} = -33,5^\circ\text{C}$$

$$Q_{T_4} = 27,72 \cdot 411,9 \cdot (40 - 33,5) = 74216 \text{ Kcal/h}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 188983 + 134723 + 103941 + 74216$$

$$Q = 501863 \text{ Kcal/h}$$

portanto o evaporador de 4 linhas é satisfatório

