

2298901

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

TÍTULO

PROJETO DE UM LIQUEFATOR DE NITROGÊNIO PARA USO EM
LABORATÓRIO

AUTOR: Silvio Carlos Anibal de Almeida

ORIENTADOR: Dr. Otávio de Mattos Silveiras

Agradeço o Prof. Silvaes a oportunidade de
poder realizar este projeto, o interesse que me
despertou pela matéria e a atenção dispensada.

Este trabalho é dedicado ao Rafael,
meu grande e estimado amigo e companheiro
de todas as horas.

1ª FASE - O ESTUDO DA VIABILIDADE DO PROJETO DE UM LIQUEFATOR DE NITROGÊNIO PARA USO EM LABORATÓRIO

1.1 - Estabelecimento de Necessidade

O nitrogênio líquido é um fluido transparente de aparência semelhante a água. A 1 atm de pressão o nitrogênio ferve a 77,4 K (-196°C). O fato do nitrogênio ser o principal constituinte do ar atmosférico torna fácil e econômico a sua produção comercial a partir da destilação do ar líquido.

A aplicação deste gás é bastante generalizada em inúmeros processos tecnológicos tais como: indústria mecânica, conservação de alimentos, sistemas de inertização de tanques de combustíveis voláteis, etc.

Por ser um gás incomburente e não tóxico apresenta inúmeras aplicações no campo biológico, dentre as quais poderíamos citar a conservação de semen para inseminação artificial, conservação de células sanguíneas e outros tecidos vivos.

Este gás é normalmente obtido a partir da destilação do ar líquido em grandes quantidades e depois distribuído aos diversos consumidores. Uma das empresas que comercializam o nitrogênio líquido é a S/A White Martins.

Em muitas ocasiões esse procedimento não se mostra muito viável. É o caso de um laboratório que use esporadicamente pequenas quantidades de nitrogênio para realizar ensaios de tração a baixa temperatura. Neste caso seria necessária a construção de um enorme reservatório para o N_2 que ocuparia um espaço considerável e se mostraria bastante inviável. Se ao invés disso usarmos um reservatório pequeno o custo do transporte se elevaria muito.

Outro problema acontece, também, quando a demanda é muito grande. Isso faz com que a manutenção de um laboratório se torne muito difícil. É o que ocorre nos laboratórios de Criogenia do Departamento de Física do Estado Sólido do Instituto de Física da USP. Semanalmente um caminhão da S/A White Martins recarrega o reservatório deste Instituto que atende aos seus

vários departamentos. Cada recarga de nitrogênio custa ao Instituto Cr\$150.000,00. Diante disso, está se estudando a possibilidade de entrar em operação um liquefator de nitrogênio que possibilite a produção deste gás em quantidades suficientes para o uso interno a um preço muito mais baixo. Neste departamento o nitrogênio é usado para auxiliar a liquefação de outros gases com menores pontos de fusão como é o caso do Hidrogênio e do Hélio.

Finalmente há lugares em que não é possível contar com esse fornecimento, restando como solução a produção de gás no local. É o caso de sistemas de gás inerte em navios-tanques transportando cargas perigosas. A ação do gás inerte consiste na conhecida propriedade dos materiais combustíveis que a temperatura de ignição varia com a composição de oxigênio na atmosfera. Quando baixamos a concentração de oxigênio, observamos uma elevação de temperatura de auto-ignição do combustível.

Observa-se em todo o mundo que navios possuidores de sistemas de gás inerte, utilizam predominantemente o nitrogênio como tal em virtude do alto grau de confiabilidade apresentado pelo mesmo. Seria bastante inviável o seu fornecimento neste caso, visto que um navio que transporta combustíveis fica, na maior parte da viagem, isolado. É necessário, portanto, um dispositivo capaz de produzir esse gás a partir do próprio ar no caso.

No Brasil não existe nenhum aparelho do tipo. Um levantamento mostra que no mercado exterior há aparelhos muito bons que satisfazem as necessidades exigidas nesse projeto. No entanto a importação desses aparelhos é caro e a reposição é muito onerosa. É o que acontece no UFUSP. No departamento de Criogenia há um liquefator de nitrogênio da companhia Phillips que está quebrado há muitos anos porque não há verba para importação de peças. Com o desenvolvimento de um projeto

nacional, será menos dispendioso a manutenção e a assistência técnica mais acessível, pois teremos dominado a tecnologia.

1.2 Formulação do Projeto

Para o atendimento das necessidades especificadas anteriormente, o aparelho deverá ter os seguintes requisitos:

a) Simplicidade construtiva - é o primeiro e o mais importante. Não se trata de termos um aparelho que possibilite a produção em larga escala mas para uso local e bastante limitado. Não é necessário que o aparelho forneça nitrogênio num grau de elevada pureza, nem que sua eficiência seja próxima do ciclo ideal. Esse aparelho não deverá exigir tecnologia sofisticada de modo que possa ser construído nos laboratórios da EPUSP, lugar para onde está sendo projetado.

b) Compacto - o liquefator não deve ocupar um espaço muito grande. De outra forma, causaria sérios inconvenientes para a sua utilização em laboratórios de pesquisas, fazendo com que uma área muito grande do local seja ocupada com um elemento secundário.

c) Manutenção fácil e barata.

d) Operação simplificada.

e) Custo de fabricação seja compensado pela economia obtida pela substituição do fornecimento.

f) A vazão requerida deve estar em torno de 5 l/h

g) Área máxima de ocupação : $7,5 \text{ m}^2$.

1.3 - Síntese de Possíveis Soluções

Analisando as diversas possibilidades de se realizar a liquefação do nitrogênio, podemos agrupá-las em 3 principais:

- Liquefação através de válvula de expansão isoentalpica

- Liquefação através do emprego de expensor

- Liquefação através de uma combinação de uma válvula de expansão isoentalpica e um expensor

Cada um desses grupos possui uma série de ciclos. Vamos começar a analisar cada um desses grupos, escolhendo apenas um ciclo para podermos compará-lo com os outros e chegar a uma escolha.

A) Ciclos de Refrigeração através de Vácula de Estrangulamento Isoentálpica

O funcionamento destes ciclos obedece ao princípio de que, em determinadas condições, através de expansão do fluído em uma válvula Joule-Thomson a sua temperatura diminui.

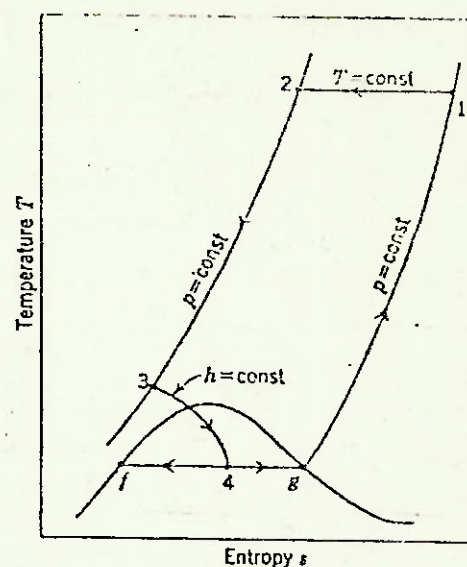
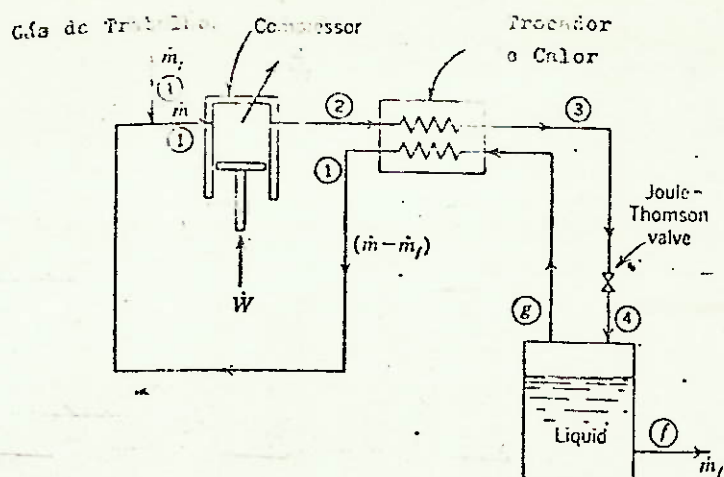
Os possíveis ciclos incluídos neste grupo são:

- expansão isoentálpica simples (Linde-Hampson Simples)
- expansão isoentálpica com pré-resfriamento (Linde - Hampson com pré-resfriamento)
- expansão isoentálpica com pressão dual
- expansão isoentálpica com pré-resfriamento em cascata
- dupla expansão isoentálpica com pré-resfriamento

Dos ciclos apresentados, merecem a nossa atenção o ciclo de expansão isoentálpica simples e o de expansão isoentálpica com pré-resfriamento em cascata.

A seguir analisaremos dois desses ciclos detendo-nos nas suas características principais.

De todos os sistemas liquefatores de gás, o de Lindé-Hampson é o mais simples.



A figura III-2 mostra-nos um esquema e o ciclo num diagrama T-s deste sistema. Se assumirmos as seguintes hipóteses: 1- Não há perdas na tubulação (exceto na válvula); 2- Não há troca de calor na linha; 3- O trocador tem uma eficiência de 100%. Taremos:

No ponto 1 o gás está nas condições ambientes. É comprimido isotermicamente e reversivelmente até o ponto 2. No sistema real o processo 1-2 é realizado em duas etapas: Uma compressão reversível e adiabática ou politrópica, seguida de um resfriamento para baixar a temperatura do gás de volta a poucos graus da temperatura ambiente. O gás então troca calor no trocador de contra-corrente até chegar no estado 3 de onde ele irá se expandir isoentalpicamente até o estado saturado 4, onde $P_1 = P_4$. Aí a parte líquida é retirada e armazenada. O vapor seguirá para o trocador onde se aquecerá até a temperatura 1.

Aplicando a primeira lei para regime permanente no sistema formado por: trocador, válvula de expansão e o reservatório de líquido, vem:

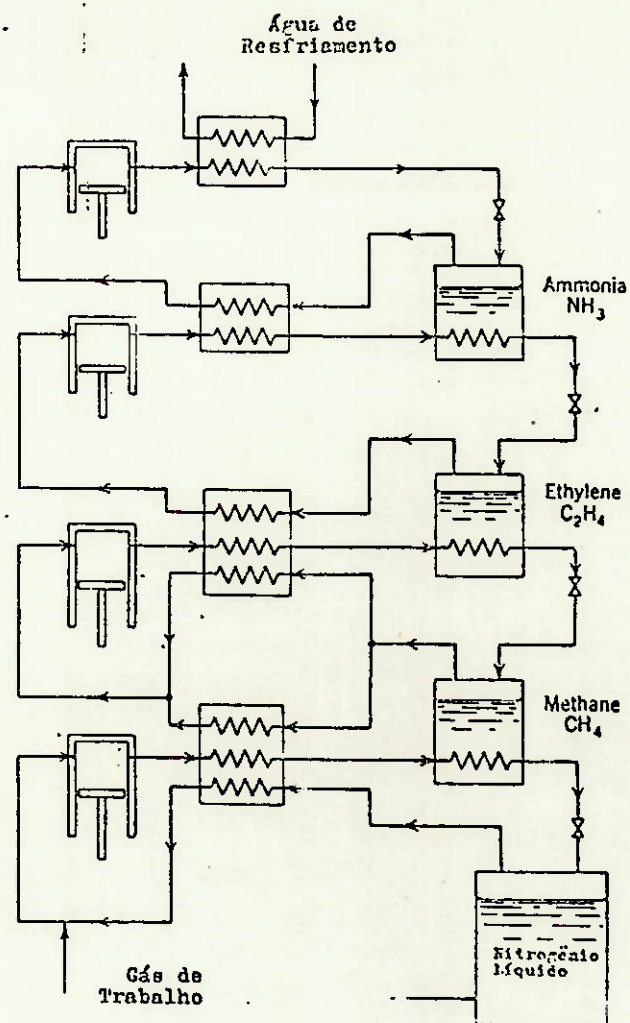
$$0 = (\dot{m} - \dot{m}_f)h_1 + \dot{m}_f h_f - \dot{m}h_2$$

Dado que não há troca de calor nem realização de trabalho de ou para o sistema:

$$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}} = y = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_f}$$

Logo a fração do gás liquefeito dependerá da pressão e temperatura ambiente (Ponto 1 do diagrama) o que fixará h_1 e h_f ; e da pressão após a compressão isotérmica que determinará h_2 , pois a temperatura em 2 já foi fixada pela compressão e vale $T_2 = T_1$.

Este sistema nada mais é que uma extensão do sistema com Pré-Resfriador no qual o fluxo do pré-resfriador é resfriado por um outro sistema, assim sucessivamente em forma de "cascata".



O sistema mostrado na figura anterior utiliza amônia para liquefazer etileno a 19 atm, que por sua vez é usado para liquefazer metano a 25 atm. O metano é então utilizado para liquefazer nitrogênio a 18,6 atm.

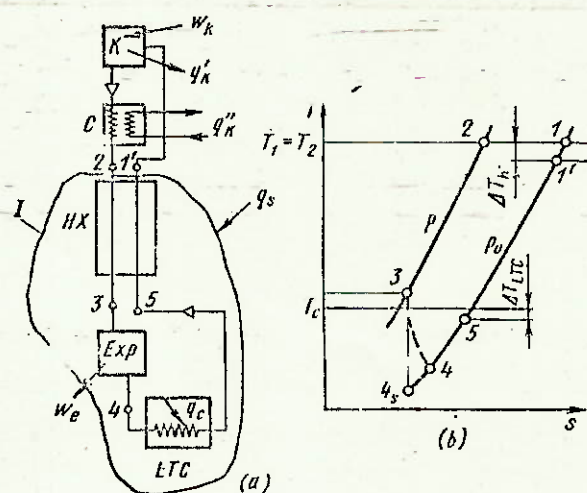
O sistema cascata é bastante usado em liquefação industrial. No entanto, ele não vai satisfazer as necessidades do nosso projeto, devido ao elevado número de compressores que e le utiliza(mínimo 3), fazendo com que o seu circuito se torne pouco compacto e fuja da simplicidade desejada neste projeto.

Pelo contrário, o sistema Linde-Hampson Simples atende aos objetivos do nosso projeto por ser simples, compacto e de fácil construção. Ele é escolhido para representar esse primeiro grupo como uma das possíveis soluções.

B) Ciclos de Refrigeração através de um Expansor Isoentrópico

Nestes ciclos, o abaixamento de temperatura é provocado por uma expansão isoentrópica. Esse sistema é bastante eficaz visto que a expansão isoentrópica provoca uma queda bem maior de temperatura que a expansão isoentálpica.

Entre esses ciclos poderíamos citar vários: Ericson, Stirling, Brayton. O rendimento desses ciclos é bem maior que os ciclos anteriores, pois enquanto que a expansão numa válvula de JT é um processo termodinamicamente irreversível, num expansor, o processo se aproxima do processo isoentrópico, o que aumenta muito o rendimento do ciclo, visto que introduz uma menor irreversibilidade.



Nestes ciclos há a utilização de um gás refrigerante (hélio, hidrogênio), ou seja, o gás que atravessa o expensor não vai se liquefazer. Ele simplesmente trocará calor com o gás a ser liquefeito, a fim de abaixar a sua temperatura.

C) Ciclos Mistos

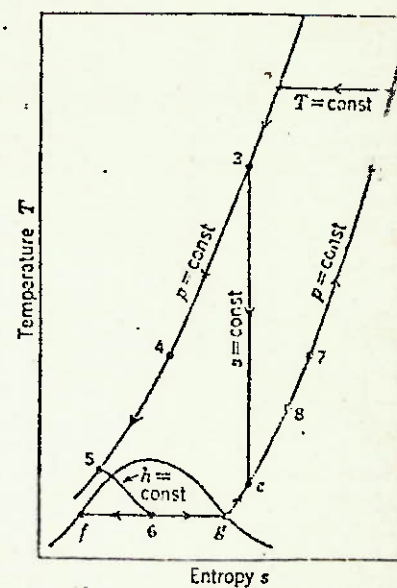
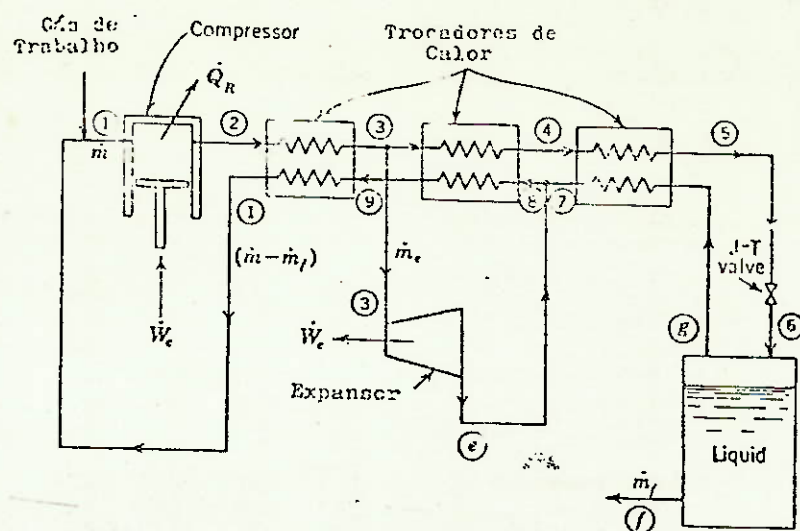
Neste tipo de ciclos há uma combinação entre os efeitos de expansão isoentálpica e expansão isoentrópica para uma maior simplicidade, aliada a um melhor desempenho. O gás que atravessa o expensor é o mesmo gás que será liquefeito.

Como representante desse grupo, vamos tomar o ciclo de Claude. Nesse sistema, o gás é inicialmente comprimido a pressões da ordem de 40 atm, quando então atravessa o primeiro trocador de calor. Aproximadamente 80% do gás é desviado do fluxo expandido no expensor e retorna no fluxo através do 2º trocador. Os 20% restantes a serem liquefeitos continuam através do 2º e do 3º trocador. É então finalmente expandido na válvula de expansão terminando no recipiente líquido. O vapor congelado do líquido retorna para os trocadores para resfriar o gás a ser liquefeito.

SISTEMA CLAUDE:

A expansão numa válvula Joule-Thomson é um processo termodinamicamente irreversível. Assim se nós quisermos nos aproximar de um sistema de performance ideal deveremos procurar um processo alternativo de produção de baixas temperaturas que não introduza irreversibilidades no ciclo.

No Sistema Claude, mostrado a seguir, energia é removida do gás permitindo-se que seja extraído trabalho através de um expensor. O ciclo de Claude é mostrado na figura da direita:



Se o expensor for reversível e adiabático, a expansão será isentrópica. Como se viu uma expansão isentrópica provoca uma queda de temperatura muito mais acentuada que uma expansão isocnáltica.

Neste sistema o gás é inicialmente comprimido a pressões da ordem de 40 atm quando então atravessa o primeiro trocador de calor. Aproximadamente 80% do gás é desviado do fluxo, expandido no expensor e retorna no fluxo através do 2º trocador. Os 20% restantes a serem liquefeitos continuam através do 2º e do 3º trocador. É então finalmente expandido na válvula de expansão permitindo no recipiente de líquido. O vapor condensado do líquido torna para os trocadores para resfriar o gás a ser liquefeito.

A válvula de expansão é ainda necessária no último estágio devido ao fato de que os expansores atuais não toleram grande

2ª FASE - O PROJETO BÁSICO

Vamos analisar, nesta segunda fase, a vantagens e desvantagens de cada uma das soluções apresentadas em relação as especificações estabelecidas na 1ª fase.

A melhor das soluções será aceita e submetida a um exame mais profundo de forma a estabelecer os parâmetros mais importantes.

2.1 - Escolha da Melhor Solução

Tendo em vista que esse projeto será construído não numa indústria especializada, mas nos laboratórios da Escola Politécnica, não poderemos contar com uma tecnologia sofisticada para sua construção.

Apesar de que muitos dos liquefatores fabricados no exterior para uso em laboratório usarem ciclo de expansão por - que requer menor trabalho de compressão e utiliza pressões menores, além de possuir um rendimento maior, eles tem o inconveniente de que a construção do expensor requer uma tecnologia que escapa as nossas possibilidades.

Por isso, apesar de todas as vantagens que possa apresentar o ciclo de Claude, ou mesmo o ciclo de Stirling, para o nosso projeto devemos nos orientar principalmente pelo critério de simplicidade construtiva. Poder-se-ia pensar em desenvolver uma tecnologia de expansores, o que seria de muito proveito. Isso, no entanto, dilataria bastante o tempo de ensaios do nosso projeto e exigiria investimentos volumosos.

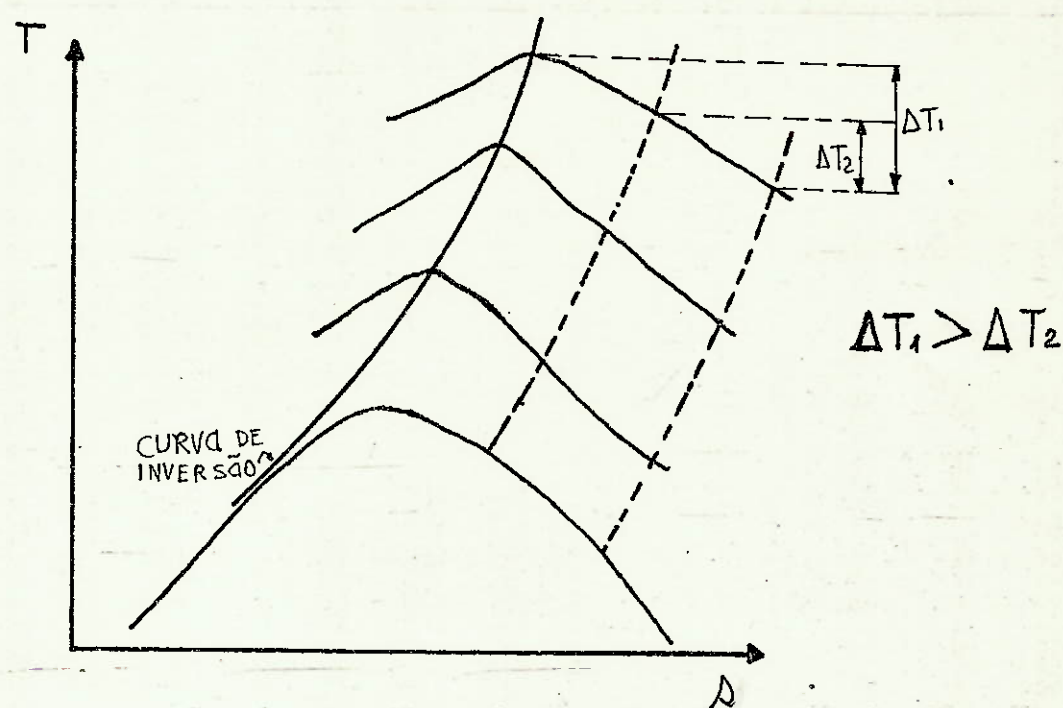
A nossa opção será, portanto, pelos sistemas do grupo I onde não há emprego de expansores, mas somente de válvulas de expansão do tipo Joule-Thompson.

Conclusão: O nosso projeto consistirá na construção de um sistema de Linde-Hampson.

2.2 - Modelos Matemáticos e Análise de Sensibilidade

Vamos procurar analisar cuidadosamente o projeto, prevendo-se quantitativamente o seu comportamento. Para isso necessitamos determinar um ciclo para o funcionamento do nosso liquefator.

Nos ciclos de L.H. (Linde-Hampson) as pressões do fluido comprimido é da ordem de 200 atm. A razão disso é porque essa pressão se encontra muito próxima da curva de inversão do coeficiente de J.T. (ver figura 1 anexo).



A vantagem de trabalharmos próximos a curva de inversão é que a queda de temperatura é mais acentuada pois esse é um ponto de máximo para aquela determinada entalpia.

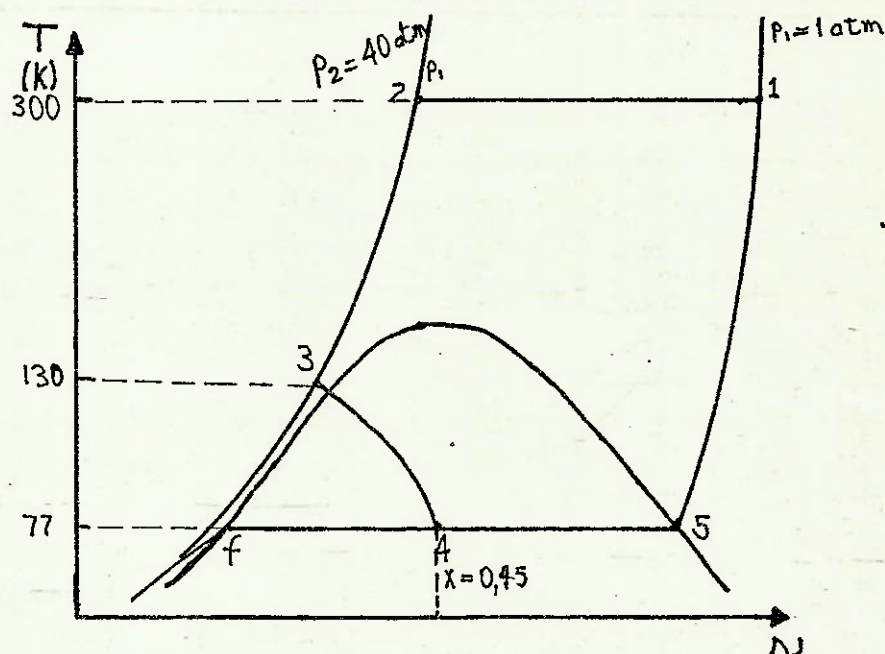
Infelizmente temos uma limitação na linha de alta pressão que se deve aos compressores, a nossa disposição no mer-

cado. Os compressores existentes não atingem 20 atm. Seria necessário importar um tipo de compressor (da Holanda ou EUA), o que encareceria o projeto e fugiria dos objetivos apresentados no início.

Uma pesquisa entre os fornecedores revela que podemos contar com um compressor trabalhando na faixa de 30 a 40 atm.

Todo o ciclo que vamos construir vai estar em função do compressor escolhido, sendo este portanto a peça fundamental. Todo o resto do circuito será projetado de forma a tornar possível o uso desse compressor.

Da análise do diagrama temperatura-entropia do N_2 podemos escolher como primeira aproximação o seguinte ciclo.

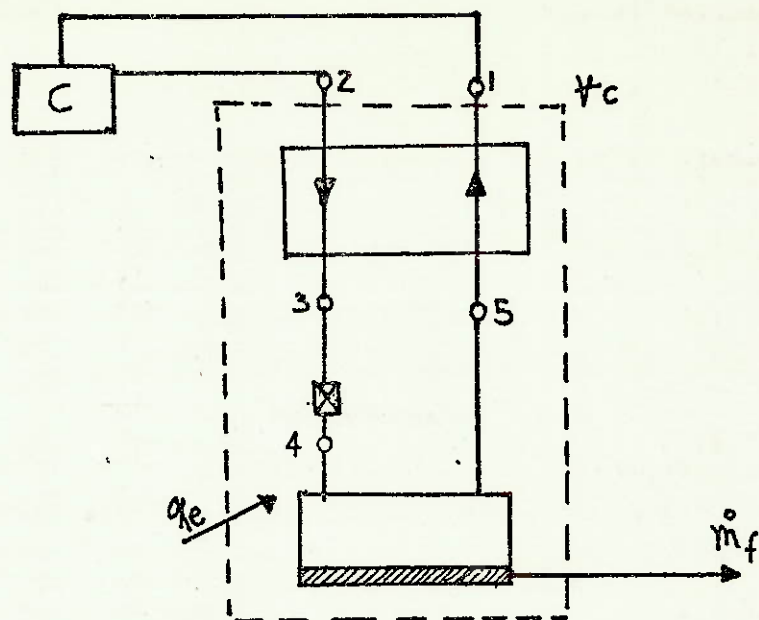


Da observação do diagrama $T \times S$, esses dados nos levariam a um título de aproximadamente $x=0,45$ o que parece excelente.

Obs: a temperatura de 130 K é correspondente a um valor mínimo, pois abaixo dela entramos na zona de saturação à pressão de 40 atm.

A) Determinação do Título

No ciclo real o título deverá ser menor porque ocorre transferência de calor do meio para o sistema. Assim, fazendo uma análise da situação real teremos:



Aplicando a 1ª lei da Termodinâmica para regime permanente teremos:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + Z_e \frac{g}{g_c} \right) = \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2g_c} + Z_s \frac{g}{g_c} \right) + \dot{W}_{vc}$$

$$\Delta Z \approx 0 ; \Delta V \approx 0$$

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s$$

$$\dot{Q}_{vc} + \dot{m} h_2 = \dot{m} x h_1 + \dot{m} (1-x) h_f$$

Dividindo tudo por $\dot{m}$:

$$\dot{q}_e + h_2 = h_f + x(h_1 - h_f)$$

$$x = \frac{h_2 - h_f + \dot{q}_e}{(h_1 - h_f)}$$

A. Arkharov dá uma estimativa de $\dot{q}_e$ como sendo de ordem de 1,5 kcal/ kg. Assim teremos:

$$p = 40 \text{ atm}$$

$$p = 1 \text{ atm}$$

$$h_2 = 108,52 \text{ kcal/ kg}$$

$$h_1 = 110,37 \text{ kcal/ kg}$$

$$h_f = 8,31 \text{ kcal/ kg}$$

Portanto:

$$x = \frac{108,52 - 8,31 + 1,5}{110,37 - 8,31} = 0,996$$

trada do fluido quente num trocador de calor de correntes opostas.

Outra maneira de diminuir o título é mudar h_3 fixando título $x = 0,9$ teremos:

$$p = 40 \text{ atm}$$

$$h_2 = 108,52$$

$$p = 1 \text{ atm}$$

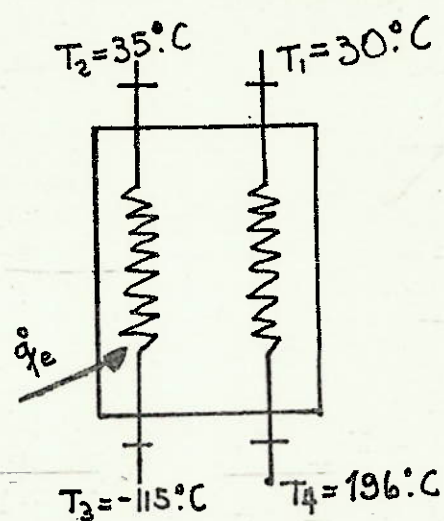
$$h_1 = 110,37$$

$$h_4 = 55,29$$

$$x = \frac{h_2 - h_3 + \dot{q}_e}{h_1 - h_4} \Rightarrow \begin{cases} h_3 = 108,52 - (110,37 - 55,29)0,9 + 1,5 \\ h_3 = 60,45 \text{ kcal/kg} \\ T_3 \approx 145 \text{ K} \end{cases}$$

Podemos elevar mais a temperatura do ponto 3 para fazer com que o título seja ainda menor. Observando-seo diagrama vemos que um valor razoável para a temperatura é $T_3 = 160 \text{ K}$.

Vamos procurar que no nosso trocador a temperatura de saída do fluido frio seja ligeiramente inferior à de entrada do fluido quente. Assim teremos:



$$\dot{q}_e + h_2 - h_3 = x(h_1 - h_4)$$

Adotando-se um valor mais alto de $\dot{q}_e$, devido a precariedade do sistema: $\dot{q}_e = 2,5 \text{ kcal/kg}$.

$$\text{Portanto } 2,5 + 110,8 - 67,52 = x(108,7 - 55,08)$$

$$x = 0,86.$$

B. Detalhamento do Trocador de Calor

Os estudos feitos a esse respeito mostram que devido a enorme diferença de temperaturas ($T = 35 + 115 = 150^{\circ}\text{C}$), o trocador irá sofrer efeito de contração do material. Isso pode acarretar, e de fato acarreta, destruição do trocador devido as altas tensões que aparecem devidas à contração desse material.

A norma estabelece que a diferença máxima de temperatura seja 45°C . Como no nosso trocador a diferença mínima está em torno de 150°C , é necessário subdividir esse trocador em vários outros de forma a evitar esse fenômeno. Se usarmos 5 trocadores teremos em cada desses trocadores:

$$T = \frac{T_t}{n} = \frac{150}{5} = 30^{\circ}\text{C}$$

C. Esquema Básico do sistema

Vamos agora montar um circuito básico para uma análise mais profunda do sistema. Para isso precisamos subir a massa que o compressor bombeia no sistema e o modo como é introduzido o nitrogênio no sistema de forma a compensar a parcela que é retirada do mesmo.

1. Vazão do Compressor

$$V = 15 \text{ pés}^3/\text{min} = 25500 \text{ l/h} = 425 \text{ l/min} = 7,08 \text{ l/s.}$$

Na entrada do compressor teremos:

$$p = 1 \text{ atm}$$

$$T = 300 \text{ K}$$

$$d = 1,10 \cdot 10^{-3} \text{ kg/l}$$

$$m = d \cdot V$$

$$m = 1,1 \cdot 10^{-3} \times 25500 = 28 \text{ kg/h}$$

2. Volume de líquido extraído do liquefator

$$m_f = (1-x)m = (1-0,86)28 = 3,92 \text{ kg/h}$$

nas condições de líquido saturado

$$p = 1 \text{ atm}$$

$$T = 80 \text{ K}$$

$$d = 0,7949 \text{ kg/l}$$

$$V = \frac{m}{d} = \frac{3,92}{0,7949} = 4,93 \text{ l/h}$$

$$\dot{V} \approx 5 \text{ l/s}$$

Essa vazão, que será retirada do sistema, vai ser repostada através do fornecimento contínuo por parte de uma garrafa de N_2 ligada ao circuito. esse circuito básico é mostrado no modelo I.

3. Temperaturas e demais propriedades dos diversos pontos do circuito.

A) as temperaturas dos pontos 3, 8, 10, 15 já foram determinados anteriormente.

B) as temperaturas intermediárias nos trocadores entre os pontos 3 e 8 da linha de alta pressão são achados facilmente uma vez que o valor da diferença de temperatura em cada trocador já foi estabelecida e vale 30°C .

C) para determinarmos o valor das temperaturas intermediárias entre os pontos 10 e 15, devemos fazer um balanço térmico em cada trocador de calor.

TC5

$$h_7 - h_8 + x h_{10} - x h_{11} + \dot{q}_{tc} = 0$$

$$\dot{q}_{tc} + h_7 - h_8 = x(h_{11} - h_{10})$$

$$\dot{q}_{tc} = \dot{q}_e / 5 = 0,3 \text{ kcal/kg} \quad (\dot{q}_{tc} = \text{calor em cada trocador})$$

$$h_{11} = \frac{h_7 - h_8 + \dot{q}_{tc}}{x} + h_{10}$$

$$h_{11} = 67,35$$

Analogamente são calculadas as outras entalpias e com a ajuda da tabela de nitrogênio superaquecido se calculam as temperaturas e demais propriedades desses pontos uma vez que conhecemos suas pressões.

Todos esses valores foram calculados e estão mostrados na tab I.

OBS.: a temperatura do ponto 1 é estimada em 30°C pois a tubulação que antecede esse ponto é bastante extensa o que propicia uma grande troca de calor.

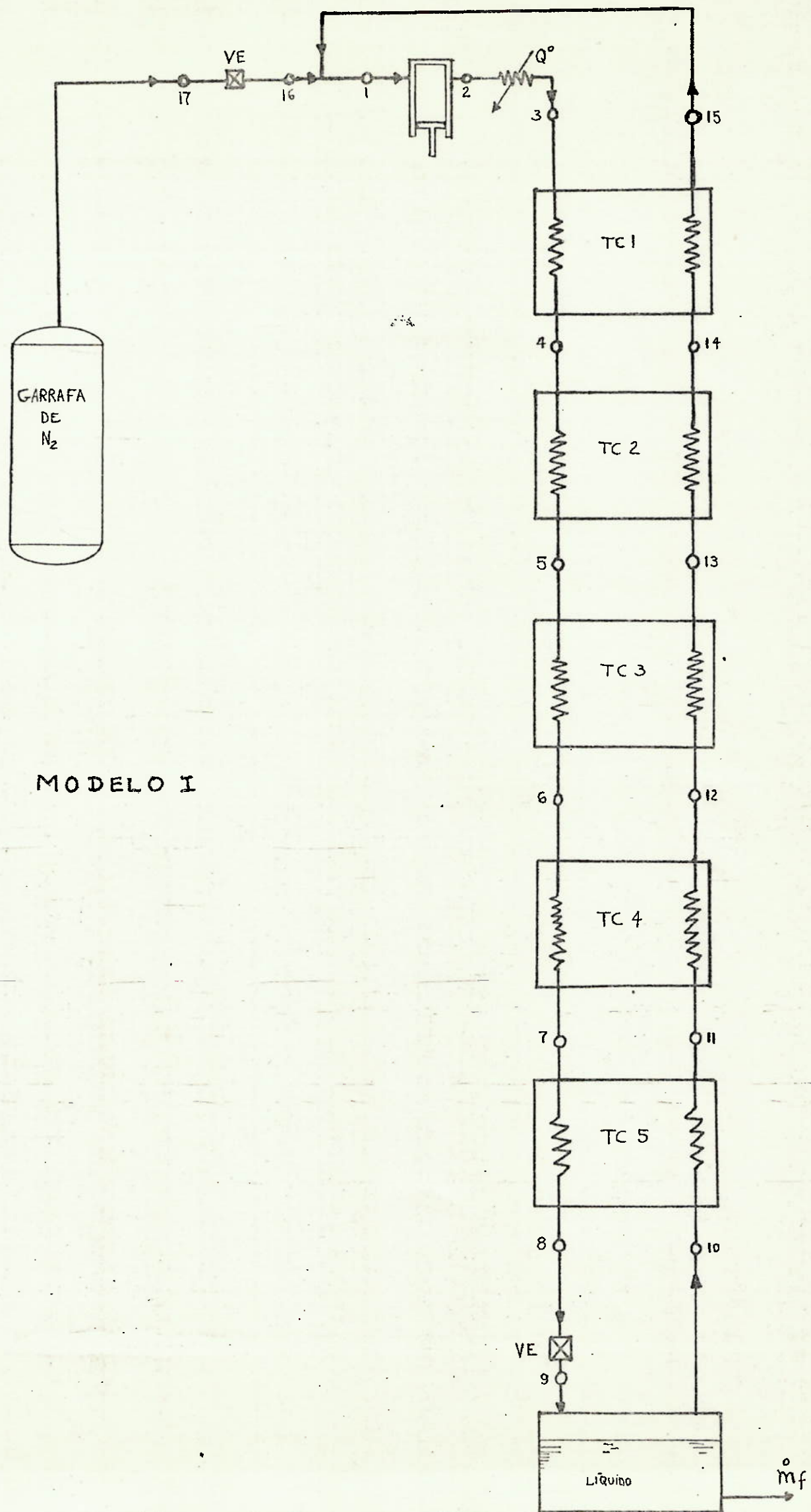


TABELA I

	T (K)	T (°C)	h (Kcal/Kg)	P (Kg f)	$\dot{m}$ (Kg/h)	ρ (Kg/m ³)	$\dot{m}$ (kg/10s)	
01	303	30	110,37	1,0	28		7,78	
02	553	260		40	28		7,78	
03	308	35	110,80	40	28	45,72	7,78	
04	278	5	103,21	40	28		7,78	
05	248	-25	95,08	40	28		7,78	
06	218	-55	86,68	40	28		7,78	
07	188	-85	77,75	40	28		7,78	
08	158	-115	67,50	40	28		7,78	
09	77	-196	67,50	1	28	794,9	7,78	
10	77	-196	55,08	1	24	794,9	6,67	
11	127	-146	67,03	1	24		6,67	
12	167	-106	78,08	1	24		6,67	
13	207	-66	88,20	1	24		6,67	
14	247	-26	98,00	1	24	1,36	6,67	
15	287	14	107,17	1	24	1,22	6,67	
16	280	7	105,40	1	4		1,11	
17	300	30	105,40	150	4		1,11	
18								
19								

título: $x = 0,86$

3ª FASE - PROJETO EXECUTIVO

Nesta fase realizaremos o projeto dos conjuntos. Podemos dividir o projeto nos seguintes conjuntos:

- sistema de realimentação; garrafa de N_2 e válvula de admissão;
- compressor e condensador;
- trocadores de calor;
- recipiente do fluido condensado.

Desses conjuntos só nos cagerá detalhar o projeto dos trocadores de calor e do recipiente do fluido, pois os demais são fornecidos pelos comerciantes.

3.1) Sistema de Realimentação

Esse sistema é basicamente constituído da garrafa de nitrogênio e da válvula de expansão.

a) Garrafa de nitrogênio

É fornecida pela S/A White Martins em cilindros de aço com volume aproximado de 45 litros. A pressão do gás no interior do cilindro é da ordem de 150 atm. Isso nos indica uma massa de 240 Kg à temperatura ambiente, significando que, com o aparelho funcionando continuamente, o tempo estimado de duração de uma garrafa é de:

$$mf = 3,92 \text{ Kg/h}$$

$$m_{\text{garrafa}} = 240 \text{ Kg}$$

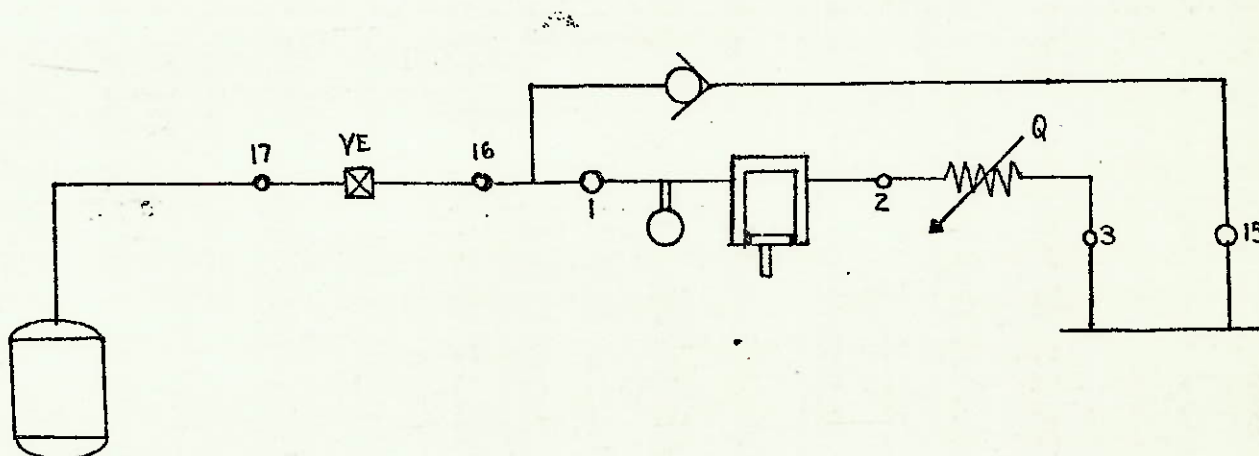
$$t = \frac{240}{3,92} = 61,2 \text{ horas}$$

Portanto, aproximadamente, a cada 3 dias teríamos que substituir a garrafa. De acordo com o consumo estimado deve-se fazer o estoque de garrafas e o intervalo de tempo entre cada fornecimento para se encontrar a solução mais econômica.

A garrafa deve se conectar com o circuito antes do compressor, ou seja, na linha de baixa pressão. O contrário, ligar a garrafa na linha de alta pressão tornaria impossível o esvaziamento total da garrafa, fazendo com que restasse em seu interior aproximadamente um quarto da massa do gás.

b) Para conectar a garrafa com a linha de baixa pressão é preciso abaixar sua pressão através de uma válvula de expansão. Para segurança do circuito deve ser introduzida uma válvula

de retenção entre o ponto 15 e a conexão da garrafa com a linha de baixa pressão para impedir o retorno do gás devido à elevação da pressão nesse ponto. É recomendável também a instalação de um manômetro diferencial entre o ponto 1 e a entrada do compressor para nos certificarmos de que a pressão não é maior do que a prevista (1 atm).



Entre os pontos 16 e 17 há uma válvula de expansão automática. A medida que diminui a pressão em 1, ela se abre permitindo a passagem do fluido.

3.2) Compressor e Refrigerador

O compressor constitui um fator limitante no nosso projeto. Tivemos que orientar o cálculo de todos os outros conjuntos em função do compressor encontrado.

É muito difícil encontrar compressores com alta relação de compressão. A maior relação de compressão encontrada no mercado é 1:17,5. Valores acima deste só são encontrados em compressores especiais que são fabricados por encomenda.

A Barionkar S.A. Industrial de Máquinas possui um modelo interessante para o nosso caso cujas especificações são as seguintes:

Compressor BSBA-36

Relação de compressão: 1:30 ou 1:40 (dependendo da regulagem)

Potência: 7,5 CV

Vazão: 425 l/min = 25.500 l/h

Rendimento volumétrico: 77 %

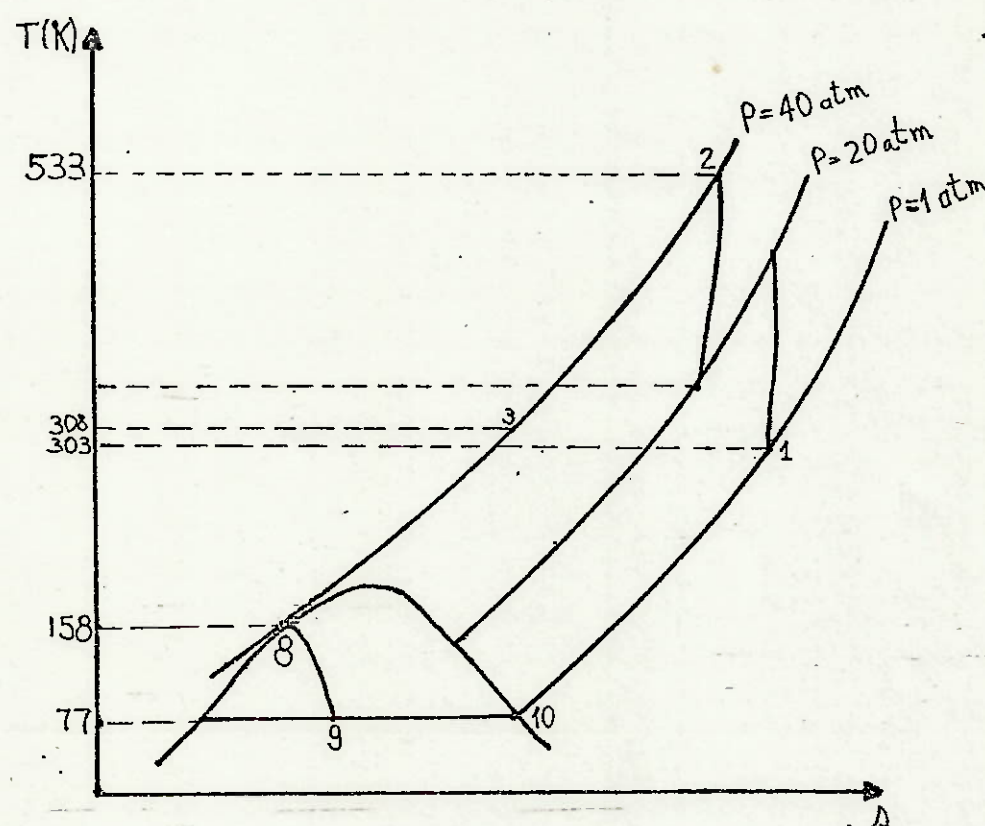
Preço: R\$ 650.000,00

Dois estágios de compressão com resfriamento intermediário.

Informações adicionais:

Se o gás entrar com temperatura de 30°C a temperatura de saída será 260°C.

Este modelo pode vir acompanhado de um resfriador refrigerado a ar ou a água que faz a temperatura do gás diminuir até 35°C. Indicando num diagrama Txs:



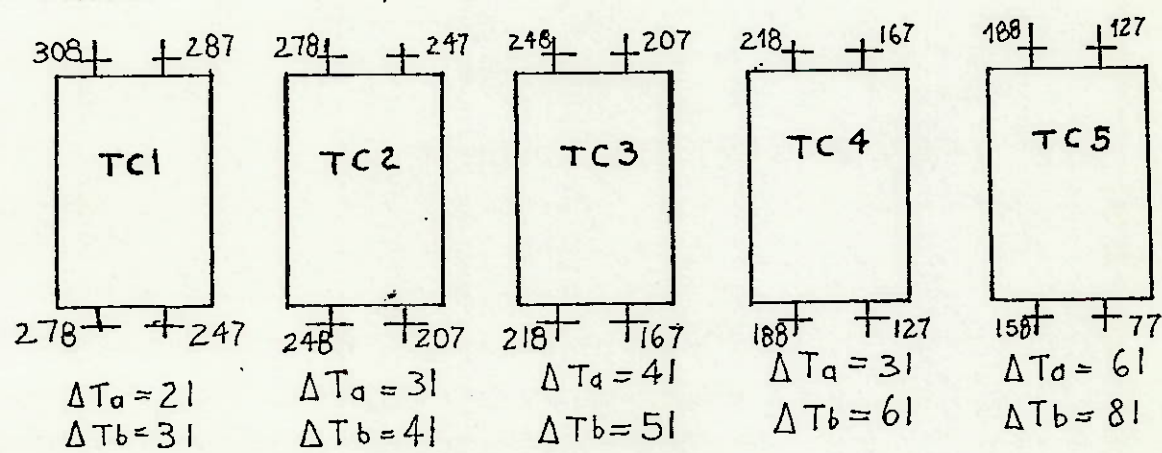
3.3) Trocadores de Calor

Este conjunto constitui a "alma" do aparelho. É, sem dúvida alguma, a parte mais trabalhosa, mais delicada e a que envolve cálculos mais sofisticados.

Como já ficou claro no projeto básico, os trocadores de calor são do tipo correntes opostas.

Cálculo da Área de Troca de Calor

Examinando as temperaturas de entrada e de saída do fluido quente e do frio em todas os trocadores de calor(TC):



Vamos agora calcular DTML para cada TC:

$$TC-1 : \quad DTML = \frac{21 - 31}{\ln(21/31)} = 25,67 \text{ K}$$

$$TC-2 : \quad DTML = \frac{31 - 41}{\ln(31/41)} = 35,76 \text{ K}$$

$$TC-3 : \quad DTML = \frac{41 - 51}{\ln(41/51)} = 45,8 \text{ K}$$

$$TC-4 : \quad DTML = \frac{31 - 61}{\ln(31/61)} = 44,32 \text{ K}$$

$$TC-5 : \quad DTML = \frac{61 - 81}{\ln(61/81)} = 70,52 \text{ K}$$

Vamos projetar o trocador de calor para a situação mais desfavorável, que é a do TCl, pois tem a menor DTML e por isso vai requerer uma maior área de troca de calor segundo podemos observar da fórmula:

$$A \text{ de troca de calor} = \frac{q}{U \cdot DTML}$$

A) Cálculo da massa que passa na linha de alta pressão do TCl

$$d = 45,72 \text{ kg/m}^3$$

$$V = 25500 \text{ l/h} = 7,08 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m = dV = 45,72 \times 7,08 \times 10^{-3} = 3,24 \times 10^{-1} \text{ kg/s}$$

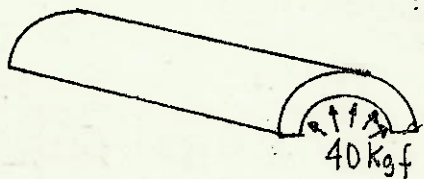
$$q_{tcl} = m(h_3 - h_4) = 3,24 \times 10^{-1} (110,8 - 103,2) = 2,462 \text{ kcal/s}$$

B) Área de troca de calor

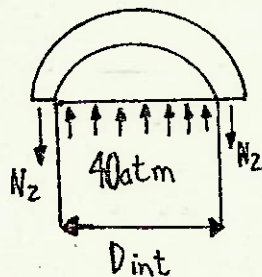
A literatura especializada sobre o assunto indica que o valor do coeficiente global de troca de calor vale $2520 \text{ kcal/h} = 7,0 \times 10^{-1} \text{ kcal/s}$

$$A \text{ de troca de calor} = \frac{q}{U \cdot DTML} = 1,35 \times 10^{-1} \text{ m}^2$$

C) Cálculo da espessura do tubo na linha de alta pressão



O tubo usado no trocador de calor é de cobre para assegurar uma boa transmissão de calor.



$$l = 1 \text{ cm}$$

$$D_{int} = 0,02 \text{ m}$$

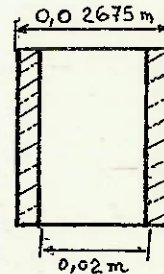
$$\frac{p \cdot D}{2}$$

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{N}{e \cdot l}$$

$$\frac{p \cdot D}{2} = \sigma \cdot e \cdot l$$

$$e = \frac{p \cdot D}{2 \sigma l} = 0,02 \text{ cm} = 0,2 \text{ mm}$$

$$\sigma_{rup} = 2000 \text{ kgf/cm}^2$$



D) Cálculo da velocidade dentro dos tubos

$$d = 45,72 \text{ kg/m}^3$$

$$D_1 = 0,02 \text{ m}$$

$$\text{área transversal do tubo : } A_t = \frac{\pi D_1^2}{4} = 3,14 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\dot{m} = d \cdot V \cdot A$$

$$V = \frac{\dot{m}}{d \cdot A} = 22,56 \text{ m/s}$$

Como podemos observar a velocidade é muito alta. Isso poderia provocar uma acentuada perda de carga.

A solução para este problema é ou elevar o diâmetro dos tubos ou elevar o número deles. Vamos optar por manter o diâmetro e elevar o número de tubos pois dessa maneira a eficiência do trocador será maior.

Adotando 9 tubos teremos

$$\text{massa que escoa em cada tubo} = \frac{\dot{m}}{9} = 3,6 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m} = \rho V A_t = \quad V = 2,5 \text{ m/s}$$

Essa velocidade está dentro da faixa aceitável.

E) Cálculo dos comprimentos dos tubos

$$D_{\text{int}} = 0,02 \text{ m}$$

$$D_{\text{ext}} = 0,02675 \text{ m}$$

$$\text{Área externa do tubo} = \pi D_{\text{ext}}^2 L = 0,084 \text{ l}$$

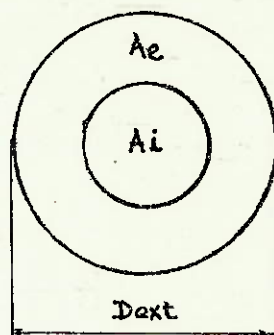
$$\text{Área de troca de calor nos tubos} = 9 \times A_{\text{et}} = 0,756 \text{ l}$$

$$L = \frac{1,35 \times 10^{-1}}{0,756} = 0,18 \text{ m}$$

Levando em conta que o trocador de calor não tem uma eficiência de 100% vamos adotar:

$$L_{\text{tubo}} = 2,25 \times 10^{-1} \text{ m}$$

F) Cálculo do Diâmetro do Trocador de Calor



Área de escoamento do gás a baixa pressão:

$$A_e = A_{\text{ext}} - A_i \quad A_{\text{ext}} = \frac{\pi D_{\text{ext}}^2}{4}$$

$$A_i = \sum A_t = 9 \times A$$

Densidade média do gás no TC:

$$\rho = \frac{\rho_{14} + \rho_{15}}{2} = 1,29 \text{ kg/m}^3$$

Massa de retorno:

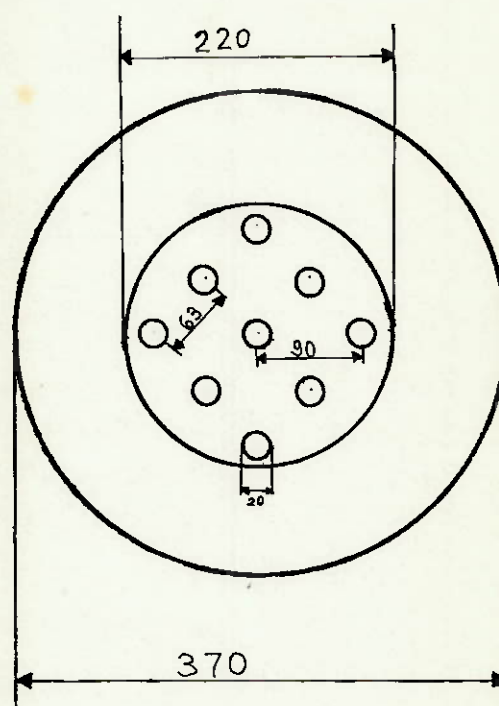
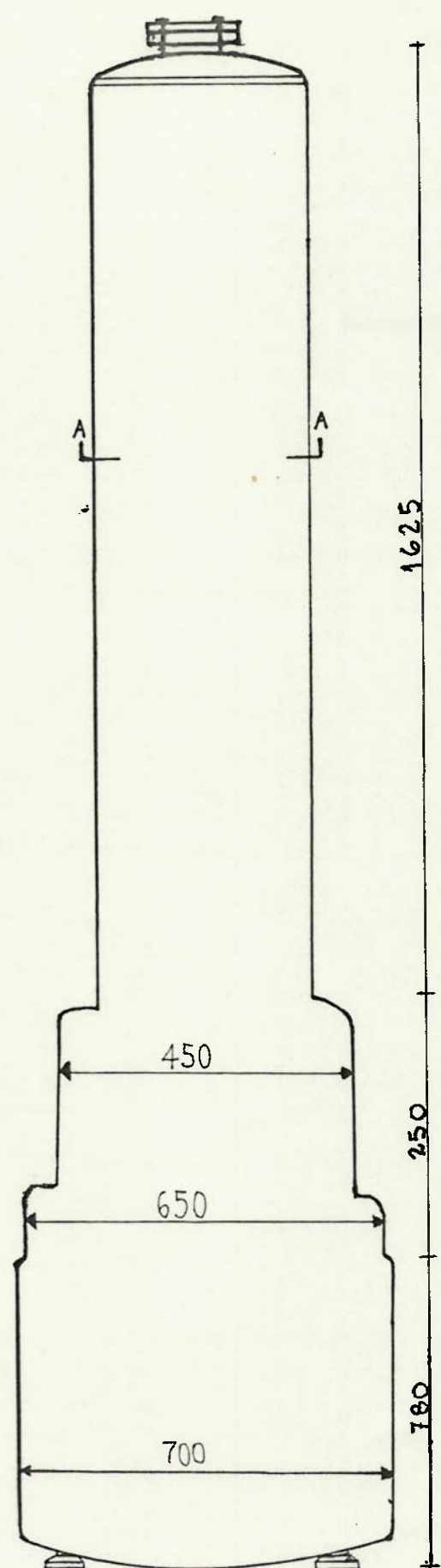
$$\dot{m}_r = x \cdot \dot{m} = 0,86 \times 28 = 24 \text{ kg/h} = 6,68 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$$

Adotando-se uma velocidade de 0,05 m/s, temos:

$$\dot{m}_r = \rho \cdot v \cdot A_e \quad A_e = \frac{6,68 \times 10^{-2}}{1,29 \times 0,05} = 0,103 \text{ m}^2$$

$$A_e = A_{\text{ext}} - A_i \quad A_{\text{ext}} = 0,106 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{ext}} = \frac{\pi D_{\text{ext}}^2}{4} \quad D_{\text{ext}} = 0,37 \text{ m}$$



TROCADOR DE
CALOR

medidas em mm.

3.4) Recipiente de Fluido Condensado

Este vaso servirá como base do trocador de calor e como reserva de fluido condensado.

O material empregado na sua construção é aço e a espessura da parede é de 1 cm. A superfície externa deve estar revestida por um material isolante para diminuir a troca de calor com o meio.

A) Calor trocado através do recipiente

fluxo através da parede lateral:

$$q_{lat} = \frac{(T_{\infty} - T_i) 2\pi k l}{\ln(r_e/r_i)} = \frac{(300 - 77) 2\pi \cdot 8,3 \cdot 10^{-4} \cdot 0,73}{\ln(700/620)}$$

$$q = 31,29 \text{ kcal/h} = 8,69 \text{ cal/seg}$$

fluxo de calor através do fundo:

$$q_f = \frac{k A \Delta T}{l} = \frac{k \pi D^2 \Delta T}{4 l} = \frac{\pi (0,7)^2 \cdot 8,3 \cdot 10^{-4} \cdot (300 - 77)}{4 \cdot 0,07}$$

$$q = 1,01 \text{ kcal/h} = 0,28 \text{ cal/s}$$

Fluxo total de calor no recipiente:

$$Q_r = q_{lat} + q_f = 9 \text{ kcal/s}$$

B) Massa de nitrogênio que se volatiliza:

$$M_v = \frac{Q_r}{h_{lv}}$$

para o nitrogênio saturado a 1 atm, $h_{lv} = 48 \text{ cal/seg}$.

$$M_v = \frac{9}{48} = 0,18 \text{ g/seg} = 1,8 \cdot 10^{-4} \text{ kg/seg} = 0,67 \text{ kg/h}$$

Deste modo, o fluxo real que eu terei será:

$$M_n = 4 - 0,67 = 3,33 \text{ kg/h} = 4 \text{ l/h}$$

Este resultado está de acordo com as especificações do projeto.

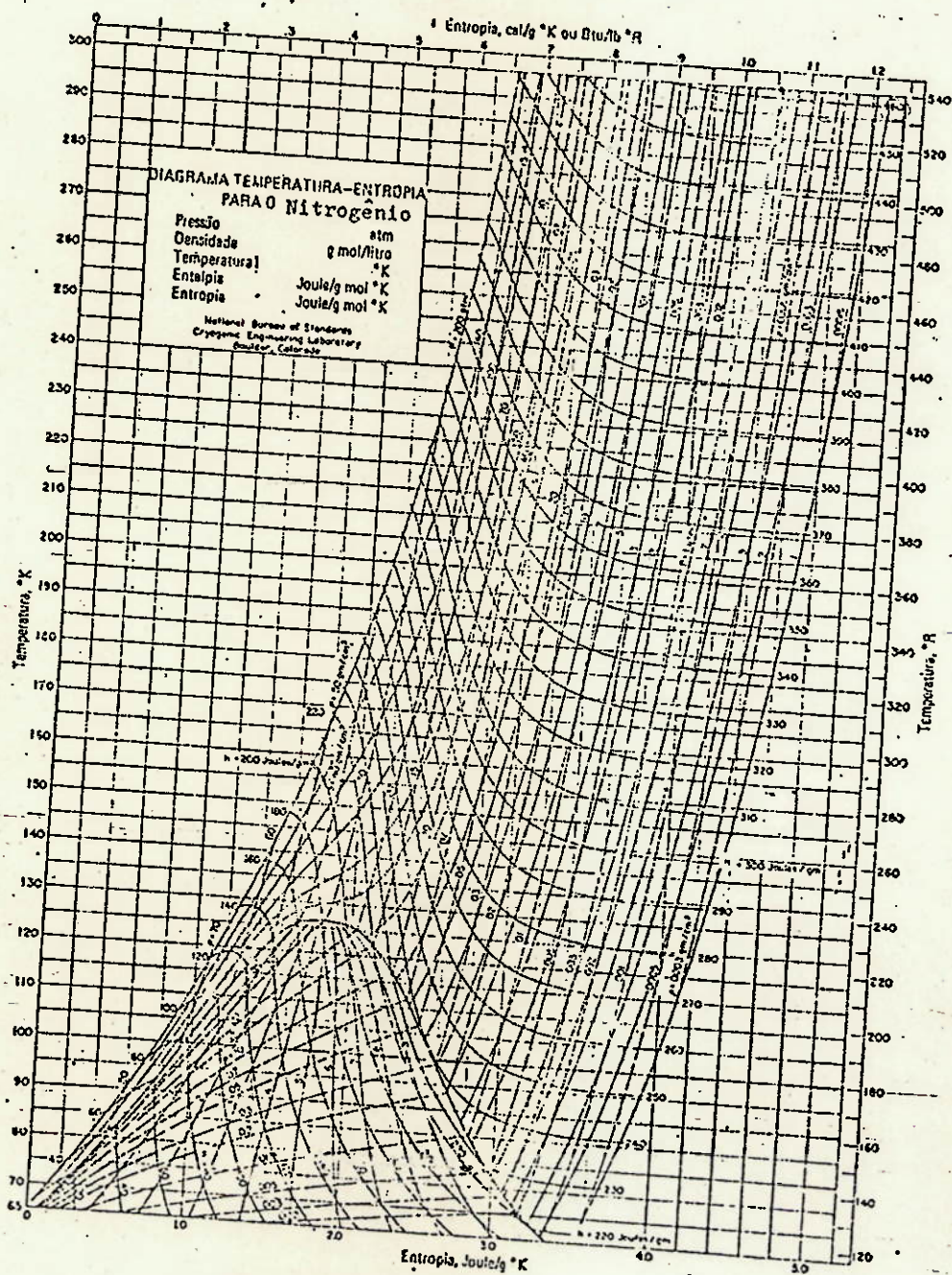


Diagrama temperatura-entropia para o nitrogênio (ASHRAE
Handbook of Fundamentals, 1967)

Propriedades termodinâmicas do nitrogênio

Nitrogênio saturado

Temperatura (° K)	Pressão (atm)	Volume específico		Entalpia		Entropia	
		v_l (m ³ /kg x 10 ³)	v_v (m ³ /kg x 10 ³)	h_l (kcal/kg)	h_v (kcal/kg)	s_l (kcal/kg°K)	s_v (kcal/kg°K)
63,15*	0,123	1,152	1427	0	51,62	0,000	0,817
65	0,172	1,162	1097	0,91	52,02	0,014	0,801
70	0,380	1,190	528,4	3,37	53,14	0,051	0,752
75	0,750	1,222	283,1	5,85	54,17	0,085	0,729
80	1,349	1,258	184,7	8,31	55,08	0,116	0,701
85	2,254	1,297	102,2	10,78	55,87	0,145	0,676
90	3,551	1,341	66,55	13,30	56,51	0,174	0,654
95	5,327	1,392	45,03	15,86	56,94	0,201	0,634
100	7,678	1,450	31,34	18,56	57,16	0,228	0,614
105	10,69	1,520	22,26	21,42	57,11	0,255	0,595
110	14,43	1,608	15,98	24,48	56,68	0,282	0,575
115	19,14	1,726	11,47	27,75	55,77	0,309	0,553
120	24,80	1,905	8,036	31,48	54,00	0,339	0,527
125	31,63	2,289	5,074	36,93	50,04	0,331	0,488
126,2**	33,5	3,215	3,215	-	-	-	-

(a) Tabela extraída da publicação: Technical Note 129 (Jan. 1932) do National Bureau of Standards (USA).

* Ponto triplo
** Ponto crítico

Nitrogênio superaquecido

Temperatura ° K	p = 0,1 atm			p = 1 atm		
	v (m ³ /kg x 10 ³)	h (kcal/kg)	s (kcal/kg°K)	v (m ³ /kg x 10 ³)	h (kcal/kg)	s (kcal/kg°K)
80	2335	55,82	0,891	225,5	55,29	0,724
90	2629	58,30	0,920	256,5	57,67	0,754
100	2923	60,79	0,946	287,0	60,43	0,781
110	3217	63,27	0,970	317,3	62,96	0,805
120	3511	65,75	0,992	347,4	65,49	0,827
130	3904	68,24	1,012	377,3	68,02	0,847
140	4093	70,72	1,030	407,1	70,53	0,866
150	4391	73,21	1,047	436,8	73,04	0,883
160	4684	75,69	1,063	466,4	75,52	0,899
170	4977	78,17	1,078	496,0	78,03	0,914
180	5271	80,66	1,092	525,6	80,52	0,923
190	5564	83,14	1,106	555,1	83,02	0,942
200	5857	85,63	1,119	584,6	85,51	0,955
220	6443	90,57	1,142	643,5	90,50	0,979
240	7029	95,54	1,164	702,3	95,47	1,000
260	7615	100,51	1,184	761,1	100,44	1,020
280	8201	105,48	1,202	819,8	105,40	1,039
300	8787	110,42	1,219	878,5	110,37	1,056

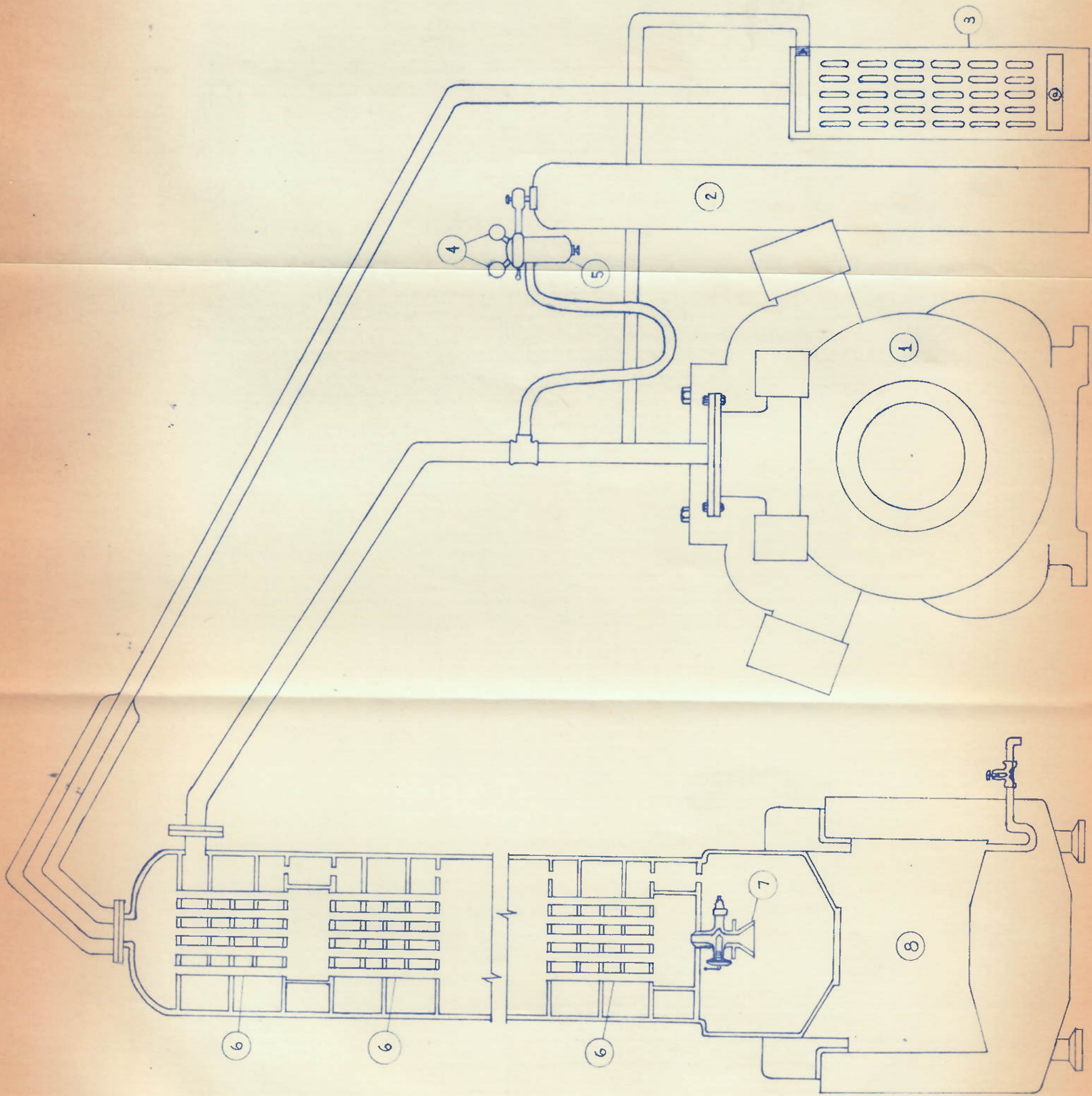
Temperatura ° K	p = 4 atm			p = 7 atm		
	v (m ³ /kg x 10 ³)	h (kcal/kg)	s (kcal/kg°K)	v (m ³ /kg x 10 ³)	h (kcal/kg)	s (kcal/kg°K)
100	87,02	59,12	0,674	35,16	57,56	0,623
110	75,48	61,46	0,700	40,72	60,67	0,653
120	63,66	64,53	0,724	45,87	63,58	0,678
130	51,85	67,21	0,745	50,77	66,38	0,701
140	49,50	69,84	0,764	55,52	69,12	0,721
150	107,3	72,42	0,782	60,16	71,80	0,740
160	114,9	75,00	0,799	64,72	74,45	0,757
170	122,6	77,55	0,814	69,21	77,05	0,773
180	130,2	80,09	0,829	73,66	79,66	0,787
190	137,7	82,64	0,843	78,07	82,24	0,801
200	145,2	85,15	0,855	82,45	84,82	0,814
220	160,2	90,21	0,880	91,14	89,90	0,839
240	175,1	95,23	0,901	99,76	94,99	0,861
260	189,9	100,24	0,921	108,3	100,03	0,881
280	204,7	105,24	0,940	116,9	105,07	0,900
300	219,5	110,23	0,957	125,4	110,09	0,917

Temperatura ° K	p = 10 atm			p = 40 atm		
	v (m ³ /kg x 10 ³)	h (kcal/kg)	s (kcal/kg°K)	v (m ³ /kg x 10 ³)	h (kcal/kg)	s (kcal/kg°K)
110	26,21	59,28	0,858	-	-	-
120	30,68	62,51	0,847	-	-	-
130	34,37	65,49	0,671	3,102	44,33	0,435
140	37,90	68,36	0,692	6,472	58,11	0,533
150	41,30	71,15	0,711	8,071	63,37	0,575
160	44,62	73,83	0,729	9,355	67,52	0,601
170	47,87	76,57	0,745	10,49	71,18	0,624
180	51,06	79,23	0,760	11,54	74,54	0,643
190	54,22	81,85	0,774	12,53	77,75	0,660
200	57,35	84,46	0,788	13,47	80,80	0,676
220	63,53	89,62	0,812	15,27	86,68	0,704
240	69,64	94,73	0,835	16,99	92,34	0,728
260	75,70	99,82	0,855	18,65	97,81	0,750
280	81,72	104,88	0,874	20,28	103,21	0,770
300	87,72	109,94	0,891	21,87	108,51	0,789

Tabela extraída da publicação: Technical Note 129 (jan. 1962) do National Bureau of Standards (USA).

BIBLIOGRAFIA

- Barron, Randall. Cryogenic Systems
- Arkharov, A. Theory and Design of Cryogenic Systems
- Selasco, Diogenes. Projeto de Uma Instalação de Gás Inerte
- Scott, Russel. Cryogenic Engineering
- Silva, Remi . Manual de Refrigeração e Ar Condicionado
 - . Instalações Frigoríficas
 - . Manual de Termodinâmica e Transmissão de Calor
- Van Wylen, Gordon . Fundamentos de Termodinâmica Clássica
- Kreith, Frank . Princípios da Transmissão de Calor



01	recipiente de fluido	8
01	válvula de expansão dep const	7
05	trocador de calor	6
01	válvula redutora de pressão	5
02	manômetro	4
01	resfriador a ar	3
01	garrafa de nitrogênio	2
01	compressor	1
QUANT	LISTA DE PEÇAS	POS
EPUSP	PROJETO: Liquefator de Nitrogênio	