

2299020

ESCOLA POLITECNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Departamento de Engenharia Mecânica

Trabalho de Formatura

Título:

"Anteprojeto de um Liquefator de Nitrogênio"

AUTOR: Cláudio Roberto Cusin

ORIENTADOR: Dr. Otávio de Mattos Silveiras

1981

Meus agradecimentos ao Prof.
Otávio M. Silvaes pela atenção de
dicada na orientação deste trabalho.

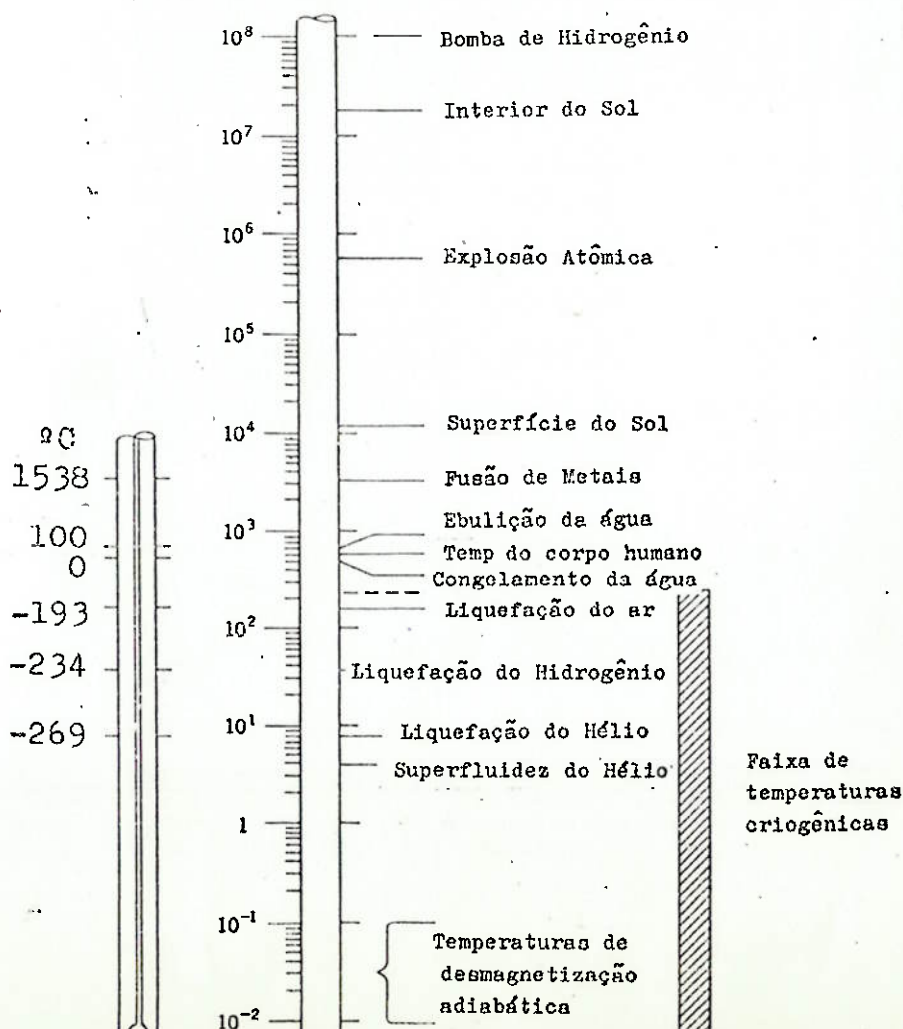
+ Ao Cunha

Este trabalho pretende apresentar o projeto preliminar de um liquefator de nitrogênio de pequena capacidade, bem como um resumo da teoria termodinâmica que rege o funcionamento deste tipo de máquina.

A pressão ambiente, o nitrogênio líquido existe como tal apenas abaixo de determinada temperatura. O estudo das propriedades e fenômenos ocorrentes nessa faixa de temperatura, que vai até o zero absoluto, é de interesse da Criogenia. Literalmente, a palavra "Criogenia" significa "frio glacial". Porém nem tudo o que é "frio" é pertencente ao campo da criogenia. Sistemas que trabalham com temperaturas que vão até aproximadamente -150°C são de interesse da Engenharia de Refrigeração. A Criogenia trata de temperaturas abaixo deste valor. Este valor de temperatura distingue de outros, os chamados gases permanentes (hélio, hidrogênio, neon, nitrogênio, oxigênio e "ar") que possuem ponto de ebulição abaixo desse mesmo valor.

Uma outra definição aceitável para o campo da Criogenia é daquele em cuja região de temperatura se liquefazem os gases que tem uma temperatura crítica abaixo das temperaturas atmosféricas.

A figura abaixo nos mostra a posição e o intervalo de interesse da criogenia num termômetro logarítmico.



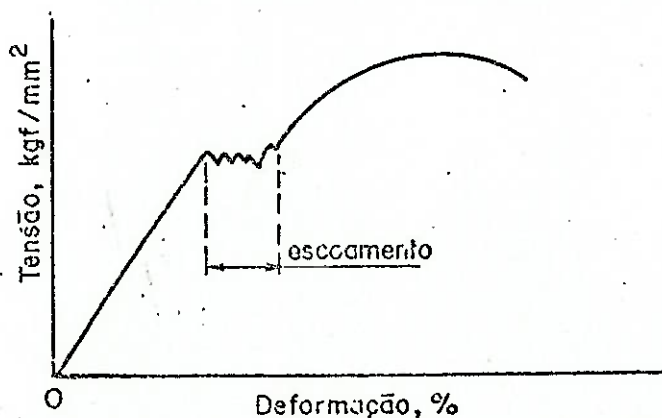
II) PROPRIEDADES DOS MATERIAIS A BAIXAS TEMPERATURAS:

Apresentamos a seguir um resumo das informações disponíveis acerca das variações das propriedades físicas de certos materiais quando submetidos à baixas temperaturas.

A familiaridade com certas propriedades e comportamento dos materiais usados num sistema é essencial ao engenheiro projetista. À primeira vista, pode-se supor que através da variação das propriedades à temperatura ambiente basta fazermos uma extrapolação para a faixa criogênica. Em alguns casos como as constantes elásticas isso realmente pode ser feito. Por outro lado, há significantes efeitos que só aparecem à baixas temperaturas. O desaparecimento de calor específico, a supercondutividade, a transição dúctil-frágil em aço carbono são alguns dos fenômenos ocorrentes à baixas temperaturas que não podem ser inferidos a partir de dados obtidos à temperaturas ambientes.

a) Tensão de Escoamento e tensão de Deformação:

Para alguns materiais (materiais dúcteis em geral) define-se um valor de tensão (Força/Área) para a qual a deformação do material solicitado aumenta abruptamente com um pequeno acréscimo na tensão. Este valor limite é chamado de Tensão de Escoamento.



A figura II-1 mostra-nos a tensão de escoamento para alguns materiais na faixa criogênica de temperatura.

Outros materiais que apresentam menor ductilidade não possuem um patamar típico onde se possa definir o escoamento, assim define-se uma tensão para a qual a deformação permanente do material é de 0,2%. Denomina-se esta tensão de Tensão de Deformação; a figura II-2 apresenta as Tensões de Deformação de alguns materiais.

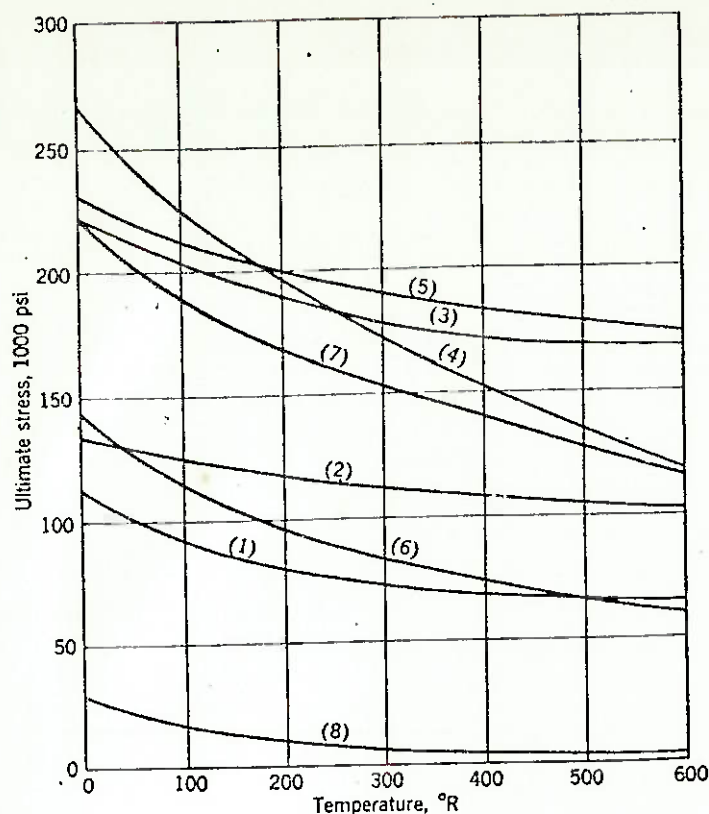


figura II-1

- (1) Alumínio 2024T4
- (2) Cobre-berílio
- (3) K Monel
- (4) Titânio

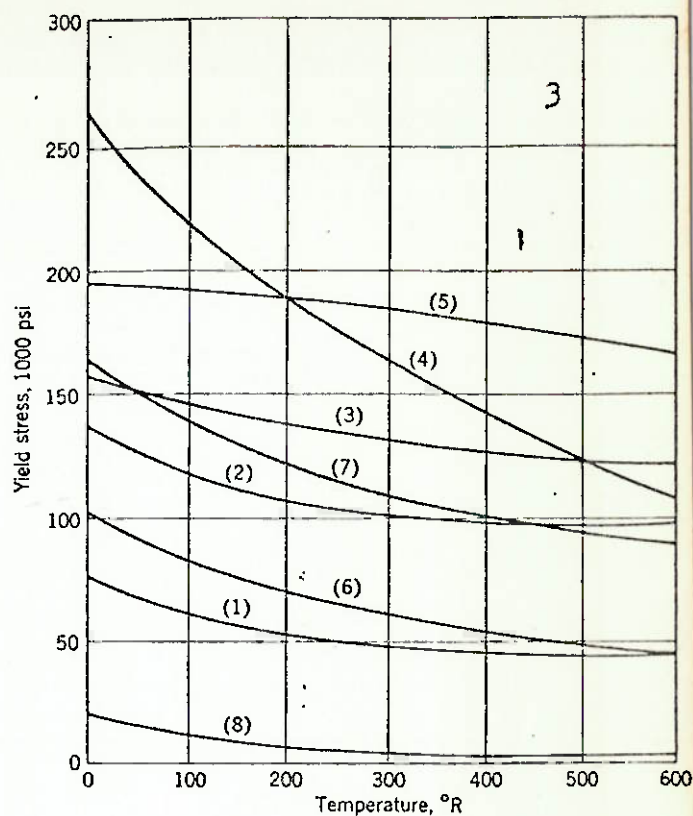


figura II-2

- (5) Aço Inoxidável 304
- (6) Aço Carbono C1020
- (7) Aço Níquel 9%
- (8) Teflon

A maior parte dos materiais utilizados na construção de sistemas criogênicos são ligas de metais. Os átomos do material de liga ocupam a região limítrofe dos grãos do metal básico. Quando se solicita o material a deformação ocorre a nível dessa região ocupada pelos átomos de liga, que rompendo-se, possibilita o deslocamento dos grãos e a consequente deformação do material.

A baixas temperaturas os átomos do material vibram menos tornando mais rígida essa faixa ocupada pelos átomos de liga. Isso explica a maior dificuldade em se deformar os materiais em temperaturas muito baixas.

b) Limite de Fadiga:

Chamamos de Limite de Fadiga à tensão requerida para o rompimento do material após um dado número de aplicações cíclicas dessa tensão.

A figura II-3 mostra-nos algumas curvas de limite de "endurecimento" de certos materiais. O limite de endurecimento é um valor máximo de tensão abaixo do qual a fadiga não se verifica independentemente do número de ciclos aplicados no corpo de provas.

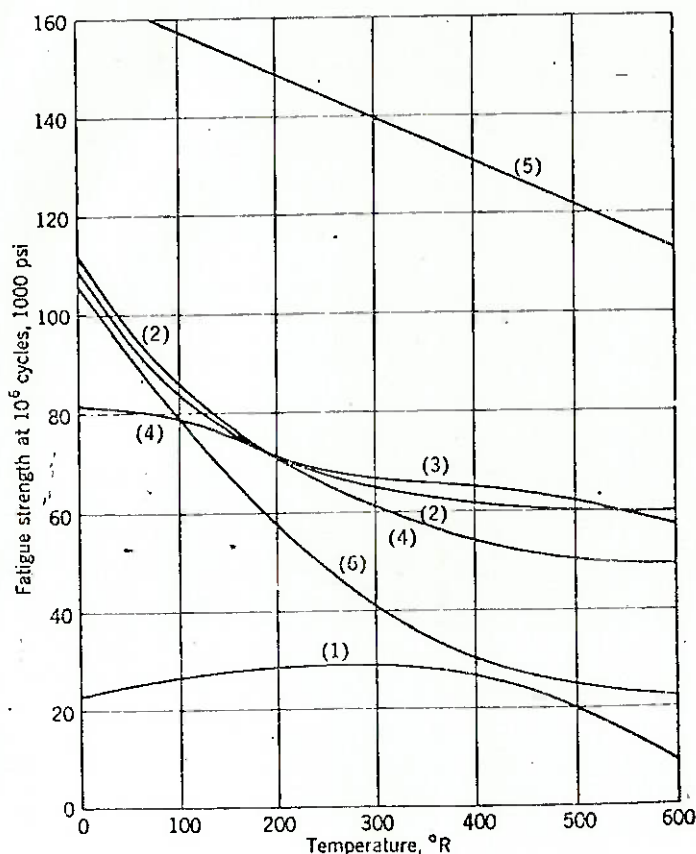


figura II-3

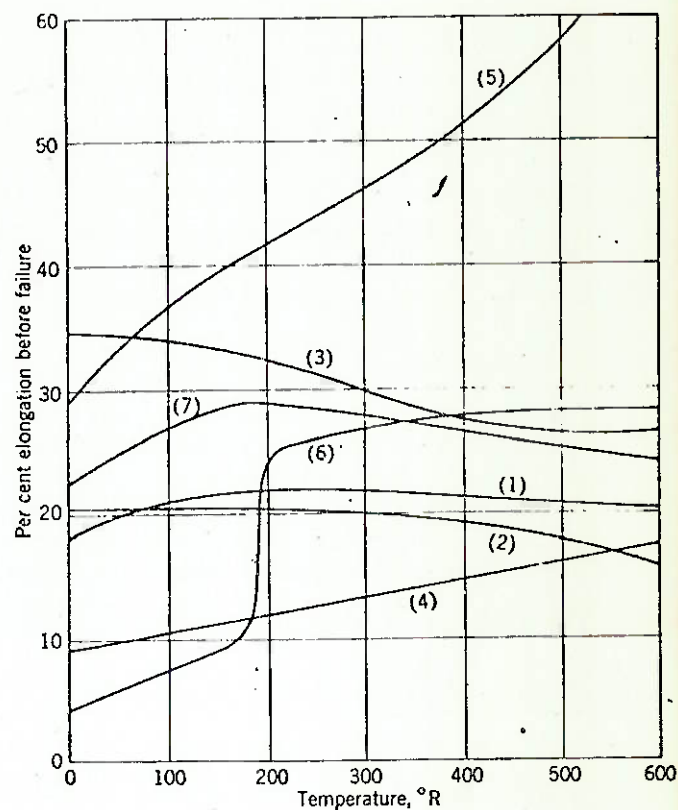


figura II-4

c) Ductilidade e Dureza:

A ductilidade dos materiais é usualmente indicada pela elongação percentual para o rompimento ou redução da área da secção do corpo de prova num teste de tração. A ductilidade de alguns materiais é apresentada na figura II-4. É importante ressaltar-se que os aços ao carbono experimentam, à baixa temperatura, uma queda aguda de sua ductilidade. Assim esses materiais não devem ser utilizados à baixas temperaturas quando a ductilidade for importante.

A dureza dos materiais é comumente diretamente proporcional

à tensão de escoamento, conclui-se daí que a dureza aumenta com 5 o decréscimo de temperatura, como seria de se esperar.

d) Módulo de Elasticidade:

Com o abaixamento da temperatura as forças interatômicas e intermoleculares tendem a crescer devido ao decréscimo das vibrações atômicas e moleculares. A elasticidade depende diretamente das forças interatômicas e intermoleculares. A figura II-5 apresenta os efeitos da baixa temperatura na elasticidade de alguns materiais.

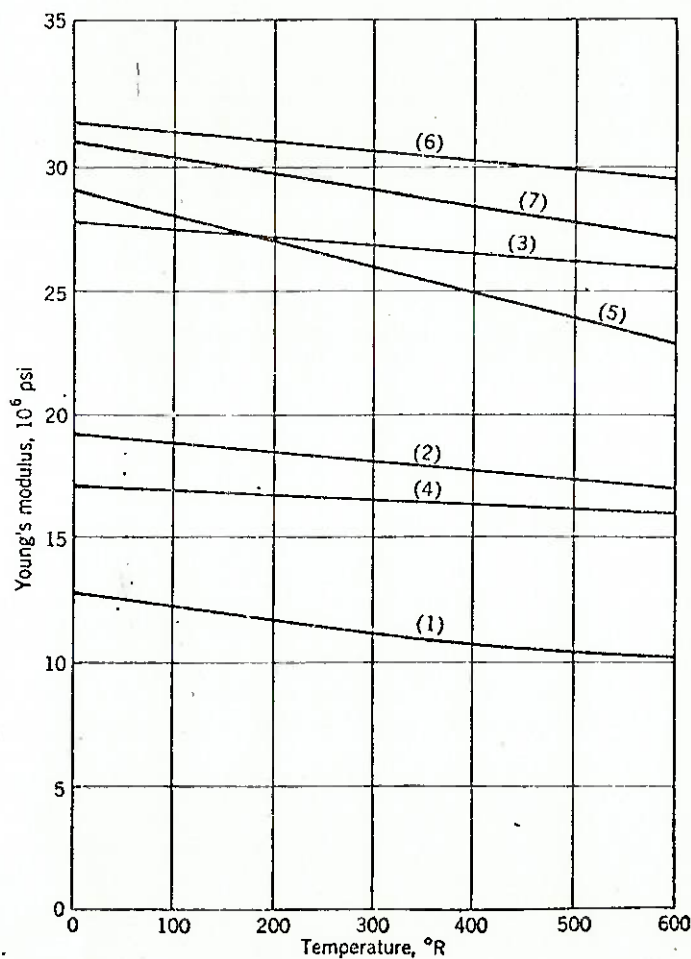


figura II-5

Esta secção apresentará alguns dos sistemas criogênicos destinados à liquefação de gases permanentes. O enfoque será sobretudo acerca daqueles utilizados na liquefação do Nitrogênio. Há toda uma teoria especial para a liquefação de Hélio, Neon, e Hidrogênio devido ao fato da liquefação desses gases ser mais complexa e difícil. Como tais sistemas fogem ao interesse deste trabalho, apresentaremos apenas os sistemas que possam fornecer subsídios ao projeto do liquefator de nosso interesse.

Para informações mais detalhadas recomendamos a bibliografia apresentada no final deste trabalho.

a) Obtenção de baixas temperaturas:

O princípio de quase todos os sistemas criogênicos baseia-se na compressão do gás a ser liquefeito e a sua posterior expansão, que pode ocorrer num Expansor(Turbina, p.e.) ou numa válvula Joule-Thomson.

As figuras abaixo nos mostram, respectivamente, um esquema e um corte de uma válvula Joule-Thomson.

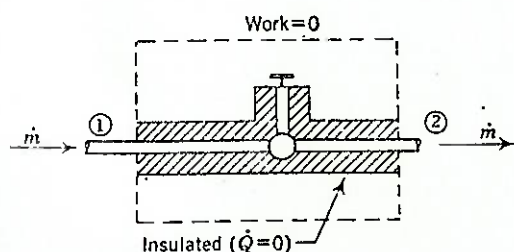
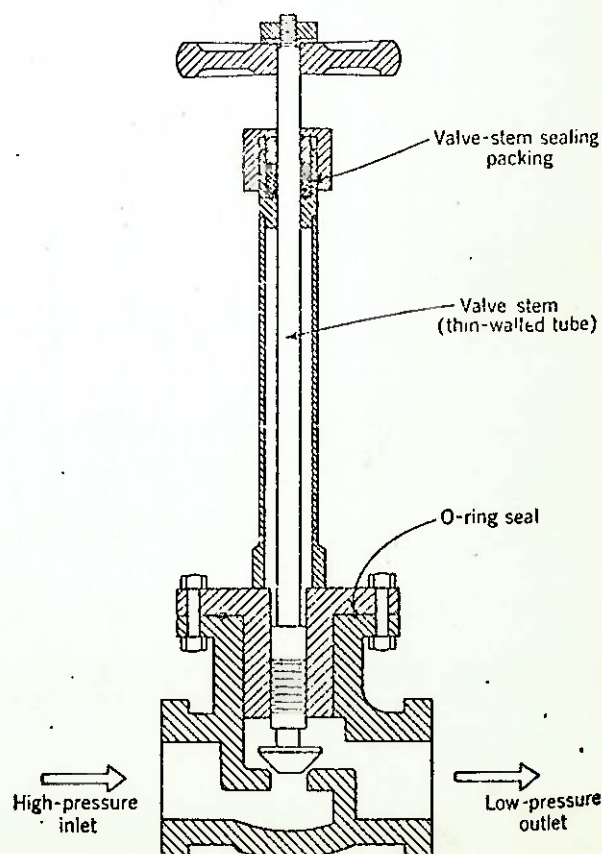
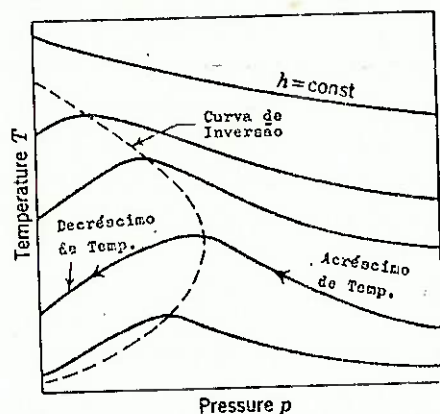


figura III-1



Da figura III-1 temos com a aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica, que a entalpia do gás na entrada é igual à da saída, pois não há fluxo nem de calor nem de trabalho através da fronteira do sistema e as variações da energia cinética e potencial são desprezíveis. O processo, no entanto, se realiza irreversivelmente, isto é, ele é isoentálpico mas não isoentrópico. Nós podemos plotar uma série de pontos para diversas condições de entrada e conseguirmos outras de saída sobre a mesma isoentálpica. O resultado é mostrado na figura a seguir:



Vê-se que dependendo das condições de entrada do gás, poderemos, através de uma expansão do gás, reduzir a sua temperatura. A linha pontilhada liga os pontos de inversão das curvas, onde uma expansão se realizaria isotermicamente. Esses pontos só tem sentido para gases ideais.

Matematicamente define-se Coeficiente Joule-Thomson como a derivada parcial da temperatura em relação à pressão num processo isoentálpico:

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h$$

Obviamente o interessante para nós é termos um Coeficiente J-T positivo.

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = - \left(\frac{\partial T}{\partial h} \right)_p \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T$$

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T dp = c_p dT + \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp$$

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad \text{and} \quad \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T = v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$$

$$\mu_{JT} = \frac{1}{c_p} \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right]$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{R}{p} = \frac{v}{T}$$

$$\mu_{JT} = \frac{1}{c_p} \left[T \left(\frac{v}{T} \right) - v \right] = 0$$

$$h = u + pv$$

$$\mu_{JT} = - \frac{1}{c_p} \left\{ \left(\frac{\partial u}{\partial p} \right)_T + \left[\frac{\partial (pv)}{\partial p} \right]_T \right\}$$

Esta última expressão matemática do coeficiente J-T é a 8
 mais apropriada para podermos entender o processo responsável pelo decréscimo da temperatura na expansão de gases reais. O primeiro termo representa a parte da Lei de Joule no qual a energia interna do gás é função unicamente da temperatura. Para gases ideais este termo vale zero, para gases reais é negativo e contribui para a produção de baixas temperaturas. Como no processo de expansão as moléculas dos gases ficam mais distanciadas, suas energias potenciais são aumentadas, para isso ocorre um decréscimo de suas energias cinéticas pois não há fluxo de trabalho nem de calor. Dado que a temperatura é uma medida da energia cinética das moléculas do gás, a expansão realmente faz baixar a temperatura do sistema. O segundo termo da expressão em análise vem da Lei de Boyle. Ele pode ser positivo, negativo ou zero. Para baixas pressões e temperaturas próximas da saturação, os gases são mais compressíveis do que a Lei de Boyle prediz, porque as forças atrativas entram em ação e tentam condensar o vapor. Isto torna o segundo termo negativo o que contribui para tornar mais positivo o coeficiente J-T.

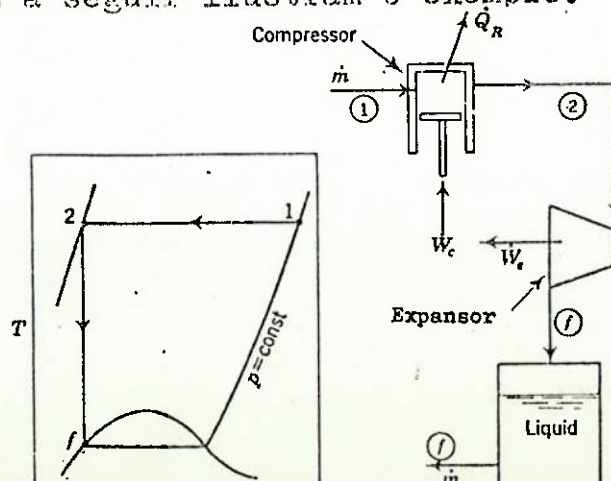
Um outro modo de se reduzir a temperatura do gás é através da expansão adiabática numa máquina que realize trabalho, o que pode ser exemplificado por uma turbina à gás. O fenômeno de redução temperatura é facilmente compreendido, pois como se extrai adiabaticamente energia do gás, as suas moléculas terão a sua energia diminuída com isso a temperatura também baixará.

b) O SISTEMA TERMODINÂMICAMENTE IDEAL:

O sistema criogênico para liquefação de gases mostrado a seguir é um sistema ideal, que serve apenas para aclarar o processo ocorrente nos sistemas reais.

Contaremos com duas hipóteses: 1- A compressão é isotérmica e reversível. 2- A expansão é isoentrópica.

As figuras a seguir ilustram o exemplo.



Das figuras temos que o gás é comprimido reversível e iso- 10
térmicamente das condições ambiente(1) para uma alta pressão(2).

O valor desta pressão deve ser tal que o fluido se apre -
sente como líquido saturado após a expansão reversível e isoentró
pica(f). Assim a condição final no ponto "f" é aquela em que o
líquido esteja à mesma pressão do início, isto é, à pressão at-
mosférica. A pressão obtida ao final da compressão isotérmica é
extremamente alta(Aproximadamente 7×10^6 atm para o Nitrogênio)
e portanto impossível de se obter com os compressores atuais.

Apresentamos a seguir uma tabela onde se indicam as tempera
turas de ebulição(Para a pressão de 1 atm) e o Trabalho Ideal re
querido para a liquefação de alguns gases tendo-se como condições
iniciais: $T = 21^\circ \text{C}$; $P = 1 \text{ atm}$.

	Ponto de Ebulição ($^\circ\text{C}$)	Trabalho de Liquefação (kcal/kg)
He	-269	-1595
H ₂	-253	-2779
Ne	-246	- 310
N ₂	-196	- 178
Ar	-194	- 171
CO	-192	- 178
F ₂	-188	- 115
O ₂	-183	- 147

A única variável de estado que podemos alterar para aumentar a taxa de líquido produzido será h_2 . Minimizando-se h_2 consegue-se maximizar y . 11

Matematicamente: $\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_{T=T_1} = 0$

mas

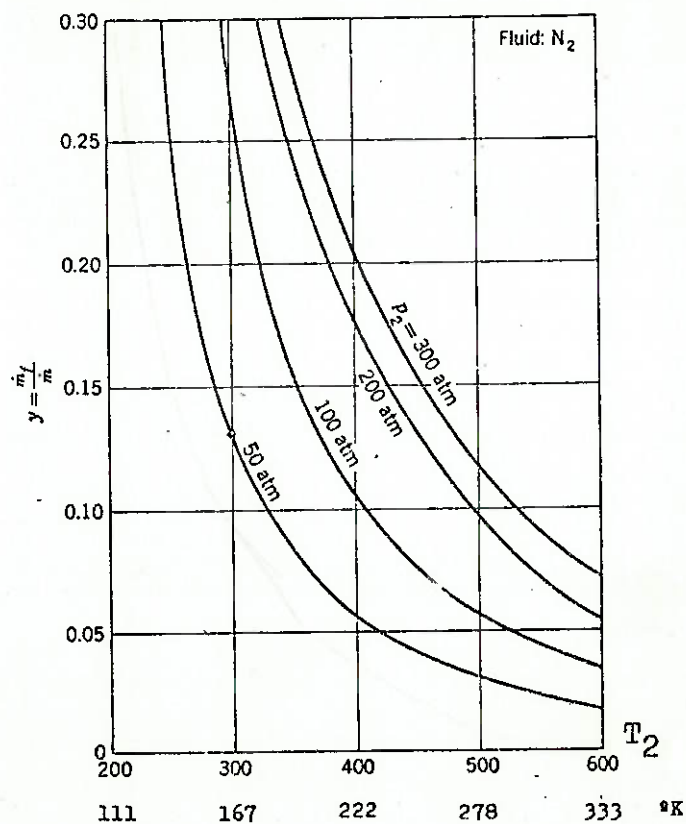
$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h = - \left(\frac{\partial T}{\partial h}\right)_p \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T$$

logo a pressão que minimiza h_2 é aquela tal que: $\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_{T=T_1} = 0 = \mu_{JT} c_p]_{T=T_1}$

Para Ar à aproximadamente 20°C a pressão correspondente é 400 atm.

d) SISTEMA LINDE-HAMPSON COM PRÉ-RESFRIAMENTO:

Na figura abaixo temos o diagrama da fração de líquido "y" como função da temperatura de entrada (ponto 2) de um sistema Linde-Hampson analisado no item anterior:



O diagrama nos mostra que podemos aumentar sensivelmente a fração de líquido "y" se conseguirmos trabalhar com baixas temperaturas de gás na entrada do trocador de calor.

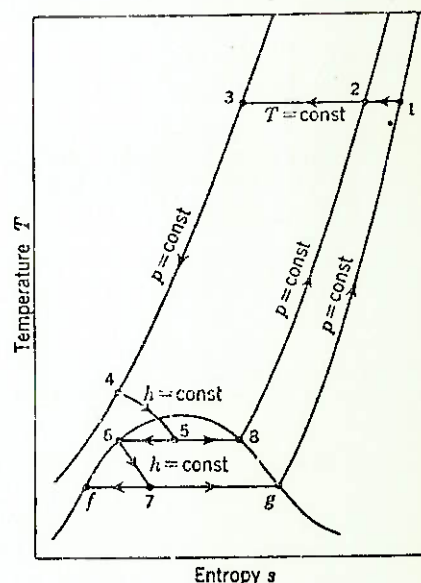
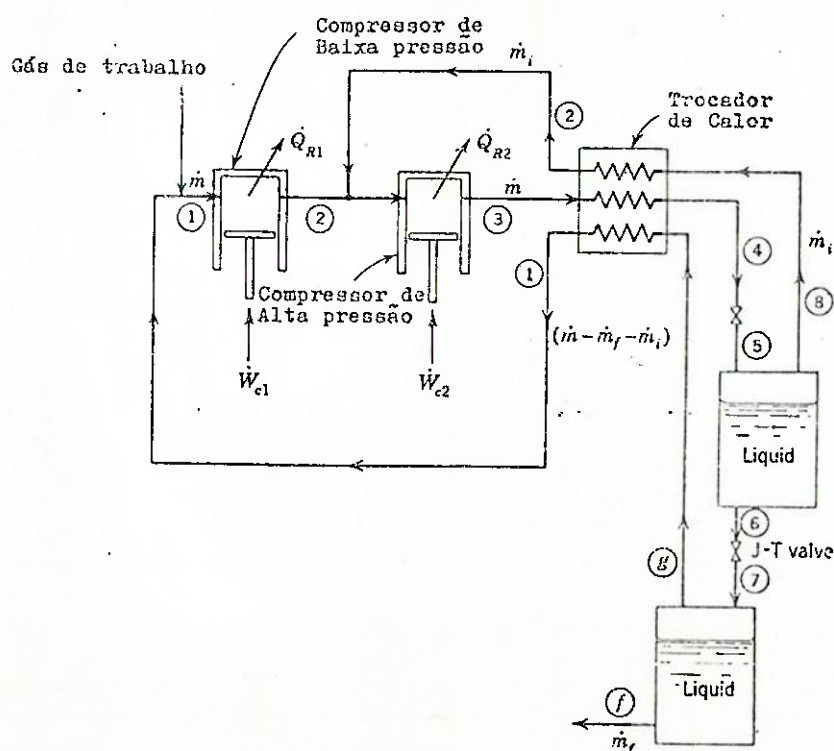
Uma modificação no sistema Linde-Hampson como o mostrado a

O sistema Linde-Hampson Simples pode ser modificado de um outro modo para se reduzir o trabalho total específico requerido. Essa modificação resulta no sistema de Pressão Dual, assim chamado pelo fato de termos duas linhas de pressão de níveis diferentes. Entretanto esta modificação provoca uma queda no rendimento de produção de líquido.

Observamos que apenas uma parcela pequena do gás que é comprimido é liquefeito no Sistema Simples. Podemos então modificá-lo, de modo que uma parte do gás a ser expandido o seja a uma pressão intermediária. O trabalho requerido num compressor ideal isotérmico com gás perfeito seria

$$RT_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}$$

assim a redução no quociente de pressão reduziria o trabalho necessário. É justamente isto o que é feito no sistema Linde de Pressão Dual, mostrado nas figuras abaixo:



Como se pode observar, o gás é comprimido inicialmente à uma pressão intermediária e depois à alta pressão após ser misturado com o fluido do retorno. Da Primeira Lei vem:

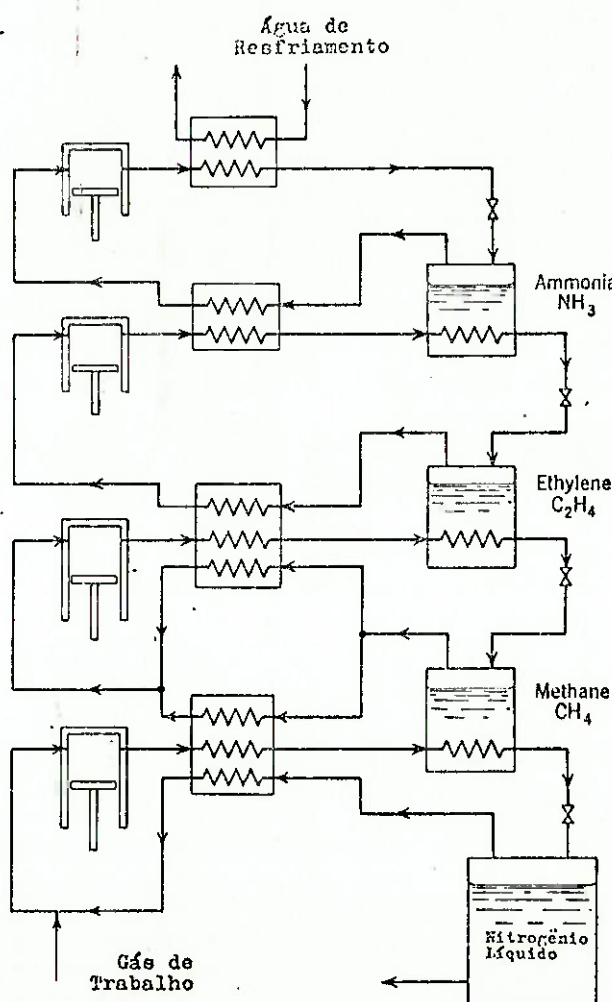
$$y = \frac{h_1 - h_3}{h_1 - h_f} - i \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_f} \quad i = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}}$$

O trabalho requerido é: $\frac{-\dot{W}}{\dot{m}} = [T_1(s_1 - s_3) - (h_1 - h_3)] - i[T_1(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)]$

Apesar da quantidade de líquido produzido ser menor, o trabalho específico (por unidade de massa do líquido) também será menor, resultando num melhor aproveitamento da energia empregada.

f) SISTEMA CASCATA:

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.

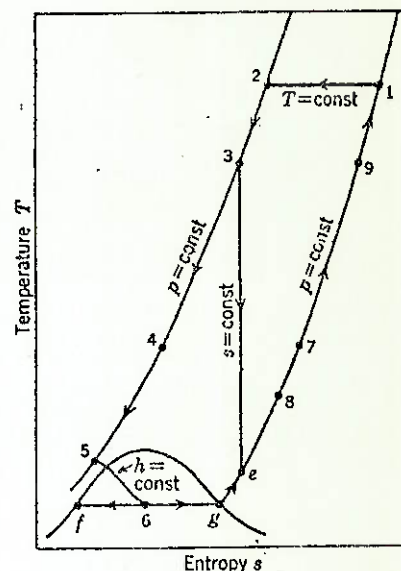
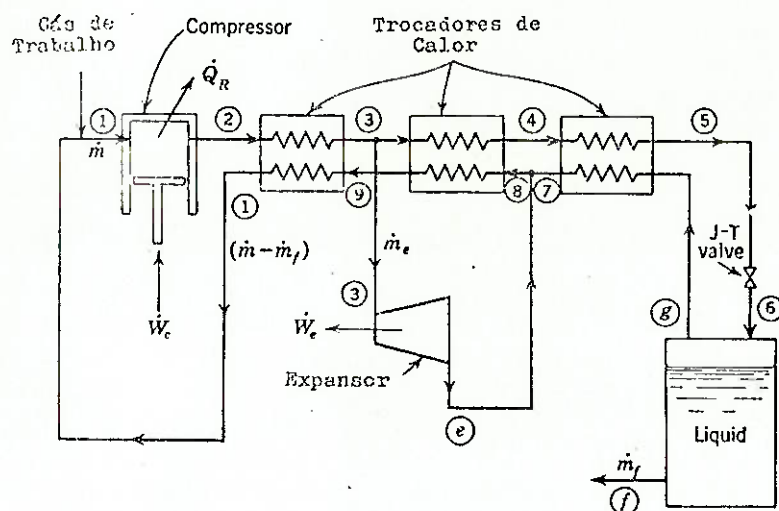
O fato das expansões irreversíveis ocorrerem, neste siste-

ma, numa faixa bastante estreita de pressão, faz com que a sua performance seja melhor que a de todos os outros sistemas. 15

g) 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 isoentrópica. Como se viu uma expansão isoentrópica 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 terminando no recipiente de líquido. O vapor congelado do líquido retorna 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 grandes

quantidades de líquido. O líquido possui uma compressibilidade 16 muito menor que a do gás e se uma porção de líquido se formar no cilindro da máquina de expansão (No caso dela ser do tipo "deslocação positiva") originar-se-ão grandes tensões. Há turbinas que toleram até 15% de líquido.

Em alguns sistemas Claude, a energia extraída pelo expansor é usada para complementar a energia requerida na compressão. Nos sistemas de baixa capacidade esta energia é dissipada num freio ou num ventilador.

De acordo com a figura, ao aplicarmos a primeira lei, teremos:

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

onde

$$-\dot{W}_e = \dot{m}_e(h_e - h_3)$$

definindo:

$$x = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}} \quad y = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_f} + x \frac{h_3 - h_e}{h_1 - h_f}$$

Se o trabalho do expansor não for utilizado, o trabalho requerido por unidade de massa será dado pela mesma fórmula do Sistema Linde-Hampson.

No caso do trabalho do expansor ser utilizado na compressão, teremos:

$$\frac{-\dot{W}}{\dot{m}} = \frac{-\dot{W}_e}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = [T_1(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)] - x(h_3 - h_e)$$

Estes são, em linhas gerais, os sistemas ou ciclos criogênicos mais difundidos. Existem ainda outras variações dos ciclos apresentados que foram porém omitidas com o intuito de não nos estendermos em demasia devido a pequenos detalhes.

O Nitrogênio líquido é um fluido transparente de aparência semelhante à água. A 1 atm de pressão o nitrogênio ferve a $77,4^{\circ}$ Kelvin (-196° C) e congela a $63,2^{\circ}$ K. Nitrogênio líquido saturado tem uma densidade de $812,2 \text{ kg/m}^3$. Apesar de apresentar uma densidade próxima à da água, o nitrogênio líquido tem o calor de vaporização dez vezes menor que o da água.

Seu número atômico é 14 e possui dois isótopos estáveis com massa atômica 14 e 15. Há uma relativa abundância desses dois isótopos o que torna a separação de ambos um tanto difícil.

O fato do nitrogênio ser o principal constituinte do ar atmosférico (78,08% em volume) torna fácil e econômica a sua produção comercial a partir da destilação do ar líquido.

No final deste trabalho há uma série de tabelas e diagramas relativos ao N_2 .

O gás a ser utilizado em nosso liquefator é o N_2 puro comercial. A S/A White Martins é uma das empresas que comercializam o N_2 . No caso desta empresa, o gás é fornecido em cilindros de aço de volume aproximado a 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; isto é, esta massa é calculada para o gás suposto à Temp. ambiente e à pressão de 150 atm. Como não é possível liquefazer-se a totalidade do gás do cilindro (Seria necessário fazer vácuo no mesmo.) projetou-se o liquefator para trabalhar com a pressão de 50 atm. Isto implica que aproximadamente um terço da massa do gás ficará no cilindro sem ser liquefeita.

Parte Prática:

"ANTEPROJETO DO LIQUEFATOR DE NITROGÊNIO"

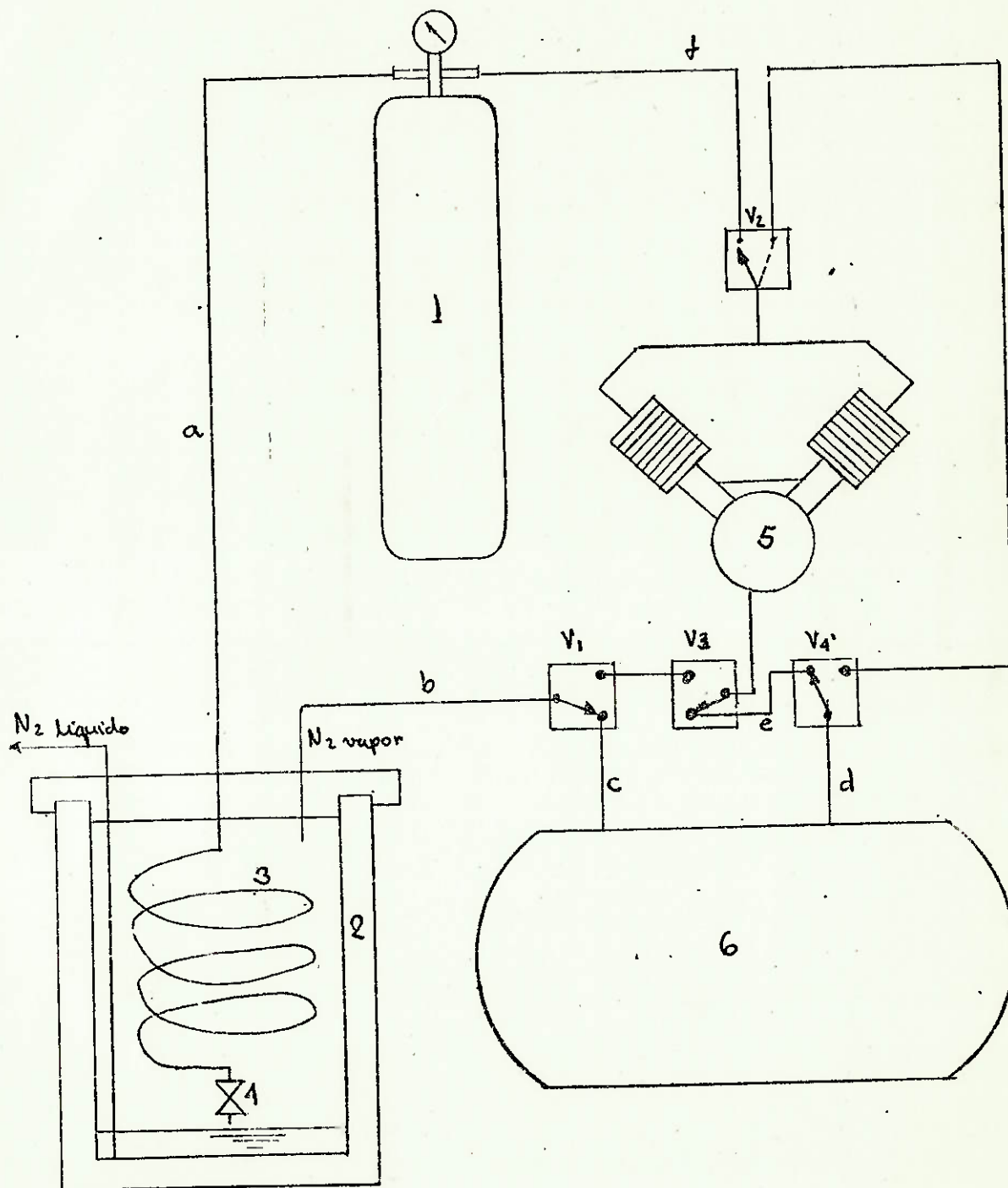
O anteprojeto a ser apresentado é o de um liquefator de Nitrogênio. A sua concepção é simplificada com vistas a se tornar viável a sua construção, a baixo custo, em nossa escola. Preocupamo-nos em utilizarmos materiais de fácil obtenção e propor soluções construtivas compatíveis com os recursos disponíveis em nossas oficinas.

Não obstante a possibilidade de se construir uma boa parte dos dispositivos do liquefator, o compressor tornou-se um problema para a construção do liquefator. Obviamente não temos condições de construir nas oficinas da escola um compressor criogênico de rendimento e confiabilidade aceitáveis. Restou a alternativa de se procurar adequar o projeto aos compressores existentes no mercado. Foi então constatado que não se encontra disponível um compressor comercial para as condições e especificações do projeto. O que se encontra no mercado são compressores de potência muito superior àquela necessária, o que levar-nos-ia a um liquefator de produção industrial e não laboratorial. Desse modo, no referente ao compressor, daremos apenas as especificações gerais do compressor, sem indicar a escolha de algum tipo ou marca em particular.

O dispositivo projetado não é um separador de gases atmosféricos (Destilador de ar líquido.). Nele nós já partimos de N_2 puro, fornecido em cilindros de aço. Os dados foram colhidos junto à S/A White Martins.

Na página seguinte temos um esquema da instalação a ser projetada.

ESQUEMA DA INSTALAÇÃO:



- 1 - Cilindro de Nitrogênio
- 2 - Recipiente de Isopor
- 3 - Trocador de Calor
- 4 - Válvula de expansão

- 5 - Compressor
- 6 - Reservatório auxiliar
- V_1, V_2, V_3, V_4 - válvulas de derivação

A operação do liquefator divide-se em duas fases:

1.ª) Nesta fase o compressor não fornece trabalho ao fluido. A energia necessária para forçar a expansão do gás, é oriunda do próprio cilindro, isto é, vem da energia acumulada no processo de compressão do gás no interior do vaso.

Esta primeira fase se estende até que a pressão no cilindro de N_2 se reduza a $1/3$ do valor inicial. O ciclo descrito pelo fluido é aproximadamente igual ao Sistema Linde-Hampson Simples, que já foi descrito na introdução teórica.

Ao abrir-se a válvula do cilindro, deve-se regulá-la até que a pressão na tubulação "a" seja de 50 atm. O N_2 flui até a válvula de expansão "4", onde a sua pressão é reduzida até 1 atm. Durante o "primeiro passo", praticamente não há fluxo de calor no trocador "3". Assim, pode-se dizer que o primeiro fluxo de N_2 no trocador ocorre num processo isotérmico.

Na válvula "4" haverá uma expansão isoentrópica com a consequente queda de temperatura. Num processo ideal, a temperatura na saída de "4" seria, após a expansão, aproximadamente 263° K (-10° C). A partir daí, o N_2 expandido subiria em direção à sucção do compressor, que o remeteria ao reservatório "6", já parcialmente evacuado.

O fluxo de N_2 em direção ao bocal de sucção do compressor, trocará calor com o fluxo descendente, que escoar por dentro dos tubos espiralados do trocador.

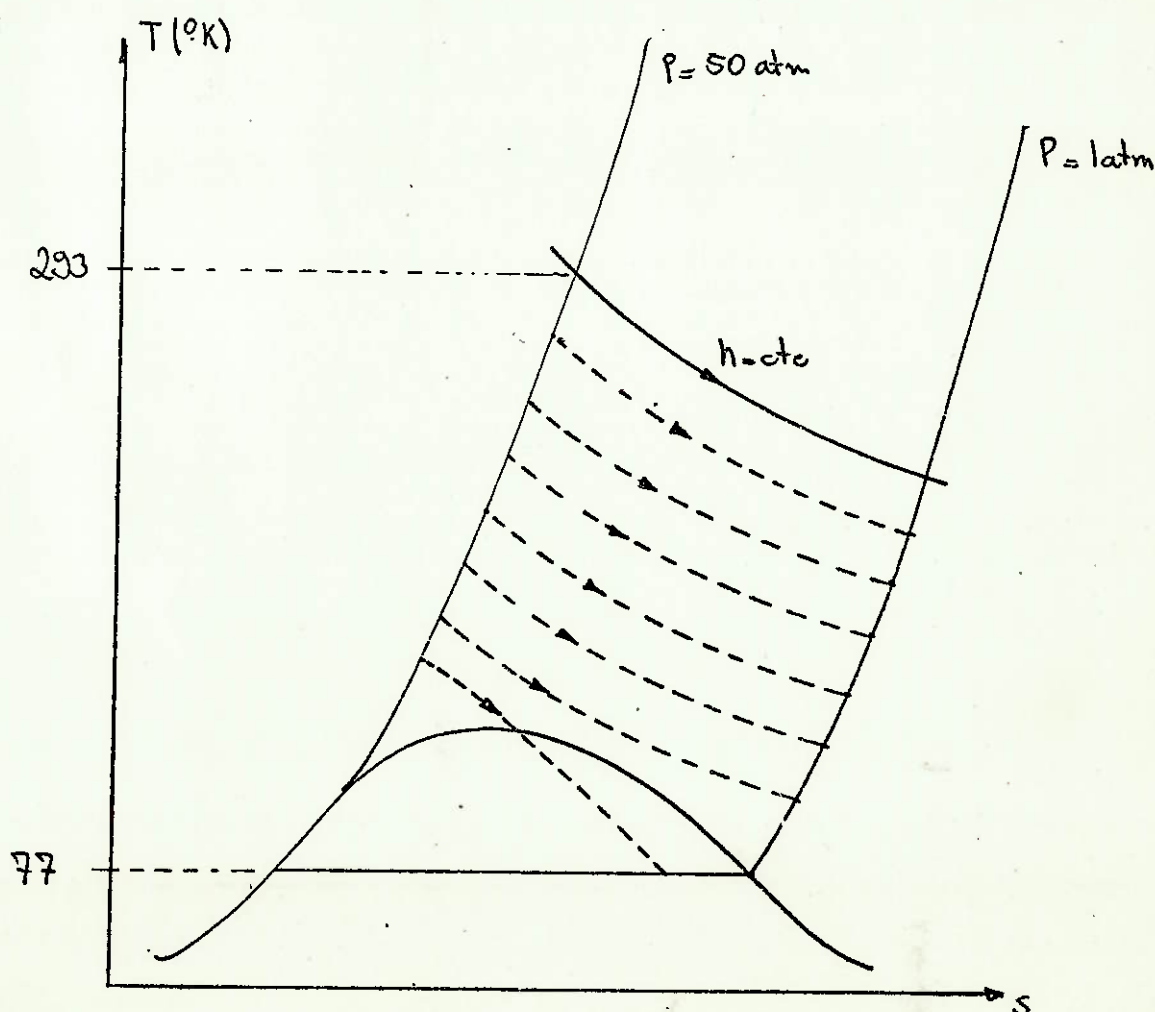
Isto significa que a expansão do N_2 se daria agora com o gás entrando na válvula "4" com uma temperatura inferior à inicial, que é de 293° K. Como no início do processo, o fluxo de massa descendente é de mesmo valor que o ascendente, a temperatura na saída do trocador pode ser considerada idealmente como a média entre a temperatura de entrada (293° K) e a temperatura de saída da válvula.

Assim no primeiro ciclo completo, a temperatura na entrada da válvula "4" será aproximadamente 278°K.

A temperatura do fluido vai então baixando progressivamente fazendo com que a expansão na válvula "4" se dê em isoentálpicas de valores sucessivamente mais baixos. De acordo com os cálculos apresentados a seguir, temos que a temperatura final (DE REGIME) na válvula "4" será por volta de 143° K (-130° C), daí sofrerá uma expansão sobre a isoentálpica 225 joules/gmol (Vide diagrama T-s anexo) até a pressão de 1 atm, resultando em vapor saturado a 97,5% de título.

A partir deste ponto, a parcela de N_2 responsável pelo resfriamento do gás será o vapor saturado, propriamente dito, mais uma parcela pequena de gás que se evaporará do líquido saturado.

O esquema deste processo progressivo, é mostrado a seguir:



2º) Na segunda fase de operação do liquefator, o compressor fornece energia ao N_2 antes de sua expansão.

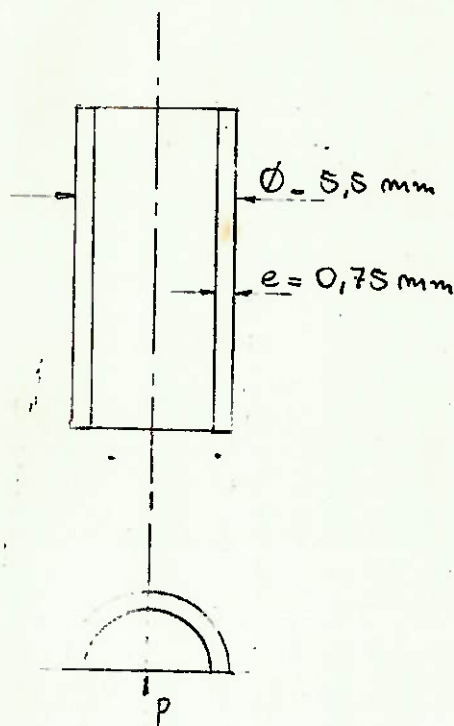
Quando a pressão no cilindro de N_2 atingir o valor de 50 atm, acionam-se as válvulas de derivação V_1, V_2, V_3, V_4 de modo a se conectar: "b"- "c"; "d"- "e"; saída do compressor- "f"; entrada do compressor- "e".

Agora o compressor realiza trabalho sobre o fluido, fechando-se o circuito, liquefazendo o N_2 acumulado no reservatório "6".

DIMENSIONAMENTO GERAL:

I) TUBOS:

Para a tubulação adotou-se tubo de cobre de diâmetro externo $D = 5,5 \text{ mm}$, de acordo com a Norma DIN 1754 (Tubos sem costura)



Do Manual de TERMODINÂMICA, temos para o cobre extrudado:

$$\sigma_{rup} = 2000 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ (T ambiente)}$$

Do livro de Barron:

$$\sigma_{rup} = 9000 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ (T = 77° K)}$$

Para um comprimento unitário do tubo vem:

$$F = P \cdot A = 2080 \text{ Kgf/cm}^2$$

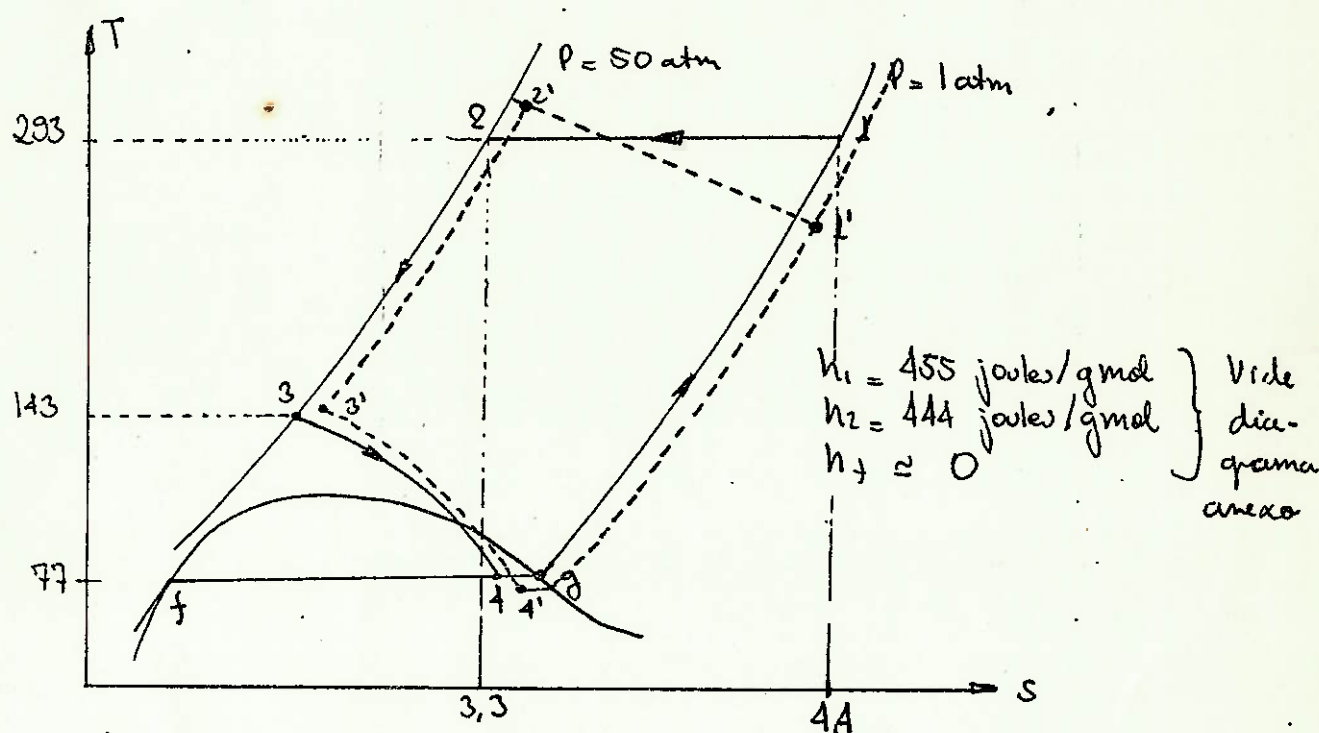
$$\sigma = \frac{2080}{2 \cdot 0,075 \cdot 100} \approx 139 \text{ Kgf/cm}^2 < \sigma_{rup}$$

A tubulação adotada deverá receber um revestimento de material isolante (Espuma de poliuretano, p. e.). Esta mesma tubulação será usada na construção do trocador de calor.

II) DETERMINAÇÃO DA POTÊNCIA NECESSÁRIA:

O sistema básico a ser seguido é o de Linde-Hampson Simples, que já foi detalhado anteriormente.

A figura abaixo, nos mostra num diagrama T-s, o ciclo ideal nos pontos: 1-2-3-4-1, e o ciclo real: 1"-2"-3"-4"-1".



Os desvios do ciclo Ideal dever-se-ão à:

- Compressão não isotérmica.
- Trocador de calor não 100% eficiente.
- Perdas de carga na tubulação.
- Perdas de calor na tubulação.
- Irreversibilidades várias.

Para este ciclo, a relação entre o fluxo de massa de gás li-
quefeito " $\dot{m}_f$ " e o fluxo de massa total escoando " $\dot{m}$ ", vale:

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

$$= 0,0242$$

Potência requerida por fluxo de massa:

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = T_1 (s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)$$

$$= 293(4,4 - 3,3) - (455 - 444)$$

$$= 311,3 \text{ joules/gmol} = 11,12 \text{ joules/g}$$

então: $\frac{\dot{W}}{\dot{m}_f} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} \cdot \frac{1}{y} = 11,12 \cdot \frac{1}{0,0242}$

$$= 460 \text{ joules/g}$$

Para uma produção teórica de $\dot{v}_f = 1 \text{ l/h}$ de N_2 , vem:

III) COMPRESSOR:

$$\left. \begin{aligned} v_f &= 1 \text{ l/h} = 0,2778 \text{ cm}^3/\text{s} \\ \rho_f &= \frac{0,40 \text{ gmol}}{\text{cm}^3} = 11,2 \text{ g/cm}^3 \end{aligned} \right\} \dot{m}_f = 3,11 \text{ g/s}$$

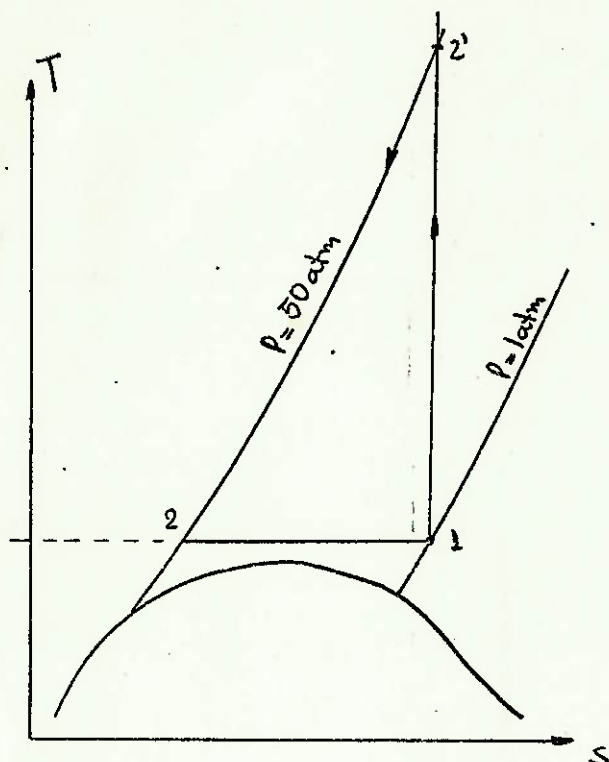
$$\text{logo } \dot{m} = 128,57 \text{ g/s}$$

$$\dot{W} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_f} \cdot \dot{m}_f = 460 \cdot 3,11 \cong 1430 \text{ watts} \cong 1,95 \text{ CV}$$

Prevendo-se o rendimento do compressor em 90% e mais as eventuais perdas no circuito, adotaremos um compressor de 3 CV.

Falta agora calcularmos a refrigeração necessária para que a compressão executada se aproxime de um processo isotérmico, como requer o ciclo.

Supondo que a compressão se processe isoentrópicamente e que consigamos resfriar o fluido isobaricamente, teremos:



$$\begin{aligned} P_1 &= 1 \text{ atm} \\ P_2 &= 50 \text{ atm} \\ T_1 &= 293^\circ \text{ K} \\ T_2 &= ? \end{aligned}$$

Nesta faixa de pressão e temperatura o N_2 pode ser considerado gás perfeito.

$$\left. \begin{aligned} K_{N_2} &= 1,4 \\ \frac{T_{2''}}{T_1} &= \left(\frac{P_{2''}}{P_1} \right)^{K - 1/K} \end{aligned} \right\}$$

$$T_{2''} = 896^\circ \text{ K}$$

$$dh_{p_0} = \int c_{p_0} dT = \int_{\frac{293}{100}}^{\frac{896}{100}} (9,3355 - 122,56 \bar{\theta}^{1,5} + 256,38 \bar{\theta}^2 - 196,08 \bar{\theta}^3) \times 100 d\bar{\theta}$$

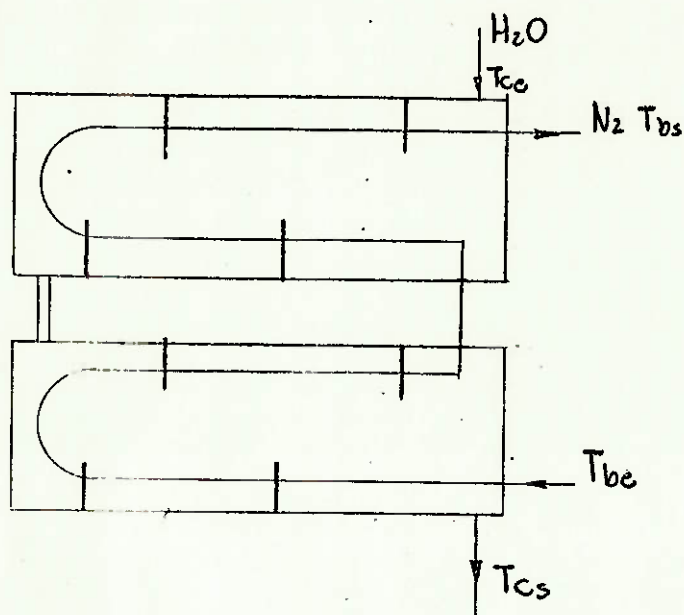
$$h = 2900 \text{ cal/gmol} = 103,6 \text{ cal/g} \rightarrow \dot{Q} \approx m \cdot H =$$

$$\approx 13,3 \text{ Kcal/s}$$

Assim teremos que resfriar o N_2 comprimido a uma taxa de $\dot{Q} = 13,3 \text{ Kcal/s}$.

Calculemos a área aproximada necessária para realizar tal troca:

Para trocadores de água (na carcaça) e ar ou similar nos tubos, o livro de Transmissão de Calor do Kreith estima $U = 100 \text{ kcal/h m}^2 ^\circ\text{C}$. Seja o trocador da figura:



Estimemos uma vazão de água de $0,7 \text{ l/s}$ a 10°C .

$$T_{c_e} = 10^\circ \text{C} = 283^\circ \text{K}$$

$$T_{t_s} = 293^\circ \text{K}$$

$$T_{t_e} = 896^\circ \text{K}$$

$$T_{c_s} = ?$$

$$\begin{aligned} \dot{q} &= \dot{m}_{N_2} \cdot c_{p_{N_2}} (T_{t_e} - T_{t_s}) = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{p_{H_2O}} (T_{c_s} - T_{c_e}) \\ &= 0,129 \cdot 0,248 \cdot (896 - 293) = 0,7 \cdot 1,8 (T_{c_s} - 283) \end{aligned}$$

$$T_{c_s} = 298^\circ \text{K} = 25^\circ \text{C}$$

$$DTML = \frac{(896 - 298) - (293 - 283)}{\ln \frac{896 - 298}{293 - 283}} = 136^\circ \text{K}$$

$$A = \frac{\dot{q}}{U \Delta T} = \frac{1,929 \cdot 10 \cdot 3600}{100 \cdot 136} = 5 \text{ m}^2$$

Considerando $\eta_{\text{troc}} = \frac{13,3}{19,29} = 0,70$

Assim necessitamos de um compressor de:

$$P = 3 \text{ CV}$$

$$\text{vazão} = 0,13 \text{ g/s}$$

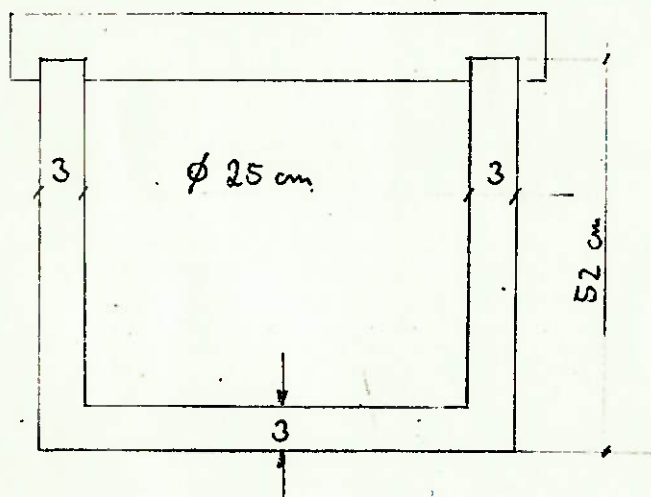
$$P_{\text{ent}} = 1 \text{ atm}$$

$$P_{\text{sai}} = 50 \text{ atm}$$

onde se faça refrigeração da ordem de 14 kcal/s.

IV) RECIPIENTE DO FLUIDO:

Este vaso servirá de carcaça do trocador de calor "3" e como recipiente de N_2 líquido que for sendo produzido. Pelos nossos cálculos, um recipiente de isopor pode apresentar um desempenho satisfatório para as nossas necessidades:



Da tabela A2 do livro "Transmissão de Calor" de Kreith e das tabelas do manual de Termodinâmica, temos que a média para a condutividade térmica para materiais isolantes de baixa temperatura é:

$$k = 0,020 \text{ BTU/h pe}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Assim o calor absorvido pelo recipiente, no caso mais desfavorável (Parede interna a 77° K) :

$$\text{Parede lateral: } q_{\text{lat}} = \frac{(T_i - T_e) 2 \pi k l}{\ln (r_e/r_i)}$$

$$\dot{q}_{\text{lat}} = \frac{(77 - 293) \cdot 2 \cdot \pi \cdot 8,2 \cdot 10^{-5} \cdot 52}{\ln(15,5/12,5)} = -26 \text{ cal/s}$$

$$\dot{q}_{\text{fundo}} \approx \dot{q}_{\text{tampa}} = \frac{A}{1} \cdot k \cdot \Delta T \approx -5 \text{ cal/s}$$

Desse modo o calor total absorvida pelo recipiente será algo em torno de 36 cal/s.

Do livro "Fundamentos da Termodinâmica Clássica" de Wylen e Sonntag, pág. 530, temos:

Nitrogênio Saturado a 1 atm : $h_{1v} = 48,00 \text{ cal/g}$. Conclui-se que a absorção de calor por parte do recipiente de Isopor fará com que ocorra a evaporação de N_2 liquefeito da ordem de:

$$\dot{q}_{\text{Tot}} / h_{1v} = \frac{36}{48} = 0,75 \text{ g/s}$$

Isto representa 24% do N_2 liquefeito, parcela tolerável de perdas. Assim o recipiente de Isopor utilizado no lugar de um "Dewar" apresentará resultados satisfatórios.

V) TROCADOR DE CALOR:

O trocador de calor "3" tem por função "regenerar o frio" do fluido não liquefeito. Nele o vapor saturado ao subir em direção à sucção do compressor, troca calor com o fluido que corre dentro do tubo em direção à válvula de expansão, baixando-lhe a temperatura.

A tubulação é de cobre, já especificada anteriormente, e sua disposição é mostrada a seguir, em esquema anexo.

Calculemos, pois a área de troca:

São 4 Hélices de tubos de $D_{\text{ext}} = 5,5 \text{ mm}$. Os hélices estão colocados um dentro do outro de acordo com os raios:

$$R_1 = 110 \text{ mm}$$

$$R_2 = 90 \text{ mm}$$

$$R_3 = 70 \text{ mm}$$

$$R_4 = 50 \text{ mm}$$

O passo de todos eles é 18 mm, o que para uma altura de 290 mm, dar-nos-á 16 espiras cada um.

$$S_{\text{espira}} = 2\pi \sqrt{R^2 + k^2}$$

$$\text{onde: } k = \frac{\text{passo}}{2\pi}$$

$$k = 2,86 \text{ mm}$$

$$S_1 = 2\pi \sqrt{110^2 + k^2} = 691 \cdot 16$$

$$S_2 = \dots\dots\dots = 565 \cdot 16$$

$$S_3 = \dots\dots\dots = 440 \cdot 16$$

$$S_4 = \dots\dots\dots = 314 \cdot 16$$

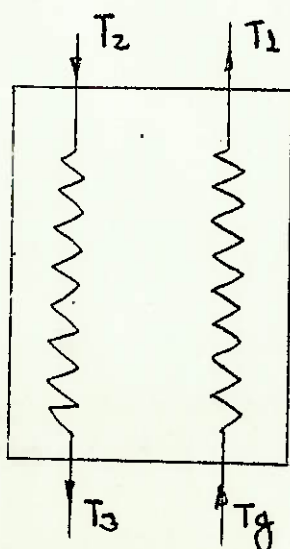
Total: 32,16 m de tubo

Isto nos dá uma área de troca de :

$$\left. \begin{array}{l} D_{\text{ext.}} = 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\ l = 36,16 \text{ m} \end{array} \right\}$$

$$A = \pi D_{\text{ext.}} \cdot l = 0,56 \text{ m}^2$$

Em regime teremos:



$$m \cdot c_p (T_2 - T_3) = m_g \cdot c_p \cdot (T_1 - T_g)$$

$$T_2 = 293^\circ \text{ K}$$

$$T_3 = 137^\circ \text{ K}$$

$$T_g = 77^\circ \text{ K}$$

$$\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}} = 0,97$$

$$\log T_1 = 237^\circ \text{ K}$$

$$DTML = \frac{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_g)}{\ln \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_g}} = 36,4^\circ \text{ K}$$

Considerando o trocador como de correntes opostas cruzadas:

$$DTML_{\text{real}} = F \cdot DTML$$

$$z = \frac{\dot{m} \cdot c_p}{\dot{m} \cdot c_p} \approx 1$$

$$\frac{T_{ts} - T_{te}}{T_{ce} - T_{te}} = \frac{(137 - 293)}{(77 - 293)} = 0,72$$

Diagrama da pág.

454 do Kreith

$$F = 0,67$$

$$DTML_{\text{real}} = 26^\circ \text{ K}$$

O calor trocado no processo é: $\dot{q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$
 $\approx 5000 \text{ cal/s}$

A literatura nos informa que o "Coeficiente de Troca Térmica Global" - U , tem em média, o valor de $700 \text{ cal/s} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{K}$, para este tipo de trocador.

$$A_{\text{requerida}} = \frac{\dot{q}}{U \cdot DTML_{\text{real}}} = 0,27 \text{ m}^2$$

Como a área projetada é de $0,56 \text{ m}^2$, teremos um trocador satisfatório.

VI) RESERVATÓRIO AUXILIAR:

Este reservatório tem a função de acumular o gás que já deixou o recipiente de Isopor, durante a primeira fase de operação do liquefator. Assim ele deve ter a capacidade de acumular e resistir à $2/3$ da massa original contida no cilindro. Sabemos que

a pressão do gás é da ordem de 150 atm. Após escoar 2/3 dessa massa, o compressor é então conectado no circuito propriamente dito. A essa altura o reservatório auxiliar deverá ter armazenado essa massa à uma pressão de 50 atm, que é a pressão de regime do liquefator. A temperatura do fluido que entra no reservatório varia no tempo até o início da segunda fase. Até aí a temperatura do fluido variou dos 263° K iniciais até 80° K aproximadamente. Calculemos o volume para uma temperatura intermediária $T = 190^\circ \text{ K}$, pois o fluido também troca calor com o meio na tubulação e no próprio reservatório.

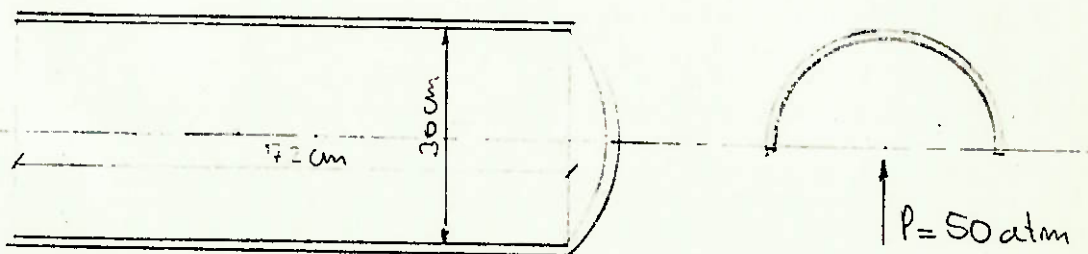
Assim teremos:

$$\left. \begin{array}{l} P = 50 \text{ atm} \\ T = 190^\circ \text{ K} \end{array} \right\} \rho = 0,10 \text{ gmol/cm}^3 \\ = 2,80 \text{ g/cm}^3$$

$$2/3 \text{ da massa} = 160.000 \text{ g}$$

$$V_{\text{requerido}} = 51,14 \text{ litros}$$

O reservatório terá a forma cilíndrica, construído de chapa de aço DIN 1621. ($\sigma_{rup} \cong 4000 \text{ Kgf/cm}^2$)



$$F = P \cdot A = 52 \text{ Kgf/cm}^2 \cdot (30 \cdot 72) \text{ cm}^2 = 112320 \text{ Kgf}$$

$$\sigma = F / A_{\text{parede}} = \frac{112320}{2(s \cdot 72)} = \frac{\sigma_{adm}}{5} \quad s$$

logo o reservatório poderá ser construído com chapa DIN 1621 de 1 cm de espessura.

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	1437	0	51,62	0,000	0,817
65	0,172	1,182	1097	0,91	52,02	0,014	0,801
70	0,380	1,190	528,4	3,37	53,14	0,051	0,782
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	10,76	56,87	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	7,676	1,450	31,34	18,56	57,18	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	24,46	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	31,46	54,00	0,339	0,527
125	31,63	2,289	5,074	36,93	50,04	0,391	0,486
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	250,5	57,87	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	3804	68,24	1,012	377,3	68,02	0,847
140	4098	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	1,058

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	67,02	59,12	0,674	35,16	57,56	0,623
110	75,48	61,86	0,700	40,72	60,67	0,653
120	83,66	64,53	0,724	45,87	63,58	0,678
130	91,65	67,21	0,745	50,77	66,28	0,701
140	99,50	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	28,21	59,28	0,858	-	-	-
120	30,66	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	51,08	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).

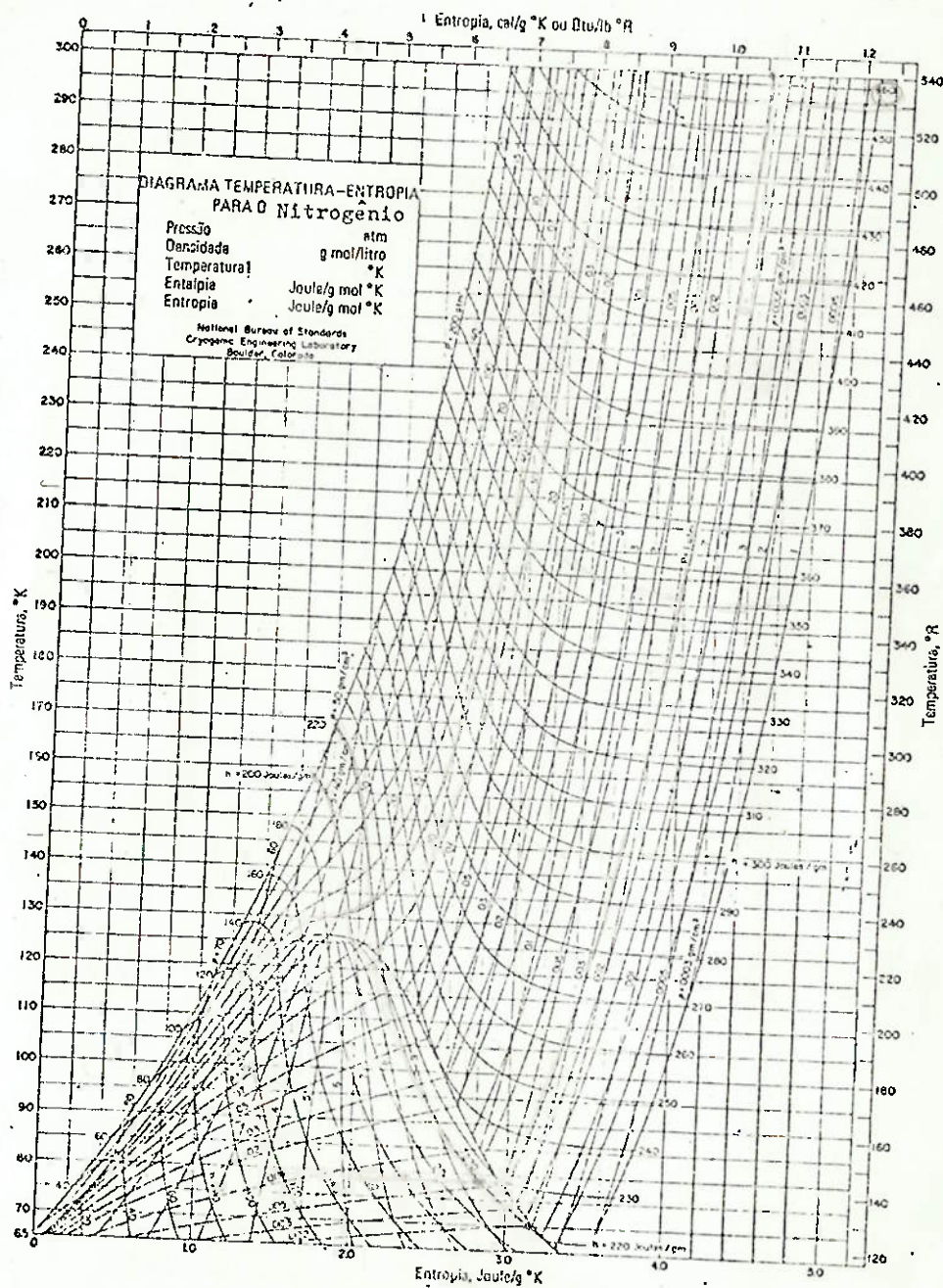


Diagrama temperatura-entropia para o nitrogênio (ASHRAE
Handbook of Fundamentals, 1967)

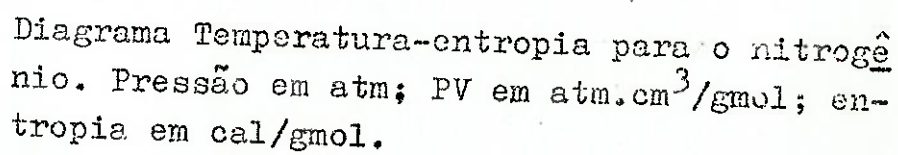
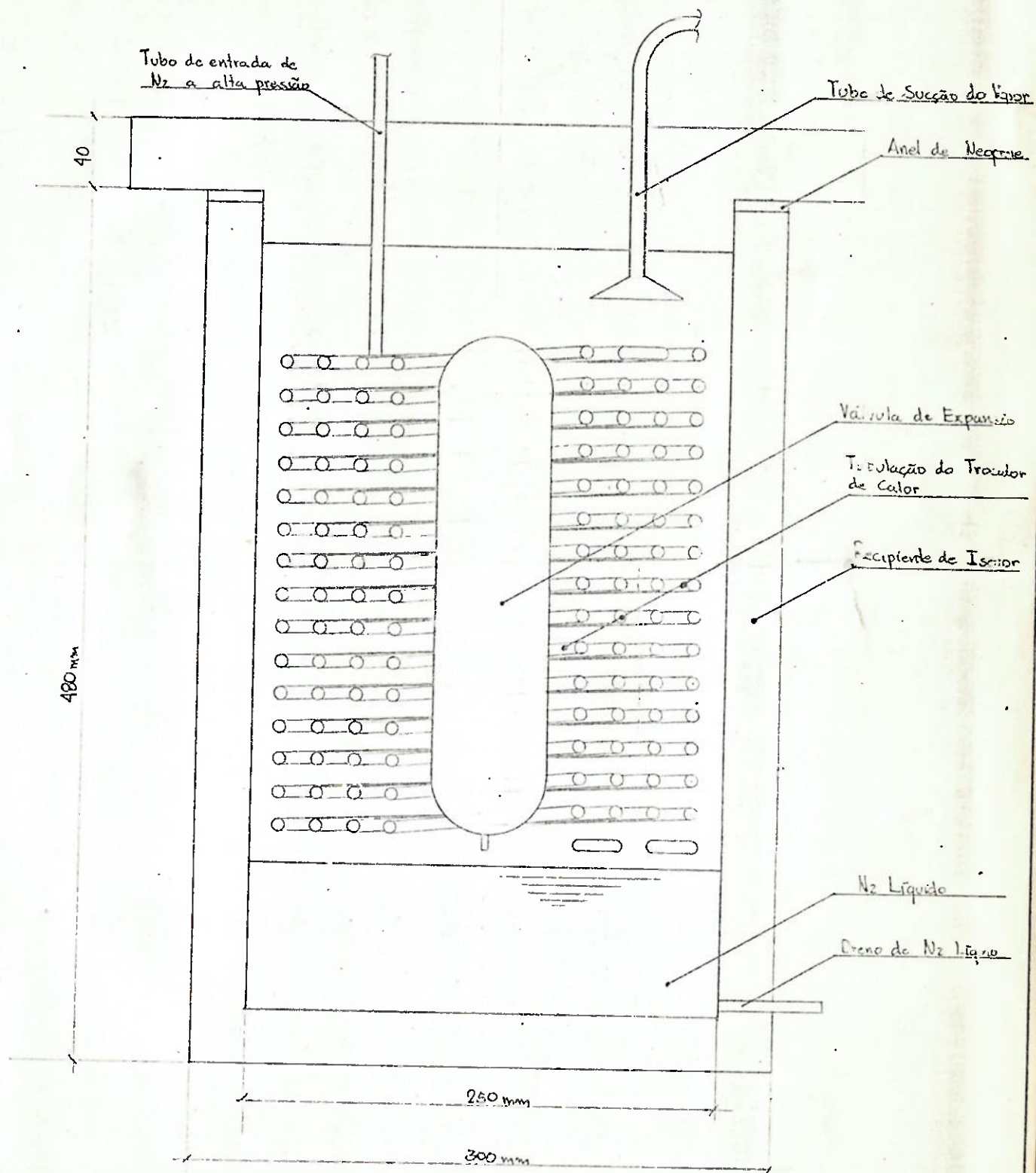


Diagrama Temperatura-entropia para o nitrogênio. Pressão em atm; PV em atm.cm³/gmol; entropia em cal/gmol.

Esquema do Recipiente contendo o Trocador



BIBLIOGRAFIA:

- I - Barron, Randall. Cryogenic Systems - McGraw-Hill, New York, USA - 1966
- II - Van Wylen, Gordon. Fundamentos da Termodinâmica
Sonntag, Richard E. Clássica - Ed. Edgard Blucher Ltda - Brasil - 1976
- III - Kreith, Frank. Princípios da Transmissão de Calor - Ed. Edgard Blucher - Brasil - 1977
- IV - Scott, Russell B. Cryogenic Engineering - D. Van Nostrand Company, New Jersey - USA - 1959
- V - Stoecker, W. F. . Refrigeración y Acondicionamiento de Aire - McGraw Hill, Madrid - Espanha - 1965
- VI - Silva, Remi B. Manual de Termodinâmica e Transmissão de calor - EPUSP - Brasil
e outros
1972