

FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Tese de: mestrado

Título da Tese: "Trocadores de Calor Criogênicos (Refrigeradores/Liquefatores de ciclo Stirling)

Autor: Engº Johnson Francisco Ordoñez

Orientador: Prof. Dr. Sérgio Gama

Co-orientador: Profa. Dra. Judith Zoltán Halász

Aprovado por

Profa. Dra. Judith Zoltán Halász

Prof. Dr. Sérgio Gama

Prof. Dr. Osvaldo Vidal Trevisan

*Este exemplar corresponde
à versão final de seu
trabalho aprovada pelo Sr. Johnson F. Ordoñez
em 19/3/87*

março/1987

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

Dedico este trabalho aos meus pais, João (em memória) e Venina e à minha irmã Valquíria pelos incentivos, cuidados e afeto que sempre me dedicaram.

A vida juntou nós dois e ficou ótimo. Pra você,
Marta, minha querida companheira.

As sem-razões do amor

Eu te amo porque te amo.
Não precisas ser amante,
e nem sempre sabes sê-lo.
Eu te amo porque te amo.
Amor é estado de graça
e com amor se paga.

Amor é dado de graça,
é semeado no vento,
na cachoeira, no eclipse.
Amor foge a dicionários
e a regulamentos vários.

Eu te amo porque não amo
bastante ou demais a mim.
Porque amor não se troca,
não se conjuga nem se ama.
Por que amor é amor a nada,
feliz e forte em si mesmo.

Amor é primo da morte,
e da morte vencedor,
por mais que o matem (e matam)
a cada instante de amor.

Carlos Drummond de Andrade

Que bom, Durval Lontro. Somente a um pequenino número foi dado, por contingências da vida, por estado de graça, dizer no sentido mais profundo a palavra "amigo". Pra você, com a minha mais viva simpatia.

Que bom, amigo.

Que bom, amigo
Poder saber outra vez que estás comigo
Dizer com certeza outra vez a palavra
amigo
Se bem que isso nunca deixou de ser

Que bom, amigo
Poder dizer o teu nome a toda hora
A toda gente
Sentir que tu sabes
Que estou pro que der contigo
Se bem que isso nunca deixou de ser

Que bom, amigo
Saber que na minha porta
A qualquer hora
Uma daquelas pessoas que a gente espera
Que chega trazendo a vida
Será você
Sem preocupação

Milton Nascimento

Pra vocês: Carlos e Vitor Bolzan e Paulo Iobiku, grandes e estimados amigos.

Agradecimentos

Ao Prof. Sérgio Gama, pela orientação de tese e amizade.

Ao Prof. Daltro Garcia Pinatti, pelas valiosas sugestões apresentadas.

A Profa. Judith Zoltan Halász pela estimada orientação de programa e o Prof. Leonardo Goldstein Jr., pela cooperação.

Ao técnico Carlos P. Pinelli, cuja participação e competência na execução foram de importância fundamental.

A divisão de cabos e fios da Pirelli S/A que gentilmente cedeu os fios para a construção do regenerador estudado neste trabalho.

Ao Centro de Tecnologia da Unicamp, particularmente ao Engº Carlos, pelos prestimosos serviços.

Aos técnicos Claudio Francisco Marques e João Alimiro Lopes, do setor de criogenia da Unicamp, pelos dedicados serviços.

Aos amigos Durval R. Junior e Renato F. Jardim, pelos ensinamentos no uso dos computadores.

Aos companheiros de sala (Cristina, Renato, Durval), pela amizade.

Ao amigo Prof. Persival Brito, pela gentileza de revisar o texto.

Pelo que só Deus sabe...

Ana Toma, Armando Moreira, Beth (Xerox), Cecília Tercza, Carlos Shigu, Cidinha, Claudio dos Santos, Claudio Marques, Cristina Bórmio, Cleusa, Célia, Deo Carmen, Durval Rodrigues, José A. Pimenta, João Alimiro, Jorge de Castro, João, Loritildo, Marcos Zwanziger, Mario Museu, Marta Daólio, Milton, Mamotaro, Renato Jardim, Renato Lopes, Reiko, Tadashi, Orival, Nivaldo, Walter...

NOMENCLATURA

A	= área de troca térmica, m ²
A _i	= área interna de troca de calor por convecção, m ²
A _o	= área externa de troca de calor por convecção, m ²
A _{cc}	= área da coroa circular da matriz, m ²
Bi	= número de Biot, adimensional
C _p	= calor específico do fluido a pressão constante, J/(kg.K)
C _x	= calor espec. da matriz do regenerador, J/(kg.K)
C ₁	= calor espec. do fluido quente, J/(kg.K)
C ₂	= calor espec. do fluido frio, J/(kg.K)
D ou d	= diâmetro de tubo, m
d _i	= diâmetro interno, m
d _o	= diâmetro externo, m
d _{fio}	= diâmetro do fio da matriz do regenerador, m
DMLT	= dif.média logarítmica de temperaturas, K
o	= eficiência do regenerador, adimensional
F	= fator de correção para DMLT, adimensional
f	= frequência do ciclo do refrigerador, r.p.m.
F _n	= período reduzido, adimensional
G	= vazão específica (vazão por unidade de área), kg/(m ² .s)
h	= coeficiente de transmissão de calor por convecção, W/(m ² .K)
h _i	= coef.de transmissão de calor interno, W/(m ² .K)
h _o	= coef. de transmissão de calor externo, W/(m ² .K)
k	= condutividade térmica, W/(m.K)
L	= comprimento, m
ṁ	= fluxo mássico, kg/(s.m ²)
m _{gr}	= massa de gás no regenerador, kg
m*	= massa do material da matriz do regenerador, kg
ṁ ₁	= vazão mássica do fluido quente, kg/s
ṁ ₂	= vazão mássica do fluido frio, kg/s
n	= número de tubos, adimensional
N _{tu}	= comprimento reduzido do regenerador, adimensional
Nu	= número de Nusselt, adimensional
P _c	= período do ciclo do regenerador, s
P	= pressão, kgf/cm ²
q ou Q	= taxa de transferência de calor, W
Δ Q _r	= calor que realmente o refrigerador pode absorver, W
Δ Q _o	= calor que o refrigerador pode absorver idealmente, W
Re	= número de Reynolds, adimensional
R	= raio do girabrequim do refrigerador, m
R _{di}	= resistência de depósitos interna ao tubo, m ² .K/W
R _{do}	= resistência de depósitos externa ao tubo, m ² .K/W
R	= resistência por condução no tubo, m ² .C/W
St	= número de Stanton, adimensional
T	= temperatura, K
T _x	= temperatura da matriz em um ponto qualquer do regenerador, K
T ₁	= temperatura do corpo 1, K

T_2	= temperatura do corpo 2, K
T_{00}	= temperatura em ponto generico distante do corpo, K
T_c	= temperatura de compressão, K
T_o	= temperatura de expansão, K
T_1	= temperatura do fluido quente, K
T_2	= temperatura do fluido frio, K
T_p	= temperatura na superfície do corpo, K
$T_{h,L}$	= temperatura do gás quente que entra no regenerador em $x=L$; K
$T_{c,0}$	= temperatura do gás frio que entra no regenerador em $x=0$; K
t	= tempo, s
U	= coeficiente global de transmissão de calor, $W/(m^2.K)$
V	= velocidade do fluido dentro do tubo, m/s
V_{gr}	= volume de gás no regenerador, m^3
x, y, z	= coordenadas do sistema cartesiano, adimensional
ρ	= densidade, kg/m^3
σ	= porosidade da matriz do regenerador, adimensional
μ	= viscosidade, s.Pa

OBSERVAÇÕES GERAIS:

*quando escreve-se kg/m^3 , a dimensão é a unidade de massa dividida pela unidade de comprimento elevada ao cubo. Em casos semelhantes o expoente é colocado logo a seguir sem símbolo de operação geométrica.

**os seguintes símbolos significam soma, subtração, divisão e multiplicação: + , - , / , .

***o operador ∂ significa a derivada parcial de uma função e d a derivada total.

****os índices t, c, cu e Hc são usados para propriedades do tubo, do casco, do cobre e do hélio, respectivamente.

*****No apêndice, (') é usado para os dados de entrada do trocador de calor e (") para os dados de saída do trocador de calor.

*****sabe-se que, a tendência mundial é a unificação no "Systeme International d'Unités", mas freqüentes vezes, inclusive nos melhores autores, usam-se outras unidades. Neste trabalho deseja-se transmitir da melhor maneira as experiências práticas, com as unidades mais convenientes.

RESUMO

Os trocadores de calor criogênicos podem ser usados numa infinidade de sistemas onde devem-se promover trocas térmicas entre dois ou mais fluidos, a citar: Refrigeradores/Liquefatores de nitrogênio, hélio, hidrogênio, oxigênio, etc.

Este trabalho consta, essencialmente, do dimensionamento, fabricação e testes de dois tipos de trocadores de calor usados em Refrigeradores/Liquefatores de ciclo Stirling: um trocador de calor compacto tipo casco-tubo e um trocador de calor regenerativo criogênico.

Na apresentação:

- 1) faz-se um esboço dos principais trocadores de calor usados em processos criogênicos;
- 2) apresenta-se os Refrigeradores/Liquefatores de ciclo Stirling;
- 3) finalmente, particulariza-se o dimensionamento, fabricação e testes de dois tipos específicos de trocadores de calor para refrigeradores criogênicos de ciclo Stirling: um trocador de calor regenerativo criogênico, feito com lâ de cobre, e um trocador tipo casco-tubo de 11cm de diâmetro e 261 tubos de 0,12cm de diâmetro.

ÍNDICE

-NOMENCLATURA

-RESUMO

-ÍNDICE

1. Introdução.....	01
2. Alguns tipos de trocadores de calor usados em processos criogênicos.....	02
3. Conceitos básicos utilizados nos cálculos dos trocadores de calor.....	05
4. Refrigeradores/Liquofatores de ciclo Stirling.....	09
5. Dimensionamento do trocador de calor compacto tipo casco- tubo.....	14
6. Fabricação do trocador de calor compacto tipo casco-tubo.....	21
7. Testes e avaliação dos resultados do trocador de calor compacto tipo casco-tubo.....	23
8. Dimensionamento do trocador de calor regenerativo criogê- nico.....	27
9. Fabricação do trocador de calor regenerativo criogênico.....	33
10. Testes e avaliação dos resultados do trocador de calor regenerativo criogênico.....	35
11. Conclusões.....	37
12. Referências.....	39
13. Figuras.....	41

-APÊNDICE: Projeto de um trocador de calor criogênico, Método da dife-
rença média logarítmica de temperaturas, Método de Hausen /
para o cálculo do trocadores de calor regenerativo.

1. Introdução

A alta energia requerida para a refrigeração a baixas temperaturas tem enfatizado a necessidade de trocadores de calor eficientes, compactos e de desenhos arrojados.

A baixa temperatura, as propriedades físicas dos fluidos são significativamente dependente da temperatura. Este fato é importante para considerar propriedades variáveis na análise e cálculo dos processos de transferência de calor. Os casos importantes são variações da condutividade térmica à baixa temperatura e as variações dos fenômenos convectivos na região do ponto crítico.

Para se obter o melhor desempenho de liquefação, dois itens devem ser considerados:

- 1- desenvolvimento de um refrigerador com alta eficiência;
- 2- projetar os componentes de forma que não haja desperdício da refrigeração produzida (Heat Leaks).

É conveniente lembrar que, devido à grande diferença de temperatura existente no processo (temperatura ambiente até temperaturas criogênicas), pode haver condensação ou ebulição de fluidos, proporcionando regiões de duas fases nos trocadores, tais como condensação de dióxido de carbono, água e outros contaminantes prejudiciais tanto ao fluxo de gases (entupimento) como à troca térmica (incrustação).

2. Alguns tipos de trocadores de calor usados em processos criogênicos.

Os trocadores nos processos criogênicos são de importância fundamental. Não é de surpreender que existam diversos tipos a satisfazer as dimensões e limitações mecânicas, o custo de fabricação, ou os princípios de funcionamento de vários processos.

Trocadores de calor de tubos concêntricos (Fig.1a)

Este é o tipo mais simples e consiste de tubos concêntricos. No tubo de menor diâmetro, passa gás quente a pressão maior e entre os tubos passa gás frio a pressão menor.

Este tipo de trocador pode ser implementado de forma a melhorar a troca térmica, conforme Figs.1b, 1c, 1d.

Trocador de calor Glaucque-Hampson (Fig.2)

Este trocador consiste de uma espiral de tubos espaçados, dentro dos quais passa gás quente a alta pressão. Os tubos são enrolados em cilindro e envolvidos por uma jaqueta isolante. O gás frio de retorno a baixa pressão flui no espaço anular entre o cilindro interno e a jaqueta. É muito importante o espaçamento regular da espiral de tubos para não haver caminhos preferenciais de fluxo de gás frio e também não proporcionar acréscimo de pressão.

Trocador de calor Collins (Fig.3)

Este trocador de calor consiste de vários tubos de cobre coaxiais que possuem uma fita de cobre espiralada presa lateralmente entre as regiões anulares formadas pelos tubos.

Em geral o gás a alta pressão passa pelo tubo central e o gás de retorno pelos espaços anulares.

Trocador de calor Phillips (Figs.4 e 5)

Várias camadas de papel resinado e uma fina tela de cobre são alternadas. Este trocador tem as vantagens de combinar vários fluxos, apresentar baixa condutividade térmica longitudinal e boa troca térmica através das telas.

Na prática, este tipo de trocador não resistiu ao uso em temperaturas criogênicas, tendo aparecido vazamentos devido às limitações da resina.

Trocador de calor casco-tubo (Fig.6)

Para as plantas de grande produção, este tipo é o mais utilizado. Este trocador pode adquirir vários aspectos, de forma a melhor adaptá-lo ao processo de liquefação utilizado. Neste trabalho projetamos e detalhamos a construção de um trocador deste tipo com apenas 11 centímetros de diâmetro e 216 tubos capilares de 1,2 milímetros de diâmetro. Os tubos são soldados nas flanges em forno de indução e em atmosfera inerte. Por dentro dos tubos flui gás hélio aquecido por compressão e, por fora, água refrigerante. O material dos tubos e flanges é aço inoxidável 304. Estes trocadores são substituídos periodicamente devido às incrustações e vazamentos.

Trocador de calor de placas (Fig.7)

Este trocador consiste de superfícies de troca térmica obtidas pela junção de camadas alternadas de lâminas corrugadas de alta uniformidade feitas de alumínio entre placas planas também de alumínio, de modo a formar passagens definidas de fluxo. As vantagens deste tipo de trocador são: compacticidade e leveza, suportando bem temperaturas criogênicas.

Trocador de calor regenerativo criogênico (Fig.8)

Os regeneradores são dispositivos que, numa fase do ciclo, armazenam calor retirado do fluido e, noutra, devolvem o calor armazenado para o fluido. Por causa da forma compacta e eficiente, são comumente usados na liquefação de gases. A característica de um regenerador é a ocupação do mesmo espaço alternativamente por dois gases. Para o uso a temperaturas criogênicas, deve-se construir o regenerador com um metal que tenha alta capacidade térmica a baixas temperaturas. Existem limitações para temperaturas próximas a 10 Kelvin, pois a capacidade térmica da maioria dos materiais cai quase a zero. Os materiais mais usados na fabricação de um regenerador são: cobre, alumínio, ligas de cobre, chumbo, etc.

Um regenerador pode ser feito de várias formas: círculos de tela empilhados de forma aleatória, microesferas de metal, lá de metal, esponja metálica de alta porosidade ou faixas de metal corrugado.

Neste trabalho faz-se o dimensionamento e descrição da fabricação de um regenerador construído com uma malha de cobre feita com fios da ordem de centésimos de milímetro de diâmetro.

3. Conceitos básicos utilizados nos cálculos dos trocadores de calor

Transferência de calor através dos sólidos

Equação de Fourier na direção x,

$$Q = -A(x) \cdot k(T) \cdot \partial T(x, y, z, t) / \partial x \quad (3-1)$$

Transferência de calor por radiação

Lei de Stefan-Boltzmann,

$$Q = \sigma \epsilon \cdot A \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (3-2)$$

Transferência de calor por convecção

Equação de Newton,

$$Q = h \cdot A \cdot (T_\infty - T_p) \quad (3-3)$$

Grupos Adimensionais

$$Re = \rho \cdot V \cdot d / \mu = d \cdot G / \mu \quad (3-4)$$

$$Pr = C_p \cdot \mu / k \quad (3-5)$$

$$Nu = h \cdot d / k \quad (3-6)$$

$$St = Nu / (Re \cdot Pr) \quad (3-7)$$

Escoamento laminar ou turbulento:

Observa-se, que o tipo de escoamento de um fluido num tubo é influenciado pela velocidade, densidade e viscosidade do fluido e pelo diâmetro do tubo. Pelo quociente $\rho \cdot V \cdot d / \mu$, denominado de número de Reynolds, verifica-se que o escoamento turbulento existe sempre que este número é maior que 2300 e laminar se é menor que 2100.

Algumas correlações entre grupos dimensionais;

Há uma infinidade de equações experimentais que correlacionam os vários grupos dimensionais entre si bem como com as grandezas físicas. Damos a seguir algumas destas relações que serão usadas oportunamente na seqüência deste trabalho.

a) Relação de Hauson [13] para tubo com temperatura de parede uniforme, $L/D < 400$ e $Re < 2100$ (escoamento laminar).

$$Nu = 3,66 + [0,0668.(D/L).Re.Pr]/(1 + 0,04[(D/L).Re.Pr]^{2/3}) \quad (3-8)$$

b) Relação de Mc Adams [23] para $L/D > 60$, $Re > 10000$ (turbulento), $0,7 < Pr < 100$, $T_p - T < 6^\circ C$ (líquidos), $T_p - T < 60^\circ C$ (gases).

$$Nu = 0,023.Re^{0,8}.Pr^n \quad - n=0,4 \text{ aquecimento e } n=0,3 \text{ resfriamento} \quad (3-9)$$

c) Relação de Knudsen-Katz para escoamento cruzado sobre cilindros (tubos-fios) [20].

$$Nu = C.Re^n .Pr^{1/3} \quad (3-10)$$

obs. Para cada Reynolds existe um C o um n correspondentes.

Propriedades físicas do gás hélio

Neste trabalho usamos as propriedades publicadas por Mc Carty [24].

Método usado para o cálculo do trocador de calor compacto tipo casco-tubo;

Existem vários métodos de cálculo para projeto e dimensionamento de trocadores de calor, estando alguns disponíveis através da literatura técnica aberta e outros, mais aperfeiçoados, geralmente acoplados a programas do computador que podem ser obtidos através de contratos com entidades privadas. Para o cálculo de trocadores de calor convencionais tipo casco-tubo existem vários métodos: Método de Kern [18] - Método de Bell [3] - Método de Tinker [32] - Método de Tinker com adaptações baseadas em Devore, A. [16] e Fraas, A.P. & Ozisik, M.N. [10], etc.

No caso do trocador de calor compacto tipo casco-tubo projetado neste trabalho seguimos o método da "Diferença Média Logarítmica de Temperatura" [5], com dados colhidos de artigos e livros especializados em ciência e tecnologia do criogonia. Este método leva em conta que as temperaturas dos fluidos ao longo do trocador não são constantes, variando do ponto para ponto à medida que o calor é transferido do fluido quente para o fluido frio, resultando numa variação da diferença de temperatura entre os fluidos ao longo do trocador. Associada às variações de temperaturas dos fluidos quente e frio, há variações nas propriedades térmicas dos fluidos e materiais envolvidos, o que implica em variações das impedâncias térmicas e, conseqüentemente, do coeficiente global de transferência de calor U . Ao se projetar um trocador, costuma-se calcular um valor médio para U , com as propriedades de cada fluido calculadas na média das temperaturas dos terminais do trocador, adotando-se o valor obtido como constante.

Método usado para o cálculo do trocador de calor regenerativo criogênico;

Neste trabalho apresenta-se o cálculo do regenerador segundo a solução gráfica obtida por Hausen [2], para um regenerador de fluxos em contracorrente e de iguais períodos de aquecimento e esfriamento. No gráfico obtido por Hausen, Ntu é o comprimento reduzido do regenerador, que mede o número de unidades de transferência térmica numa base de comprimento. Fn é o período reduzido que mede o número de unidades de transferência numa base temporal. Dessa forma, a eficiência de um regenerador pode ser dada como função de Ntu e Fn , conforme a figura Fig.9.

A eficiência de um trocador de calor regenerativo é definida como:

$$\epsilon = Q_{\text{real}}/Q_{\text{ideal}} = Q/[\dot{m}.C_p.(T_{h,L}-T_{c,0})]$$

Q_{real} é o calor realmente transferido para ou do gás, durante um processo de aquecimento ou esfriamento.

$T_{h,L}$ é a temperatura do gás quente que entra no regenerador em $x=L$

$T_{c,0}$ é a temperatura do gás frio que entra no regenerador em $x=0$

4. Refrigeradores/Liquefatores de ciclo Stirling

O ciclo de Stirling

Consiste de dois processos isotérmicos reversíveis e dois processos isocóricos também reversíveis. No esquema proposto, originalmente, por Stirling, a transferência de calor externa ocorria apenas durante os processos isotérmicos, a eficiência do ciclo seria igual àquela do ciclo de Carnot. Para se alcançar a reversibilidade termodinâmica com tal arranjo, é necessário ter uma série infinita de reservatórios de calor dividindo o intervalo de temperatura entre a fonte quente e a fonte fria. Em um dispositivo prático, a seqüência infinita de reservatórios de calor pode ser aproximada por um regenerador. As expansões e compressões ocorrem num intervalo de tempo tão pequeno (1750 vezes por minuto) que os cilindros podem ser considerados adiabáticos, ou seja, o gás tem a temperatura da parede do trocador e não ocorre nenhuma condução axial.

A Fig.10 mostra a representação esquemática das partes internas de um refrigerador de ciclo Stirling. Inicialmente, o gás hélio é comprimido pelo pistão de compressão H. O espaço entre o pistão de compressão H e o deslocador D é dividido pela região de compressão G. Na região B ocorre a expansão. Ambas regiões, de expansão e compressão, são conectadas através do trocador de calor compacto tipo casco-tubo F e o regenerador E. O objetivo deste trabalho é dimensionar e construir estes dois trocadores de calor. Para o entendimento dos refrigeradores de ciclo Stirling, divide-se o ciclo em quatro fases:

FASE I

O gás de trabalho contido na região de compressão G é comprimido pelo pistão H da pressão P_1 até a pressão máxima ($P_{m\acute{a}x}$).

FASE II

Enquanto o pistão H fica parado, o deslocador D empurra o gás comprimido, a volume constante, para a região de expansão B. O gás passa pelo trocador compacto tipo casco-tubo F, onde o calor da compressão é retirado. Então, o gás é forçado através do regenerador E, resfriando a volume constante. A energia do gás é estocada no regenerador.

FASE III

O gás é expandido na região B, absorvendo calor no condensador K.

FASE IV

O gás frio é então dirigido para a câmara de compressão G, pelo deslocador D, através do condensador, do regenerador e do trocador de calor compacto casco-tubo. O pistão H permanece parado embaixo e o volume do gás se mantém constante. Neste processo o gás é aquecido a volume constante e o regenerador é deixado frio.

O refrigerador para o qual foram feitos os trocadores de calor

A idéia de fabricar os trocadores de calor surgiu das necessidades de consumo, de nitrogênio líquido, da Unicamp. Os componentes do refrigerador do ciclo Stirling estavam com a vida útil esgotada.

Especificações técnicas

- a) Marca.....Philips
- b) Modelo.....PLN 106
- c) Produção de nitrogênio líquido..... 6 a 7 l/h
- d) Máxima pressão do trabalho..... 23Kgf/cm²
- e) Freqüência da rede elétrica.....60 Hz
- f) Temperatura do ontrada da água do refrigeração do trocador de calor compacto.....12° C
- g) Máxima temperatura do saída da água do refrigeração de trocador de calor compacto casco-tubo.....18° C
- h) Vazão do água para cada trocador de calor compacto casco-tubo.....0,75 m³/h
- i) Temperatura do bulbo úmido.....14° C
- j) freqüência de rotação do motor.....1750 r.p.m.

A Fig.11 mostra a socção transversal do um refrigerador do ciclo Stirling usado para a produção de ar líquido. O modelo PLN 106 é acoplado a uma coluna de destilação. A mais roconto versão (Fig.12) dos refrigeradores de ciclo Stirling foi desenvolvida por Stolfi e Jonge [31], em que os mancais lubrificados á óleo foram substituídos por mancais magnéticos e o movimento do eixo é linear. A principal aplicação destes refrigeradores, devido a compacticidado e leveza, é em naves espaciais.

Análise do refrigerador de ciclo Stirling

A análise do ciclo Stirling torna-se difícil porque os trocadores de calor afetam sensivelmente o desempenho global do refrigerador, não apenas através da queda de pressão e efetividade de transferência de calor, mas também através do volume ocupado pelo gás, que deve ser pressurizado e depressurizado em cada ciclo.

Uma análise simplista evita este problema considerando os componentes do troca de calor com volumes mortos iguais a zero.

Schmidt [28], foi quem primeiro considerou o efeito do volume morto, entretanto, visto que, as irreversibilidades não foram incluídas na análise de Schmidt, ele ainda mantinha a eficiência de Carnot. As análises mais recentes, consideram o efeito de irreversibilidades no desempenho do ciclo de Stirling, mas requerem a solução simultânea de equações diferenciais para os vários componentes, que resulta numa tarefa difícil, até mesmo com o uso de computadores.

Uma abordagem diferente ao problema do refrigerador do Stirling foi feita por Qvale e Smith [27]. Esta abordagem será usada aqui para o cálculo da massa de gás no regenerador.

Importância da eficiência dos trocadores de calor para os refrigeradores de ciclo Stirling

O bom desempenho dos refrigeradores de ciclo Stirling depende da eficiência dos trocadores de calor. O regenerador deve ser cons-

truido com um material de alta capacidade térmica, alto coeficiente de transmissão de calor, grande área de troca térmica e o fluxo mássico através do regenerador deve ser baixo. O argumento de Köhler [21] demonstra as severas condições que devem ser obedecidas:

$$\frac{\Delta Q_R}{Q_e} = 7(1-e) \frac{T_c - T_e}{T_e} \quad (4-1)$$

- ΔQ_R = calor que realmente o refrigerador pode absorver
- Q_e = calor que o refrigerador pode absorver idealmente
- T_c = temperatura de compressão
- T_e = temperatura de expansão
- e = eficiência do regenerador

No caso do refrigerador modelo PLN 106, da Unicamp, $T_c=300K$ e $T_e=77K$, portanto,

$$\frac{\Delta Q_R}{Q_e} = 21(1-e) \quad (4-2)$$

mostrando que para uma perda de regeneração de 1% significa perder 21% no desempenho do refrigerador.

5. Dimensionamento do trocador de calor compacto tipo casco-tubo

Ao se projetar este trocador de calor, algumas condições de projeto devem ser obedecidas:

a) o gás hélio flui dentro dos tubos e é aquecido por compressão e deve ser mantido à temperatura média de 50°C ,

$$T_{t1} = T_{t2} = 50^{\circ}\text{C} \quad (5-1)$$

b) a água que flui no casco é proveniente de sistema de refrigeração e entra a 12°C , com máxima temperatura de saída de 18°C . A vazão é de $0,75\text{m}^3/\text{h}$,

$$T_{c1} = 12^{\circ}\text{C} \quad (5-2)$$

$$T_{c2} = 18^{\circ}\text{C} \quad (5-3)$$

$$\dot{m}_c = 750\text{kg}/\text{h} \quad (5-4)$$

c) o tubo conseguido no mercado nacional é de aço Inoxidável 304, com diâmetro externo de $0,0016\text{m}$ e diâmetro interno de $0,0012\text{m}$,

$$d_e = 0,0016\text{m} \quad (5-5)$$

$$d_i = 0,0012\text{m} \quad (5-6)$$

$$L = 0,06\text{m} \quad (5-7)$$

d) as dimensões externas do trocador são limitadas pelo tipo, tamanho e forma de acoplamento ao refrigerador. Vide Figuras 16, 17, 18, 19 e 20.

Para efetuar os cálculos deste trocador, faz-se, inicialmente, algumas aproximações:

- o aço inoxidável 304 tem condutibilidade térmica muito pequena. O fluxo de calor na direção longitudinal será considerado desprezível,
- as temperaturas de entrada e saída do gás nos tubos são praticamente iguais (refrigerador realiza compressão isotérmica),
- o fator de incrustação interno ao tubo será estimado em $0,00018 \text{ m}^2 \cdot \text{C}/\text{W}$ Ref [2].
- o fator de incrustação externo ao tubo é desprezível (há restrições na operação do trocador)
- a velocidade do gás nos tubos é determinada pelo movimento biela-manivela do girabrequim do refrigerador que faz o pistão subir ou descer empurrando o gás nos tubos. A velocidade com que o pistão empurra o gás é uma função senoidal, cujo ângulo é dado pela posição do girabrequim e a frequência é de 1750 r.p.m. O raio do girabrequim é 0,052m. Os cálculos serão feitos na velocidade média.

$$V_t = \omega \cdot R = (1750/60) \cdot 0,052 = 2,38 \text{ m/s} \quad (5-8)$$

A seguir, vamos analisar qual o número de tubos necessários para promover a troca térmica do refrigerador.

Cálculo da diferença média logarítmica de temperaturas (Fig.13)

$$\text{DMLT} = [\Delta T_a - \Delta T_b] / [\ln (\Delta T_a / \Delta T_b)] \quad (5-9)$$

substituindo-se (5-1), (5-2) e (5-3) em (5-9)

$$\Delta T_a = T_{t1} - T_{c2} = 50 - 18 = 32$$

$$\Delta T_b = T_{t2} - T_{c1} = 50 - 12 = 38$$

$$DMLT = [32 - 38] / \ln(32/38)$$

$$DMLT = 34,90 \quad (5-10)$$

Cálculo das temperaturas médias dos fluidos

$$a) \text{ Para o casco} = (12 + 18) / 2 = 15^{\circ} \text{C} \quad (5-11)$$

$$b) \text{ Para os tubos} = 50^{\circ} \text{C} \quad (5-12)$$

As propriedades dos fluidos nas temperaturas médias

a) Fluido do tubo (hélio) Ref[24]

$$\rho_t = 2,90 \text{ kg/m}^3 \quad (5-13)$$

$$C_t = 5,2 \text{ kJ/(kg}^{\circ}\text{C)} \quad (5-14)$$

$$k_t = 0,1672 \text{ W/(m}^{\circ}\text{C)} \quad (5-15)$$

$$Pr_t = 0,667 \quad (5-16)$$

$$T_{t1} = T_{t2} = 50^{\circ} \text{C}$$

$$P_t (\text{Pressão média}) = 23 \text{ kgf/cm}^2 \quad (5-17)$$

$$\mu_t = 206,93 \times 10^{-7} \text{ s.Pa} \quad (5-18)$$

b) Fluido do casco (água) Ref[22]

$$\rho_c = 998,2 \text{ kg/m}^3 \quad (5-19)$$

$$\mu_c = 7,6 \times 10^{-4} \text{ s.Pa} \quad (5-20)$$

$$C_c = 4,187 \text{ kJ/(kg}^{\circ}\text{C)} \quad (5-21)$$

$$Pr_c = 7,11 \quad (5-22)$$

$$k_c = 0,594 \text{ W/(m}^{\circ}\text{C)} \quad (5-23)$$

Fatores de incrustação

a) Fator de incrustação dentro dos tubos (óleo lubrificante que se deposita na parede do tubo).

$$R_{di} = 0,00018(\text{m}^2\text{.C})/\text{W} \quad (5-24)$$

b) Fator de incrustação fora dos tubos.

Como a resistência de depósitos externa é de difícil estimativa, recomendamos que o trocador seja limpo a cada 1000 horas de funcionamento (Fig.14)

Se, porventura, houver acumulação de depósitos que reduzam a vazão de água abaixo do valor estipulado, a troca térmica será sensivelmente prejudicada; por este motivo, colocaremos um circuito elétrico acoplado a um medidor de vazão que interromperá o funcionamento do refrigerador caso não haja a vazão necessária.

$$R_{de} = 0 \text{ (zero)} \quad (5-25)$$

Cálculo do número de Reynolds dentro dos tubos

substituindo (5-13), (5-8), (5-6) e (5-18) em (3-4);

$$Re = \rho_t \cdot V_t \cdot d_i / \mu_t = 2,90 \cdot 2,38 \cdot 0,0012 / 206,93 \cdot 10^{-7}$$

$$Re = 401 \quad (5-26)$$

Para Reynolds menor que 2000, o escoamento é laminar.

Cálculo de h_i pela relação (3-8)

substituindo (5-6), (5-7), (5-26), (5-16) em (3-8);

$$Nu = 3,66 + (0,0668 (1,2/60).401.0,667 / (1 + 0,04 \cdot [(1,2/60).401.0,667]^{2/3}))$$

$$Nu = 3,97$$

$$\text{como } Nu = h_i \cdot d_i / k_t$$

$$h_i = 3,97 \times 0,16722 / 1,2 \times 10^{-3}$$

$$h_i = 553,15 \text{ W/(m}^2\text{.}^\circ\text{C)} \quad (5-27)$$

Cálculo de h_i , segundo Kays e London [17]

Kays e London fornecem um método para cálculo do calor por convecção em tubos de pequeno diâmetro. Para $L/D = 60/1,2 = 50$ obtemos $St \cdot Pr^{2/3} = 0,012$, como $St = Nu/Re \cdot Pr$ obtemos $Nu = 4,19$ e $h_i = 535 \text{ W/(m}^2\text{.}^\circ\text{C)}$. A diferença entre os dois métodos de cálculo é de apenas 3%. Na seqüência de cálculos vamos considerar $h_i = 553,15 \text{ W/(m}^2\text{.}^\circ\text{C)}$

Cálculo da resistência térmica por condução no tubo

$$R = [d_e \ln(d_e/d_i)] / 2k$$

k é conseguido da Fig.15

$$R = 1,44 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^2\text{.}^\circ\text{C)/W} \quad (5-28)$$

Cálculo de h_e , pela relação (3-10)

A area de secção transversal do trocador de calor compacto tipo casco-tubo é:

$$A = 0,030.0,001.4$$

$$A=0,00012m^2 \quad (5-29)$$

A vazão mássica de água para cada trocador é 750 kg/h e para cada secção livre é 187,5 kg/h

$$Re = 3653, \text{ como } 40 < Re < 4000 \text{ então } C=0,683 \text{ e } n=0,466 \quad \text{Ref [20]}$$

$$Nu = 0.683 . 3653^{0.466} . Pr^{1/3}$$

$$Nu = 60$$

$$h_e = 60.0,59/1,6.10^{-3}$$

$$h_e = 22125 \text{ W}/(m^2.^\circ C) \quad (5-30)$$

Cálculo do Coeficiente Global de Transferência de Calor

$$U = 1/[d_e/(h_i.d_i) + R + 1/h_e + (d_e.R_{di})/d_i + R_{de}] \quad (5-31)$$

$$\text{substituindo-se (5-5), (5-6), (5-27), (5-28), (5-30),}$$

$$(5-24), (5-25) \text{ em (5-31)}$$

$$U = 369,08 \text{ W}/(m^2.^\circ C) \quad (5-32)$$

Cálculo do número de tubos necessários para promover a troca térmica

Para que o refrigerador Stirling produza 6 litros por hora de nitrogênio líquido, deverão ser rejeitados 600 w para a água.

Então, o número de tubos necessários é:

$$Q = U.A.DMLT \quad (5-33)$$

$$\text{substituindo-se (5-10) e (5-31) em (5-33)}$$

$$Q = 369,08 \cdot n \cdot \pi \cdot 1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 10^{-2} \cdot 34,90$$

$$Q = 3,8 \cdot n$$

$$n = 156$$

(5-34)

Conclue-se, portanto, que são necessários 156 tubos para promover a troca térmica, mas considera-se que ao se soldar os tubos nas flanges a área efetiva de troca térmica será reduzida e também considerando que as resistências de depósito interna e externamente são fatores arbitrários. Vamos, então, construir o trocador com 260 tubos que é o máximo que a sua forma geométrica permite.

6. Fabricação do trocador de calor compacto tipo casco-tubo

Dificuldades encontradas inicialmente;

- a) Existe no mercado nacional tubos que suportem as solicitações de pressão (23 kgf/cm²) e também tenham baixa impedância térmica?
- b) Escolher quais materiais para a construção das partes do trocador de calor?
- c) Usar qual solda e como efectuar a soldagem?

Solução;

Estas perguntas foram solucionadas empiricamente e após exaustiva pesquisa de mercado. Inúmeros testes foram realizados até que se conseguisse peças de boa qualidade. Com relação aos materiais usados, houve dificuldade para conseguir no mercado nacional tubos de aço Inox 304 de pequeno diâmetro. O tubo conseguido é geralmente usado para fins médicos. Para soldar os tubos nas flanges, usou-se solda prata (45% Ag - 16% Cu - 17% Zn - 22% Cd). O material usado nas flanges e corpo é Aço Inoxidável 304, que foi escolhido devido as suas boas propriedades mecânicas e químicas.

Fabricação do trocador de calor

Na fabricação, usinou-se, inicialmente, as partes necessárias (Figs.16,17,18,19,20). Depois o trocador foi montado sobre uma base especialmente construída de forma que os tubos ficaram 0,05 cm acima da flange. Sobre a flange e entre os tubos foi espalhada, uniformemente, a solda prata. Depois, a flange superior e a solda foram aquecidos em forno de indução. Foram testadas diversas espirais até que se conseguisse aquecimento plano uniforme. A temperatura foi controlada com pirômetro óptico (700^oC). Então a posição do trocador foi invertida e a flange inferior foi soldada também por indução. A soldagem foi feita em "Câmara de Vácuo", com atmosfera inerte de argônio.

Como eliminar vazamentos nas regiões soldadas?

Inicialmente, de cada cinco peças fabricadas, apenas três estavam em condições adequadas para o uso, pois apareciam vazamentos. Atualmente, o aproveitamento é quase total. O grande segredo é conseguir uniformizar ao máximo a temperatura no plano de soldagem e garantir a boa distribuição da solda.

7. Testes e avaliação dos resultados do trocador de calor compacto tipo casco-tubo

Os testes do trocador de calor compacto tipo casco-tubo foram feitos usando como referencial o desvio do desempenho do refrigerador de ciclo Stirling, em relação a condição "Standard".

A Philips fornece o gráfico (Fig.21) para que seja calculado o desempenho do refrigerador nas condições locais.

- A representa os desvios da pressão média de trabalho do refrigerador,
- B representa os desvios da pressão de trabalho do refrigerador,
- C representa os desvios no consumo de água do trocador de calor compacto tipo casco-tubo,
- D representa os desvios na temperatura de bulbo úmido,
- E representa os desvios em relação ao nível do mar.

Nas condições do laboratório na Unicamp (Campinas) a produção do refrigerador na condição "Standard" deve ser:

A 23 kgf/cm ²	fator= 1,0
B 12 ^o C	fator= 1,02
C 0,75 m ³ /h	fator= 1,0
D 14 ^o C	fator= 1,0
E 750m	fator= 0,97

O fator total será $1,0 \cdot 1,02 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,97 = 0,989$

Neste caso a produção mínima do refrigerador deve ser :

$$0,989 \cdot 6 = 5,93 \text{ l/h}$$

Com relação ao trocador de calor compacto tipo casco-tubo construído, obtivemos os seguintes resultados experimentais:

Número da Medida	Vazão de água (m ³ /h)	Temperatura de entrada da água (°C)	Temperatura de saída da água (°C)	Temperatura do gás nos tubos (°C)	Temperatura ambiente (°C)	Pressão de gás hélio (Kgf/cm ²)	Produção do Refrigerador (l/h)
01	0,75	12	18	49	21	22	6,0
02	0,75	12	18	48,5	21	22	6,0
03	0,75	12	18	49,5	21	23,5	6,1
04	0,75	12	18,5	51	19	23,5	6,1

Tabela 7.1 - Medidas experimentais do trocador de calor compacto tipo casco-tubo.

Estas medidas foram tomadas com aproximadamente um mês de intervalo entre uma e outra e demonstram que não houve alteração no desempenho do refrigerador com o novo trocador de calor compacto tipo casco-tubo. Se for feita comparação entre as medidas, verifica-se que a condição "Standard" foi mantida.

O teste que realmente comprovou o ótimo desempenho do trocador de calor compacto tipo casco-tubo, veio com o passar do tempo. Os dois refrigeradores da Unicamp, (um PLN 430 de 25 l/h e um PLN 106 de 6 l/h), suprem a demanda de nitrogênio líquido, com os novos trocadores de calor, desde agosto de 1985 até a presente data.

Ano Mês	1984	1985	1986	1987
Janeiro	2597	1864	962	2865
Fevereiro	4194	2935	2372	
Março	2666	3075	2551	
Abril	zero *	3039	3602	
Maio	zero	4763	5172	
Junho	4200	3285	4902	
Julho	3800	3884	4015	
Agosto	7970	4593 **	3787	
Setembro	2483	2862	4838	
Outubro	1799	4630	3608	
Novembro	1400	4418	3513	
Dezembro	1304	4027	2438	

Tabela 7.2 - Fornecimento de nitrogênio líquido, em litros, da UNICAMP.

* - Fim da vida útil do refrigerador de ciclo Stirling (PLN-430). A UNICAMP começou a consumir nitrogênio líquido comprado.

** - O refrigerador voltou a funcionar e com os novos trocadores de calor.

Custo de fabricação

Para a fabricação do trocador de calor compacto tipo casco-tubo é necessário a disponibilidade de uma infraestrutura adequada: Forno de Indução com câmara de vácuo, torno, furadeira, retificadora e mão de obra especializada. Nas condições da Unicamp, que possui esta infraestrutura, o custo de fabricação é de aproximadamente US\$ 1500.00. O trocador de calor correspondente importado custa US\$ 1819.00, sem contar as despesas e impostos de importação.

O Brasil tem 63 refrigeradores do ciclo Stirling que produzem 6 l/h e um refrigerador que produz 25 l/h de nitrogênio líquido. Alguns desses refrigeradores necessitam do trocador de calor compacto tipo casco-tubo para continuarem funcionando e outros para voltarem a funcionar. Este trabalho tem o mérito de ser o pioneiro na construção de trocadores de calor compacto tipo casco-tubo.

8. Dimensionamento do trocador de calor regenerativo criogênico

Este trocador de calor participa nas fases II e IV, armazenando e devolvendo calor ao gás hélio. Ao se projetar o trocador de calor regenerativo criogênico, algumas condições devem ser obedecidas:

Condições de projeto

material da matriz	cobre	
diâmetro do fio da matriz (d_{fio}).....	$4 \cdot 10^{-5} \text{ m}$	(8-1)
porosidade da matriz (σ)	77,57%	(8-2)
área da coroa circular da matriz (A_{cc}).....	$33,29 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$	(8-3)
volume de gás no regenerador (V_{gr}).....	$111 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$	(8-4)
pressão do gás (P).....	22kgf/cm ²	(8-5)
temperatura do gás na região quente (T_c).....	300 K	(8-6)
temperatura do gás na região fria (T_e).....	77 K	(8-7)
freqüência do ciclo do regenerador (f).....	1750 r.p.m.	(8-8)
massa de cobre na matriz (m_{Cu}).....	0,286kg	(8-9)

Propriedades físicas do gás hélio e do cobre na temperatura média

temperatura média $(300+77)/2=$	188K	(8-10)
densidade do cobre (ρ_{Cu})	$8,9 \cdot 10^6 \text{ kg/m}^3$	(8-11)
calor específico do cobre (C_{pCu})	348 J/(kg.K)	(8-12)
viscosidade do gás hélio (μ_{He}).....	$14,34 \cdot 10^{-8} \text{ s.Pa}$	(8-13)
calor específico do gás hélio (C_{pHe})	5275 J/(kg.K)	(8-14)

condutibilidade do gás hélio (k_{He}).....0,11 W/(m.K) (8-15)

Aproximações necessárias para efetuar os cálculos;

Com a finalidade de simplificar os cálculos do trocador de calor regenerativo criogênico deste trabalho, faz-se algumas aproximações:

- a) A condutibilidade térmica da matriz de cobre é nula paralelamente ao fluxo do gás e infinita perpendicular ao fluxo do gás.
- b) A vazão mássica do gás e o calor específico do mesmo são constantes no tempo e na posição.
- c) A pressão no regenerador será assumida como constante.
- d) O coeficiente de película, o calor específico e a densidade do material da matriz são constantes.
- e) Os efeitos térmicos das paredes do regenerador são desprezíveis.
- f) O fluxo de gás entra no regenerador a temperatura constante.
- g) As propriedades físicas do material da matriz e do gás serão tomadas à temperatura média de trabalho.
- h) O volume de gás retido no regenerador é desprezível.

Cálculos

A expressão para cálculo do coeficiente de película para este tipo de regenerador tem a seguinte forma [19]:

$$St.Pr^{2/3} = 1,1 \cdot 10^{-0,41} \cdot Re \quad (8-16)$$

Onde, $St = h / (\dot{m} \cdot C_{pHe})$ (8-17)

$$Pr = C_{pHe} \cdot \mu_{He} / k_{He} \quad (8-18)$$

$$Re = 4 \cdot \dot{m} \cdot V_{gr} / (\mu_{He} \cdot A) \quad (8-19)$$

O refrigerador funciona pelo ciclo Stirling; portanto, a massa de gás é dada por [27].

$$m_{gr} = (2 \cdot P \cdot V_{gr}) / R' \cdot (T_c + T_e) \quad (8-20)$$

$$P = 1/f = 0,0343 \text{ s} \quad (8-21)$$

$$R' = 20,514 \cdot 10^9 \text{ (kgf/cm}^2 \text{) / (m}^3 \cdot \text{kg.mol}^{-1} \text{)} \quad (8-22)$$

substituindo-se (8-21), (8-22), (8-4), (8-6) e (8-7)

em (8-20):

$$m_{gr} = 0,6315 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \quad (8-23)$$

Em um ciclo, o gás tem períodos iguais de aquecimento e esfriamento, ou seja, em meio período, o gás passará uma vez pelo regenerador:

$$P_c = 1/f \quad t = 1/2f = 0,017 \text{ segundos} \quad (8-24)$$

portanto:

$$\dot{m} = m_{gr} / (A_{cc} \cdot \sigma \cdot \Delta t) \quad (8-25)$$

substituindo-se (8-23), (8-3), (8-2) e (8-24) em (8-25):

$$\dot{m}=14,27 \text{ kg/(s.m}^2\text{)} \quad (8-26)$$

Para o cálculo da área de troca térmica, assumiremos a lâ de cobre como sendo um fio cilíndrico; portanto, a área da base do fio vezes o comprimento do fio é igual ao volume de cobre. Logo:

$$\text{comprimento do fio} = 4 \cdot m_{\text{cu}} / (\rho_{\text{cu}} \cdot \pi \cdot d_{\text{fio}}^2) \quad (8-27)$$

substituindo-se (8-1), (8-9), (8-11) em (8-27):

$$\text{comprimento do fio} = 2,55 \cdot 10^4 \text{ m} \quad (8-28)$$

$$A = \pi \cdot d_{\text{fio}} \cdot 2,55 \cdot 10^6 = 3,21 \text{ m}^2 \quad (8-29)$$

substituindo-se os valores na expressão (8-16) tem-se que

$$h = 35,28 \cdot 10^{-3} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \quad (8-30)$$

$$Ntu = 1,5 \cdot 10^4 \quad (8-31)$$

$$Fn = 39 \quad (8-32)$$

Indo com estes valores ((8-31) e (8-32)) ao gráfico da figura 9, obtemos uma eficiência para este regenerador de aproximadamente 93 %.

Portanto Q real será:

$$Q_{\text{real}} = e \cdot \dot{m} \cdot C \cdot (T_{h,L} - T_{c,0}) = 1561,75 \cdot 10 \text{ W/m}^2 \quad (8-33)$$

Influência do diâmetro do fio na eficiência do regenerador

Originalmente, o diâmetro do fio com que a Phillips fabricou a matriz de lã de cobre, é $2,4 \cdot 10^{-5}$ m. Os resultados dos cálculos efetuados para este diâmetro fornecem os seguintes valores:

$$A=5,3m^2 \quad (8-34)$$

$$h=13054W \quad (8-35)$$

$$Ntu=30000 \quad (8-36)$$

$$Fn=78 \quad (8-37)$$

Indo ao gráfico da Fig.03, verifica-se uma eficiência tendendo a um valor maior que 90%, pois o valor de Ntu é muito grande.

Se for usado fio de $4 \cdot 10^{-5}$ m de diâmetro, haverá perda de 20% (comparação entre (8-30) e (8-35)) no valor do coeficiente de película, em relação ao fio de $2,4 \cdot 10^{-5}$ m de diâmetro. O valor de Ntu será a metade, mas também o valor Fn será bem menor e a perda da eficiência não será relevante. Porém, a eficiência térmica de um regenerador é bastante reduzida quando a matriz possui condutividade térmica muito alta na direção axial (principalmente quando o comprimento do regenerador é pequeno). O aumento do diâmetro do fio de cobre ocasiona aumento da condução sólida. Este problema foi resolvido de maneira prática e será explicado na fabricação do regenerador.

Outro fator de grande redução da eficiência do regenerador é a acentuada queda do calor específico do cobre para temperatura inferior a 100K, resultando em grande diminuição da capacidade térmica da matriz. Por este motivo, optamos por fabricar um regenerador onde a região da matriz que está a 77K foi feita com fios de $2,4 \cdot 10^{-5}$ m de diâmetro e a região que está a 300K foi feita com fios de $4 \cdot 10^{-5}$ m de diâmetro. Esta iniciativa visa, compensar a redução do calor específico do cobre com o aumento da área de troca térmica. Da Fig.9, vê-se os fatores que determinam a eficiência do regenerador (Ntu e Fn). Para se ter alta eficiência é necessário alto valor de Ntu e pequeno valor de Fn. Em outras palavras, deve-se ter alto valor do coeficiente de película, grande área de troca térmica e pequeno valor da capacidade térmica do fluxo de gás; alto valor da capacidade térmica da matriz e alta frequência.

O ideal seria que o regenerador fosse fabricado somente com fios de $2,4 \cdot 10^{-5}$ m, mas devido a necessidade de otimização dos custos e dificuldades para se conseguir fios com diâmetro tão pequeno, fabricou-se o regenerador usando-se: 0,1kg dos fios de $2,4 \cdot 10^{-5}$ m de diâmetro e 0,186kg com fios de $4 \cdot 10^{-5}$ m.

Teóricamente, a massa do regenerador é muito maior que a massa do gás refrigerante e a superfície de contato entre os dois é imensa. Espera-se que, o regenerador construído, tenha eficiência acima de 90%. Os testes serão feitos com base no desempenho do refrigerador de ciclo Stirling.

9. Fabricação do trocador de calor regenerativo criogênico (Fig.08)

Dificuldades encontradas inicialmente;

a) Quais materiais devem ser usados?

a) Existe no mercado nacional um fio de diâmetro tão pequeno?

b) Como garantir que a condução do calor na direção axial seja mínima e por sua vez na direção radial seja máxima?

c) como fazer para que a porosidade da matriz seja uniforme?

Solução;

Fabricou-se a matriz do regenerador com lâ de cobre simplesmente pela maior facilidade de aquisição. Fios feitos de outros materiais poderiam ser, eventualmente, usados. Para um regenerador feito com fios, do mesmo diâmetro, de nióbio, obtém-se: $F_n = 55$ e $N_{tu} = 10000$, conseqüentemente, eficiência tendendo a 90%. Comparando-se as condutibilidades térmicas do cobre e nióbio, verifica-se que a condutividade térmica do primeiro é com vezes maior que a do segundo. Assim, se comparadas as eficiências reais para ambos os trocadores, levando em conta a condução axial, espera-se que a eficiência real para o regenerador de cobre tenha um valor menor que o do nióbio, por causa da grande disparidade das condutibilidades térmicas dos materiais. Isto demonstra que a fabricação de um regenerador com fios de nióbio é viável. Uma

análise semelhante pode ser feita para o chumbo, níquel, aço inoxidável, etc.

O processo mais adequado para a fabricação da esponja de cobre é o spinning (turbina de cobre líquido), que requer alta sofisticação mecânica e trabalha a temperaturas de 1200°C . No nosso caso, a esponja de cobre foi feita com fio fabricado por trefilação, geralmente usado em circuitos eletrônicos. Houve grande dificuldade para se conseguir esse tipo de fio, pois é considerado um produto especial e poucas empresas estão capacitadas para a sua fabricação. Exigiu-se a compra de uma quantidade mínima, além das necessidades deste trabalho.

O corpo interno e externo do regenerador foi feito com tubos de fenolite, que é um material facilmente encontrado no mercado nacional. Eventualmente, outros materiais poderiam ser usados, mas com a condição de que a condutividade térmica fosse muito pequena.

Para garantir que a condução de calor na direção axial fosse mínima e na direção radial fosse máxima, fabricou-se com os fios de cobre, uma lâ, que foi colocada em camadas, umas sobre as outras (como se fossem livros empilhados). O objetivo desse arranjo foi criar descontinuidades na direção axial e o oposto na direção transversal.

A porosidade adequada foi conseguida com um dispositivo, especialmente construído, e que acoplado a um fluxômetro permitiu verificar se a vazão de gás hélio, através do regenerador, era a mesma especificada na equação (8-26). No caso do regenerador construído, a lâ de cobre foi feita manualmente e uniformizou-se sua densidade, da melhor forma possível, para garantir que a porosidade fosse constante.

10. Testes e avaliação dos resultados do trocador de calor regenerativo criogênico.

O regenerador foi testado com base no chamado "Teste da Primeira Gota". Este método se baseia na medida do intervalo de tempo entre o momento em que o refrigerador foi ligado e o momento em que é condensada a primeira gota de ar líquido. A precisão deste método é de $\pm 0,4$ l/h, na produção de nitrogênio líquido.

"TESTE DA PRIMEIRA GOTA"

- a) medir a temperatura de entrada do ar no condensador
- b) regular a pressão do gás no refrigerador para 23 kgf/cm²
- c) iniciar o funcionamento do refrigerador e medir o tempo que levará para condensar a primeira gota de ar líquido
- d) no gráfico da Fig.22, verificar qual a produção do refrigerador

MEDIDAS EXPERIMENTAIS

Intervalo de tempo 360 segundos

temperatura do ar de entrada no condensador.....30° C

Indo ao gráfico (Fig.22), consegue-se a produção de:

$(5,8 \pm 0,4)$ l/h

Produção do refrigerador com o regenerador construído

O teste da primeira gota apenas prevê a possível produção do refrigerador. Obteve-se, posteriormente, a produção média do líquido do refrigerador de ciclo Stirling. Os resultados foram que para pressão de gás hélio de 23kgf/cm², temperatura ambiente 30°C, temperaturas de entrada e saída da água de 12 e 18°C; a produção se manteve num valor médio de 5,3 l/h de líquido. Portanto, o refrigerador continuou operando próximo da condição "Standard", calculada na pag.24. A queda de produção do refrigerador foi de apenas 10%, demonstrando que o desempenho do regenerador construído é muito bom e muito próximo do valor teórico esperado (93%).

Otimização e custo de fabricação

Alguns detalhes práticos ainda devem ser otimizados, como fazer com que a densidade e porosidade da matriz sejam mais homogêneas e acomodar a lâmina de cobre, de tal forma que reduza mais ainda o calor na direção axial, diminuindo, mais ainda, o fluxo da região quente para a região fria. Quando houver disponibilidade, no mercado nacional, de fios de cobre com diâmetro ainda menor, será possível a fabricação de regeneradores ainda mais eficientes.

A fabricação de regeneradores deste tipo quase não necessita de infra-estrutura inicial e o custo por unidade é de aproximadamente US\$ 800.00. O preço do correspondente importado é US\$ 1120.00.

11. Conclusões

- a) fez-se o esboço dos principais trocadores de calor usados em processos criogênicos, elucidando-se suas vantagens ou desvantagens. Também apresentou-se os trocadores de calor que são objeto deste trabalho.
- b) resumiu-se alguns conceitos básicos utilizados nos cálculos dos trocadores de calor: as equações de troca de calor e os métodos de cálculo.
- c) apresentou-se: o ciclo termodinâmico de Stirling e sua grande aproximação com o ciclo de Carnot, o refrigerador para o qual foram feitos os trocadores de calor, a análise do refrigerador de ciclo Stirling, a importância da eficiência dos trocadores de calor para estes refrigeradores.
- d) dimensionou-se e descreveu-se a construção e testes do trocador de calor compacto casco-tubo usado em refrigeradores de ciclo Stirling. Mostrou-se a viabilidade da construção destes trocadores de calor, que podem ser usados não só em refrigeradores/liqüefatores de ciclo Stirling, mas também numa infinidade de outros sistemas.
- e) dimensionou-se e descreveu-se a construção e testes de um trocador de calor regenerativo criogênico usado em refrigeradores de ciclo Stirling. Com isto, pode-se adquirir experiência das dificuldades prá-

ticas para a construção de regeneradores criogênicos.

f) alcançou-se, com o presente trabalho, um entendimento quantitativo dos trocadores de calor usados em refrigeradores/liqüefatores do ciclo Stirling. Especificou-se os processos de fabricação e respectiva otimização de trocas térmicas.

g) beneficiou-se a comunidade da Universidade Estadual de Campinas, Instituto Agrônômico, Hospital das Clínicas e Itai, pela recuperação do refrigerador de nitrogênio líquido, que era dado como irrecuperável, após 15 anos de uso ininterrupto. Economizou-se US\$ 400 000.00.

h) iniciou-se, no Brasil, o desenvolvimento futuro de regeneradores criogênicos e trocadores de calor de pequeno porte.

12. Referências.

01. Arpacı, V.S., **Conduction Heat Transfer**, Addison-Wesley Publishing Company (1966).
02. Barron, R., **Cryogenic Systems**, Mc Graw-Hill, Inc., New York (1966).
03. Bell, K.J., **Estimate S&T Exchanger Design Fast**, Oil and Gas Journal, DEC 4 (1978).
04. Bell, J.H.Jr., **Cryogenic engineering**, Prentice Hall Space Technology Series (1963).
05. Bowman, R.A., Mueller, A.C., Nagle, W.M., **Mean Temperature Difference in Design**, Transactions of ASME, pp 283-294, May (1940).
06. Cardwell, F.D., **Optimum Tube Size for Shell-and-Tube-Type Heat Exchangers**, TRANSACTIONS OF THE ASME, vol 72, nov (1950).
07. Conte, R.R., **Elements de Cryogénie**, Centre d'études nucléaires, France (1970).
08. Dancy, D.E. and Radebaugh, R., **Non-ideal regenerator performance-the effect of void volume fluid heat capacity - Cryogenics**, sept (1984).
09. Devore, A., **Try this simplified method for rating baffled exchangers**, Petroleum Refiner (May 1961) pp221-233.
10. Fraas, A.P. & Ozisik, M.N., **Heat Exchangers Design**, John Willey & Sons (1965).
11. Haselden, G.G., **Cryogenic Fundamentals**, Academic Press (1971).
12. Hausen, H., **Technik, Mechanik und Thermodynamik**, vol1 (1930).
13. Hausen, H., **Darstellung des Wärmeüberganges im Rohren durch Vorrillgemeinerte Potenzbeziehungen**, Zeitschr. V.D.I. Beihefte Verfahrenstechnik, nº4, p 91 (1943).
14. Holman, J.P., **Heat Transfer**, Mc Graw-Hill (1983).
15. Jakob, M., **Heat Transfer**, vol.2, John Willey & Sons, Inc, New York (1957).
16. Kays, W.M. and London, A.L., **Compact Heat Exchangers**, Mc Graw-Hill, New York (1966).
17. Kays, W.M. and London, A.L., **Convective Heat-Transfer and Flow-Friction Behavior of Small Cylindrical Tubes-Circular and Rectangular Cross Section**, Trans. ASME, p1179 (1952).
18. Kern, Q.D., **Processos de transmissão de calor**, Guanabara dois (1980).
19. Kim, J.C. and Qvale, E.B., **Advances in Cryogenic Engineering**, vol 16, Plenum Press, New York (1970).
20. Knudsen, J.G. & Katz, D.L., **Fluid Dynamics and Heat Transfer**, Mc. Graw-Hill (1958).
21. Köhler, J.W.L. and Jonkers, C.O., **Fundamentals of the gas refrigerating machine - Philips Technical Review**, vol 16, pag 69 (1954).
22. Kreith, F., **Princípios da transmissão de calor**, Edgard Blücher Ltda (1977).
23. Mc Adams, W.H., **Review and Summary of Developments in Heat Transfer by Conduction and Convection**, Trans. A.Ch.E., vol 36, p1 (1940).
24. Mc Carty, R.D., **Thermophysical Properties of Helium-4 from 4 to 3000R with Pressures to 15000 Psia**, National Bureau of Standards, Boulder, Colorado (1972).

25. Prest, G., Philips Technical Review, vol 26, pag 1 (1965).
26. Reynolds, O., Scientific Papers of Osborne Reynolds, pg 81, Cambridge University Press, London (1901).
27. Rios, P.A. and Smith, J.L. and Qvale, E.B., An Analysis of the Stirling-cycle refrigerator, Advances in Cryogenic Engineering, Plenum Press, p332 (1969).
28. Schmidt, G., ZDVI, 15(1):97 (1871).
29. Scott, R.H., Cryogenic Engineering, D. Van Nostrand Company, Inc. (1966).
30. Spence, R.D. and Foiles, C.L., Stirling engines for demonstration - The Physics Teacher, Michigan State University, Jan (1982).
31. Stolfi, F. and de Jonge, A.K., Stirling cryogenerators with linear drive - Philips Technical Review, vol 42, pag 1, April (1985).
32. Tinker, Shell Side Characteristics of Shell and tube Heat Exchangers, Trans ASME 80-36 (1958).
33. Vance, R.W. and Duke, W.M., Applied Cryogenic Engineering, John Wiley and sons (1962).
34. Van Wylen, G.J. e Sonntag, R.E., Fundamentos da Termodinâmica Clássica, Editora Edgard Blucher Ltda (1976).
- nr 4, p91 (1943).
35. White, G.K., Experimental Techniques in Low-temperature physics, Oxford, Clarendon Press (1968).

OUTRAS CONSULTAS

36. Dados do curso de Criogenia da pós-graduação do Instituto de Física da Unicamp.
37. Literatura Técnica da Fundação de Tecnologia Industrial.
38. Normas Técnicas Internacionais e ABNT.
39. Catálogos e manuais de Industrias: MVE, Air Products Limited, Union Carbide, L'Air Liquid, Philips, Sulzer, BOC, CTI Cryogenics.

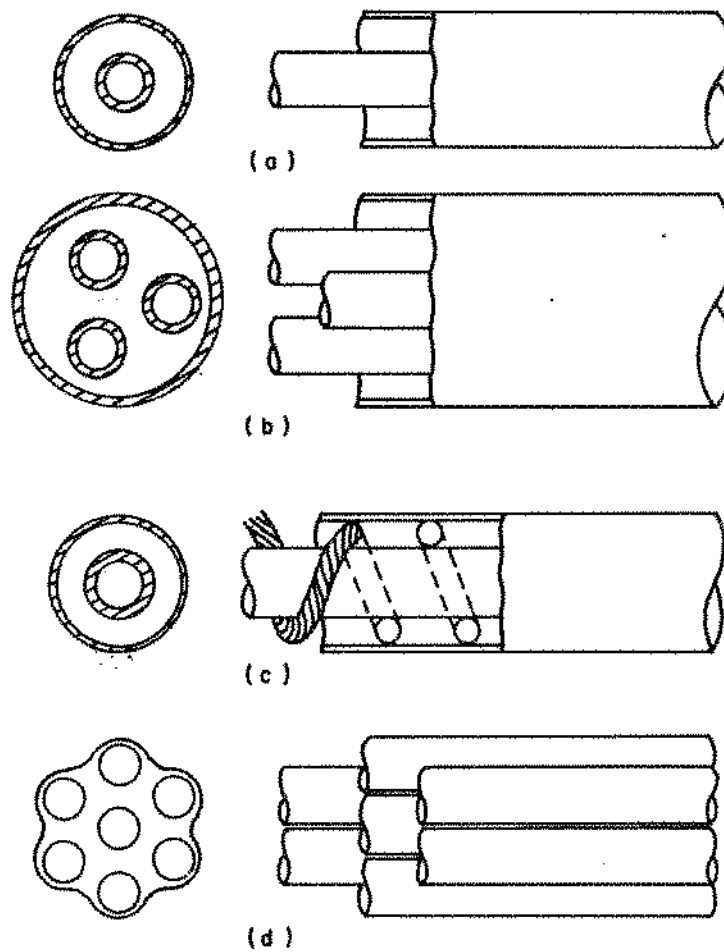


Fig.01 - Trocador de calor tubular

(a) Tubos concêntricos

(b) Tubos múltiplos

(c) Tubos concêntricos com espaçador

(d) Tubos múltiplos em forma de feixe

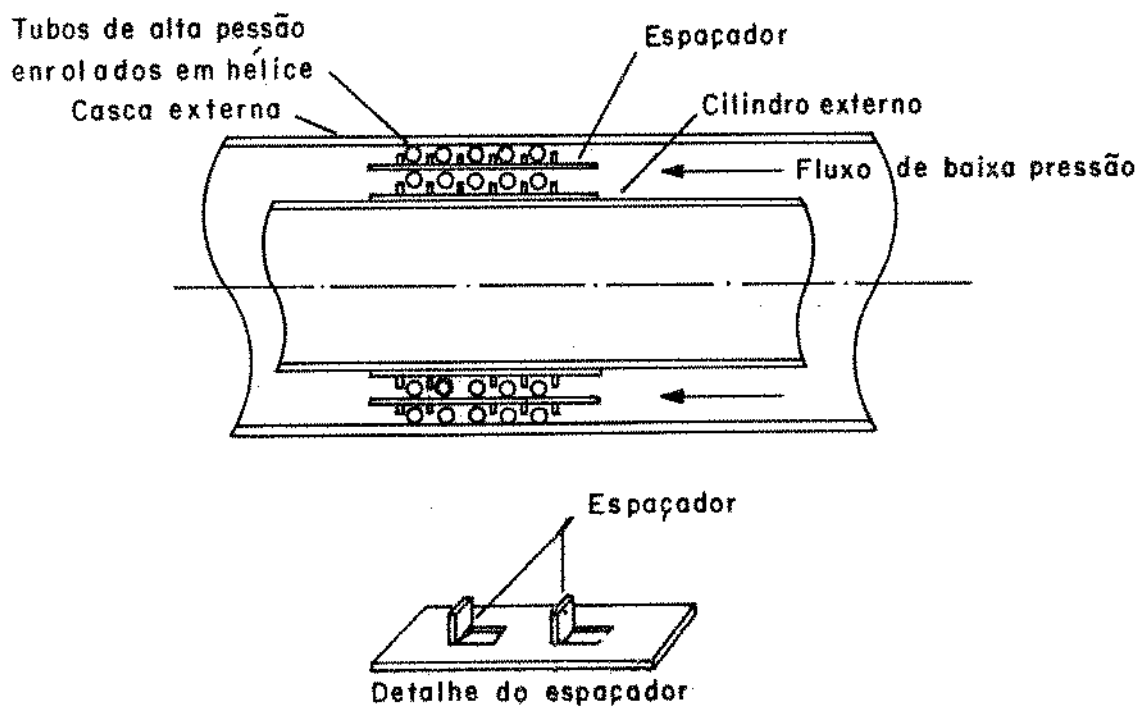


Fig.02 - Espaçadores usados nos trocadores Giauque-Hampson

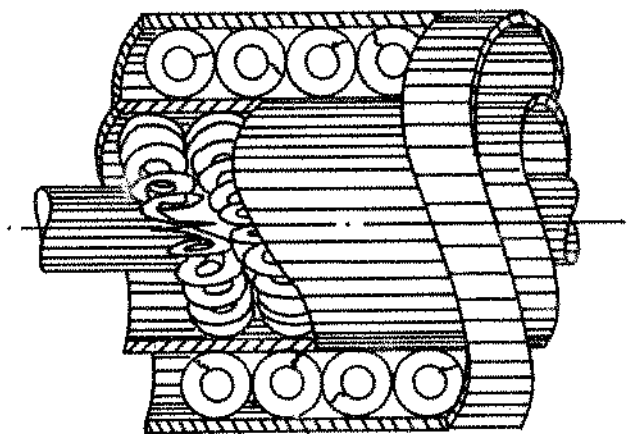


Fig.03 - Trocador de calor tipo Collins

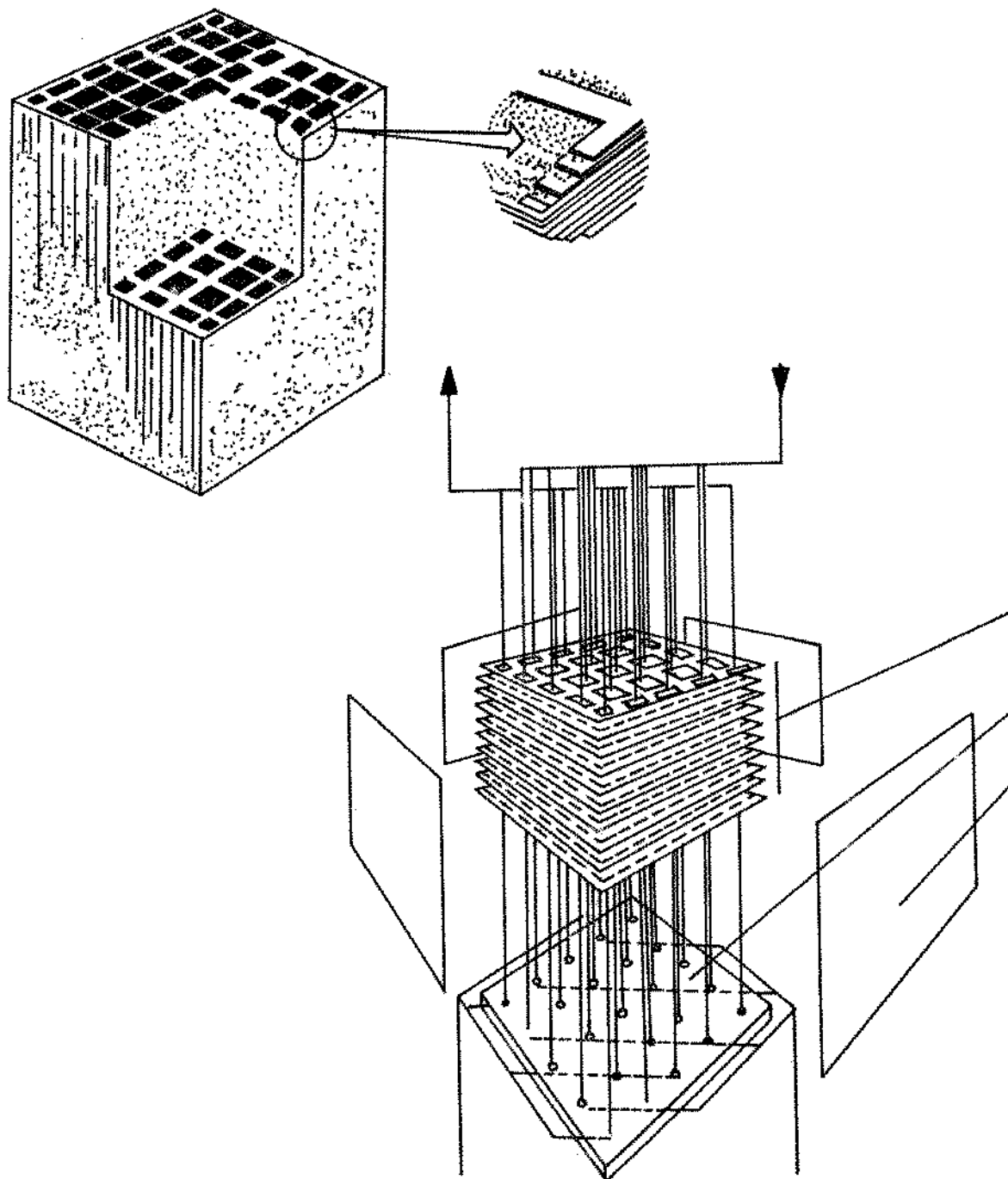


Fig.04 - Trocador de calor do liquefator de hélio Philips

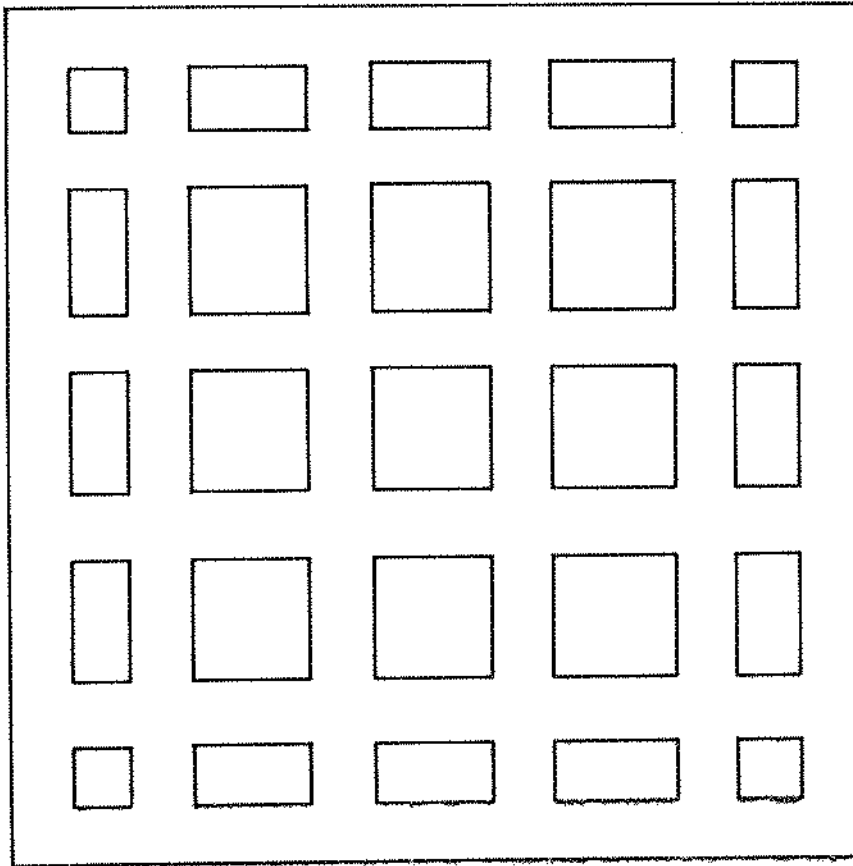


Fig.05 - Matriz do trocador de calor do liquefator de hélio Philips

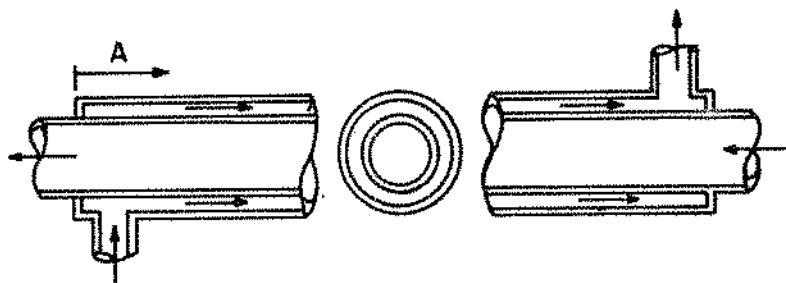


Fig.06 - Trocador do tipo casco-tubo.

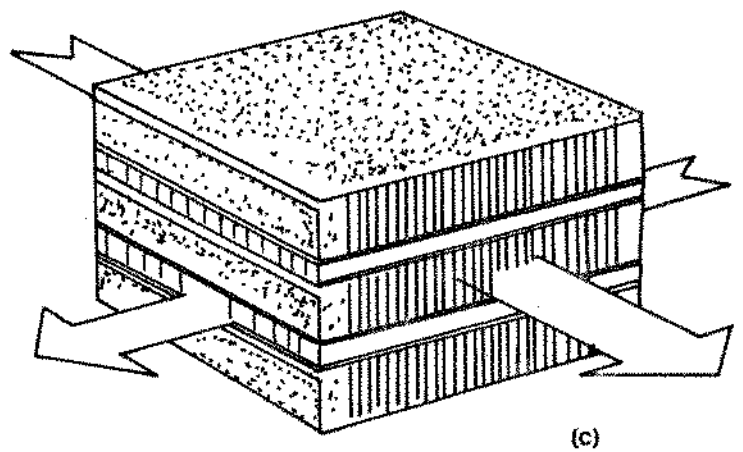
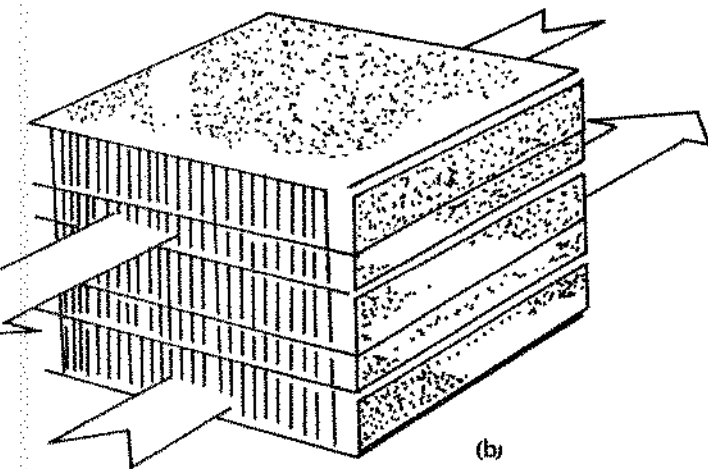
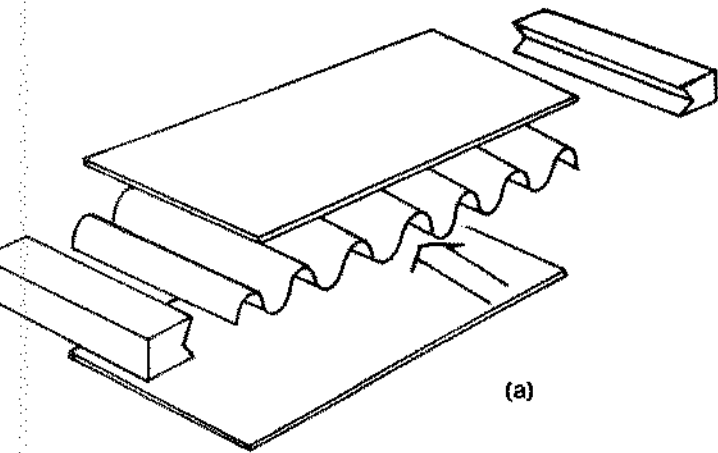


Fig.07 - Trocador do tipo Placas
(a) vista em explosão
(b) arranjo em contracorrente
(c) arranjo em fluxo cruzado

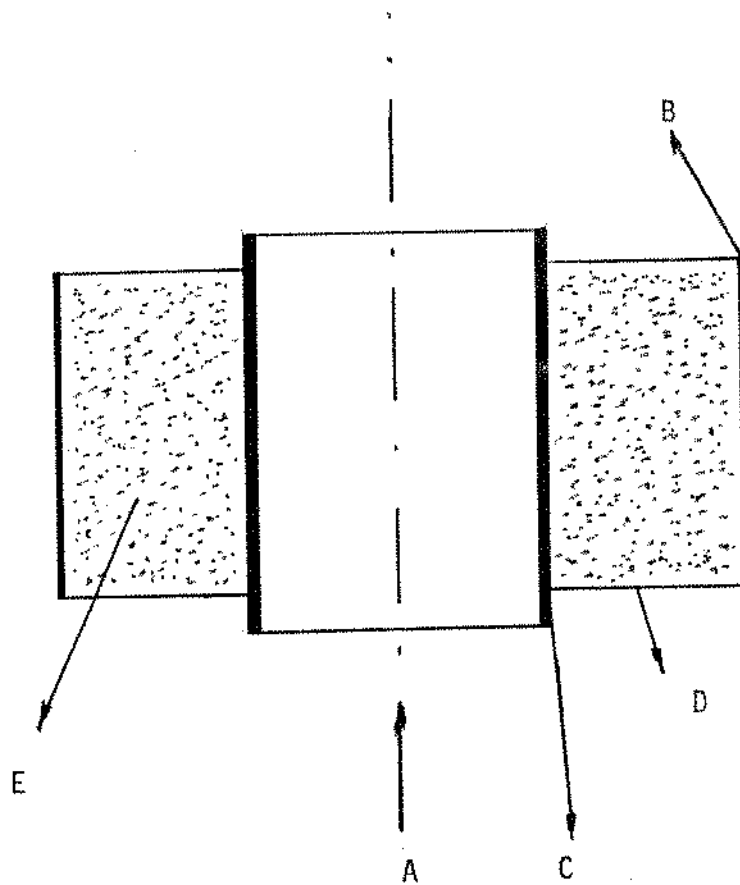


Fig. 8 - Regenerador usado em refrigerador de ciclo Stirling

- A - caminho percorrido pelo deslocador
- B - cilindro externo, de material isolante, em contato com o refrigerador
- C - cilindro interno de material isolante
- D - placa metálica perfurada igualmente para promover a boa distribuição de gás pela matriz
- E - matriz do regenerador composta de lã de cobre compactada

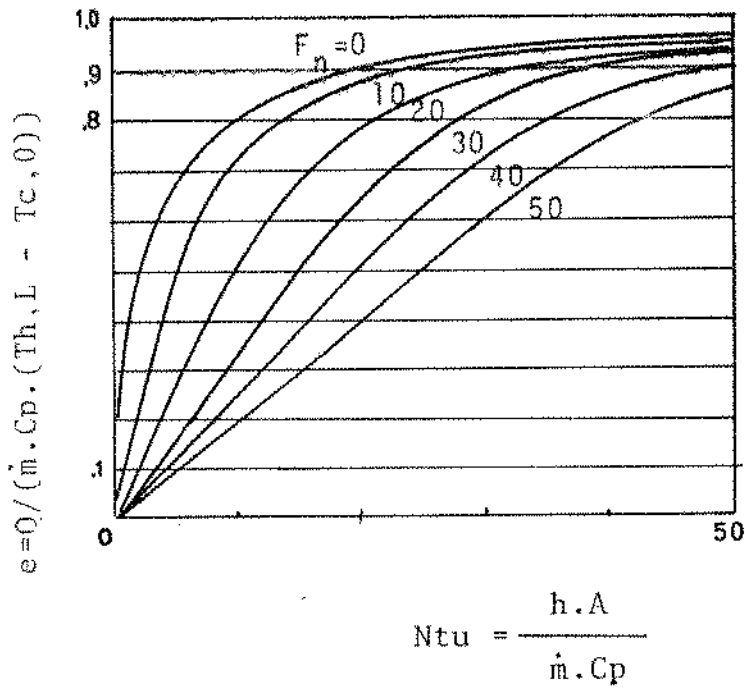


Fig. 9 - Eficiência de um trocador de fluxos em contracorrente e de iguais períodos de resfriamento e aquecimento, em função de Ntu e F_n .

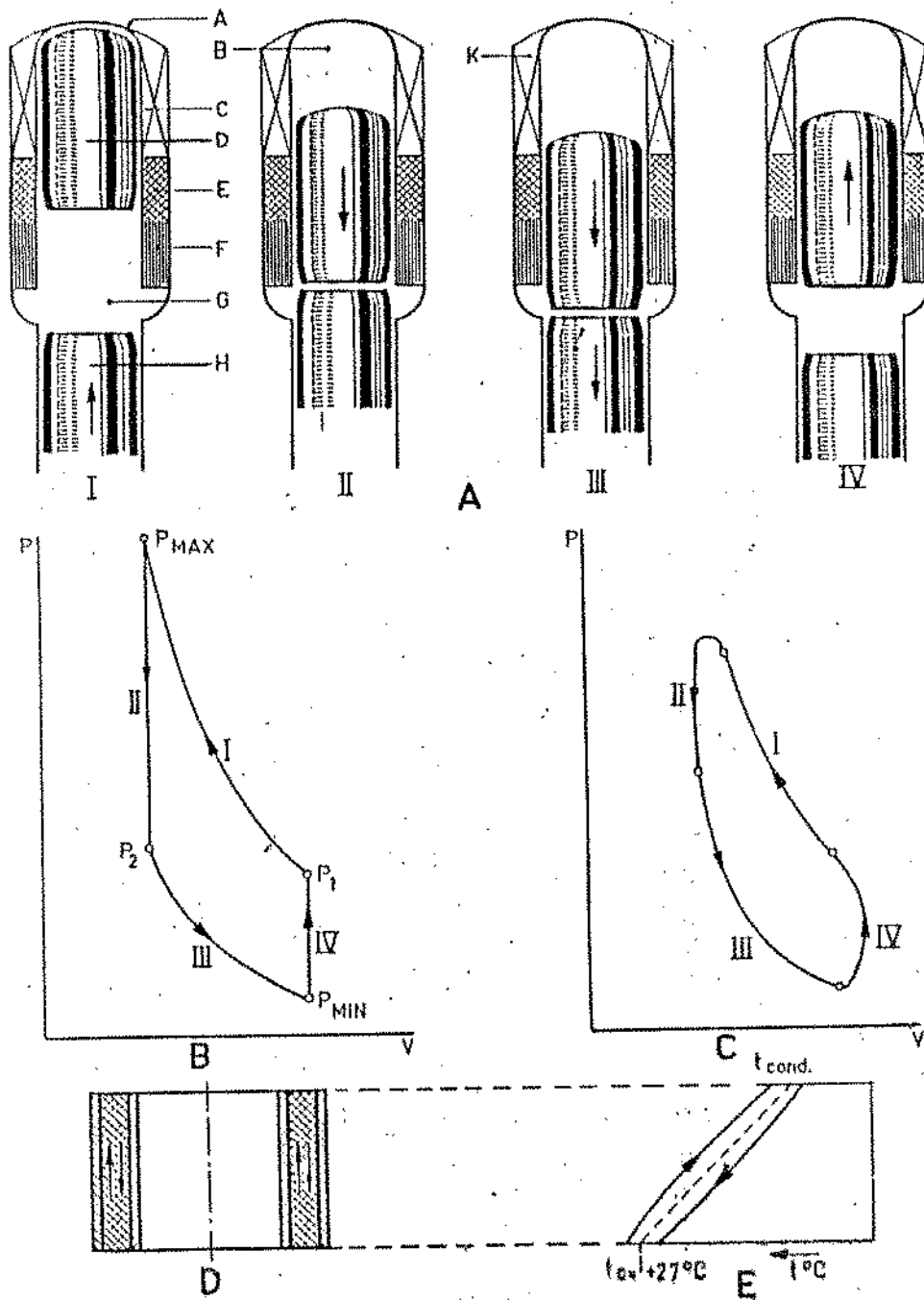


Fig. 10 - Representação esquemática das partes internas do refrigerador do ciclo Stirling
 A - As fases do ciclo Stirling
 B - Diagrama PxV do ciclo ideal
 C - Diagrama PxV do ciclo real
 D - Fluxo de gás no regenerador
 E - Gradiente de temperatura no regenerador

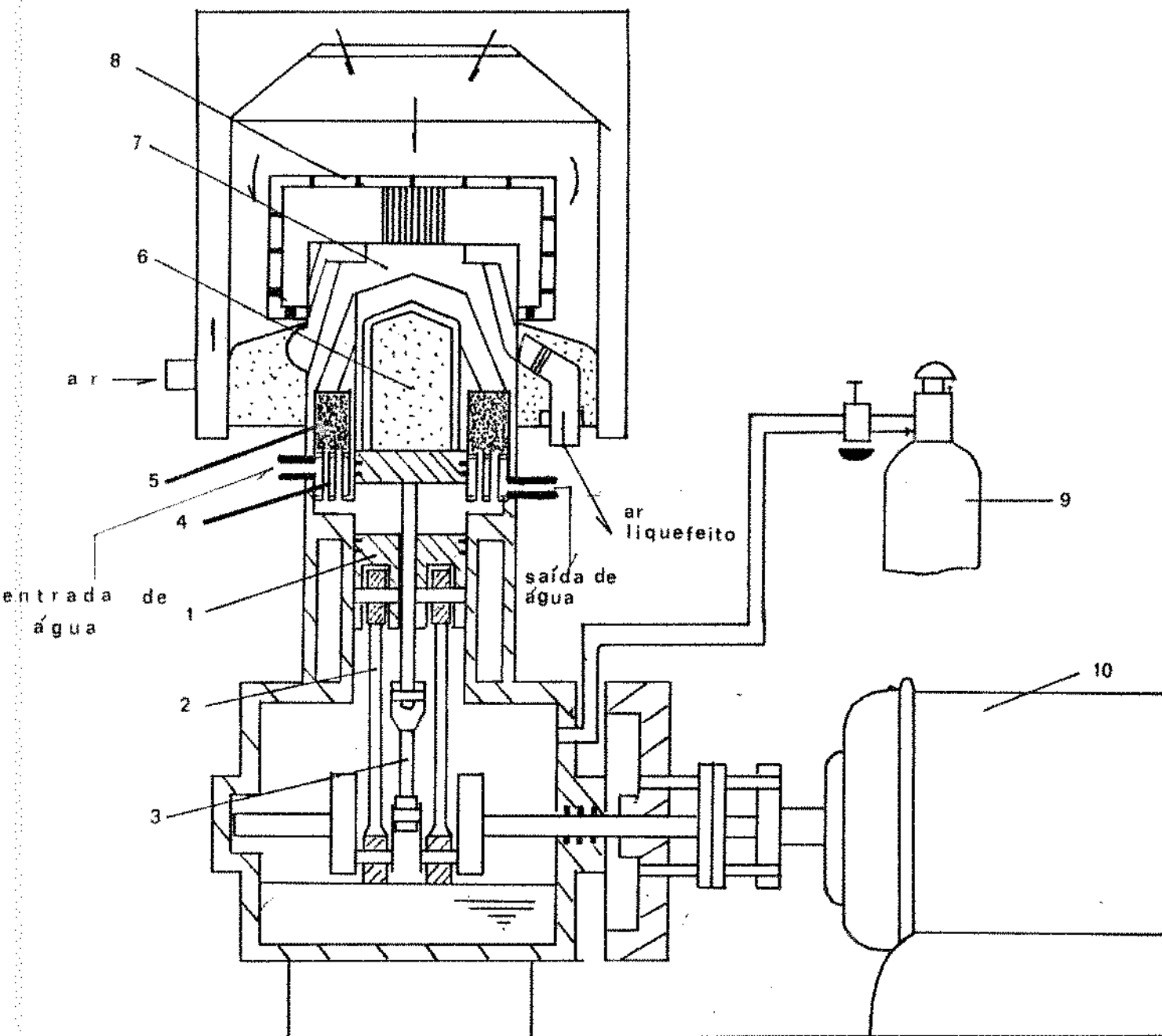


Fig. 11 - Refrigerador para ar tipo Stirling. Usado principalmente em laboratório

- | | |
|---|--|
| 1 - Pistão de compressão | 7 - Trocador de calor para baixas temperaturas |
| 2 - Biela do pistão | 8 - Trocador de calor para condensar a umidade e dióxido de carbono do ar. |
| 3 - Biela do deslocador | 9 - Cilindro de gás hélio |
| 4 - Trocador de calor de altas temperaturas | 10 - Motor elétrico |
| 5 - Regenerador | |
| 6 - Deslocador | |

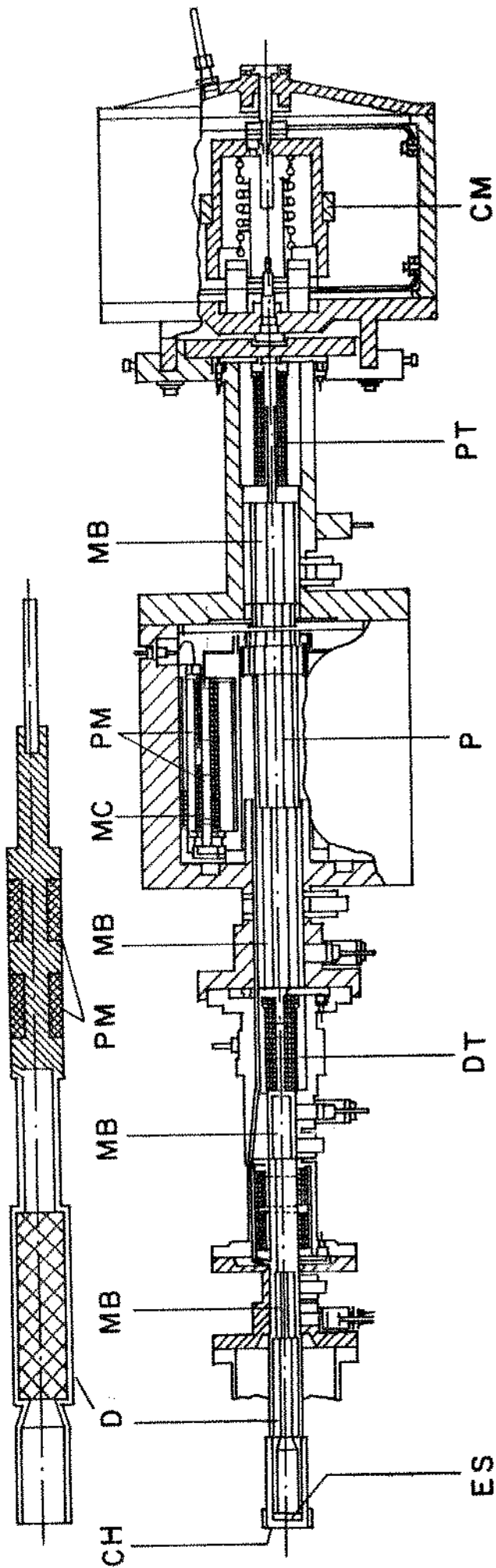


Fig. 12 - Refrigerador tipo Stirling com movimento linear. Usado principalmente em naves espaciais, que devem ter longa vida útil. O movimento do eixo é linear e com mancais magnéticos

CH - Cabeça fria, onde é produzida a refrigeração

MB - Mancais magnéticos sem atrito

CM - Massa de contra-balanço para evitar vibração

DT - Transdutor de movimento axial do expansor

PT - Transdutor de movimento axial do pistão

ES - Região de expansão

D - Expansor com regenerador

MC - Bobina do motor

PM - Magneto anular permanente

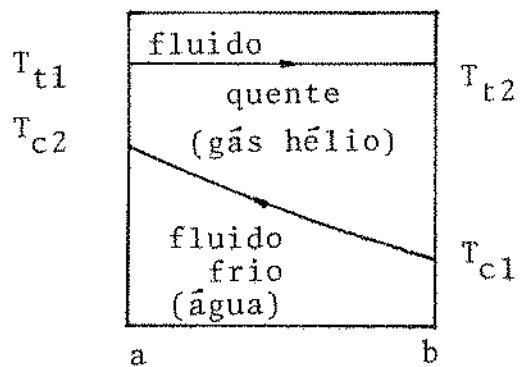


Fig.13 - Variação da temperatura no trocador de calor compacto tipo casco-tubo.

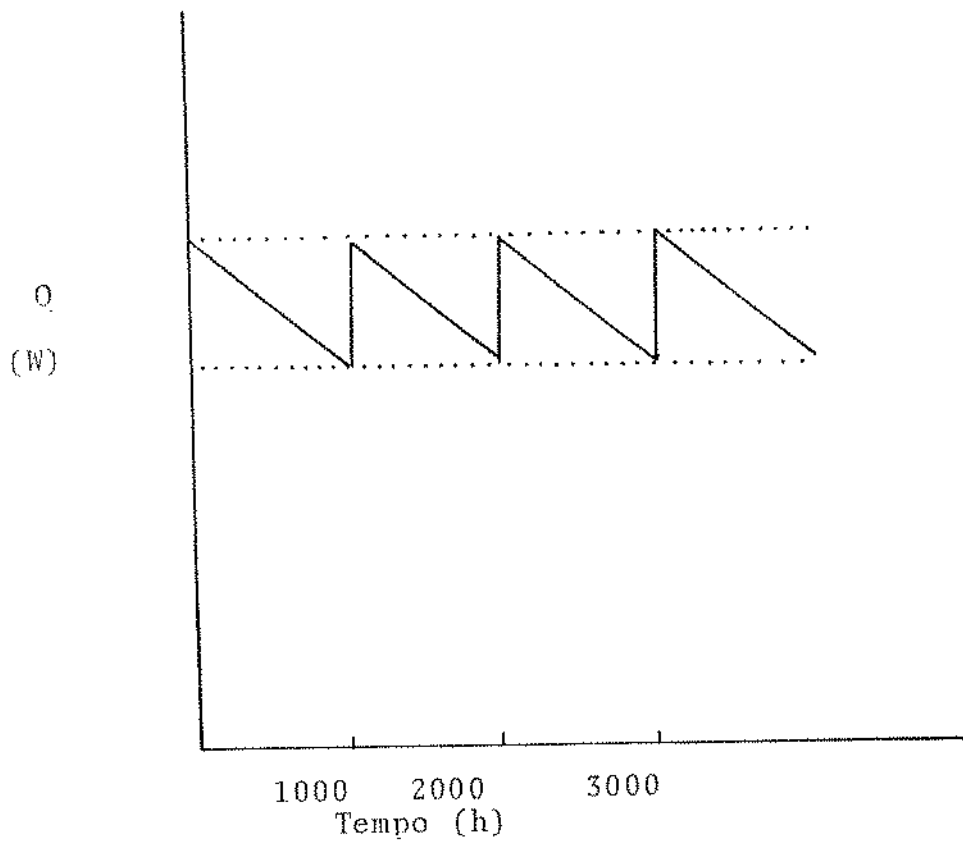


Fig.14 - Influência de depósitos externos aos tubos.

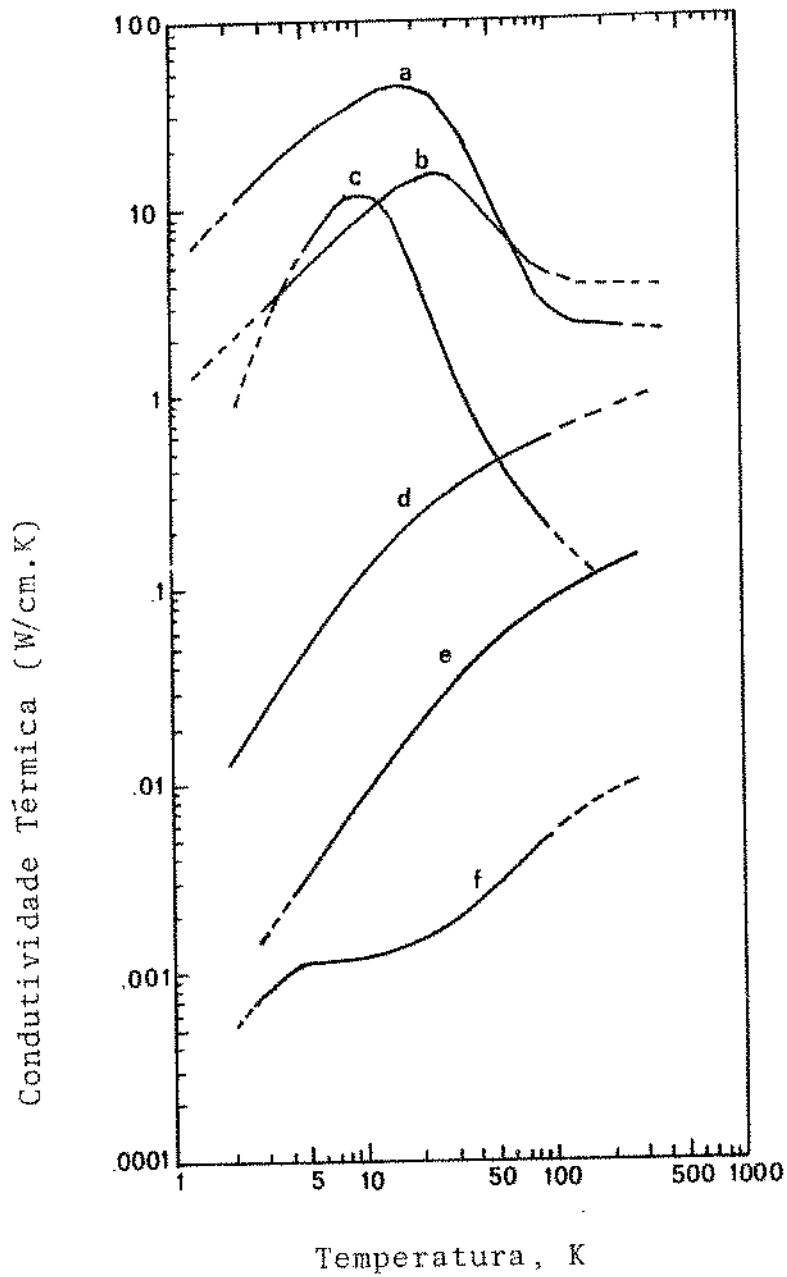


Fig. 15 - Condutividade térmica de vários materiais para várias temperaturas

a - Alumínio
 b - Cobre
 c - quartzo

d - Bronze
 e - Aço Inoxidável 304
 f - Vidro

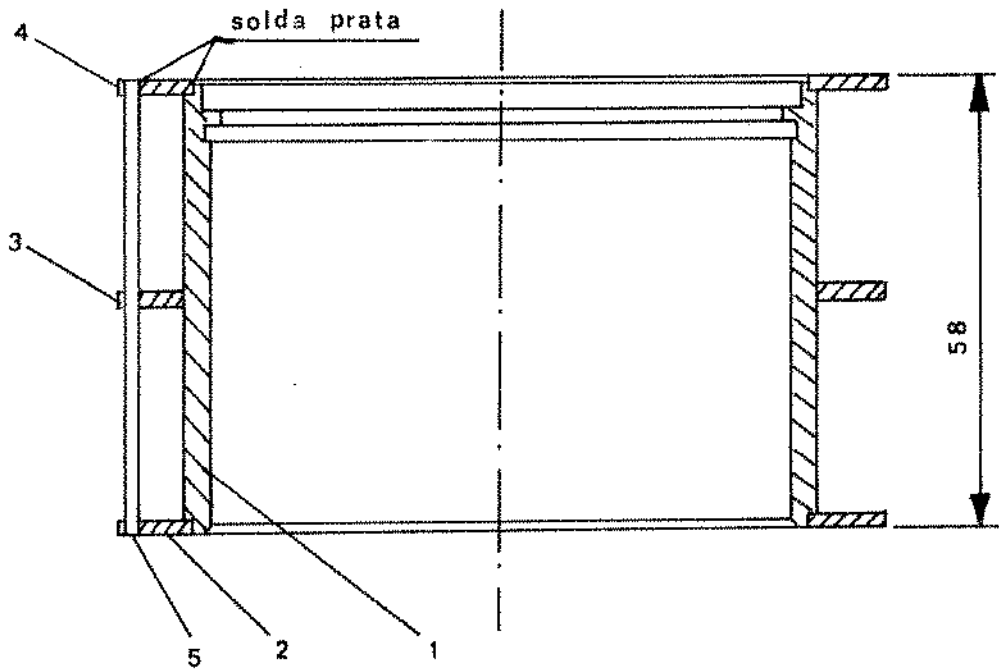


Fig. 17 - Vista em secção transversal das partes internas.

- 1 - Corpo interno
- 2 - Flange superior
- 3 - Flange intermediária
- 4 - Flange superior
- 5 - Tubo

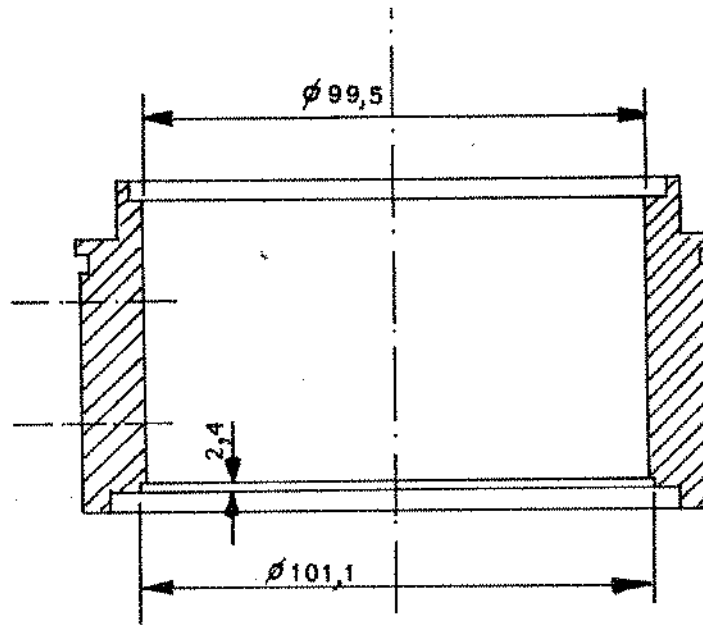


Fig. 18 - Corpo externo.

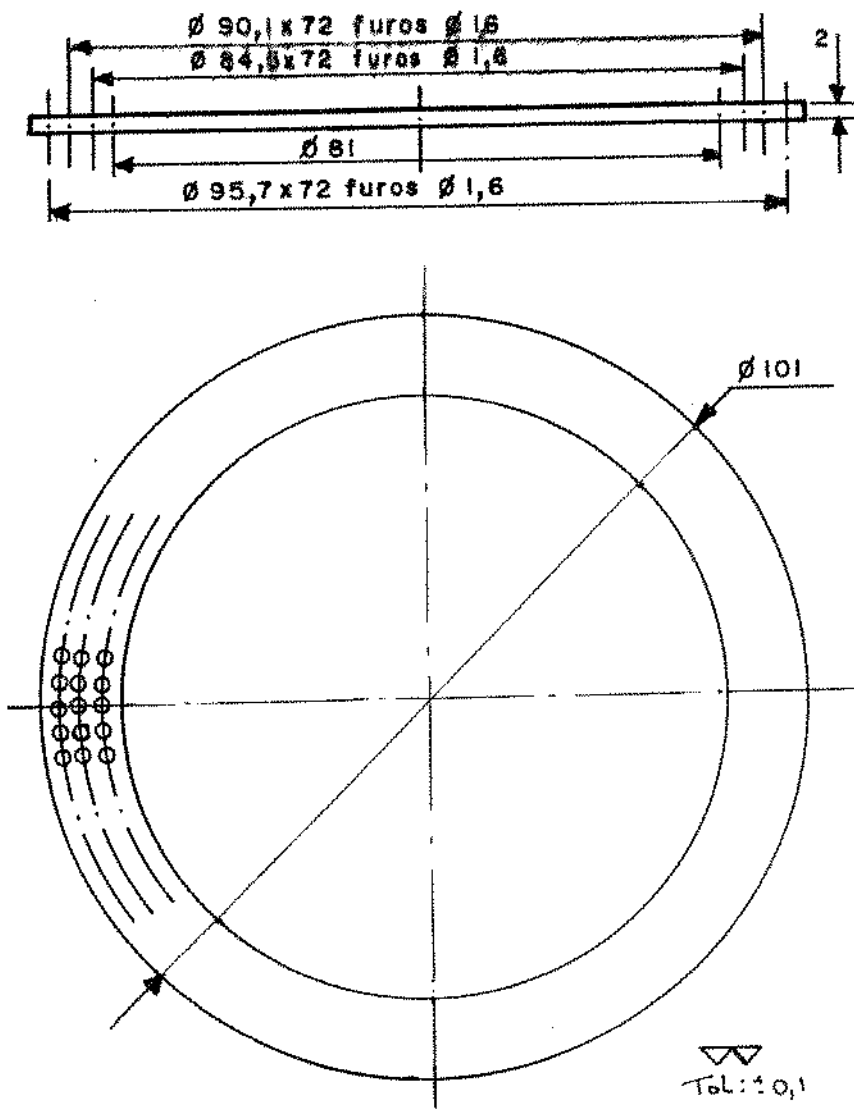


Fig. 19- Flange superior e inferior do trocador de calor

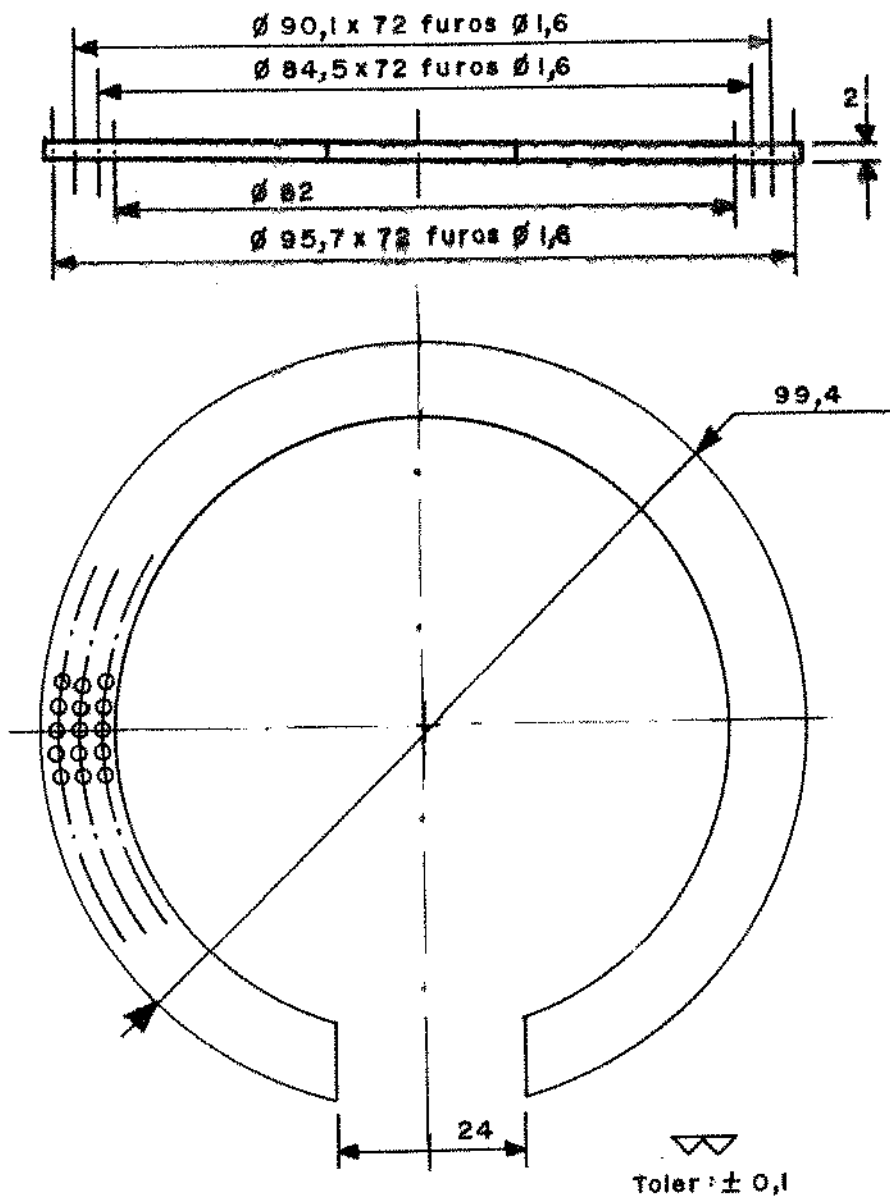


Fig. 20 - Flange intermediária do trocador de calor

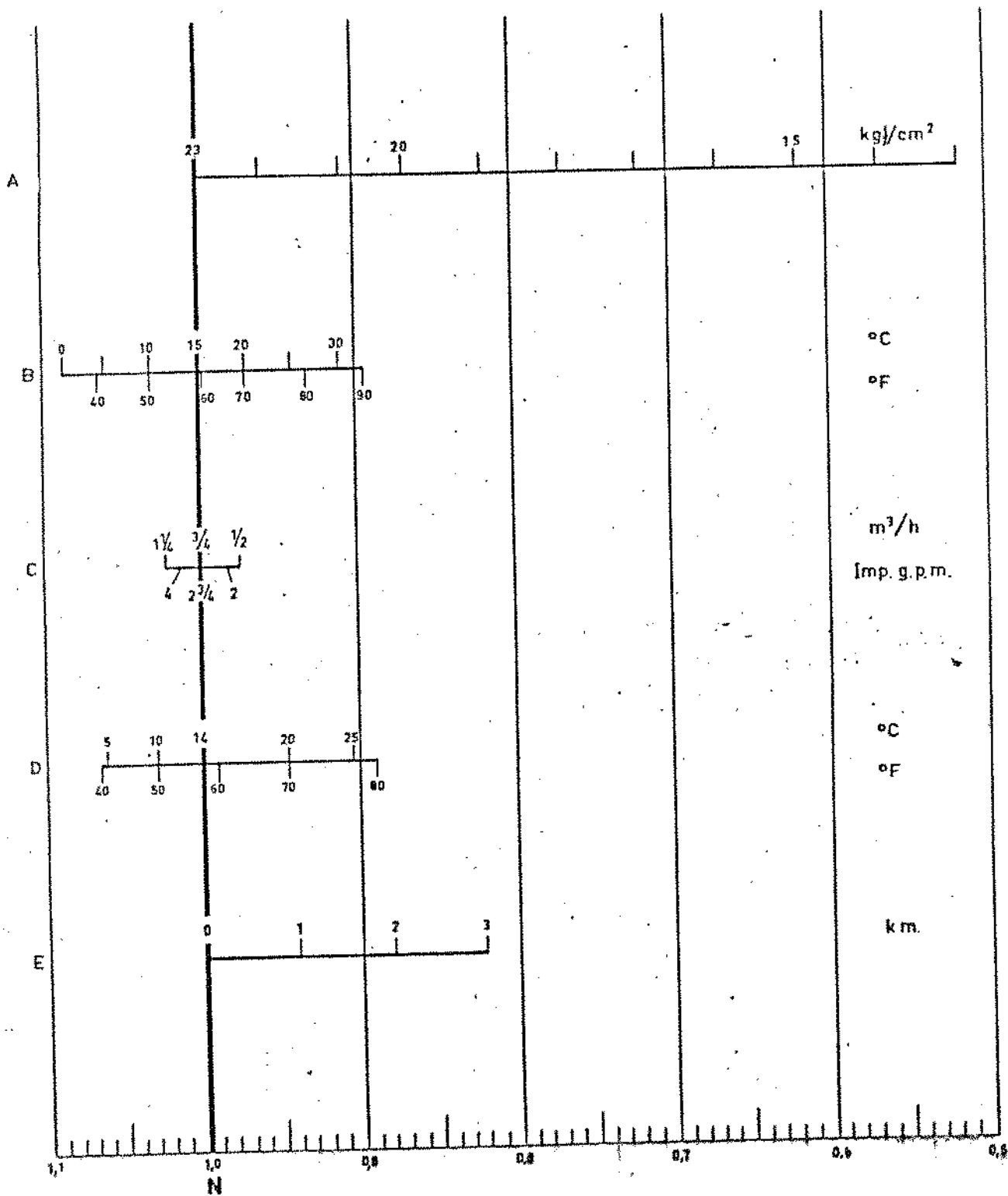


Fig. 21- Gráfico para cálculo da produção do refrigerador de ciclo Stirling.

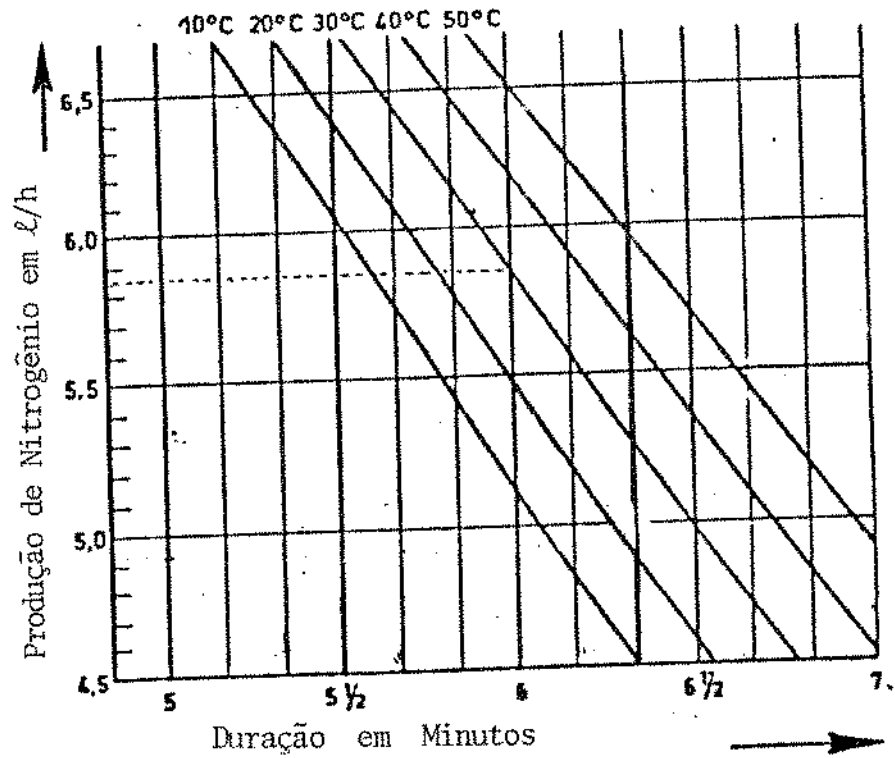


Fig. 22 - Produção do refrigerador de ciclo Stirling ("Teste da Gota")

APÊNDICE

Projeto de um trocador de calor criogênico.

Quando se deseja projetar um trocador de calor, deve-se levar em conta alguns parâmetros. O objetivo é conseguir o projeto mais eficiente e de fácil manutenção. No caso dos trocadores construídos neste trabalho, seguimos os seguintes critérios:

Especificação do tipo de trocador

A especificação inicial do tipo de trocador a ser empregado é feita, em geral, com base nos trocadores já existentes que tenham apresentado resultados satisfatórios em outras aplicações. O trocador a ser usado tem seu campo de opções estreitado pelas considerações de contração térmica, previsão de manutenção, fabricação, etc; que podem determinar a disposição geométrica, diâmetro e comprimento dos tubos, o número de trajetos nos tubos, tipo de cabeçote, tipo de casco, etc.

Requisitos a serem observados

O primeiro passo no projeto de um trocador de calor criogênico, antes do dimensionamento térmico, consiste no estabelecimento dos requisitos a serem obedecidos pela unidade, a saber:

a) finalidade

O trocador promoverá a troca térmica entre dois ou mais fluidos ou deverá ser regenerativo.

b) transferência de calor

Deverão ser especificados: os fluidos, a temperatura de entrada e saída (ou faixa de temperatura), formação de depósitos e outros quesitos que influenciarão na transferência de calor.

c) perdas de carga

As perdas de carga devem ficar dentro dos limites estabelecidos. Em criogenia, são raros os casos em que a perda de carga por incrustações é fator relevante, pois os fluidos criogênicos são em geral gases inertes e de alta pureza.

d) restrições de tamanho

Freqüentemente, há restrições quanto ao comprimento, largura, altura, peso e volume de um trocador. As limitações podem se referir ao trocador propriamente dito, envolvendo muitas vezes questões de uniformização com outros trocadores já existentes, mas também previsões de manutenção.

e) contração térmica

Em criogenia, deve-se tomar cuidado especial com as contrações térmicas para evitar tensões térmicas, devido aos diferentes coeficientes de contração dos diversos materiais.

f) materiais

Na maioria dos metais e suas ligas de estrutura cúbica de face centrada, a tensão e as propriedades de impacto variam muito a temperaturas criogênicas. Para a maioria dos metais a tensão de ruptura aumenta com o decréscimo da temperatura, com sério prejuízo da ductilidade. O material mais usado para baixas temperaturas é o aço ino

xidável, cujas propriedades mecânicas são boas nesta faixa de temperatura e sua resistência ao impacto é ótima.

g) outras considerações

Outros fatores também devem ser considerados: dificuldade de manutenção, custos, etc.

MÉTODO DA DIFERENÇA MÉDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURAS

$$dq = -\dot{m}_1 \cdot C_1 \cdot dT_1 = \dot{m}_2 \cdot C_2 \cdot dT_2 \quad (A-1)$$

$$dq = U \cdot (T_1 - T_2) \cdot dA \quad (A-2)$$

substituindo-se (A-1) em (A-2)

$$d(T_1 - T_2) = -dq \left[\frac{1}{\dot{m}_1 \cdot C_1} + \frac{1}{\dot{m}_2 \cdot C_2} \right] \quad (A-3)$$

$$d(T_1 - T_2) / (T_1 - T_2) = -U \cdot \left[\frac{1}{\dot{m}_1 \cdot C_1} + \frac{1}{\dot{m}_2 \cdot C_2} \right] \cdot dA \quad (A-4)$$

Integrando a equação (A-4), usando os seguinte carácter (') para os dados de entrada do trocador e (") para os dados de saída do trocador e admitindo U, C1 e C2 constantes, teremos:

$$\ln \left[\frac{(T_1'' - T_2'')}{(T_1' - T_2')} \right] = U \cdot A \cdot \left[\frac{1}{\dot{m}_1 \cdot C_1} + \frac{1}{\dot{m}_2 \cdot C_2} \right] \quad (A-5)$$

Substituindo \dot{m}_1 , C1 e \dot{m}_2 , C2, da equação (A-1), teremos:

$$q = U \cdot A \cdot \left[\frac{(T_1'' - T_2'') - (T_1' - T_2')}{\ln \left[\frac{(T_1'' - T_2'')}{(T_1' - T_2')} \right]} \right] \quad (A-6)$$

$$q = U \cdot A \cdot DMLT \quad (A-7)$$

Onde DMLT é a diferença média logarítmica de temperaturas para as condições do trocador, calculada como se o trocador fosse de contracorrente, um só trajeto nos tubos. Para outros tipos de trocadores a equação acima é modificada por um fator F de correção (F é menor que 1).

$$q = U.A.F.DMLT$$

(A-8)

O valor de F é dado em fórmulas e gráficos. As referências [14], [22] e [18] têm alguns destes gráficos, mas a original é a [05].

MÉTODO DE HAUSEN PARA O CÁLCULO DE TROCADORES DE CALOR REGENERATIVO

Aplicando a primeira lei da termodinâmica a um elemento diferencial do gás, fluindo através do regenerador, obtemos:

$$h.(T - T^*) . A . dx / L = -(\dot{m} . C_p . \partial T / \partial x) . dx \quad (A-9)$$

Onde

- h coeficiente de película entre o fluxo de gás e a matriz do regenerador
- T temperatura do gás a uma localização x e um tempo t no regenerador.
- T* temperatura do material sólido do regenerador a x e t.
- A área de transferência térmica do material do regenerador.
- L comprimento do regenerador.
- \dot{m} fluxo mássico do gás através do regenerador.
- C calor específico do gás fluindo através do regenerador

O termo da esquerda da equação (A-9) representa o calor transferido para ou do gás e o da direita representa a variação na entalpia do gás num comprimento dx, durante o fluxo do gás.

A equação (4-9) pode ser rearranjada como:

$$T - T^* = - (\dot{m} \cdot C_p \cdot \partial T) / (A \cdot h \cdot \partial x) = - C1 \cdot \partial T / \partial x \quad (A-10)$$

Se aplicarmos a primeira lei para um elemento diferencial do material sólido do regenerador, obtemos:

$$h \cdot (T - T^*) \cdot A \cdot dx / L = m^* \cdot (dx/L) \cdot C^* \cdot (\partial T^* / \partial t) \quad (A-11)$$

onde

m^* massa do material sólido.

C^* calor específico do material sólido.

O lado esquerdo da equação (A-11) representa o calor transferido para ou do material sólido e o lado direito representa a variação da energia estocada pelo material sólido.

Rearranjando:

$$T - T^* = (m^* \cdot C^*) / h \cdot A \cdot \partial T^* / \partial t = C2 \cdot \partial T^* / \partial t \quad (A-12)$$

Para encontrarmos uma expressão que mostre a variação da temperatura do gás com o tempo e com a posição no regenerador, eliminaremos T^* das equações (A-10) e (A-12). Diferenciando a equação (A-10) em relação ao tempo:

$$\frac{\partial T}{\partial t} - \frac{\partial T^*}{\partial t} = -C1 \frac{\partial^2 T}{\partial x \cdot \partial t} \quad (A-13)$$

Igualando as equações (A-10) e (A-12).

$$-C1 \cdot \frac{\partial T}{\partial x} = C2 \cdot \frac{\partial T^*}{\partial t} \quad (A-14)$$

Substituindo $\partial T^* / \partial t$ de (A-13) em (A-14), obtemos a equação diferencial parcial da temperatura do gás que flui através do regenerador:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x \cdot \partial t} + \frac{h.A. \partial T}{\dot{m}.C_p.L.\partial t} + \frac{h.A. \partial T}{m^*.C^* \partial x} = 0 \quad (A-15)$$

Resolver a equação (A-15) por métodos analíticos é muito trabalhoso [15]. Aqui apresentaremos a solução gráfica obtida por Hausen [12] para um regenerador de fluxos em contracorrente e de iguais períodos de aquecimento e esfriamento. Para isso, em um dado instante, a equação (A-9) pode ser integrada:

$$\int_{T_{p/x=0}}^{T_{p/x=L}} \frac{dT}{T^* - T} = \frac{h.A}{m.C_p} = Ntu \quad (A-16)$$

Para uma particular distância ao longo do regenerador, a equação (A-1) pode ser integrada:

$$\int_{T_{p/t=0}}^{T_{p/t=P_c}} \frac{dT^*}{T - T^*} = \frac{h.A.P}{m^*.C^*} = \frac{h.A}{m^*.C^*.f} = Fn \quad ; \quad (A-17)$$

onde P_c é um período de um ciclo completo e f é a frequência, definida por $f = 1/P_c$. Sendo Ntu o comprimento reduzido do regenerador, que mede o número de unidades de transferência térmica numa base de comprimento. Fn é o período reduzido, que mede o número de unidades de transferência numa base temporal. Dessa forma, a eficiência de um regenerador pode ser dada como função de Ntu e Fn , conforme a figura 9.

"...e eu partirei. Mas os pássaros ficarão, cantando; e meu jardim ficará, com sua árvore verdejante, com seu poço d'água. Em muitas tardes os céus serão azuis e plácidos, e os sinos da torre repicarão, como repicam esta tarde. Aqueles que me amaram passarão e a cidade explodirá de novo cada ano. Mas meu espírito sempre vagará nostálgico no mesmo recanto escondido de meu jardim florido."

"El viaje definitivo"
Juan Ramon Jimenez