

9 (nove)

2299188

ESCOLA POLITECNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

TRABALHO DE FORMATURA

TUBOS DE CALOR : PROJETO, CONSTRUÇÃO E AVALIAÇÃO DE
UM PROTÓTIPO

PROF; ORIENTADOR



Pedro I. MILLÁN

AUTOR - SERGIO VALENIO FILIPPI

Nº 7150487 - Eng. Mecânica

INDICE

	Pág
INTRODUÇÃO	1
ESCOLHA DOS MATERIAIS	3
CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO	7
ESTUDO TEÓRICO DO TUBO DE CALOR	13
TESTE EM REGIME TRANSITÓRIO	18
TESTE EM REGIME PERMANENTE	33
CONCLUSÃO	37
BIBLIOGRAFIA	38

INTRODUÇÃO

O " Heat Pipe " (tubo de calor), é um aparelho que transfere calor através da vaporização de um fluido em um evaporador e a condensação deste em um condensador, sendo que o transporte do líquido de trabalho do condensador para o evaporador se dá por capilaridade.

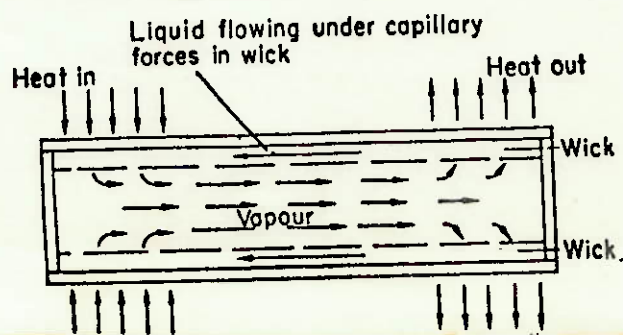
Basicamente o Heat Pipe é constituído de um tubo, um material poroso junto à parede interna do tubo e de um fluido de trabalho.

O Heat Pipe devido à sua alta eficiência se construído adequadamente pode atingir uma condutividade térmica, 500 vezes superior que um tubo de cobre análogo, desde que o gradiente de temperatura entre o condensador e o evaporador não seja muito grande.

Ele tem uma larga faixa de aplicações, ex: satélites artificiais, resfriamento de moldes em máquinas de injeção de plásticos, sistema de proteção contra o congelamento de água sobre pontes e troca de calor dos gases de um chaminé com ar a ser aproveitado no sistema.

Pode também funcionar como:

- a) Transformar grandes fluxos de calor num extremo do tubo (de pequena área) em pequenos fluxos de calor em outra extremidade (de grande área).



b) Servir como controlador de temperatura, e mesmo como controlador de fluxo térmico.

c) Pode também mediante arranjo especial funcionar como diodo térmico, só permitindo a passagem de calor num sentido.

As figuras 2, 3, 4, 5, mostram alguns tipos de construção para estes usos especiais.

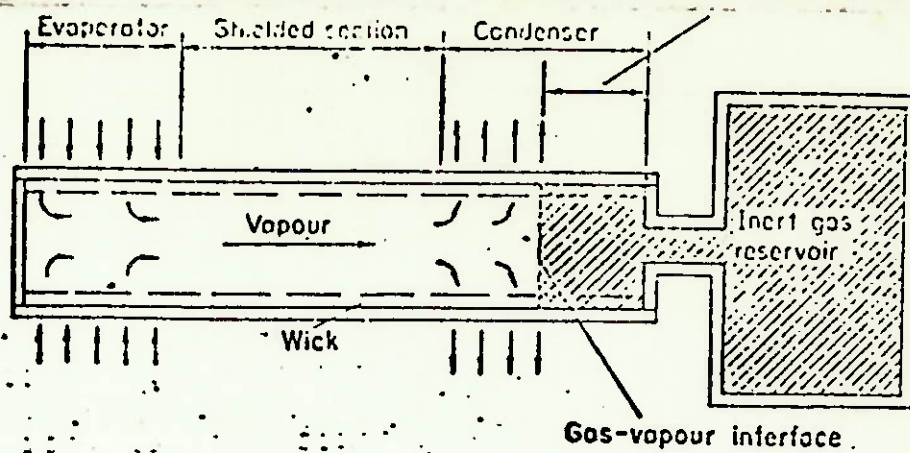


Fig 2

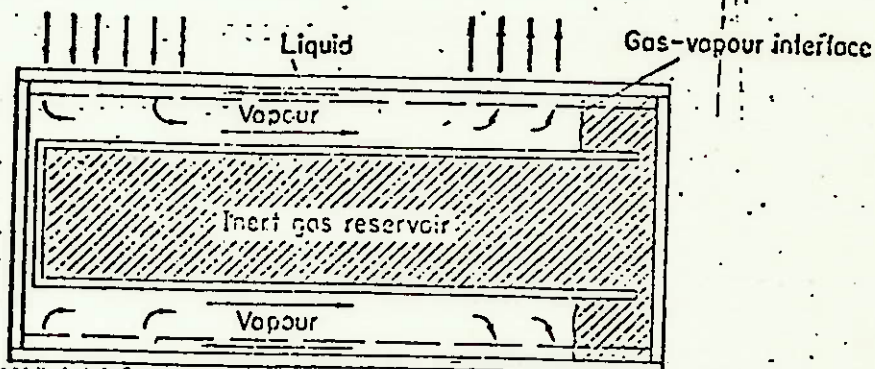


Fig 3

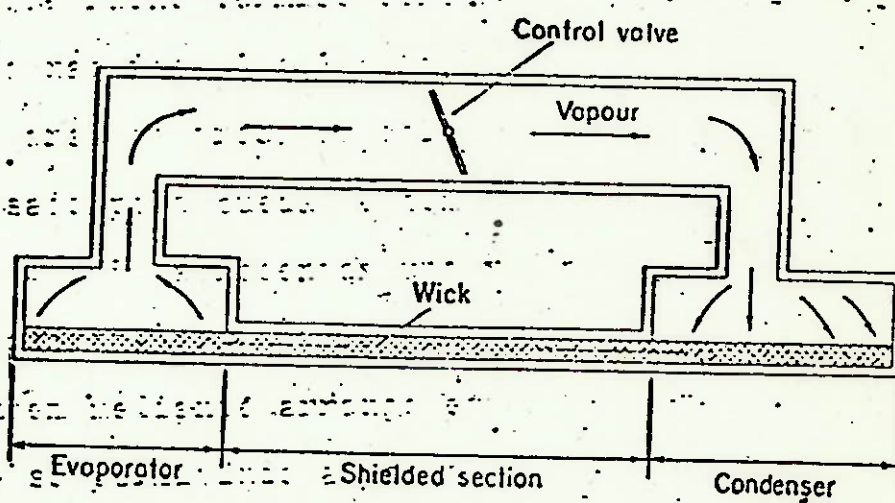


Fig 4

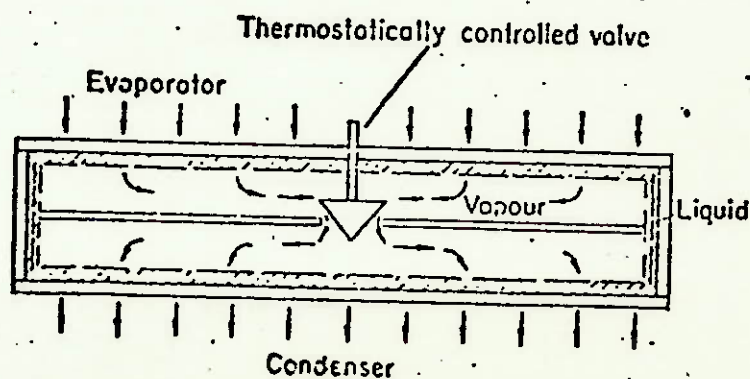


Fig 5

ESCOLHA DOS MATERIAIS

Os materiais empregados na construção de tubos de calor são bastante diversificados, mas para cada faixa de temperatura de trabalho, existe materiais que são mais convenientes que outros. Portanto deve-se tomar cuidado no critério de escolha dos materiais.

FLUIDO TRABALHANTE:

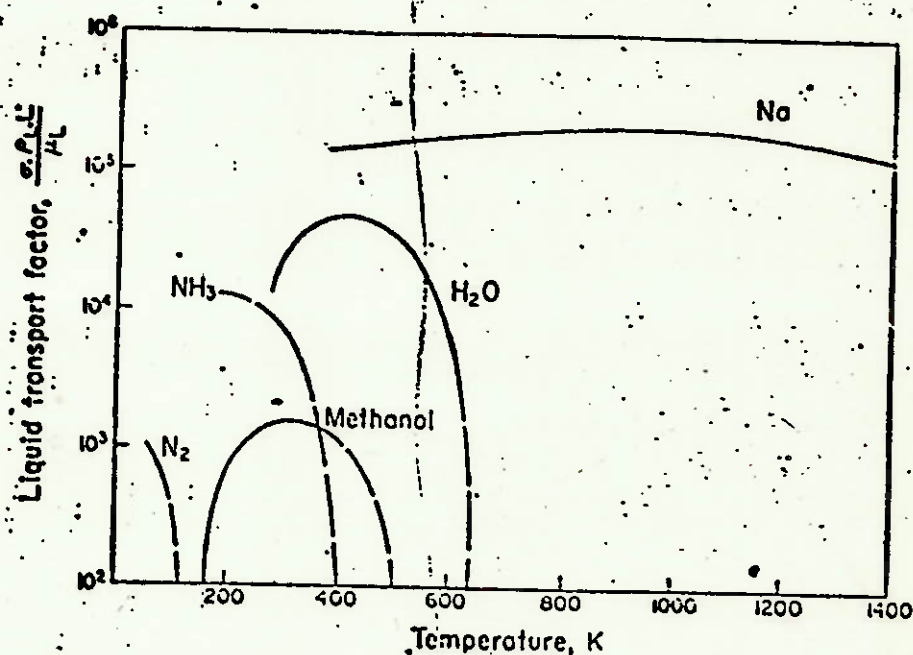
O fluido trabalhante deve ser escolhido de acordo com a compatibilidade química entre ele a estrutura e o meio poroso, também pela temperatura em que o tubo de calor irá trabalhar.

As principais propriedades que um fluido trabalhante deve possuir são:

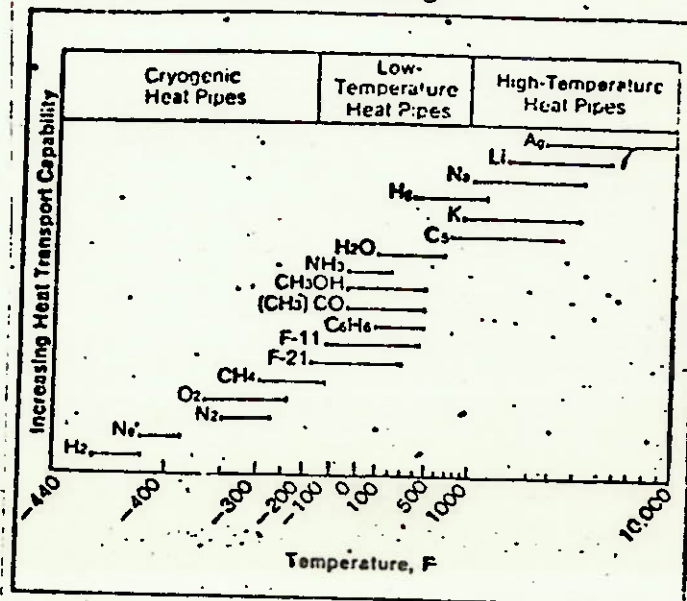
- alto calor latente de vaporização.
- alta condutibilidade térmica.
- alta tensão superficial.
- boa molhabilidade.
- ponto de ebulição adequado.

Fei escolhida a água como fluido trabalhante, pois a faixa de temperatura de trabalho é mais adequada para este tipo de fluido.

O fator de transporte é a propriedade que da a eficiência de um fluido trabalhante, em uma dada faixa de temperatura.



Typical Heat-Pipe Working Fluids In Various Temperature Ranges



Como nesta experiência iremos atingir uma temperatura aproximada de 400 K, a água foi escolhida como fluido trabalhante pois esta é a que tem maior fator de transporte nesta faixa.

Para esta temperatura, a pressão de vapor será de aproximadamente $2,52 \text{ Kg/cm}^2$.

Foi utilizada água destilada comercial.

ESTRUTURA

Para uma otimização do tubo de calor deve-se utilizar um material para sua estrutura que tenha boa condutibilidade térmica e pequena espessura para oferecer menor resistência à transmissão de calor por condução na direção radial.

Foi utilizado um tubo de cobre comercial de diâmetro nominal $5/8$ de polegada e uma espessura de parede de 0,85 mm.

A condutibilidade térmica é de aproximadamente $330 \text{ Kcal/m h } ^\circ\text{C}$.

A estrutura deve suportar uma pressão interna máxima que é de $2,52 \text{ Kg/cm}^2$, para isso faremos uma verificação.

O cobre possui uma tensão de escoamento de 24 Kg/mm^2 , vamos admitir um coeficiente de segurança igual a 7, portanto teremos:

$$e = \frac{P d}{2 \sigma s} = \frac{2,52 \times 15,88 \times 7}{2 \times 2400} = 0,058 \text{ mm}$$

portanto a estrutura do tubo de calor é suficiente para resistir à pressão interna com bastante segurança.

MEIO POROSO

O meio poroso deve ter uma boa capacidade de bombeamento por capilaridade, isso requer que o material tenha pequenos póros, porém quanto menores forem estes ; maiores serão as perdas de carga por atrite viscoso.

A permeabilidade é a propriedade que define a adequabilidade de um material para meio poroso.

$$K = \frac{\mu L G_L}{\rho L \frac{dP}{dz}}$$

Outra propriedade é a tortuosidade.

$$b = \frac{e}{4K} \left(\frac{4\sigma}{\rho g h} \right)$$

O meio poroso foi construído da seguinte maneira: na parte mais externa foi utilizada duas voltas de manta de bronze fosforescente de 150 Mesh e depois mais

quatro voltas de manta de mesmo material com 250 Mesh.

Para manter a manta junta á parede interna ' foi utilizada uma mola de fio de cobre, cujo diametro é de 1 mm.

Para efeito de calculo é razoável utilizar-
mos as propriedades de manta de Bronze fosforeso de 200 Mesh.

- Porosidade da tela 67%
- Permeabilidade $K = 4,93 \cdot 10^{-10} \text{ ft}^2$
- Tortuosidade $b = 13,6$
- Altura de bombeamento máxima $h_{\text{max}} = 23,4 \text{ cm}$

O tubo de cobre a manta de bronze fosforeso, e o líquido trabalhante são compatíveis quimicamente, pois não há nenhum tipo de ataque químico de qualquer espécie entre eles, apenas há a possibilidade da oxidação dos materiais pelo oxigenio existente no ar que restou dentro do tubo.

CONSTRUÇÃO DO TUBO DE CALOR

Foi utilizado para a carcaça um tubo de cobre polido e desingraxado, com 28 cm de comprimento e um diametro nominal 5/8 de polegadas.

Em uma das extremidades do tubo foi presa com interferência uma tampa de latão e soldada com eletrodo de solda prata.

O tubo foi lavado com acetona, pois havia depósito de fluxo utilizado na solda.

A tela foi enrolada num mandril da seguinte forma: inicialmente foi dada 4 voltas com tela de 250 mesh e depois mais duas voltas de tela de 150 Mesh.

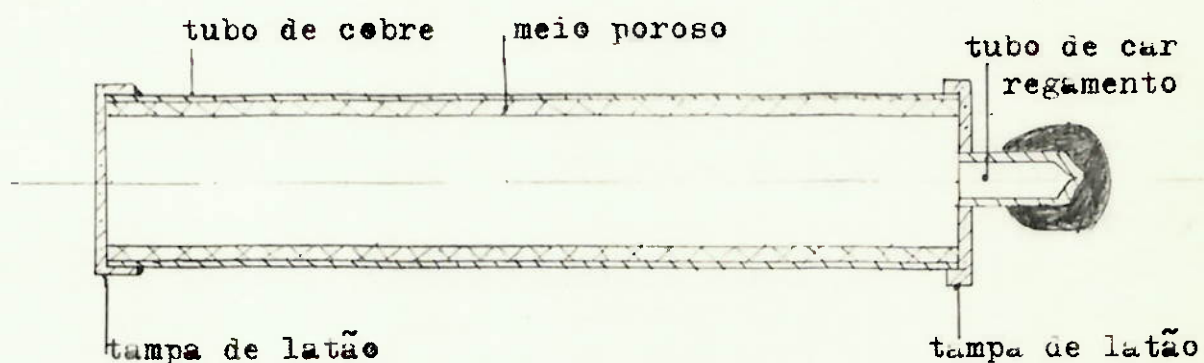
O mandril foi introduzido no tubo e retirado sem a tela, para garantir que a manta aderisse bem à superfície interna do tubo foi colocada uma mola de fio de cobre, o meio poroso ficou com uma espessura de 2 mm.

Na extremidade livre foi soldada com eletrodo de solda prata uma tampa de latão com um tubo de cobre de 1/4 de polegada de espessura e 10 cm de comprimento.



Em seguida o tubo foi submetido à pressão de 6 Kgf/cm² e foi constatado que além de resistir à pressão não apresentou vazamentos.

No tubo assim montado foi introduzido acetona e esta permaneceu dentro do aparelho por 24 horas, assim conseguiu-se garantir que qualquer tipo de gordura ou sujeira deixada na soldagem fosse retirada de dentro do tubo.



Corte longitudinal do tubo de calor

O canal por onde o vapor irá passar ficou com 11 mm de diâmetro.

A massa de água destilada a ser introduzida foi calculada da seguinte maneira

- volume total do tubo de calor = $45,87 \text{ cm}^3$
- volume ocupado pela manta = $3,48 \text{ cm}^3$
- volume do fio da mola = $0,79 \text{ cm}^3$
- volume do canal central = $27,37 \text{ cm}^3$

portanto teremos:

$$\text{Volume ocupado pelo líquido} = \text{volume da coroa} - \text{volume da manta} = 15,02 \text{ cm}^3$$

Volume ocupado pelo vapor = volume do canal central - volume do arame da mola = $26,58 \text{ cm}^3$

Para a temperatura de regime de 400 K os volumes específicos são os seguintes:

$$V_v = 0,7271 \text{ m}^3 / \text{Kg}$$

$$V_a = 0,0010669 \text{ m}^3 / \text{Kg}$$

Pertanto as massas correspondentes são:

$$M_v = \frac{26,58 \cdot 10^{-6}}{0,7271} = 0,000037 \text{ Kg}$$

$$M_a = \frac{15,02 \cdot 10^{-6}}{0,0010669} = 0,014078 \text{ Kg}$$

A massa total introduzida (teórica) é de $0,014115 \text{ Kg}$.

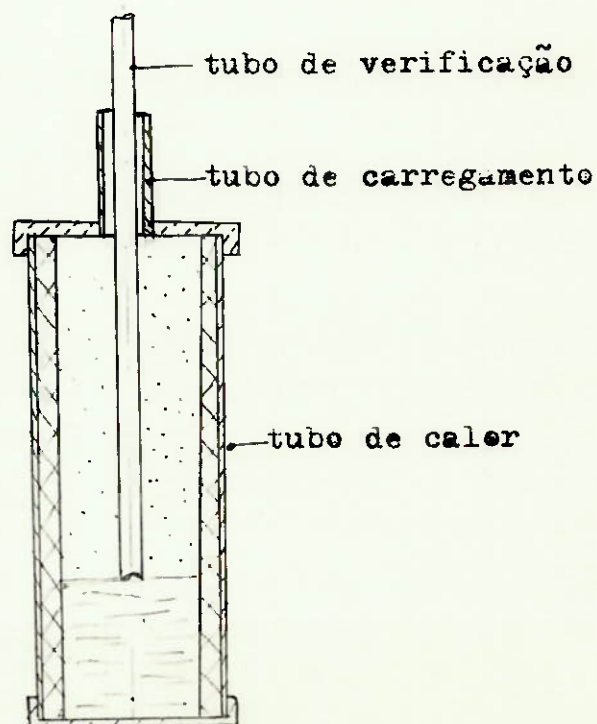
Foi introduzida 14,6 gramas de água, isto significa que houve um excesso de 0,5 gramas, pois caso haja uma pequena sobra de água, isto será menos prejudicial do que se houver falta, pois isto acarretaria uma secagem do meio poroso e superaquecimento do tubo no evaporador.

O carregamento do tubo foi feita da seguinte maneira: inicialmente o tubo foi totalmente cheio com água destilada e o conjunto foi aquecido lentamente para que com isso a água evapore vagarosamente.

Sabemos que a solubilidade do ar na água di-

minui com o aumento da temperatura, com isso pedesse garantir que fique pouco ar dentro do sistema.

Para garantir que a quantidade certa de água seja conseguida dentro do tubo de calor, um tubo de cobre com $3/16$ polegadas de diâmetro, limpo, foi introduzido dentro do tubo de calor, ficando fora uma das extremidades, a outra extremidade ficou exatamente a 10,3 cm do fundo do aparelho. Essa altura garantia um espaço para 14,6 g de água. Pela extremidade externa ficou fácil saber se a água evaporou até a extremidade interna, apenas era preciso sugar com a boca o lado externo, caso houvesse líquido na outra extremidade deveria esperar que a água evaporasse até a altura desejada.



A vedação da outra extremidade do tubo de calor foi feita da seguinte maneira: com a água ainda evaporando, o tubo de 1/4 de polegada foi cortado e estrangulado, depois tentou-se escorrer um cordão de solda prata na região estrangulada, operação esta que não obteve resultado pois havia pressão dentro do tubo e isto fazia com que a solda prata não vedasse a abertura.

Um novo tubo de 1/4 de polegada foi soldado e a operação de enchimento foi repetida, para a vedação da extremidade estrangulada do tubo de calor foi utilizada a massa DUREPOX, massa esta que impediu que houvesse infiltração de ar, quando o tubo esfriou.

Com isto o tubo de calor estava montado.

ESTUDO TEÓRICO DO TUBO DE CALOR

O comportamento de um tubo de calor poder ser limitado por vários fatores, analogamente aos materiais para sua construção.

A figura que se segue mostra os vários fatores limitantes em função da temperatura.

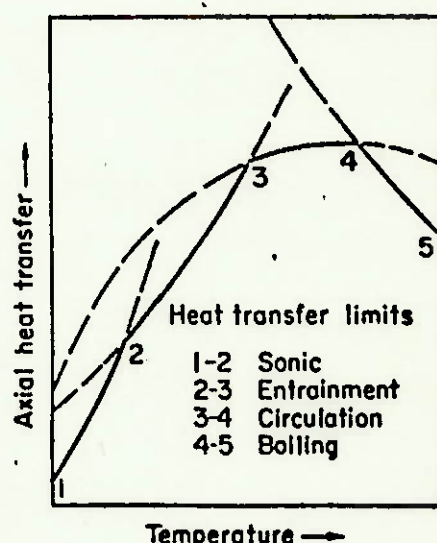


Fig. 1.6. Operational envelope: maximum heat transfer capacity as function of operating temperature

A curva A B C D E mostra as condições ideais para a operação de um tubo de calor. É claro que esta figura é uma simplificação, mas dá uma boa ideia do aspecto geral de funcionamento.

Para baixas temperaturas, o bombeamento do condensado no meio poroso e a formação de meniscos na interface do vapor e líquido são os efeitos preponderantes. Várias formulas baseadas em hipóteses foram apresentadas

per vários autores, mas neste trabalho iremos utilizar a expressão proposta por J. H. COSGROVE ;

A capacidade de bombeamento de líquido per capilaridade no meio poroso, também é um fator limitante, pois caso não haja um bombeamento suficiente, o líquido trabalhante no evaporador diminui, pois o líquido não chega a este pela manta. Esse fato pode causar um secamento do evaporador e sua elevação de temperatura.

Devido à diminuição da densidade e o aumento da velocidade pode ocorrer a blocagem de vapor no canal central. A principal causa disso é quando a temperatura do condensador é diminuída.

O fator "entrainment " também é um fator limitante, ele ocorre quando gotas de líquido são transportadas junto com o vapor do evaporador para o condensador. Este fenômeno está ligado ao tamanho dos poros do meio poroso e a tensão superficial do fluido trabalhante.

Um outro fator limitante que pode ocorrer é o efeito "boiling ", isto é a ebulição do fluido dentro do meio poroso. Este fenômeno ainda não está bem estudado pois depende do conhecimento detalhado das dimensões das cavidades do meio poroso.

Este tubo de calor tem como fator limitante a capacidade de bombeamento.

De acordo com COSGROVE temos:

$$Q_{max} = 2 K \epsilon A_w H \times \frac{u_L(T_c)}{\rho_L(T_c)} L_c + \frac{2 \mu_i(T_a)}{\rho_i(T_a)} l_a \times$$

$$\times \left[\frac{g_0}{g_c} \frac{\sigma_a(T_a)}{\sigma_a(T_v)} \rho_i(T_R) h_{max}(T_R) - \frac{g}{g_c} \rho_i(T_c) L_c + \rho_i(T_a) L_a \cos \beta \right]$$

Onde-:

A_w = área da cerox circular da manta = 1,03 cm²

g = constante gravitacional = 980 cm/s²

g_0 = aceleração devido à gravidade no nível do mar = 981cm/s²

g_c = constante gravitacional = 981 Kg cm / Kgf s²

h_{max} = altura máxima de bombeamento do líquido = 13,8 cm

H = entalpia do vapor no evaporador = 520,9 Kcal/Kg

L_a = comprimento da seção adiabática = 3,9 cm

L_c = comprimento do condensador = 12,7 cm

T_a = temperatura de uma seção isolada termicamente do meio ambiente entre o evaporador e o condensador

T_c = temperatura do condensador

T_r = temperatura de referência

K = permeabilidade = 0,4578 10⁻⁶ cm²

ϵ = porosidade = 0,67

β = angulo de inclinação do tubo de calor com a vertical 90°

Avaliadas à temp $T_c = 127^\circ\text{C}$

$$\nu_L = 2,358 \cdot 10^{-3} \text{ cm}^2/\text{s}$$

$$\rho_L = 9,373 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/cm}^3$$

avaliadas à temp $T_a = 122^\circ\text{C}$

$$\nu_L = 2,438 \cdot 10^{-3} \text{ cm}^2/\text{s}$$

$$\rho_L = 9,415 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/cm}^3$$

avaliadas à temp $T_r = 24^\circ\text{C}$

$$\rho_L = 9,972 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/cm}^3$$

avaliadas à temperatura de saturação $T_{\text{sat}} = 127^\circ\text{C}$

$$\mu_L = 1,7 \cdot 10^{-8} \text{ N s/cm}^2$$

$$\rho_L = 9,372 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/cm}^3$$

$$\nu_L = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ cm}^2/\text{s}$$

$$\mu_v = 1,35 \cdot 10^{-9} \text{ N s/cm}^2$$

$$\rho_v = 1,4148 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/cm}^3$$

$$\sigma = 49 \cdot 10^{-5} \text{ N/cm}$$

Substituindo os valores na expressão mostrada acima tere
mos o seguinte resultado $Q_{\text{max}} = 0,0724 \text{ KW}$

Sendo que a formulação matemática é feita com as seguin -
tes hipóteses:

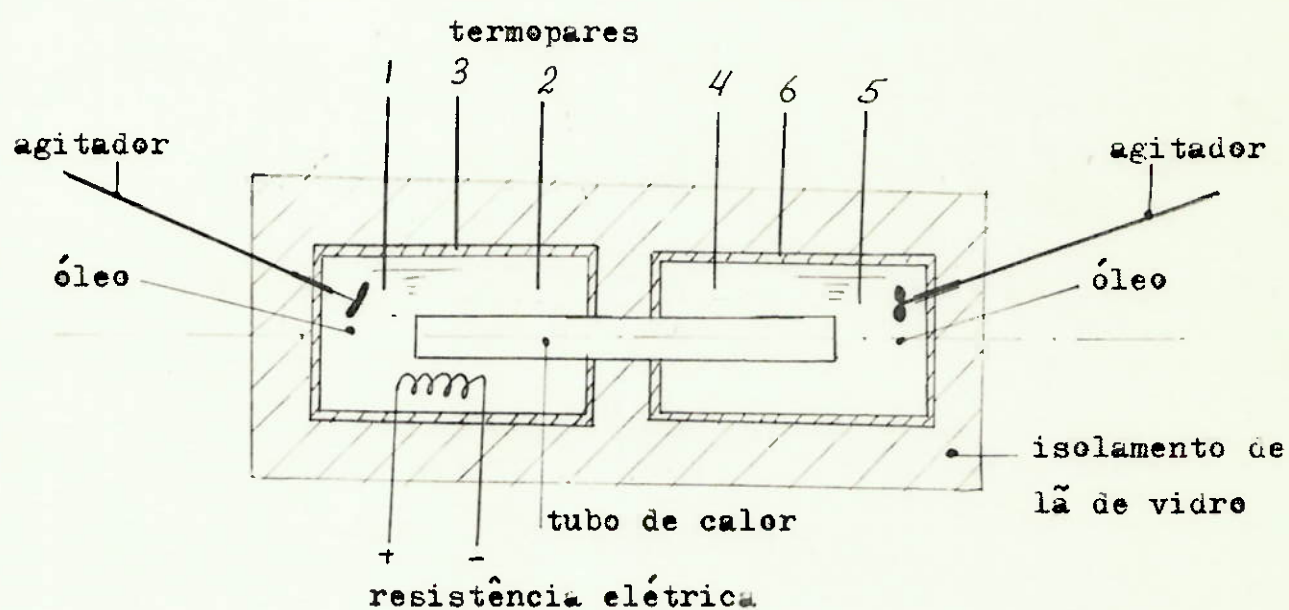
- Sistema unidimensional
- O meio poroso do condensador da seção adiabática inter-
mediária, são considerados saturados de líquido.

- A temperatura do condensador é representado como valor médio entre a temperatura de saturação do fluido e a temperatura da parede.
- Temperatura e no evaporador e na seção adiabática é igual à temperatura de saturação do fluido.
- O fluxo de calor extraído do condensador é uniforme ao longo de seu comprimento.
- A interface líquido-vapor em qualquer ponto pode ser caracterizada por um simples raio de curvatura.

TESTES DO PROTÓTIPO

As experiências realizadas foram as seguintes: avaliação da quantidade de calor transmitida por um tubo de calor em regime transitório e permanente e sua comparação com um tubo de cobre de geometria idêntica.

Para o teste de regime transitório foi construído o seguinte sistema.



Dispositivo utilizado na experiência de regime transitório

O sistema foi isolado com duas polegadas de lã de vidro, sendo que na zona adiabática o isolamento é de três polegadas.

No evaporador e no condensador foi introduzido um agitador, para que o gradiente de temperatura do óleo fosse minimizado. Para a realização do teste foi utilizado óleo de soja (doméstico) com $C_p = 0,45 \text{ Kcal/Kg}$. O óleo no evaporador foi aquecido por uma resistência elétrica de $42,5 \Omega$; a energia transmitida pelas agitadores foram desprezadas face à ordem de grandeza dos outros fatores.

As medidas de temperaturas, tanto do evaporador quanto do condensador foram tomadas através de termopares de ferro constantan, sendo que as posições de tomada de temperatura estão mostradas na figura anterior.

- termopar 1 e 2 - óleo do evaporador
- termopar 3 - tubo de ferro do evaporador
- termopar 4 e 5 - óleo do condensador
- termopar 6 - tubo de ferro do condensador

As massas de óleo do evaporador e do condensador é de $0,382 \text{ Kg}$ e a massa de ferro do tubo do evaporador e condensador é de $0,750 \text{ Kg}$.

A experiência foi iniciada utilizando-se uma voltagem de 30 V na resistência elétrica e aos 88 minutos a voltagem foi mudada para 40 V , sendo que aos 157 minutos a resistência foi desligada.

Os resultados obtidos foram os seguintes:

TUBO DE CALOR (TRANSITÓRIO)

tempo (min)	temp 1 (°C)	temp 2 (°C)	temp 3 (°C)	temp 4 (°C)	temp 5 (°C)	temp 6 (°C)
0	24,50	24,50	24,50	24,50	24,50	24,50
5	30,61	30,90	30,90	28,40	28,40	26,80
10	35,90	35,90	35,90	32,00	31,70	30,60
15	40,30	40,30	39,90	32,30	32,30	31,20
20	44,50	44,50	44,20	33,70	33,70	32,80
25	48,10	48,10	47,70	34,00	34,00	33,20
30	50,00	50,00	50,00	34,50	34,50	33,20
35	53,80	53,80	53,60	36,40	36,40	34,70
40	56,10	56,10	55,80	36,70	36,70	35,30
45	58,20	58,20	57,20	37,20	37,20	36,40
50	60,60	60,60	60,00	38,30	38,30	36,70
55	63,30	63,10	63,10	38,80	38,90	37,80
60	64,60	64,60	63,90	40,00	40,00	38,40
65	67,80	67,80	67,20	40,30	40,30	39,20
70	69,40	69,40	68,90	42,00	41,70	40,00
75	71,70	71,10	71,10	42,80	42,80	40,30
80	74,40	74,40	73,30	46,30	44,60	42,80
85	79,80	75,80	74,40	48,00	44,60	44,10
90	80,20	80,20	79,10	49,60	45,80	44,60
95	88,50	88,50	87,40	60,60	56,10	53,60
100	92,80	92,70	93,50	64,70	58,20	56,10

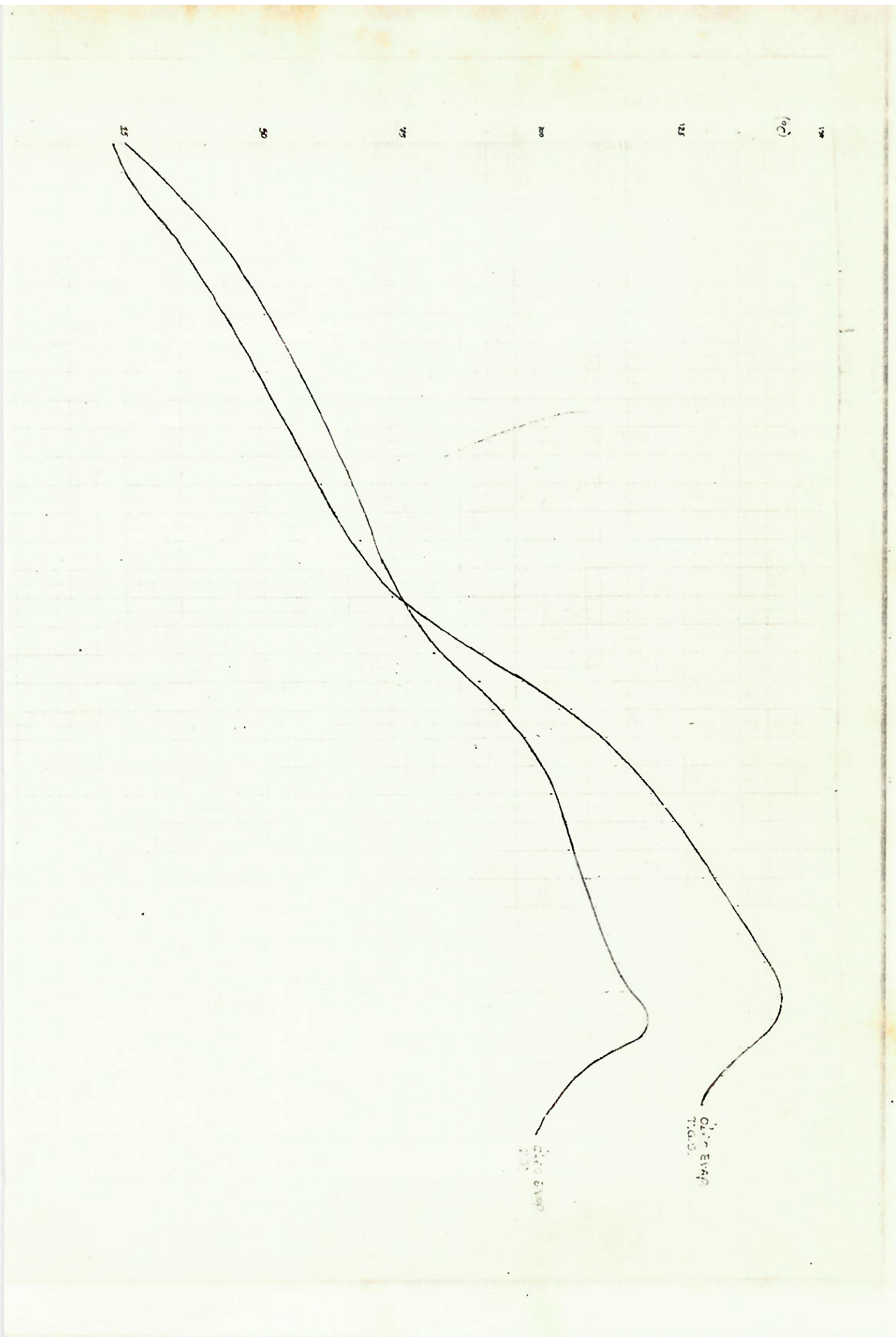
Tempo (min)	temp 1 (°C)	temp 2 (°C)	temp 3 (°C)	temp 4 (°C)	temp 5 (°C)	temp 6 (°C)
105	96,60	96,10	94,70	69,10	62,20	60,00
110	100,20	98,30	97,70	69,50	62,80	61,30
115	102,80	99,20	98,30	69,70	64,40	61,70
120	105,00	101,60	101,60	76,60	68,30	64,60
125	106,00	102,20	102,20	79,40	70,80	68,30
130	109,90	104,70	105,20	83,30	76,10	72,00
135	111,60	106,00	106,60	87,20	79,40	80,10
140	113,60	107,10	109,90	90,80	83,10	79,40
145	115,50	109,90	111,30	92,80	84,20	82,70
150	116,90	109,90	111,30	94,70	86,80	83,80
155	120,50	114,80	116,00	99,20	91,60	87,90
160	115,00	111,00	113,20	99,20	91,60	90,10
165	106,00	103,70	106,60	97,70	91,60	90,10
170	102,00	99,90	101,80	96,10	92,00	90,10
175	98,30	97,20	98,30	94,30	88,80	88,30

TUBO GEOMÉTRICAMENTE SEMELHANTE

tempo (min)	temp 1 (°C)	temp 2 (°C)	temp 3 (°C)	temp 4 (°C)	temp 5 (°C)	temp 6 (°C)
0	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00
5	24,60	24,60	23,80	23,00	23,00	23,00
10	28,10	28,10	27,40	24,90	24,90	24,20
15	31,70	31,70	31,70	26,30	26,30	25,80
20	35,80	35,80	35,20	27,00	27,00	26,60
25	39,90	39,90	38,40	27,40	27,40	27,40
30	42,40	42,40	42,40	28,10	27,70	27,40
35	45,80	45,80	45,80	29,10	28,60	27,70
40	48,00	48,00	47,70	29,70	29,40	28,60
45	51,20	51,20	50,80	30,60	30,20	29,40
50	54,10	54,10	54,00	31,30	30,80	30,60
55	57,80	57,80	56,90	32,10	31,30	31,30
60	60,10	60,10	58,80	33,60	32,50	31,70
65	62,90	62,90	61,80	35,70	34,60	34,00
70	65,00	65,00	64,00	36,80	35,50	35,10
75	67,40	66,80	66,20	37,30	36,20	36,20
80	69,00	68,20	67,40	38,30	36,20	36,20
85	73,40	72,20	72,30	40,90	38,60	38,60
90	81,80	81,80	77,90	42,50	40,10	39,60
95	89,00	89,00	86,20	44,00	41,20	40,90
100	97,30	94,90	95,10	45,10	43,80	42,00

tempo (min)	temp 1 (°C)	temp 2 (°C)	temp 3 (°C)	temp 4 (°C)	temp 5 (°C)	temp 6 (°C)
105	105,00	104,80	104,10	48,40	46,20	60,00
110	111,80	110,00	110,30	51,20	48,40	61,30
115	115,10	113,40	113,40	52,70	50,00	61,70
120	119,50	117,80	117,10	53,90	51,90	64,60
125	123,90	121,30	121,30	55,00	53,10	68,30
130	127,50	126,10	126,70	56,90	54,80	72,00
135	131,10	129,70	129,70	59,40	56,10	80,10
140	134,40	134,00	133,70	60,90	57,80	79,40
145	137,00	135,90	135,90	62,80	59,80	82,70
150	140,60	137,30	138,30	64,90	60,90	83,80
155	144,40	140,00	142,20	71,70	62,80	87,90
160	142,80	137,80	140,20	66,70	63,90	90,10
165	135,90	131,10	134,00	67,80	64,90	90,10
170	129,70	127,10	127,40	67,20	65,90	90,10
175	123,90	126,00	121,70	68,20	66,70	88,30

Para avaliação da eficiência do tubo de calor e a barra de cobre equivalente foram realizadas as seguintes gráficos anexos.



(C)



125
(4)

125

125

125

125

125

oleo cond. T.S.

oleo cond. T.S.

(4)

20

23

26

25

30

25

tubo de ferro
com 25

tubo de ferro
com 25

Foram tomadas as tangentes a cada 10 minutos
de ambos os casos e tabeladas.

TUBO DE CALOR

tempo	liq. evap. tg α	tubo Fe evap. tg α	liq. cond. tg α	tubo Fe cond. tg α
10	0,933	1,036	0,424	0,601
20	0,7000	0,700	0,185	0,194
30	0,577	0,554	0,141	0,087
40	0,510	0,510	0,123	0,213
50	0,466	0,424	0,149	0,203
60	0,424	0,424	0,149	0,203
70	0,404	0,325	0,287	0,149
80	0,612	0,566	0,325	0,344
90	0,885	1,192	0,404	0,687
100	0,916	0,727	1,732	0,767
110	0,577	0,354	0,424	0,240
120	0,306	0,335	0,499	0,488
130	0,306	0,414	0,767	0,727
140	0,384	0,477	0,767	0,781
150	0,675	0,414	0,625	0,521
160	-2,097	-0,687	0,246	0,325

TUBO GEOMÉTRICAMENTE SEMELHANTE

tempo	liq. evap. $\text{tg } \alpha$	tubo Fe evap. $\text{tg } \alpha$	liq. cond. $\text{tg } \alpha$	tubo Fe cond. $\text{tg } \alpha$
10	0,687	0,824	0,287	0,306
20	0,700	0,675	0,141	0,167
30	0,625	0,625	0,114	0,052
40	0,554	0,601	0,141	0,141
50	0,554	0,488	0,213	0,213
60	0,637	0,384	0,213	0,213
70	1,111	0,384	0,213	0,249
80	0,700	0,869	0,231	0,277
90	1,550	2,050	0,384	0,266
100	1,280	1,376	0,404	0,414
110	0,966	0,781	0,414	0,395
120	0,700	0,713	0,306	0,335
130	0,662	0,625	0,240	0,325
140	0,662	0,613	0,287	0,364
150	0,176	0,543	0,384	0,335
160	-1,111	-0,394	0,344	0,231

As perdas para o ambiente foram calculadas

da seguinte maneira: $Q_{res} = Q_{TOT} + Q_{PERDAS}$.

Onde

"Onde" Potência fornecida à resistência INTEGRADA PARA O PERÍODO CONSIDERADO.

$$Q_{res.} = \frac{30^2}{42,5} \Big|_0^{88} + \frac{40^2}{42,5} \Big|_{88}^{157} = 31,06 + 43,29 = 74,35 \text{ Wh}$$

$$Q_{res} = 74,35 \times 0,8605 = 63,98 \text{ Kcal}$$

Q_{TOT} é a VARIAÇÃO

Energia ~~total~~ ^{INTERNA} no evaporador e condensador:

$$Q_{tot.} = \left[m_{ol} c_{ol} \Delta t_{ol} + m_{Fe} c_{Fe} \Delta t_{Fe} + m_{hp} c_{hp} \Delta t_{hp} \right]_1 + \left[m_{ol} c_{ol} \Delta t_{ol} + m_{Fe} c_{Fe} \Delta t_{Fe} + m_{hp} c_{hp} \Delta t_{hp} \right]_2$$

onde o índice 1 é para o evaporador e o índice 2 para o condensador. TUBO DE CALOR

Foi feita a SIMPLIFICAÇÃO que Δt_{hp} é igual ao Δt do respectivo óleo em que este se encontrava.

$$M_{ol} = 0,382 \text{ Kg}$$

$$Cp_{ol} = 0,45 \text{ Kcal/Kg}$$

$$M_{Fe} = 0,750 \text{ kg}$$

$$Cp_{Fe} = 0,169 \text{ Kcal/Kg}$$

$$M_{hp \text{ evap.}} = 0,08 \text{ Kg}$$

$$Cp_{cu} = 0,0954 \text{ Kcal/Kg}$$

$$M_{hp \text{ cond.}} = 0,088 \text{ Kg}$$

Para o evaporador

$$\Delta t'_{ol} = 93,15 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{fe} = 91,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{hp} = 93,15 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Para o condensador

$$\Delta t'_{ol} = 70,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{fe} = 63,40 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{hp} = 70,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Substituindo os dados na expressão anterior chega-se ao seguinte resultado:

$$Q_{tot} = 49,14 \text{ Kcal/Kg}$$

portanto as perdas serão:

$$Q_{perdas} = 63,98 - 49,14 = 14,84 \text{ Kcal}$$

TUBO EQUIVALENTE:

$$M'_{ol} = 0,382 \text{ Kg}$$

$$M_{fe} = 0,750 \text{ Kg}$$

$$M_{bc \text{ evap.}} = 0,08 \text{ Kg}$$

$$M_{bc \text{ cond.}} = 0,088 \text{ Kg}$$

Para o evaporador

$$\Delta t'_{ol} = 119,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{fe} = 119,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{bc} = 119,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Cp'_{ol} = 0,45 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Cp_{fe} = 0,750 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Cp_{cu} = 0,095 \text{ Kcal/kg}$$

para o condensador

$$\Delta t'_{ol} = 44,25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{fe} = 39,80 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{bc} = 44,25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Substituindo os dados na expressão anterior chega-se ao seguinte resultado:

$$Q_{total} = 49,53 \text{ Kcal}$$

portanto as perdas serão:

$$Q_{\text{perdas}} = 63,98 - 49,53 = 14,45 \text{ Kcal}$$

Foi feita uma outra simplificação;

As perdas para o ambiente foi igual em todo o decorrer da experiencia, com isto, podemos estimar o valor de $\dot{Q}_{\text{amb}}$.

$$\dot{Q}_{\text{amb}} = 14,84 / 157 = 0,0945 \text{ Kcal /min. (tubo de calor)}$$

$$\dot{Q}_{\text{amb}} = 14,45/157 = 0,0920 \text{ Kcal/min. (barra de cobre equiv.)}$$

O balanço térmico foi feito da seguinte maneira:

Tubo de calor

$$\dot{Q}_{\text{res}} = \frac{dU_{\text{evap.}}}{dt} + \dot{Q}_{\text{hp}} + \dot{Q}_{\text{amb}}$$

$$\text{sendo que } \frac{dU_{\text{evap.}}}{dt} = m_{\text{ol}} c_{\text{ol}} \frac{dt}{dt} + m_{\text{fe}} c_{\text{fe}} \frac{dt}{dt} + m_{\text{hp}} c_{\text{hp}} \frac{dt}{dt}$$

$$\dot{Q}_{\text{hp}} = \dot{Q}_{\text{res}} - \frac{dU_{\text{evap.}}}{dt} - \dot{Q}_{\text{amb}} \quad (\dot{Q}_{\text{hp}} = \text{transferido do evap. para o cond.})$$

Apartir da expressão anterior chegasse à seguinte tabela.

tempo (min)	$\dot{Q}_{\text{hp}}$
10	-0,0898
20	-0,0054
30	0,0352
40	0,0528
50	0,0716
60	0,0829

tempo	$\dot{Q}_{hp}$
70	0,0997
80	0,0301
90	0,1405
100	0,1894
110	0,2980
120	0,3506
130	0,3411
140	0,3234
150	0,2795
160	0,9154

tubo geométricamente semelhante

$$\dot{Q}_{res} = \frac{dU_{evap.}}{dt} + \dot{Q}_{bc} + \dot{Q}_{amb}$$

$$\text{sendo que } \frac{dU_{evap.}}{dt} = m'_{ol} c'_{ol} \frac{dt}{dz} + m_{fe} c_{fe} \frac{dt}{dz} + m_{bc} c_{bc} \frac{dt}{dz}$$

$$\dot{Q}_{bc} = \dot{Q}_{res} - \frac{dU_{evap.}}{dt} - \dot{Q}_{amb}$$

($\dot{Q}_{bc}$ = calor transferido da evap. para o cond.)

A partir da expressão anterior chegasse à seguinte tabela.

tempo (min)	$\dot{Q}_{bc}$
10	-0,0163
20	0,0002
30	0,02
40	0,0358

tempo (min)	$\dot{Q}_{bc}$
50	0,0501
60	0,0484
70	- 0,0367
80	-0,0244
90	-0,0842
100	0,0411
110	0,1721
120	0,2284
130	0,2451
140	0,2472
150	0,3426
160	0,6900

A razão de transmissão foi calculada da seguinte forma :

$$R = \frac{\sum \dot{Q}_{hp} \Delta \theta}{\sum \dot{Q}_{bc} \Delta \theta} = \frac{3,1081}{1,9583} = 1,587$$

Porteanto o tubo de calor transferiu 58,7 % de calor a mais do evaporador para o condensador.

Verificação do calor recebido no condensador.

TUBO DE CALOR

$$\dot{Q}_{hp} = m'_{ol} c'_{ol} \frac{dt}{d\theta} + m_{fe} c_{fe} \frac{dt}{d\theta} + m_{hp} c_{hn} \frac{dt}{d\theta}$$

onde $m_{hp} = 0,088 \text{ Kg}$

tempo (min)	$\dot{Q}_{hp}$
10	0,1523
20	0,0578
30	0,0363
40	0,0491
50	0,0522
60	0,0522
70	0,0704
80	0,1019
90	0,1596
100	0,4082
110	0,1065
120	0,1514
130	0,2298
140	0,2367
150	0,1782
160	0,0854

tubo EQUIVALENTE DE COBRE

$$\dot{Q}_{bc} = m_{ol} c_{ol} \frac{dt}{dz} + m_{fe} c_{fe} \frac{dt}{dz} + m_{bc} c_{bc} \frac{dt}{dz}$$

onde $m_{bc} = 0,088 \text{ Kg}$

tempo (min)	$\dot{Q}_{bc}$
10	0,0903

tempo (min)	Q_{bc}
20	0,0465
30	0,0271
40	0,0432
50	0,0652
60	0,0652
70	0,0698
80	0,0760
90	0,1029
100	0,1250
110	0,1243
120	0,0974
130	0,0843
140	0,0977
150	0,1114
160	0,0910

A razão de transmissão é -

$$R = \frac{\sum \dot{Q}_{hp}}{\sum \dot{Q}_{bc}} = \frac{2,1280}{1,3179} = 1,614$$

Pertante o condensador recebeu 61,4 % mais calor com a utilização do tubo de calor.

Fazendo-se uma média, o tubo de calor foi //
60,1 % mais eficiente que o tubo EQUIVALENTE em regime transi-
tório.

A máxima quantidade de calor transmitida em
um dado intervalo de tempo é :

$$Q_{\max} = \frac{m c_p \Delta t + \text{perdas}}{\Delta \tau}$$

Foi escolhido no intervalo de tempo, entre 90 e 95 minutos.

$$\Delta t_{\text{óleo}} = 10,65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{ferro}} = 9,00 \text{ } ^\circ\text{C}$$

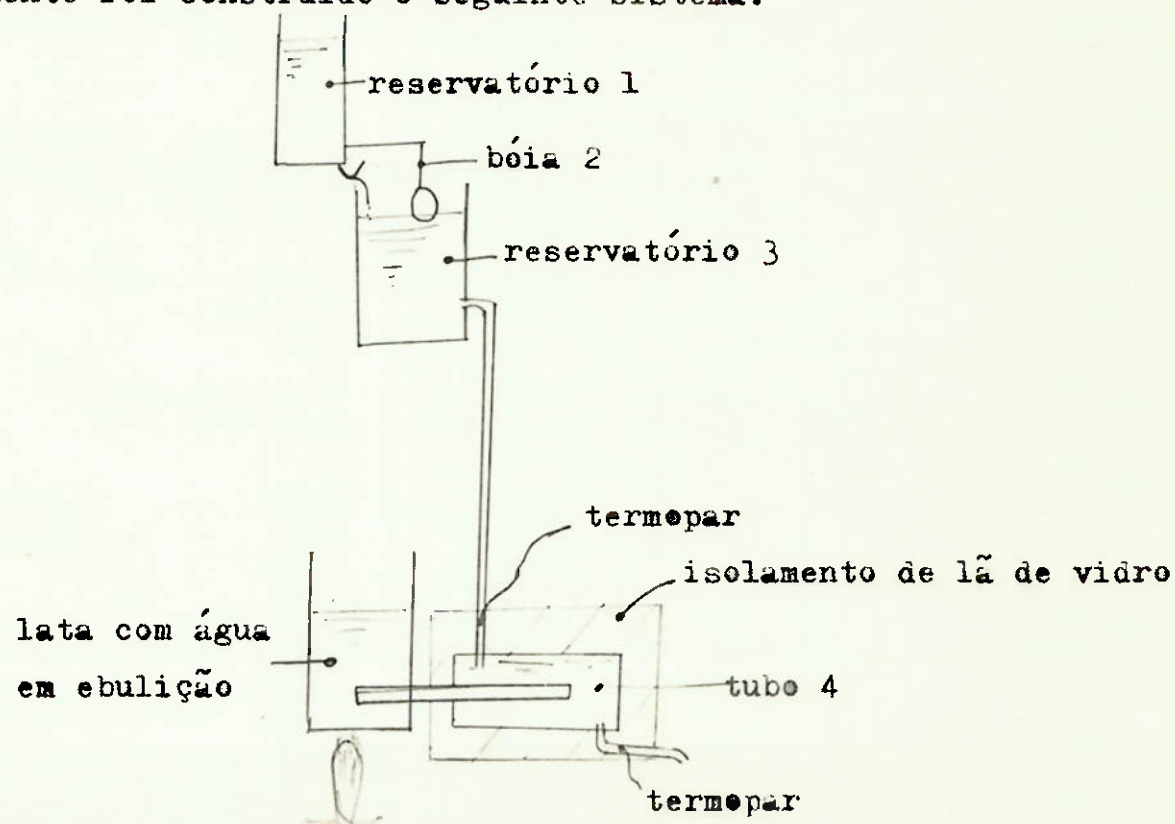
$$Q_{\max} = \frac{m_{\text{ól}} c_{\text{ól}} \Delta t_{\text{ól}} + m_{\text{fe}} c_{\text{fe}} \Delta t_{\text{fe}}}{\Delta \tau} =$$

$$= \frac{0,382 \times 0,45 \times 10,65 + 0,750 \times 0,169 \times 9}{0,8633 \times 860} = 0,0415 \text{ KW}$$

isto equivale a um fluxo de calor de $0,73 \text{ W / cm}^2$

Teste de regime permanente

Para a realização dos testes em regime permanente foi construído o seguinte sistema.



Dispositivo de teste para regime permanente

Nesta experiência foi utilizado óleo térmico " THERMAL E " cujo $C_p = 0,4 \text{ Kcal/ kg}$

O reservatório (3) é mantido com um nível constante de óleo, através da bóia acoplada ao reservatório (1).

O óleo desce por gravidade para o tubo (4) e sai pelo cano de descarga (5).

Dentro do tubo (4) está o condensador do tubo de calor, sendo que o evaporador é mantido dentro de uma lata com água, água esta que é mantida em ebulição, pois a lata é submetida ao calor de uma chama, portanto o evaporador é mantido a uma temperatura constante de 100°C , sendo que o óleo entra no condensador a temperatura constante.

O condensador foi isolado com duas polegadas de lã de vidro e a temperatura de entrada e saída foram obtidas através de termopares. As dimensões do evaporador e do condensador são as mesmas que as da experiência anterior.

A experiência teve a duração de 90 minutos e as medidas foram obtidas a cada 10 minutos. O teste foi repetido em todos os detalhes para o tubo de cobre geometricamente semelhante.

Para o tubo de calor foi obtida a seguinte tabela:

temp. entrada (°C)	temp. saída (°C)	Δt (°C)
35,7	43,7	7,6
35,7	43,7	7,6
35,7	45,0	8,9
35,5	45,2	9,3
35,5	46,1	10,2
35,5	46,1	10,2
35,1	46,1	10,6
35,1	45,2	9,7
35,1	46,1	10,0

O Δt médio é de 9,4 °C

O calor transmitido ao óleo é:

$Q = m c_p \Delta t$ sendo que a massa de óleo que escoou durante os noventa minutos foi de 1750 gramas.
substituindo os valores obteremos o seguinte resultado.
 $Q = 1750 \times 0,4 \times 9,4 = 6580,0 \text{ cal}$

Para a tubo de cobre geometricamente semelhante, obtemos a seguinte tabela:

temp. entrada (°C)	temp. saída (°C)	Δt (°C)
30,4	36,1	5,2
31,4	37,8	6,4

temp. entrada (°C)	temp. saída (°C)	Δt (°C)
32,4	38,3	5,9
33,9	40,0	6,1
33,9	40,0	6,1
33,9	40,3	6,4
32,8	40,3	7,5
32,8	39,2	6,4
32,4	38,3	5,9

O Δt médio é de 6,2 °C

A massa de óleo que escoou pelo condensador também foi de 1750 gramas.

Portanto teremos o seguinte:

$$Q = m c_p \Delta t = 1750 \times 0,4 \times 6,2 = 4340 \text{ cal}$$

A razão de transmissão de calor no regime permanente é :

$$R = \frac{6580,0}{4340,0} = 1,516$$

portanto o tubo de calor foi 51,6% mais eficiente que o tubo de cobre geometricamente semelhante.

CONCLUSÃO

Os resultados obtidos nas experiências permitiram verificar para as condições das mesmas, que a transferência de calor pelo Heat Pipe foi de 51,6 a 61,4 % maior do que a transferência de calor pelo tubo de cobre geometricamente igual.

No entanto o fluxo de calor máximo obtido foi de 41,5 W ; valor este inferior ao fluxo máximo teórico que tinha sido estimado em 72,4 W. Isto se deve em parte ao fato de que o tubo de calor não atingiu nenhuma condição limite, significando que poder-se-ia aumentar o fluxo de calor até que uma das condições fosse atingida.

Outras causas de que de eficiência do tubo de calor em relação ao comportamento ideal:

- condições de testes não foram ideais: ex : temperaturas ótimas não foram obtidas, as perdas para o ambiente foram significativas.
- Os instrumentos de medições não foram tão precisos quanto desejável : vide tabela pagina 20 , no instante 100 minutos a temperatura obtida para o ferro foi maior que a temperatura obtida para o óleo.
- características da construção do tubo de calor.
- Deficiências no sistema de enchimento, com a possibilidade de ter ficado ar dentro do tubo de calor, caso o ar exista , haverá a possibilidade de uma oxidação do material poroso e a carcaça, prejudicando o desempenho do mesmo.

BIBLIOGRAFIA

- 1) D Chisholm - The Heat Pipe - Head of Applied Heat
Transfer Division, National Engineering Laboratory
- 2) G. Yale Eastman - The Heat Pipe
- 3) Remi Benedito da Silva - Manual de Termodinâmica e
Transmissão de Calor - EPUSP - Dep. Eng. Mecânica 1972
- 4) Frank Kreith - Principios da Transmissão de Calor -
International Textbook Company, Scranton, Pennsylvania
- 5) Francisco Abranches Finheire - Um dispositivo Simples
de Alta Condutância técnica - Tese apresentada como
requisito de MESTRE EM CIÊNCIAS em engenharia mecânica
Instituto tecnológico da aeronáutica, São José dos
Campos, março de 1971
- 6) Vanderlei Grecco Antonio - Tubos de Calor, Construção
de Um Modelo - EPUSP - T.F. 1975
- 7) Antonio Barbosa Lino Junior - Heat Pipe, Projeto, Construção
e Testes - EPUSP - T.F. 1977