

Sys 1998157

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO MECÂNICO

"CALDEIRA DE VAPOR DE ÁGUA ALIMENTADA A BIOGÁS"

TK-1982
F 734C

1982

Autor: FÁBIO DE TOLEDO FONTANA

Orientador: Prof. HILDO PERA

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Prof. Hildo Pera, pela ajuda e orientação que dedicou para a elaboração deste trabalho.

Agradeço, ainda, a todos que me acompanharam e ajudaram durante meus estudos.

PREFÁCIO

Os objetivos deste trabalho são analisar e estudar o projeto de uma caldeira trabalhando com biogás como combustível.

A razão que me levou a escolher este tipo de combustível foi a atual necessidade do País em descobrir novas fontes alternativas de energia para substituir o petróleo. O biogás, usado em caldeiras, fornos industriais, etc... pode substituir perfeitamente o óleo combustível usado na atualidade.

Apesar de ser uma opção preferencialmente agrícola para substituição do petróleo, pois sua obtenção é mais conhecida atualmente com matéria-prima rural, o biogás pode ser uma boa solução no meio industrial, pois sua produção pode ser feita através da digestão do lixo urbano e industrial. Como observação, podemos citar o fato de que só na Grande São Paulo estima-se a produção de 24 milhões de toneladas de lixo diárias, o que equivaleria, em cálculo aproximado, à 700 milhões de m³ de biogás por dia; uma quantidade que não deve, nem pode, ser desprezada.

Os cálculos foram feitos baseados em uma composição estimada do combustível, tomando-se uma média das composições obtidas com biodigestores em funcionamento. A partir daí, foi feito o balanço térmico no superaquecedor e feixe de convecção, para depois calcular os coeficientes de troca de calor. Estes coeficientes foram calculados com o auxílio de uma calculadora programável Texas TI-51 III, com programa descrito no capítulo 6. Com estes coeficientes determinou-se as dimensões do superaquecedor e do feixe de convecção.

Como não há estudos e pesquisas adiantadas quanto à digestão do lixo urbano, decidi utilizar o biogás como combustível neste projeto, e também dada a falta de literatura e trabalhos tanto na produção quanto na utilização deste tipo de combustível. Espero, com isso, contribuir, não só com o trabalho técnico, mas também com o incentivo à busca e pesquisa de fontes alternativas de energia, pois só com o interesse e iniciativa em

descobri-las poderemos evoluir neste setor.

FÁBIO DE TOLEDO FONTANA.

ÍNDICE

APRESENTAÇÃO	pág. 1
1. INTRODUÇÃO	3
2. COMBUSTÍVEL	4
2.1 - Composição	4
2.2 - Volume de Ar Necessário	4
2.3 - Volume dos Gases de Combustão	5
3. OPERAÇÃO DA CALDEIRA	6
3.1 - Condições de Operação	6
3.2 - Balanço Térmico	6
3.3 - Estimativa da Temperatura da Chaminé	9
4. SUPERAQUECEDOR	9
4.1 - Condições de Operação	9
4.2 - Balanço Térmico	9
5. FEIXE DE CONVECÇÃO	10
5.1 - Condições de Operação	10
5.2 - Balanço Térmico	10
6. CÁLCULO DOS COEFICIENTES DE PELÍCULA	11
6.1 - Superaquecedor	11
6.2 - Feixe de Convecção	15
7. DETERMINAÇÃO DAS ÁREAS DE TROCA DE CALOR	17
7.1 - Superaquecedor	17
7.2 - Feixe de Convecção	17
8. DESENHOS	18
9. CONCLUSÕES	19
10. BIBLIOGRAFIA	20

APRESENTAÇÃO

A decomposição da matéria-prima orgânica animal ou vegetal se processa pela transferência de energia nela existente, parte para os micro organismos encarregados de quebrar as complexas moléculas, e parte para o meio-ambiente. Quando esta decomposição se dá na ausência de ar, a tarefa cabe às bactérias anaeróbicas e este trabalho redundará na produção de metano, gás combustível de primeira qualidade. Simultaneamente é gerado o dióxido de carbono, o mesmo gás de nossa expiração. A mistura do metano produzido (50 a 75%) com o dióxido de carbono é chamada biogás, sendo o gás carbônico o componente inerte.

Biogás é um combustível limpo e, assim, praticamente não polui. Muito superior ao gás amplamente consumido no Brasil, canalizado ou em botijões, o qual é venenoso e tem poder calorífico inferior. O curioso do biogás é sua vinculação a todo processo purificador; está presente nas estações de tratamento de esgotos e nos aterros sanitários. E pode assim encontrado em todas as fazendas que quiserem utilizar racionalmente seus resíduos agrícolas ou animais e, com isto, evitar a tradicional sujeira, a proliferação de moscas, o mau cheiro característico e outras inconveniências. O processo, conhecido sob o nome de digestão anaeróbia, é levado a efeito no ambiente isento de ar do digestor. Sua instalação, mesmo rudimentar, pode representar significativo alívio para o programa de eletrificação rural, que é caro para instalar e caro para ser mantido.

Os digestores são fáceis de construir e de operar, mas exigem projeto adequado e orientação especializada, a fim de evitar possíveis fracassos e eliminar os riscos de acidentes. Metano e ar formam uma mistura altamente explosiva. Logo, o depósito de gás do digestor não deve permitir entrada de ar, nem vazamento de gás.

No meio rural, o biogás pode ser utilizado em:

- _ fogão doméstico, com consumo de 0,23 m³ de biogás/pessoa/dia;
- _ lampião, com consumo de 0,12 m³/hora (40 velas);

- _ motores de combustão interna, com consumo de $0,40 \text{ m}^3/\text{HP/hora}$;
- _ geladeiras, chocadeiras, secadores de grãos, geração de energia elétrica, etc...

No meio industrial, sua utilização ainda não tem estudos definidos e completos, mas prevê-se seu uso nos principais equipamentos que requeiram combustível para funcionar, tais como caldeiras e fornos.

O poder calorífico do biogás varia de 5.000 a 7.000 kcal/m^3 , em função de sua pureza. Quanto mais puro, maior o PCI. O grau de pureza, por sua vez, é função do material fermentado e das condições de fermentação. O poder calorífico pode ser melhorado pela retirada de CO_2 , chegando a valores de 12.000 kcal/m^3 .

1. INTRODUÇÃO

A análise prática do biogás como combustível de equipamentos industriais torna-se mais clara projetando-se um equipamento para utilizá-lo. Foi escolhida uma caldeira para produzir vapor que será utilizado em algum processo industrial. Não cabe ao escopo deste trabalho analisar qual será o processo que utilizará o vapor, portanto definiremos alguns parâmetros para o início do projeto, tais como, quantidade de vapor a produzir, temperatura e pressão de saída do vapor, temperatura da água de alimentação e temperatura do ar ambiente. Todos estes parâmetros serão adotados em seus valores.

A caldeira será do tipo flamotubular e não serão considerados equipamentos como economizador ou pré-aquecedor. O vapor será superaquecido na saída, logo será usado um superaquecedor. Outros equipamentos auxiliares também não serão considerados.

O poder calorífico do biogás varia de acordo com sua composição, que não é sempre a mesma. Ela depende dos resíduos orgânicos utilizados e do processo de digestão verificado. As porcentagens dos componentes nem sempre, na prática, serão iguais às adotadas neste trabalho, porém as variações podem ser consideradas mínimas. Admitiremos um gás purificado, - já que a purificação do biogás (retirada dos gases inertes como CO_2 e H_2S) é um processo bastante simples e barato de ser feito.

Adotarei a seguinte composição em volume:

CH_4 : 79,2%
 CO_2 : 18,3%
 CO : 0,5%
 H_2 : 1,2%
 N_2 : 0,4%
 O_2 : 0,4%

2. COMBUSTÍVEL

2.1 - Composição:

Com a composição acima adotada, calculamos o poder calorífico do biogás. Antes, porém, calcularemos a composição em massa:

CH ₄	:	79,2	x	0,716	=	56,7	-	59,94% em massa
CO ₂	:	18,3	x	1,970	=	36,1	-	38,16%
CO	:	0,5	x	1,250	=	0,6	-	0,63%
H ₂	:	1,2	x	0,089	=	0,1	-	0,11%
N ₂	:	0,4	x	1,257	=	0,5	-	0,53%
O ₂	:	0,4	x	1,429	=	0,6	-	0,63%
		(% volume)	(densidade)					
			kg/m		100,00%			

Cálculo do poder calorífico PCI:

_ em volume:

$$\begin{aligned} \text{PCI(v)} &= (\text{pci.}\% \text{CH}_4) + (\text{pci.}\% \text{H}_2) + (\text{pci.}\% \text{CO}) \\ &= (8126 \times 0,792) + (2448 \times 0,012) + (2866 \times 0,005) \\ &= 6480 \text{ kcal/m}^3 \end{aligned}$$

_ em massa:

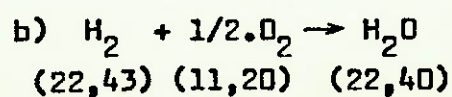
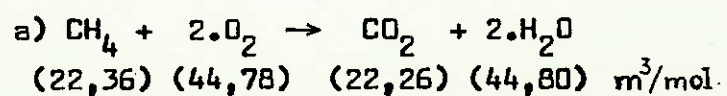
$$\begin{aligned} \text{PCI(m)} &= (11965 \times 0,5994) + (28702 \times 0,0011) + (2419 \times 0,0063) \\ &= 7218 \text{ kcal/kg} \end{aligned}$$

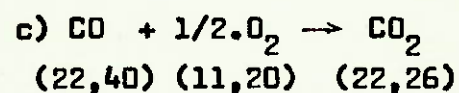
_ estimamos a densidade do biogás:

$$\rho = \frac{6480}{7218} = 0,898 \text{ kg/m}^3$$

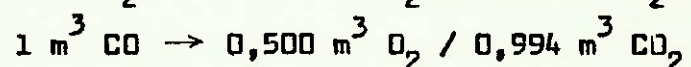
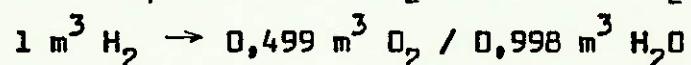
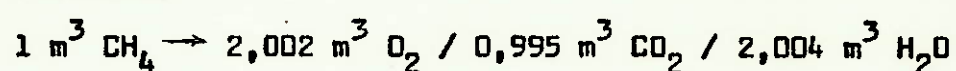
2.2 - Volume de Ar Necessário:

_ Reações de combustão:





Portanto,



- TABELA:

	CH ₄	O ₂	CO ₂	H ₂ O	H ₂	CO	N ₂
Peso específico (kg/m ³)	0,716	1,429	1,970	0,804	0,089	1,250	1,257
Volume específico (m ³ /kg)	1,400	0,700	0,510	1,244	11,200	0,800	0,796

- Volume Teórico de Oxigênio O₂:

$$V_{\text{O}_2}^t = 2,002(\text{CH}_4) + 0,500(\text{CO}) + 0,499(\text{H}_2) - (\text{O}_2)$$

$$= 1,59 \text{ m}^3 \text{ O}_2 / \text{m}^3 \text{ combustível}$$

- Volume Teórico de Ar:

$$V_{\text{ar}}^t = \frac{100}{20,9} \times V_{\text{O}_2}^t = 7,608 \text{ m}^3 \text{ ar} / \text{m}^3 \text{ combustível}$$

- Volume Real de Ar Necessário:

adotando excesso de ar $m = 1,1$

$$V_{\text{ar}}^r = 1,1 \cdot V_{\text{ar}}^t = 8,3688 \text{ m}^3 \text{ ar} / \text{m}^3 \text{ combustível}$$

2.3 - Volume dos Gases de Combustão:

- Volume Teórico:

$$V_g^t = 0,995(\text{CH}_4) + 0,994(\text{CO}) + 2,004(\text{CH}_4) + 0,998(\text{H}_2) + 0,791 \cdot V_{\text{ar}}^t +$$

$$+ (\text{CO}_2) + (\text{N}_2)$$

$$= 8,60 \text{ m}^3 \text{ gás} / \text{m}^3 \text{ combustível}$$

- Volume Real:

$$V_g^r = V_g^t + (m - 1) \cdot V_{\text{ar}}^t = 8,60 + (1,1 - 1,0) \cdot 7,608$$

$$= 9,36 \text{ m}^3 \text{ gás} / \text{m}^3 \text{ combustível}$$

- Composição dos Gases de Combustão:

$$\begin{aligned} V_{CO_2} &= 0,995(CH_4) + 0,994(CO) + (CO_2) = 0,976 \text{ m}^3 \text{ --- } 10,4\% \text{ em volume} \\ V_{H_2O} &= 2,004(CH_4) + 0,998(H_2) = 1,600 \text{ m}^3 \text{ ----- } 17,1\% \\ V_{N_2} &= 0,791 \cdot V_{ar}^T + (N_2) = 6,624 \text{ m}^3 \text{ ----- } 70,8\% \\ V_{O_2} &= 0,209 \cdot (m-1) \cdot V_{ar}^t = 0,159 \text{ m}^3 \text{ ----- } 1,7\% \end{aligned}$$

- em massa, temos:

$$\begin{aligned} CO_2 &- 0,976 \times 1,970 = 1,92 \text{ ---- } 16,2\% \text{ em massa} \\ H_2O &- 1,600 \times 0,804 = 1,29 \text{ ---- } 11,0\% \\ N_2 &- 6,624 \times 1,257 = 8,33 \text{ ---- } 70,8\% \\ O_2 &- 0,159 \times 1,429 = 0,23 \text{ ---- } 2,0\% \end{aligned}$$

- estimamos a densidade dos gases de combustão:

$$\begin{aligned} \rho &\approx \left(\rho_{CO_2} \cdot \frac{\% \text{ volume}}{\% \text{ massa}} \right) \approx \left(\rho_{H_2O} \cdot \frac{\% \text{ volume}}{\% \text{ massa}} \right) \approx \left(\rho_{N_2} \cdot \frac{\% \text{ volume}}{\% \text{ massa}} \right) \\ &\approx \left(\rho_{O_2} \cdot \frac{\% \text{ volume}}{\% \text{ massa}} \right) \approx 1,2465 \text{ kg/m}^3 \text{ (média)} \end{aligned}$$

3. OPERAÇÃO DA CALDEIRA

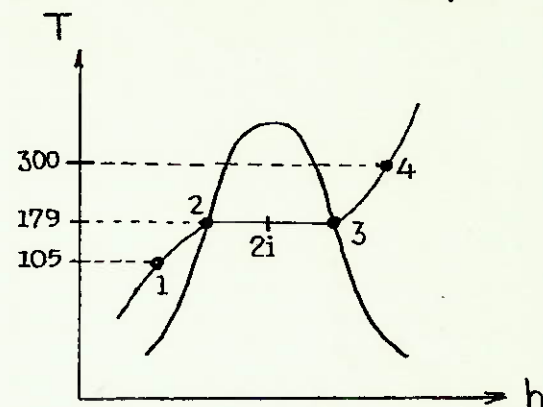
3.1 - Condições de Operação:

- Produção de Vapor: 5.000 kg/h
- Estado do Vapor: superaquecido
- Temperatura: 300°
- Pressão: 10 atm
- Temperaturas
da água de alimentação: 105°
do ar necessário: 25°

3.2 - Balanco Térmico:

- TABELA DAS PROPRIEDADES DO VAPOR:

Estado		T(°C)	h(kcal/kg)
LIQ.	1	105	105,1
VAP.SAT.	2	179	181,2
	2i	179	482,0
	3	179	663,2
VAP.SUP.	4	300	728,7



- Calor necessário para Vaporização:

$$Q_u = D \cdot (h_4 - h_1) = 5000 (728,7 - 105,1) \\ = 3.118.000 \text{ kcal/h}$$

- Consumo de Combustível:

adotando rendimento $\eta = 80\%$

$$B = Q_u / \text{PCI} \cdot \eta = 3.118.000 / (6.480 \times 0,8) \\ = 601,47 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Vazão de ar e de gases de combustão:

$$V_{\text{ar}} = V_{\text{ar}}^r \cdot B = 8,3688 \cdot 601,47 = 5033 \text{ m}^3 \text{ ar/h}$$

$$V_g = V_g^r \cdot B = 9,36 \cdot 601,47 = 5630 \text{ m}^3 \text{ gases/h}$$

- Calor Total que entra na caldeira:

$$Q_t = (B \cdot \text{PCI}) + (V_{\text{ar}} \cdot C_{p_{\text{ar}}} \cdot T_{\text{ar}}) + (B \cdot C_{p_{\text{biogás}}} \cdot T_{\text{biogás}}) \\ = (601,47 \cdot 6480) + (5033 \cdot 0,31 \cdot 25) + (601,47 \cdot 0,383 \cdot 25) \\ = 3.942.290,4 \text{ kcal/h}$$

- Verificação do Rendimento:

$$\eta = \frac{Q_u}{Q_t} \times 100 = 79,09\%$$

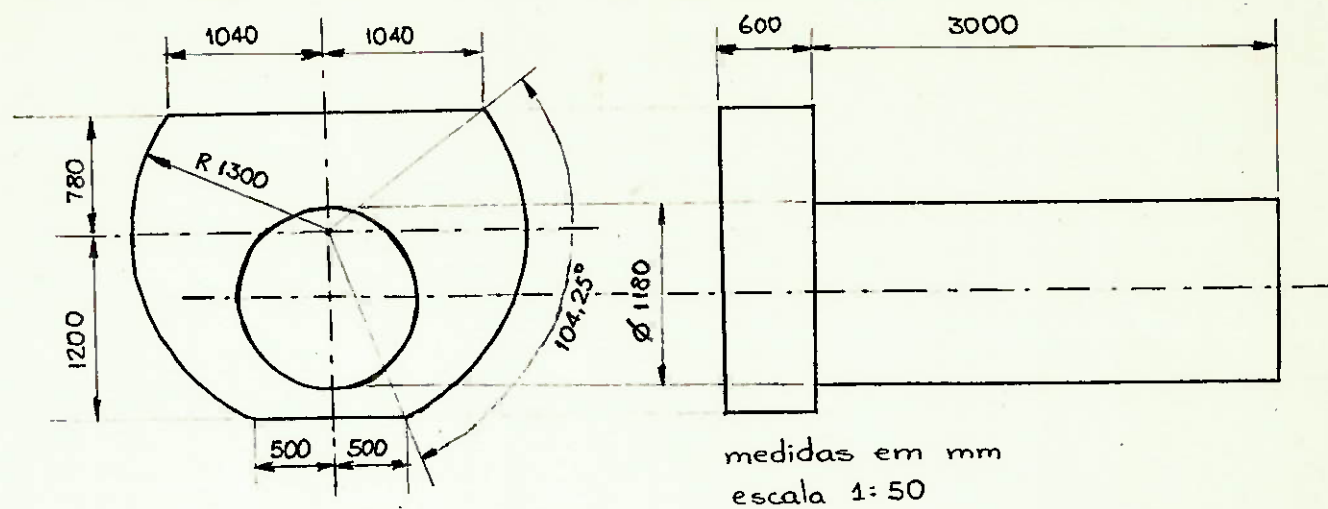
- Volume da Câmara de Combustão:

adotando carga específica da câmara $C_e = 650.000 \text{ kcal/m}^3 \cdot \text{h}$

$$V_{\text{cc}} = \frac{3942290,4}{650000} = 6,065 \text{ m}^3$$

- Forma da Câmara:

adotamos a forma do desenho abaixo:



$$S_A = 3,3964 \text{ m}^2$$

$$S_B = 1,0936 \text{ m}^2 \times 3,0 \text{ m} = 3,2808 \text{ m}^2$$

$$\frac{4,4900 \text{ m}^2 \times 0,6 \text{ m}}{5,9748 \text{ m}^2} = 2,6940 \text{ m}^2$$

Superfície irradiada:

$$S_{irr} = (1,18.3,0) + (1,98.0,6) + (3,3964) + n \frac{\pi d^2}{4} \quad \begin{matrix} d = 0,051 \\ n = 500 \end{matrix}$$

$$= 9,15 \text{ m}^2$$

Temperatura de Equilíbrio:

Como não tenho gráficos com dados deste tipo de combustível calcularei T_e por tentativas e interpolação:

$$Q_{irr} = c \cdot S_{irr} \cdot \left[\left(\frac{T_e}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right] \quad \text{sendo } c = 2$$

$$\left. \begin{matrix} S_{irr} = 8,3 \\ T_p = 573 \text{ K} \end{matrix} \right\} T_e \text{ em } ^\circ\text{K}$$

$$Q_r = V_g \cdot C_{p \text{ gases}} \cdot T_e \cdot \rho_{\text{gases}} \quad \text{sendo } V_g = 5630 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\left. \begin{matrix} \rho_{\text{gases}} = 1,2465 \text{ kg/m}^3 \end{matrix} \right\} T_e \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$C_{p \text{ gases}} = \sum (C_p \cdot \% \text{ massa}) \rightarrow \text{função da temperatura } T_e$$

soma para CO_2 , H_2O , N_2 e O_2

procedimento: adoto um valor para T_e ;

calculo Q_{irr} e Q_r (calor irradiado e calor residual);

somo $Q_{irr} + Q_r$ e comparo com o valor do Calor Total menos perdas por irradiação (1%), isto é, 3.868.146 kcal/h;

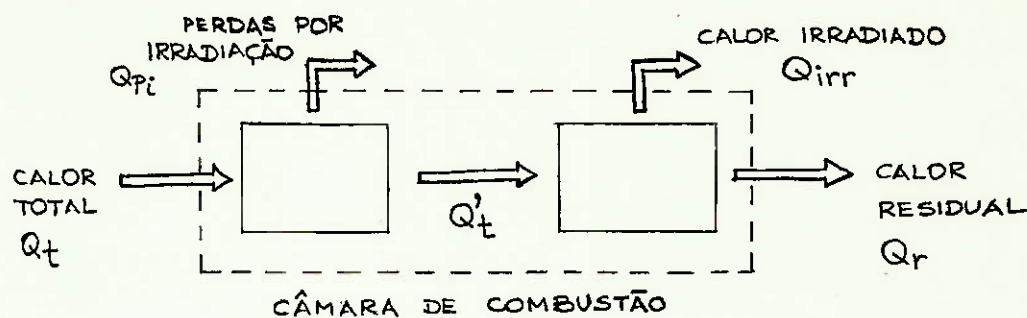
calculo a diferença em porcentagem, que deve dar nula;

modifico T_e até conseguir uma diferença quase nula.

o resultado é:

$$T_e = 1313 \text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow Q_{irr} = 1.140.614,3 \text{ kcal/h}$$

$$Q_r = 2.727.531,7 \text{ kcal/h}$$



3.3 - Estimativa da Temperatura da Chaminé:

_ perdas: $p_t = 100 - \eta = 100 - 79,09 = 20,91 \%$

sendo 1% irradiada, então $p_{chaminé} = 19,91 \%$

$$T = \frac{p_{ch} \cdot PCI}{V_g^F \cdot C_{p_{gases}} \cdot \rho_{gases}} = 360 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

logo, sendo $T_{ar} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{ch} = 385 \text{ }^{\circ}\text{C}$

4. SUPERAQUECEDOR

4.1 - Condições de Operação:

_ Entrada: $p = 10 \text{ atm}$
 $T = 179 \text{ }^{\circ}\text{C}$ } $h = 663,2 \text{ kcal/kg}$

_ Saída : $p = 10 \text{ atm}$
 $T = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$ } $h = 728,7 \text{ kcal/kg}$

4.2 - Balanço Térmico:

_ Calor trocado:

$$Q_B = D \cdot (h_4 - h_3) = 327.500 \text{ kcal/h}$$

_ Calor na entrada (ou na saída da câmara de combustão):

$$Q_r = Q_t - Q_{irr} - 1\% Q_t = 2.727.531,7 \text{ kcal/h}$$

_ Calor na saída:

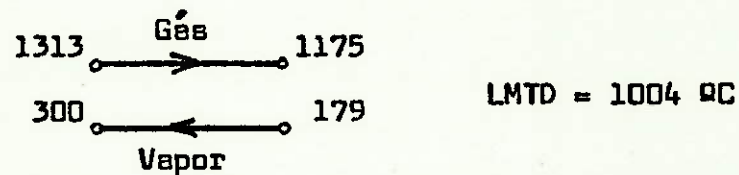
$$Q_{após} = Q_r - Q_g = 2.400.031,7 \text{ kcal/h}$$

_ Temperatura na saída:

$$h_g = \frac{Q_{após}}{V_g} = 426,3 \text{ kcal/m}^3$$

$$h_g = \rho_{gases} \cdot C_{p_{gases}} \cdot T_{saída}$$

$$\text{adotando } \rho_{gases} \text{ e } C_{p_{gases}}: \left. \begin{array}{l} \rho = 1,2465 \text{ kg/m}^3 \\ C_p = 0,291 \text{ kcal/kg.}^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} T_g = 1175^{\circ}\text{C}$$



_ Área de Troca de Calor:

$$A = Q_g / (LMTD \cdot h_g) \text{ sendo } h_g = \text{coeficiente de película}$$

$$\text{portanto, } A = 326 / h_g$$

5. FEIXE DE CONVECÇÃO

5.1 - Condições de Operação:

_ Entrada: saída do superaquecedor (quanto aos gases de combustão)

_ Saída : vapor saturado a 179 °C; gases de combustão a 385 °C

5.2 - Balanco Térmico:

_ Calor trocado:

$$Q_f = Q_u - Q_{irr} - Q_g = 1.649.885,7 \text{ kcal/h}$$

_ Calor na entrada:

$$Q_e = 2.400.031,7 \text{ kcal/h (saída do superaquecedor)}$$

_ Calor na saída:

$$Q_e - Q_f = 750.146,0, \text{ kcal/h}$$

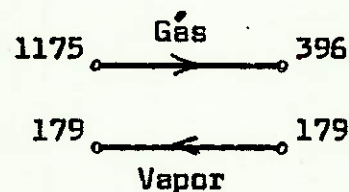
_ verificação das perdas:

$$P_{ch} = \frac{750146}{Q_t} = 0,1903 = 19,03 \%$$

_ Temperatura na saída:

$$h_g = 750146 / 5630, = 133,24 \text{ kcal/m}^3$$

$$\text{adotando calor específico } C_p = 0,27 \rightarrow T_{saída} = 396 \text{ }^{\circ}\text{C}$$



$$LMTD = 511 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

_ Área de Troca de Calor:

$$A = 750146 / 511 \cdot h_g = 3227,4 / h_g$$

6. CÁLCULO DOS COEFICIENTES DE PELÍCULA

Para o cálculo desses coeficientes utilizarei as expressões do livro "Transferência de Calor" de F. Kreith. O valor de h_g depende dos valores de h_e (externo) e h_i (interno). Por sua vez, esses valores dependem do N° Reynolds, N° Prandtl, condutibilidade e diâmetro. Podemos calcular ou pegar em tabelas esses valores, em função da temperatura e pressão, mas a velocidade precisa da definição do valor da área para o cálculo, isto é, ela é função da área, que por sua vez é função do coeficiente h_g . Logo, podemos montar uma equação para h_e usando no lugar da velocidade uma função de h_g . Ficaremos com uma expressão cuja única incógnita é h_g e resolvemo-la com o auxílio da calculadora já citada.

6.1 - Superaquecedor:

a) Fórmula para gases no exterior de feixe de tubos:

$$h_e \cdot d_e = 0,33 \cdot R_e^{0,6} \cdot Pr^{0,3} \cdot k_f \text{ sendo } R_e = v \cdot d_e / \nu$$

- temperatura média para propriedades:

$$\left. \begin{aligned} T_{mg} &= (1313 + 1175) / 2 = 1244 \\ T_{mv} &= (300 + 179) / 2 = 239,5 \end{aligned} \right\} T_m = 742 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- nesta temperatura, temos: (valores tirados de Kreith p/ ar)

$$k_f = 0,0586 \text{ kcal/m.h.}^{\circ}\text{C}$$

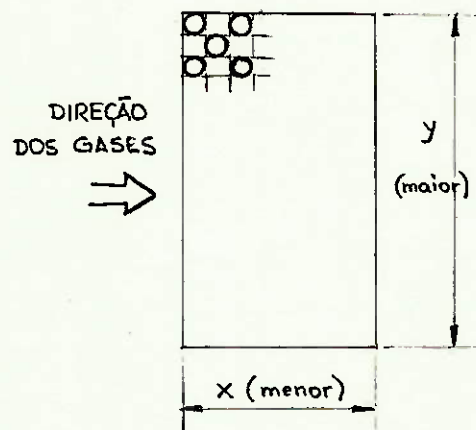
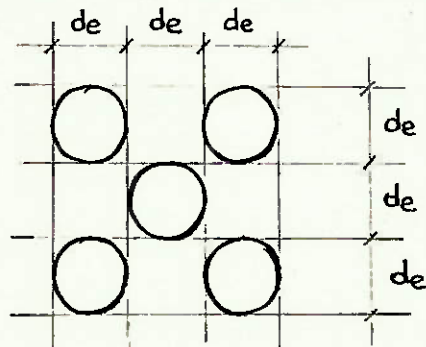
$$\gamma = 1,26 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0,707$$

- vazão nesta temperatura:

$$\dot{V}_{sup} = V_g \cdot (1 + T_m/273) = 5630 (1 + 742/273) = 20.932 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Distribuição quincôncia dos tubos:



- serpentina de 2 passes:

$$n_{serp} = n_{tubos} / 2$$

- comprimento:

$$L_t = n_t \cdot L_{passe} = \frac{A}{\pi \cdot d_e}$$

- disposição dos tubos:

$$\begin{aligned} n_d &= \text{n}^{\circ} \text{ de divisões (espaços vazios)} \\ n_t &= \text{n}^{\circ} \text{ de tubos} \end{aligned} \quad + \text{ tubos}$$

$$\text{temos que, } n_d = 2 \cdot n_t$$

$$n_t^x = \text{n}^{\circ} \text{ tubos na direção x}$$

$$n_t^y = \text{n}^{\circ} \text{ tubos na direção y}$$

$$\text{tubos: } n_t = n_t^x \cdot n_t^y$$

$$\text{divisões: } n_d = n_d^x \cdot n_d^y$$

$$\text{- possibilidade A: } n_d^x = n_t^x ; n_d^y = 2 \cdot n_t^y$$

$$\text{possibilidade B: } n_d^x = 2 \cdot n_t^x ; n_d^y = n_t^y$$

$$\text{- A: } S_{livre} = n_t^y \cdot d_e \cdot L_{passe}$$

$$\text{B: } S_{livre} = (n_d^y / 2) \cdot d_e \cdot L_{passe} \quad \text{se } n_d^y \text{ for par}$$

$$= \frac{(n_d^y + 1)}{2} \cdot d_e \cdot L_{passe} \quad \text{se } n_d^y \text{ for ímpar}$$

_ velocidade do gás em função da área de escoamento S_{livre} :

$$v_g = \frac{\dot{V}_{sup}}{S_{livre}} \cdot \frac{1}{3600} = 5,814 / S_{livre}$$

_ portanto,

$$h_e = 12,53 \cdot (v_g)^{0,6} \text{ para um valor adotado do diâmetro de } 0,051 \text{ m (ext.)}$$

_ OBSERV.: este diâmetro foi escolhido depois de verificações com outros valores.

b) Fórmula para vapor no interior de tubos:

$$h_i \cdot d_i = 0,023 \cdot R_e^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot k_f$$

_ temperatura média:

$$T_{mv} = 239,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{pressão } p = 10 \text{ atm}$$

_ pelo manual de Keenan e Keyes temos:

$$k_f = 38,385 \text{ mW/m.}^\circ\text{K} = 0,033 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C} \text{ (pg.115 - tabela 9)}$$

$$\nu = 41,684 \cdot 10^{-3} \text{ cm}^2/\text{s} = 0,42 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \text{ (pg. 114 - tab. 8)}$$

$$Pr = 1,03 \text{ (pg. 125 - figura 7b)}$$

$$v = 232,3 \text{ m}^3/\text{kg} \rightarrow \rho = 4,305 \text{ kg/m}^3 \text{ (pg. 39 - tab. 3)}$$

_ área de escoamento:

$$D = 5000 \text{ kg/h}$$

$$D_v = 5000 / 4,305 = 1161,44 \text{ m}^3/\text{h}$$

temos $n_{serp} = n^\circ$ de serpentinas, logo:

$$A_{esc} = n_{serp} \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}$$

$$\text{velocidade do vapor será: } v_v = \frac{D_v}{A_{esc}} \cdot \frac{1}{3600} = \frac{0,4108}{n_{serp} \cdot d_i^2}$$

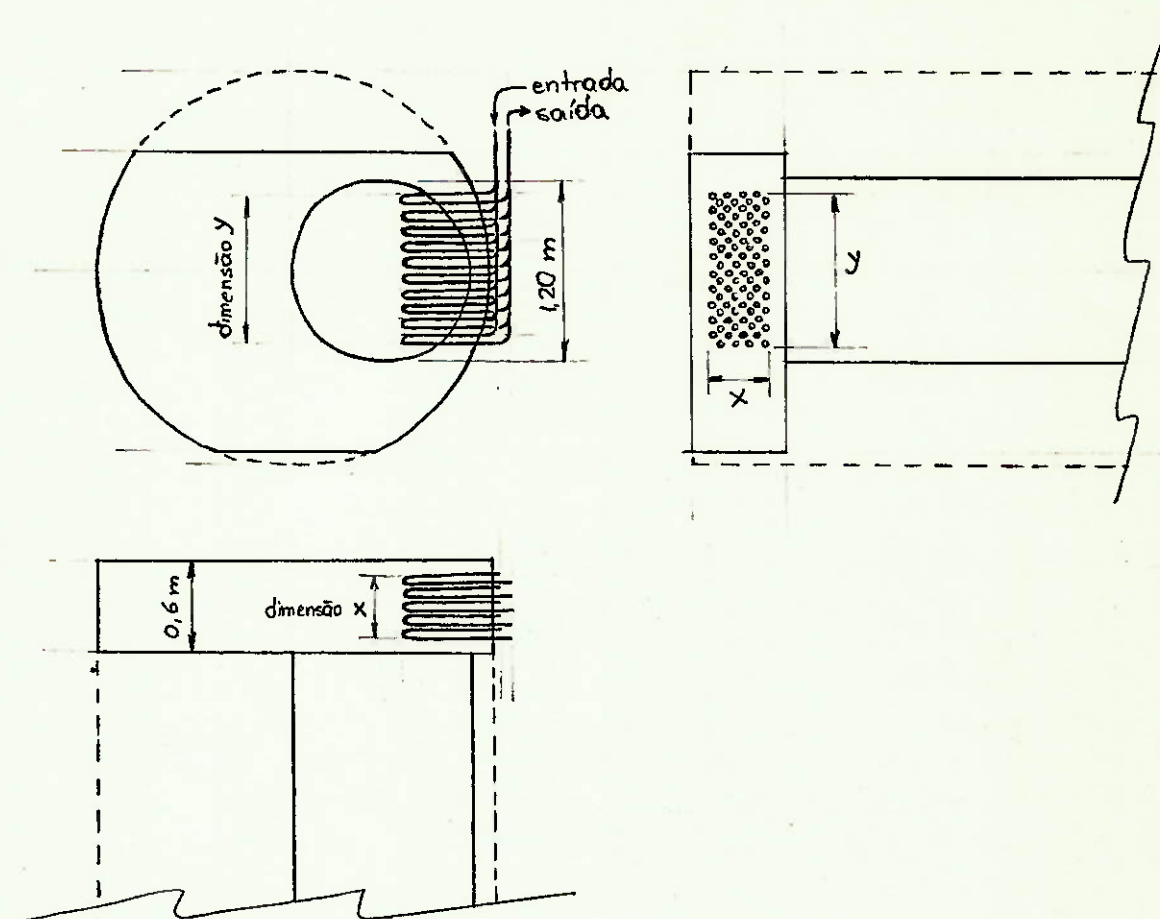
_ portanto,

$$h_i = 7,53 \cdot (n_{serp})^{-0,8} \cdot (d_i)^{-1,8}$$

usando $d_i = 0,0455 \text{ m}$ (valor de tabela) temos:

$$h_i = 1960,53 \cdot (n_{serp})^{-0,8}$$

_ escolho disposição dos tubos de acordo com desenho abaixo:



_ o superaquecedor deve ficar no espaço delimitado da figura acima, isto é, 1,2m x 0,6m.

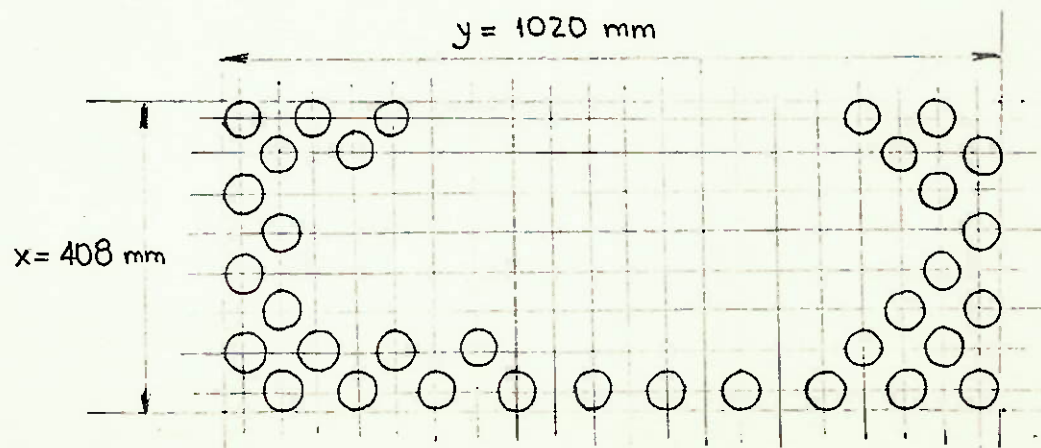
_ foram feitas várias tentativas com diferentes diâmetros e diferentes disposições de tubos e concluiu-se que a melhor era:

$$n_{\text{tubos}} = 80; \text{ logo } n_{\text{serp}} = 40$$

$$d_e = 51 \text{ mm e } d_i = 45,5 \text{ mm}$$

disposição: dimensão x = 8 tubos

dimensão y = 10 tubos; conforme desenho abaixo.



_ com estas dimensões temos que:

$$h_1 = 7,53.(40)^{-0,8} = 102,498 \text{ kcal/m}^2.\text{h.}^\circ\text{C}$$

_ para h_e temos:

$$h_e = 12,53.(v_g)^{0,6} \rightarrow v_g = 5,814/S_{\text{livre}} \rightarrow$$

$$S_{\text{livre}} = n_t^y \cdot d_e \cdot L_{\text{passe}} \text{ (possibilidade A)} \rightarrow S_{\text{livre}} = 0,51 \cdot L_{\text{passe}} \rightarrow$$

$$n_t \cdot L_{\text{passe}} = A / (\pi \cdot d_e) \rightarrow L_{\text{passe}} = A / 12,818 \rightarrow$$

$$\text{e finalmente } h_g = 326 / A$$

logo, é possível tirarmos uma expressão de h_e em função de h_g :

$$h_e = 12,53. \left(\frac{5,814 \cdot 12,818}{0,51 \cdot 326} \cdot h_g \right)^{0,6}$$

$$\text{portanto, } h_e = 7,742.(h_g)^{0,6}$$

_ por sua vez, temos a seguinte expressão:

$$\frac{1}{h_g} = \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda}$$

sendo e = espessura do tubo = 2,75 mm

λ = coeficiente de condutabilidade térmica do tubo = 27,7 kcal/m.h.°C
(medido a temp. de 736,25 °C)

como já calculamos h_1 e e/λ então podemos chamar este valor de C_1 :

$$\frac{1}{h_g} = (h_e)^{-1} + C_1 = 0,13.(h_g)^{-0,6} + 0,0098$$

$$\text{e isto resulta em uma equação: } 0,13.(h_g)^{0,4} + 0,0098.h_g = 1$$

$$\text{ou, } \frac{1 - 0,13.(h_g)^{0,4}}{0,0098} = h_g \quad \text{que é resolvida pela calculadora com o programa em anexo (próxima página)}$$

_ RESULTADO: $h_g = 42,56 \text{ kcal / m}^2.\text{h.}^\circ\text{C}$

6.2 - Feixe de Convecção:

a) Fórmula para água + vapor no exterior de tubos:

_ mesma do item 6.1.a

_ temperatura para propriedades: 179 °C

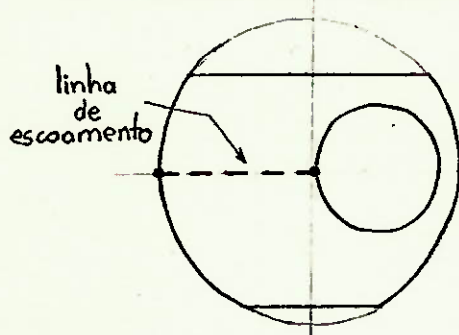
_ nesta temperatura e pressão de 10 atm, temos:

$$\left. \begin{aligned} k_p &= 0,266 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C} \\ \gamma &= 0,21 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \\ Pr &= 1,1 \end{aligned} \right\} \text{ manual Keenan e Keyes}$$

_ área livre para escoamento:

serpentina de 1 passe; $L = A / (n \cdot \pi \cdot d_e)$

na secção transversal da caldeira, a área de escoamento se dá pela li
nha marcada no desenho abaixo:



Tomamos o comprimento da linha como sendo 1.300 mm. Adotando uma -
configuração quincôncia, temos:

$$S_{\text{livre}} = \frac{1300}{2} \cdot L$$

_ velocidade da água $v = \frac{D_a}{S_{\text{livre}}} \cdot \frac{1}{3600}$

$D_a = D / \rho$ sendo $D = 5000 \text{ kg/h}$ e $\rho = 5,03 \text{ kg/m}^3$ (Keenan, Keyes pg.39)

portanto $D_a = 993 \text{ m}^3/\text{h}$ e $v = 0,276 / S_{\text{livre}}$

_ adotando configuração conforme desenho do feixe no capítulo 8 e diâmetro externo 51 mm (interno 45,5 mm), temos:

$L = A / 85,56$ e $S_{\text{livre}} = 0,65 \cdot L$

_ tendo que $\bar{h}_g = 3227,4 / A$ e $\bar{h}_e = 757,624 \cdot (v)^{0,6}$, fazemos procedimen
to igual ao anterior:

portanto $\bar{h}_e = 52,8 \cdot (\bar{h}_g)^{0,6}$

b) Fórmula para gases no interior de tubos:

_ mesma do item 6.1.b

_ temperatura usada: $T_m = (1175 + 396) / 2 = 785 \text{ }^\circ\text{C}$

$k_p = 0,0603 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C}$

$\gamma = 1,34 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$

$Pr = 0,709$

_ vazão nesta temperatura: $\dot{V}_{\text{feixe}} = 5630 \cdot (1 + 785/273) = 21.819 \text{ m}^3/\text{h}$

- _ velocidade dos gases: $v_g = \dot{V}_{\text{feixe}} / (A \cdot 3600)$
sendo $A = n \cdot \pi \cdot d_1^2 / 4$
- _ substituindo os valores temos: $h_1 = 2,88 \cdot (v_g)^{0,8}$
- _ adotando $n = 534$ tubos e $d_1 = 0,0455$ m , conforme desenho capít. 8 :
 $h_1 = 13,63 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$
- _ resolvendo segundo método anterior temos a seguinte equação:
 $0,019 \cdot (h_g)^{0,4} + 0,0735 \cdot h_g = 1$, que é resolvida com o programa da pág.
na 15-A.
- _ RESULTADO: $h_g = 12,88 \text{ kcal / m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

7. DETERMINAÇÃO DAS ÁREAS DE TROCA DE CALOR

7.1 - Superaquecedor:

Do capítulo 4, item 4.2, temos a expressão:

$$A = 326 / h_g$$

Sendo $h_g = 42,56 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$, temos que:

- _ ÁREA DE TROCA DE CALOR DO SUPERAQUECEDOR : $7,66 \text{ m}^2$
- _ COMPRIMENTO DA SERPENTINA : $L_{\text{passe}} = 0,6 \text{ m}$

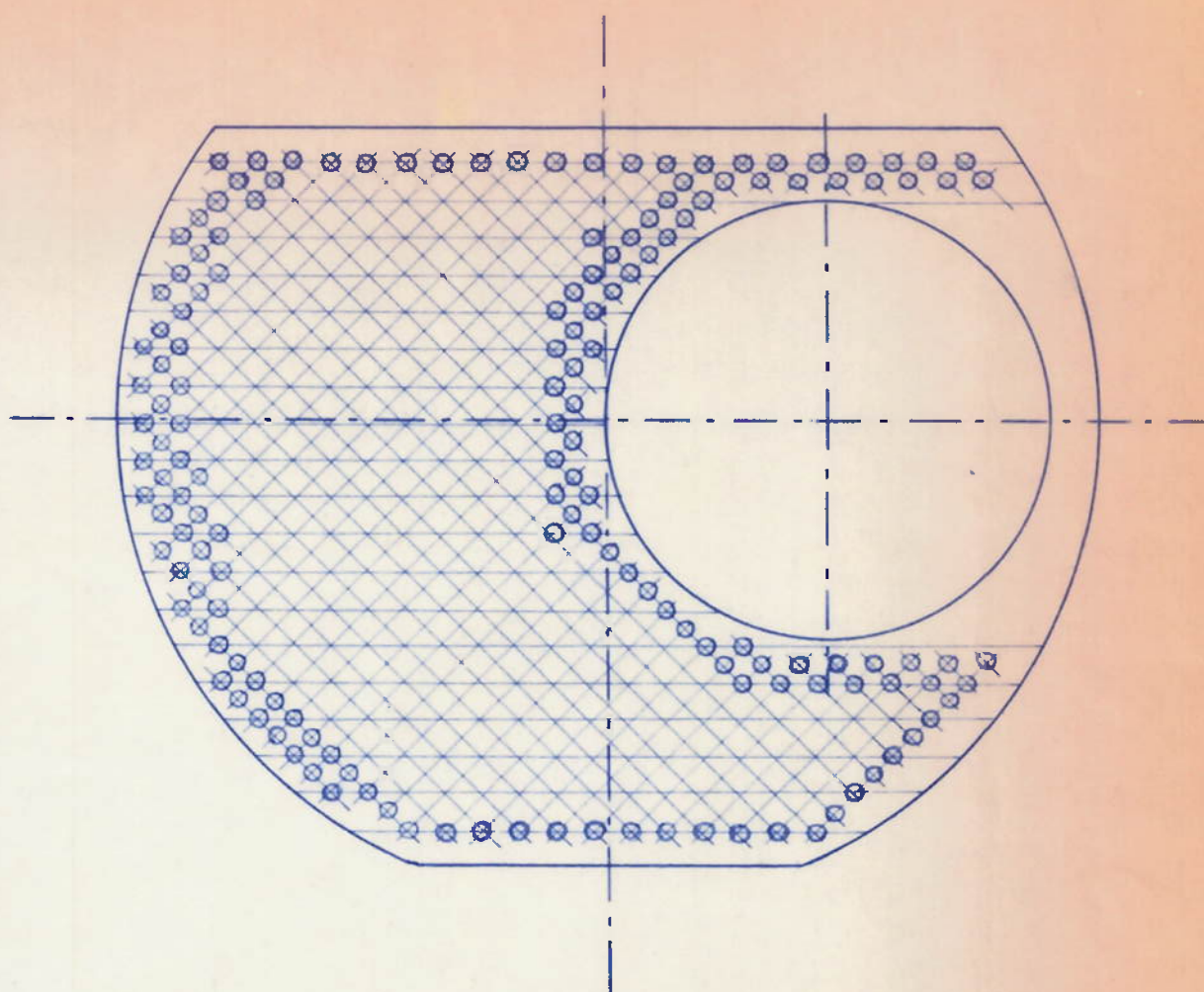
7.2 - Feixe de Convecção:

Do capítulo 5, item 5.2, temos a expressão:

$$A = 3227,4 / h_g$$

Sendo $h_g = 12,88 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$, temos que:

- _ ÁREA DE TROCA DE CALOR NO FEIXE : $250,57 \text{ m}^2$
- _ COMPRIMENTO DO FEIXE : $L = 2,93 \text{ m}$
sendo que adotamos 3 m, logo não precisamos recalcular.



número de tubos : 534

comprimento : 3,0 m

bitola : 51,0 mm externo - 45,5 mm interno

Fontana	escola politécnica - usp	1982
DATA 27-11-82	Fábio de Toledo Fontana	
ESCALA 1 : 20	FEIXE DE CONVECÇÃO - PLACA DISPOSIÇÃO DOS TUBOS	DESENHISTA <i>Fontana</i>
		DESENHO 1 PÁGINA 18

9. CONCLUSÕES

Com a atual crise energética mundial, o Brasil viu-se na necessidade de procurar fontes alternativas de energia que pudessem substituir os derivados de petróleo, de maneira prática e eficiente. Os resultados são até certo ponto animadores, na medida em que vários programas estão em pleno andamento e várias pesquisas têm-se verificado.

Foi com este intuito que procurei, através deste trabalho, dar um incentivo a mais à procura e pesquisa de novas fontes energéticas. O biogás, ou gás de resíduos orgânicos, ainda está em fase de pesquisa no Brasil, com um vasto campo de possibilidades a desenvolver. Logo, com este trabalho procuro analisar uma destas possibilidades e as conclusões a serem tiradas ainda dependem de muitos estudos quanto à viabilidade da aplicação deste combustível. Apesar de fazer a análise do ponto de vista de aplicação industrial, ou mais detalhadamente para uma caldeira de vapor de água, não se descarta uma análise mais ampla deste novo combustível, com possibilidades de ser utilizado em outras aplicações.

Como observação final, devo citar o fato de que esta caldeira, que foi projetada neste trabalho, tem a característica de um feixe de convecção grande e a câmara de combustão menor do que aquelas que utilizam óleo combustível. Dado ao menor coeficiente de troca de calor por irradiação do biogás, o calor irradiado é muito baixo, sobrando bastante calor para ser trocado por convecção; daí o tamanho do feixe de convecção ser maior que o das caldeiras a óleo combustível. Finalmente, uma última vantagem do biogás como combustível é o fato de ser um gás limpo, isto é, que não gera tanta poluição quanto outros tipos de combustível, o que não deixa de ser uma grande vantagem atualmente.

10. BIBLIOGRAFIA

- 1)"CENTRALES DE VAPOR" - G. A. Gaffert
- 2)"CALDERAS - Tipos, características y su funciones" - Carl D. Shields
- 3)"GERADORES DE VAPOR DE ÁGUA" - Hildo Pera
- 4)"GERADORES DE VAPOR DE ÁGUA" - Remi B. Silva
- 5)"STEAM" - Babcock & Wilcox
- 6)"PROJETO DE UMA CALDEIRA" - Ennio Ravaglia
- 7)"STEAM PLANT OPERATION" - Woodruff and Lammers
- 8)"STEAM TABLES" 1967 - ERA (The Electrical Research Association)
- 9)"STEAM TABLES" - Keenan, Keyes, Hill and Moore
- 10)"ELEMENTOS DE MÁQUINAS" - Olavo A. R. Pires e Albuquerque