

213

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento de Engenharia Mecânica
Trabalho de Formatura

PROJETO DE UM GERADOR DE VAPOR
(Carvão de Santa Catarina)



Autor: André Miguel Felippa
No.USP: 5239935
Orientador: prof. Hildo Pera

** 1990 **

GERADOR DE VAPOR

Dados de Projeto :

Produção de vapor.....	30 t/h
Pressão de trabalho.....	21 kgf/cm ²
Qualidade do vapor.....	Saturado
Combustível.....	Carvão de Santa Catarina
Temperatura da água de alimentação.....	105 °C
Temperatura do ar.....	25 °C
Eficiência térmica.....	85 %

1) INTRODUÇÃO :

O presente trabalho tem como objetivo descrever o método básico de projeto e dimensionamento de um gerador de vapor aquotubular com carvão de Santa Catarina como combustível.

Define-se gerador de vapor como um trocador de calor complexo, que produz calor a partir de energia térmica, constituído de diversos equipamentos perfeitamente integrados, para obtenção do maior rendimento térmico possível.

Essencialmente, uma caldeira de vapor é constituída de um vaso de pressão com tubos, no qual se introduz água, que se transforma continuamente em vapor, pela aplicação de calor externo.

A seleção adequada de um gerador de vapor para uma dada aplicação, leva em consideração diversos fatores:

- * DISPONIBILIDADE ENERGÉTICA
- * CARACTERÍSTICAS DA ENERGIA
- * PRESSÃO E TEMPERATURA DO VAPOR
- * VARIAÇÃO DA DEMANDA DO VAPOR
- * EFICIÊNCIA TÉRMICA DESEJÁVEL
- * CUSTOS DE INSTALAÇÃO, OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO
- * ESPAÇO DISPONÍVEL
- * AMORTIZAÇÃO DO INVESTIMENTO

Denomina-se combustível toda substância, natural ou artificial, no estado sólido, líquido ou gasoso, capaz de reagir com o oxigênio do ar, mediante escorvamento, liberando energia calorífica e luminosa.

Dentro dessa definição, o carvão de Santa Catarina, como todos os carvões minerais, se classifica como combustível fóssil, cujas reservas, embora exauríveis num período relativamente longo, ainda se encontram em uso crescente em todo o mundo.

O carvão mineral é um combustível natural resultante da decomposição da madeira de grandes florestas, soterradas há centenas de milhões de anos, sujeitas à ação de pressão, temperatura e bactérias.

A motivação que leva ao crescimento da demanda de geradores de vapor a carvão mineral, está diretamente relacionada à escassez de combustíveis fósseis líquidos, derivados do petróleo.

Isso levou a um maior interesse e pesquisa de fontes de energia alternativas, onde se inclui o carvão mineral. Ainda no caso brasileiro, devemos lembrar que o país não possui grandes reservas de petróleo, o que incentivou a exploração do carvão mineral, antes considerada antieconômica, devido a sua baixa qualidade, comparado ao carvão dos países do hemisfério norte.

Para se qualificar um carvão mineral, é preciso recorrer a certas análises de suas características. Através da análise imediata, estabelecem-se as porcentagens de carbono fixo, cinzas, matérias voláteis e umidade, além da porcentagem de enxofre; esses valores são obtidos de amostras de carvão tal qual são colhidas na mina.

A análise elementar determina a porcentagem dos elementos que constituem o carvão, como carbono, hidrogênio, enxofre, e nitrogênio, sendo o oxigênio deduzido por diferença. Costuma-se definir, ainda, a natureza das cinzas.

A A.S.T.M. (American Society of Testing Materials) recomenda, ainda, a caracterização das seguintes propriedades:

a) UMIDADE: É o primeiro valor determinado na amostra de carvão. Tal valor se mantém praticamente constante para uma dada mina alterando-se apenas após a extração, dependendo da exposição ao ambiente, quando em estoque. É determinada submetendo a amostra a uma secagem em estufa, a 110 °C

b) MATÉRIAS VOLÁTEIS: A presença de matérias voláteis facilita a ignição do carvão e aumenta sua combustibilidade. Sua porcentagem é determinada na amostra seca, submetendo 1 grama de carvão a uma temperatura de 925 °C, durante 7 minutos, em atmosfera controlada.

c) CARBONO FIXO: O resíduo que resulta do ensaio anterior é uma substância isenta de todo hidrogênio, enxofre, nitrogênio e oxigênio, impregnada apenas de matérias minerais. Deduzindo-se desta substância a quantidade de sais minerais, resta então o carbono fixo.

d) CINZAS: São os componentes restantes do ensaio anterior. Faz-se porém uma distinção entre matérias minerais e cinzas: as primeiras integram o carvão da mina, enquanto as cinzas decorrem destes sais minerais originalmente existentes no carvão, após sua combustão. Constata-se que o teor de sais é sempre superior ao das cinzas formadas, devido às transformações verificadas durante a queima.

e) MOABILIDADE: O índice de moabilidade permite avaliar a dificuldade de moagem de um carvão. A A.S.T.M. adota dois métodos experimentais para estabelecer índices de moabilidade : o método "Hardgrove" e o "ball-mill". O primeiro processa a moagem de uma amostra pesada em um moinho miniatura. O método "ball-mill" mói a amostra num moinho de bolas. Não serão fornecidos maiores detalhes dos métodos por não serem objetivo deste trabalho.

f) COQUEIFICAÇÃO: A coqueificação é um estágio intermediário da combustão, durante o qual se extinguem a umidade e as matérias voláteis, sendo justamente o processo de obtenção do carvão coque.

g) FRIABILIDADE: É a tendência do carvão se partir com facilidade, em pedaços menores. O pó de carvão é um inconveniente sério, e representa risco para a queima sob suporte.

h) GRANULOMETRIA: Mede as dimensões médias do carvão. Ao pé da mina (on mine) , alcança até 200 X 300 X 900 mm , evidentemente acima dos limites de utilização, a não ser nas centrais térmicas anexas à mina. Para comercialização , é necessário reduzir seu tamanho a 60 ou 110 mm, quando é então denominado ROM-Run of Mine, para utilização direta em grelhas de suporte caminhante. A granulometria afeta diretamente o rendimento de combustão.

i) ESTOCAGEM: A estocagem de carvão britado é normalmente feita ao ar livre , sendo somente o carvão de uso diário estocado em silos, correspondendo a 20h de operação. A estocagem ao ar livre requer cuidados especiais, dada a reação do carvão com o oxigênio do ar, que é mais crítica para carvões de pior qualidade , como o de Santa Catarina. As seguintes medidas são recomendáveis:

- distribuir o carvão em camadas de 150 a 300 mm
- formar pilhas de no máximo 3 m
- usar primeiro o carvão estocado há mais tempo , evitando que este permaneça no pátio por mais de 12 meses.

2) CARACTERÍSTICAS DO CARVÃO DE SANTA CATARINA :

O carvão de Santa Catarina é extraído de diversas minas , e submetido a beneficiamento na central de Tubarão , sendo então colocado à disposição dos consumidores já lavado e britado , com a denominação de carvão vapor.

A composição granulométrica média do carvão, já beneficiado em Tubarão, é a seguinte:

1 1/2"	100 %
1"	99 %
3/4"	90 %
1/2"	69 %
3/8"	-
1/4"	36 %
1/8"	16 %
1/16"	07 %
1/32"	00 %

As cinzas do carvão lavado tem uma tendência de escorificação, de alta resistência mecânica, apresentando a seguinte composição média:

SiO ₂	51,9 %
Al ₂ O ₃	27,2 %
Fe ₂ O ₃	12,2 %
CaO	2,2 %
MgO	traços
Na ₂ O	0,3 %
K ₂ O	5,3 %
V ₂ O ₅	traços
S ₂ O ₃	1,1 %
P ₂ O ₅	0,1 %

O carvão de Santa Catarina, como os demais carvões nacionais, tem baixo poder calorífico, alto teor de cinzas e de enxofre. Nota-se que o carbono fixo varia entre 26 e 40 %, e as cinzas chegam a atingir mais de 50 %.

Seu poder calorífico superior chega, no máximo, a 5300 kcal/kg, após o beneficiamento. O alto teor de cinzas deste carvão reflete sobre a velocidade de combustão e luminosidade da chama, afetando o calor transferido por radiação.

A moabilidade deste carvão se situa na faixa de 70 a 130 Hardgrove, com teor de umidade entre 4 e 20 %. Devido a sua alta abrasividade, exige equipamento especial para sua moagem.

Na norma americana (ASTM D-388), esse carvão é classificado como Betuminoso tipo C de alta volatilidade, aglomerante. No Sistema Internacional de Classificação de Carvões, se encontra na classe 8, recebendo a denominação de Seco Flamante (ou equivalente), nos sistemas francês, alemão, holandês, italiano, e inglês.

3) JUSTIFICAÇÃO DA ESCOLHA DO PROJETO :

A escolha do projeto de um gerador de vapor a carvão se justifica plenamente, uma vez que o carvão representa uma fonte energética disponível, mesmo a longo prazo, enquanto o petróleo, antes utilizado em larga escala, vem sendo substituído, devido à previsão do esgotamento das reservas mundiais em apenas 30 anos.

O Governo incentiva, dessa forma, a utilização de outras formas de energia, sem dependência internacional, assim como sua pesquisa e desenvolvimento.

A escolha específica do carvão vapor de Santa Catarina, se deve à facilidade de utilização deste, uma vez que já sai beneficiado do porto de Tubarão.

Pessoalmente, resolvi desenvolver um trabalho nesse campo, por me interessar bastante pela área de projetos térmicos, incentivado pela curiosidade neste setor, com que tomei o primeiro contato em classe.

4) COMPONENTES DE UM GERADOR DE VAPOR :

a) CINZEIRO: Depósito das cinzas e eventualmente de restos de combustível não queimado.

b) FORNALHA: Local onde se inicia o processo de queima, para qualquer tipo de caldeira.

c) CÂMARA DE COMBUSTÃO: Esta câmara às vezes se confunde com a própria fornalha; nela se deve extinguir completamente todo o combustível, antes dos produtos da combustão atingirem o feixe de absorção de calor por convecção. Pode ser constituída pela própria alvenaria refratária, ou revestida de tubos (parede de água), ou integralmente irradiada.

d) CALDEIRA DE VAPOR: Corresponde a um vaso fechado a pressão, com tubos contendo água em seu interior, que ao receber calor se vaporiza.

e) SUPERAQUECEDOR: Responsável pela elevação da temperatura do vapor saturado gerado na caldeira, transformando-o todo em vapor superaquecido.

f) ECONOMIZADOR: Economiza calor do combustível, elevando a temperatura da água de alimentação, aproveitando o calor sensível residual dos gases da combustão, antes de serem eliminados pela chaminé.

g) AQUECEDOR DE AR: Também chamado de pré-aquecedor de ar, aquece o ar da combustão, antes de introduzi-lo na fornalha, utilizando o calor sensível dos gases da combustão, promovendo assim economia de combustível.

h) CANAIS DE GASES: Trechos intermediários ou finais de circulação de gases de combustão até a chaminé, feitos de alvenaria ou chapas de aço, dependendo da temperatura dos gases que aí circulam.

i) CHAMINÉ: É onde circulam os gases quentes da combustão, através do efeito conhecido como tiragem, que pode ser feita por ventilador exaustor, que dirige os gases queimados para a atmosfera (tiragem induzida), ou pode ser feita por um ventilador soprador de ar de combustão, com pressão suficiente para vencer toda a perda de carga do sistema (tiragem forçada).

Vale observar que a nomenclatura aqui usada será respeitada em todo o trabalho.

Existem ainda vários componentes anexos às unidades geradoras de vapor, que serão apenas citados por não corresponder ao escopo do trabalho:

Separadores e purificadores de vapor, distribuidores de água de alimentação, tomada de descarga de lodo, portas de acesso e inspeção internas, válvulas de segurança, de retenção, de controle e de descarga, e instrumentos para medição e controle.

5) CÁLCULOS NECESSÁRIOS AO PROJETO TÉRMICO DO GERADOR DE VAPOR :

COMPOSIÇÃO ELEMENTAR DO CARVÃO DE SANTA CATARINA :

Símbolos:	Teores:	Componentes:
c.....	51,80 %	 CARBONO
h.....	3,34 %	 HIDROGÊNIO
n.....	0,52 %	 NITROGÊNIO
o.....	7,58 %	 OXIGÊNIO
s.....	3,60 %	 ENXOFRE
z.....	33,09 %	 CINZAS
w.....	10,00 %	 UMIDADE

a) Com base nesta composição, e na fórmula para cálculo do PCS(Poder Calorífico Superior), temos:

$$PCS = 8100 \cdot c + 33960 \cdot (h - o/8) + 2214 \cdot s$$

$$PCS = 8100 \cdot 0,518 + 33960 \cdot (0,0334 - 0,0758/8) + 2214 \cdot 0,036$$

$$PCS = 5088 \text{ kcal/kg}$$

b) Podemos, ainda, calcular o PCI (Poder Calorífico Inferior):

$$PCI = PCS - 600 \cdot (9 \cdot h + w)$$

$$PCI = 5088 - 600 \cdot (9 \cdot 0,0334 + 0,1)$$

$$PCI = 4848 \text{ kcal/kg}$$

c) Cálculo do calor útil e do consumo de combustível, com base na composição elementar do carvão e nos dados de projeto :

$$Q_u = D * (h_v - h_a) , \text{ onde:}$$

Q_u = calor útil, em kcal/kg.

D = produção ou descarga de vapor = 30.000 kg/h.

h_v = entalpia do vapor saturado a 21 kgf/cm² = 669,1 kcal/kg.

h_a = entalpia da água de alimentação a 105°C = 105,1 kcal/kg.

Portanto : $Q_u = 30.000 * (669,1 - 105,1)$

$$Q_u = 16.920.000 \text{ kcal/kg.}$$

Temos ainda : $B = Q_u / (PCI * N') , \text{ onde :}$

B = consumo de carvão em kg/h.

Q_u = calor útil = 16.920.000 kcal/h.

PCI = poder calorífico inferior = 4848 kcal/kg.

N' = eficiência térmica = 85 % = 0,85.

Portanto : $B = 16.920.000 / (4848 * 0,85)$

$$B = 4106 \text{ kg/h.}$$

d) Determinação do volume dos fluidos :

- Volume de oxigênio teórico :

$$V_{O_2}^t = 1,864c + 5,56 \cdot (h - o/8) + 0,697s$$

$$V_{O_2}^t = 1,864 \cdot 0,518 + 5,56 \cdot (0,0334 - 0,0758/8) + 0,697 \cdot 0,036$$

$$V_{O_2}^t = \underline{1,124 \text{ Nm}^3/\text{kg.}}$$

- Volume de ar teórico :

$$V_{ar}^t = \frac{100}{21} \cdot V_{O_2}^t$$

$$V_{ar}^t = \underline{5,351 \text{ Nm}^3/\text{kg.}}$$

- Volume de ar real :

$$V_{ar}^r = n \cdot V_{ar}^t, \quad \text{onde } n = \text{excesso de ar.}$$

$$V_{ar}^r = 1,35 \cdot 5,351 = \underline{7,224 \text{ Nm}^3/\text{kg.}}$$

Observação : O valor para o excesso de ar na combustão será admitido igual a 1,35 , conforme os valores usuais para carvão britado e grelhas suportes inclinadas tipo Martin, assegurando-se que este valor não seja excessivamente elevado, o que poderia reduzir o rendimento do gerador de vapor.

Devemos ainda notar que em diversos processos de combustão, como a do carvão mineral, o ar é dividido, sendo parte forçada a atravessar a camada de combustível, e parte adicionada no meio da chama, acima do leito de combustão.

Esta técnica denomina de ar primário a porção injetada através da camada, e de ar secundário a porção restante.

O motivo de se fazer esta separação é de dar oportunidade de se verificar a combustão completa do carvão, podendo o ar secundário representar de 10 a 20 % do ar primário.

Quando a combustão de carvão é feita em camadas de 100 a 150 mm , é obrigatória a introdução de ar secundário , para queimar o C, CO, e H₂ formados na decomposição do leito, e para provocar turbulência da chama, assegurando maior tempo de permanência do combustível na câmara de combustão.

e) Volume dos gases de combustão :

- Volume de gás teórico úmido :

$$v_g^{tu} = 1,8535c + 0,693s + 0,79v_{ar}^t + 0,8n + 1,24(9h + w)$$

$$v_g^{tu} = 1,8535*0,518 + 0,693*0,036 + 0,79*5,351 + 0,8*0,0052 + 1,24*(9*0,0334+0,1)$$

$$\therefore v_g^{tu} = 5,713 \text{ Nm}^3/\text{kg.}$$

- Volume de gás real úmido :

$$v_g^{ru} = v_g^{tu} + (n-1)*v_{ar}^t$$

$$v_g^{ru} = 5,713 + (1,35-1)*5,351$$

$$\therefore v_g^{ru} = 7,586 \text{ Nm}^3/\text{kg.}$$

f) Determinação da vazão de ar e dos gases de combustão, em volume :

Supondo que a perda de carbono não queimado nas cinzas se limite a um máximo de 3 % , temos :

$$C_{nq} = B * c * 0,03 = 4106 * 0,518 * 0,03 = \underline{63,8 \text{ kg/h}}$$

Onde : C_{nq} = consumo de carbono não queimado (kg/h).
 B = consumo de carvão = 4106 kg/h.
 c = teor de carbono no carvão = 0,518.

Logo, o consumo de carvão queimado será:

$$B_c = B - C_{nq} = 4106 - 63,8 = \underline{4042,2 \text{ kg/h}}$$

A vazão de ar em volume será :

$$\dot{V}_{ar}^r = V_{ar}^r * B_c = 7,224 * 4042,2 = \underline{29.200,8 \text{ Nm}^3/\text{h.}}$$

A vazão dos gases de combustão será dada por :

$$\dot{V}_g^{ru} = V_g^{ru} * B_c = 7,586 * 4042,2 = \underline{30.664,1 \text{ Nm}^3/\text{h.}}$$

g) Calor trocado na câmara de combustão :

Para que a eficiência do gerador de vapor possa atingir o valor de projeto de 85 %, é imprescindível o uso de um pré-aquecedor de ar. Com alimentação contínua motorizada de carvão, a temperatura de saída do pré-aquecedor pode ser admitida como 150°C.

Assim, o calor trocado no pré-aquecedor é dado por:

$$Q_{pa} = \dot{V}_{ar} * C_{par} * T_{ar} \quad , \text{ onde:}$$

$\dot{V}_{ar}$ = vazão em volume de ar = 29.200,8 Nm³/h.
 C_{par} = calor específico a pressão constante do ar,
adotado como 0,31 kcal/Nm³°C, para essa temperatura.
 T_{ar} = temperatura do ar na entrada da câmara = 150°C.

$$\therefore Q_{pa} = 29.200,8 * 0,31 * 150 = \underline{1.357.837 \text{ kcal/h.}}$$

h) Calor total trocado :

$$Q_t = Q_{pa} + (B_c * PCI)$$

$$\therefore Q_t = 1.357.837 + (4042,2 * 4848) = \underline{20.954.422 \text{ kcal/h.}}$$

i) Volume da câmara de combustão :

Calcula-se o volume da câmara pela fórmula que se segue :

$V = Q_t / C_v$, onde C_v é a carga térmica do volume da câmara, para o qual adotaremos um valor de 200.000 kcal/m³·h , que é recomendado para fornalhas com grelhas tipo Martin.

Esse tipo de grelha empurra o combustível para cima num plano inclinado, forçando-o contra a camada superior, de modo a revolver todo o leito em combustão , assegurando maior eficiência na queima do combustível. É muito recomendada no caso do carvão nacional, por também desagregar qualquer formação de placas de combustível.

Portanto:

$$V = Q_t / C_v = 20.954.422 / 200.000$$

$$\therefore V = 105 \text{ m}^3$$

j) Área e tipo de grelha :

O tipo Martin de grelha foi o escolhido, por apresentar vantagens sobre a grelha do tipo caminhante, que não admite escória aglutinante e apresenta performance insatisfatória para queima de carvão nacional, por levar a elevadas perdas de incombustos nas cinzas. Neste tipo de grelha, costuma-se limitar as dimensões em comprimentos de até 7 m, e larguras até 5,5 m, com inclinações da ordem de 25° a 27°. Para dimensionamento da grelha, temos :

$$S_g = Q_t / C_g, \text{ onde :}$$

$$S_g = \text{área da grelha (m}^2\text{)}.$$

$$Q_t = \text{calor total trocado} = 20.954.422 \text{ kcal/h.}$$

$$C_g = \text{carga térmica por unidade de área da grelha, para a qual adotamos o valor de } 1,5 \cdot 10^6 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h.}$$

$$\therefore S_g = 20.954.422 / 1,5 \cdot 10^6 = 14,0 \text{ m}^2$$

Para a queima de carvão mineral nacional, recomenda-se uma altura de no mínimo 7 m na câmara de combustão, devido à chama longa formada na queima.

Verificando-se então a altura da câmara, temos :

$$h = V / S_g = 105 / 14,0 = \underline{7,5 \text{ m}}, \text{ que satisfaz a recomendação.}$$

Vamos, então, utilizar uma câmara de combustão de dimensões :

$$3,75 \text{ m} \times 3,75 \text{ m} \times 7,5 \text{ m} \dots\dots V = 105 \text{ m}^3.$$

Como valores para pré-cálculo, vamos adotar tubos de 3" aletados , com passo de 100 mm , e raios de curvatura mínimos de 300 milímetros.

A caldeira será aquotubular de dois tambores, unidos por feixes de tubos curvos, com circulação natural de vapor, conforme as tendências modernas para caldeiras de vapor saturado. Este tipo de caldeira não oferece limite quanto à capacidade produtiva, trabalhando sem problemas até pressões da ordem de 160 kgf/cm².

Os tubos são unidos aos tambores por solda ou mandrilagem, sendo o revestimento das unidades normalmente feito em alvenaria, ou mais recentemente com tubos de água, que favorecem a diminuição das dimensões externas e eliminação dos refratários.

k) Cálculos das áreas projetada, irradiada e reduzida :

Embora a caldeira propriamente dita, o economizador e o pré-aquecedor de ar (se necessários) tenham configurações geométricas diferentes, todos se comportam como elementos trocadores de calor, e, como tais, devem ser dimensionados quanto à área de troca de calor.

Tomando-se, inicialmente, as áreas das paredes com base nas dimensões estabelecidas para a câmara de combustão, temos:

$$\begin{aligned} \text{área da parede lateral..... } A_{pl} &= 23,2 \text{ m}^2 \\ \text{área da parede frontal..... } A_{pfr} &= 24,3 \text{ m}^2 \\ \text{área da parede do fundo..... } A_{pfd} &= 20,5 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\text{área projetada total..... } A_{pt} = 2 \cdot A_{pl} + A_{pfr} + A_{pfd}$$

$$\therefore A_{pt} = \underline{91,2 \text{ m}^2}$$

Admitindo que as aletas preencham os afastamentos dos tubos entre si, e que estas sejam soldadas, temos o valor unitário para o fator de distribuição, de acordo com o ábaco 1:

$$\Psi = 1,0.$$

Dessa forma, a superfície irradiada será:

$$S_{irr} = \Psi \cdot S_{pt} = 1,0 \cdot 91,2 = \underline{91,2 \text{ m}^2}$$

A superfície reduzida é dada por:

$$S_{red} = \frac{1000 \cdot C_i \cdot S_{irr}}{4 \cdot V_g^{ru} \cdot B_c} = \frac{1000 \cdot 4,5 \cdot 91,2}{4 \cdot 30.664,1} = \underline{3,4.}$$

onde: C_i = constante de irradiação = 4,5 , obtido do ábaco 2.

1) Temperatura de equilíbrio e balanço térmico:

Calculamos inicialmente o conteúdo térmico específico:

$$h_o = Q_t / \dot{V}_g^{ru} = 20.954.422 / 30.664,1 = \underline{683,4 \text{ kcal/Nm}^3}$$

E com : $S_{red} = 3,4$
 $n = 1,35$
 $PCI = 4848 \text{ kcal/kg}$

Obtemos o valor de T_e do ábaco 3 :

$$T_e = 980 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Agora, através do ábaco 4, com os valores de:

$$\begin{aligned} T_e &= 980 \text{ }^\circ\text{C} \\ PCI &= 4848 \text{ kcal/kg} \\ n &= 1,35 \\ h_o &= 683,4 \text{ kcal/Nm}^3 \end{aligned}$$

Podemos determinar a entalpia dos gases na saída da câmara:

$$h_{gs} = \underline{357 \text{ kcal/Nm}^3}$$

O calor dos gases após a câmara será dado por:

$$Q_{gs} = h_{gs} * \dot{V}_g^{ru} = 357 * 30.664,1 = \underline{10.947.084 \text{ kcal/h.}}$$

O balanço térmico será:

calor total..... $Q_t = 20.954.422 \text{ kcal/h}$
calor após a fornalha..... $Q_{gs} = 10.947.084 \text{ kcal/h}$

calor absorvido na fornalha..... $Q_{irr} = 10.007.338 \text{ kcal/h}$

O calor fornecido ao feixe de tubos será:

$$Q_{ft} = Q_u - Q_{irr} = 16.920.000 - 10.007.338 = 6.912.662 \text{ kcal/h.}$$

Saldo de calor após o feixe:

$$Q_{sf} = Q_t - Q_u = 20.954.422 - 16.920.000 = 4.034.422 \text{ kcal/h.}$$

O saldo de calor para a chaminé será:

$$Q_{ch} = Q_t - (Q_u + Q_{pa}) = 20.954.422 - (16.920.000 + 1.357.837)$$

$$\therefore Q_{ch} = 2.676.585 \text{ kcal/h.}$$

m) Verificação do rendimento :

$$N' = (1 - Q_{ch} / B_c * PCI) = (1 - 2.676.585 / 4042,2 * 4848) = 0,86 = 86\%$$

n) Cálculo das temperaturas na saída do feixe e da chaminé :

Em cada caso, podemos calcular a entalpia, ou conteúdo térmico específico, através de:

$h = Q / \dot{V}_{g}^{ru}$, e, através do ábaco 4, determinar a entalpia.

* Temperatura na saída do feixe:

$$h_{sf} = Q_{sf} / 30.664,1 = 4.034.422 / 30.664,1 = 132 \text{ kcal/Nm}^3$$

Do ábaco 4: $T_{sf} = 390^{\circ}\text{C}$

* Temperatura na saída da chaminé:

$$h_{ch} = Q_{ch} / 30.664,1 = 2.676.585 / 30.664,1 = 87 \text{ kcal/Nm}^3$$

Do ábaco 4: $T_{ch} = 265^{\circ}\text{C}$

o) Cálculo das perdas na fornalha:

Devemos agora recalcular as temperaturas, levando em conta as perdas na fornalha, para se obter com maior precisão as áreas do feixe de convecção e do pré-aquecedor de ar. As perdas devido à combustão incompleta já foram consideradas no cálculo de Q_t , faltando ainda verificar:

* Perdas de calor nas cinzas (p_1):

$p_1 = B * C_c * T_c * z$, onde:

C_c = calor específico das cinzas = $0,3 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$.

T_c = temperatura das cinzas = 900°C .

z = teor de cinzas no carvão = $0,37$.

$$\therefore p_1 = 4106 * 0,3 * 900 * 0,37 = \underline{410.189 \text{ kcal/h.}}$$

* Perdas pelo arraste de carbono (p_2):

$$p_2 = B * PCI * c' = 4106 * 4848 * 0,01 = \underline{199.059 \text{ kcal/h}}$$

onde c' = fração de carbono arrastado, admitida 1%.

Fazendo-se agora o recálculo do calor e das temperaturas:

$$Q'_t = Q_t - p_1 - p_2 = 20.954.422 - 410.189 - 199.059$$

$$\therefore Q'_t = \underline{20.345.174 \text{ kcal/h.}}$$

$$h'_o = Q'_t / \dot{V}_g^{ru} = 20.345.174 / 30.664,1 = \underline{663,5 \text{ kcal/Nm}^3}$$

$$\therefore T_e = 965^\circ\text{C} \quad (\text{do ábaco 3})$$

$$h'_{gs} = \underline{353 \text{ kcal/Nm}^3} \quad (\text{do ábaco 4})$$

$$\text{*Saída da câmara: } Q'_{gs} = h'_{gs} * \dot{V}_g^{ru} = 353 * 30.664,1 = \underline{10.824.427 \text{ kcal/h}}$$

$$\text{*Absovido na fornalha: } Q'_{irr} = Q'_t - Q'_{gs} = \underline{9.520.747 \text{ kcal/h.}}$$

$$\text{*Trocado no feixe: } Q'_{ft} = Q_u - Q'_{irr} = 16.920.000 - 9.520.747$$

$$\therefore Q'_{ft} = \underline{7.399.253 \text{ kcal/h.}}$$

$$\text{*Saldo após o feixe: } Q'_{sf} = Q'_t - Q_u = 20.345.174 - 16.920.000$$

$$\therefore Q'_{sf} = \underline{3.425.174 \text{ kcal/h.}}$$

$$\text{*Saldo para a chaminé: } Q'_{ch} = Q'_t - (Q_u + Q_{pa})$$

$$Q'_{ch} = 20.345.174 - (16.920.000 + 1.357.837)$$

$$\therefore Q'_{ch} = \underline{2.067.337 \text{ kcal/h.}}$$

Nova verificação do rendimento:

$$N' = (1 - Q'_{ch} / B_C * PCI) = (1 - 2.067.337 / 4042,2 * 4848) = 89,5 \%$$

Podemos recalcular Q'_{ch} para obter $N' = 0,85$ (dado de projeto)

$$Q'_{ch} = \underline{2.939.487 \text{ kcal/h.}}$$

Assim, o calor fornecido ao pré-aquecedor passa a ser:

$$Q'_{pa} = Q'_t - (Q_u + Q'_{ch}) = 20.345.174 - (16.920.000 + 2.939.487) \\ \therefore Q'_{pa} = \underline{485.687 \text{ kcal/h.}}$$

De $h' = Q' / \dot{V}_g^{ru}$ e do ábaco 4, obtemos as temperaturas reais:

$$h'_{sf} = Q'_{sf} / 30.664,1 = 3.425.174 / 30.664,1 = 112 \text{ kcal/Nm}^3 \\ \therefore T'_{sf} = \underline{335^\circ\text{C}} = \text{temperatura na saída do feixe.}$$

$$h'_{ch} = Q'_{ch} / 30.664,1 = 2.939.487 / 30.664,1 = 96 \text{ kcal/Nm}^3 \\ \therefore T'_{ch} = \underline{290^\circ\text{C}} = \text{temperatura na saída da chaminé.}$$

p) Cálculo do feixe de convecção:

1ª) Adotando-se a disposição em quicôncio dos tubos, conforme desenho anexo no final, podemos calcular a velocidade dos gases através do feixe por:

$$V_0 = V * S_t / 2 * (S_d - D) , \text{ onde:}$$

V = velocidade dos gases antes do feixe.
S_t = passo transversal = 200 mm.
S_d = passo diagonal = 128 mm.
D = diâmetro do tubo = 76 mm.

Podemos calcular "V" por: $V = \dot{V}^{ru}_g / S$, onde:

$$S = (1280 * 2600) \text{ mm}^2 = (1,28 * 2,60) \text{ m}^2 = \underline{3,33 \text{ m}^2}$$

$$\therefore V = 30.664,1 / (3,33 * 3600) = \underline{2,56 \text{ m/s.}}$$

$$\text{Daí obtemos: } V_0 = 2,56 * 200 / 2 * (128 - 76)$$

$$\therefore V_0 = \underline{4,93 \text{ m/s.}}$$

2ª) Determinação do coeficiente de película externo do tubo:

$$h_e = (V_0^{0,654} * (4,3 + 2,5 * T_m/1000) * f) / D^{0,346}$$

onde: f = fator de fileiras, adotado como 1,4 para distribuição em quicôncio com mais de 5 fileiras.

T_m = temperatura média entre a entrada e a saída do feixe de tubos.

$$T_m = (965 + 335) / 2 = 650^\circ\text{C}$$

$$\therefore h_e = \underline{57,44 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

3º) Determinação do coeficiente de película interno do tubo:

$$h_i = V_o^{0,75} / d^{0,25} * (3,8 + 0,26 * T_v / 100) , \text{ onde:}$$

$$V_o = V * (264 * p / 273 + T_v)$$

$h_i = 5000 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ é o valor usual para as condições do projeto, e será o adotado.

4º) Cálculo do coeficiente global de transmissão de calor:

$$K = 1 / (1/h_e + 1/h_i + e/k) , \text{ onde:}$$

$e = \text{espessura do tubo} = 0,003 \text{ mm.}$

$K = \text{condutibilidade térmica do tubo} = 40 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

$$K = 1 / (1/57,44 + 1/5000 + 0,003/40)$$

$$\therefore K = 56,6 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

5º) Determinação da diferença logarítmica de temperatura (fluxo em contra-corrente):

$$\Delta T = \Delta t_1 - \Delta t_2 / \ln \Delta t_1 / \Delta t_2 , \text{ onde } \Delta = \text{delta.}$$

$$\Delta t_1 = T_e - T_a = 751^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_s - T_a = 121^\circ\text{C}$$

$T_e = \text{temperatura de entrada} = 965^\circ\text{C}$

$T_s = \text{temperatura de saída} = 335^\circ\text{C}$

$T_a = \text{temperatura da água a } 21 \text{ kgf/cm}^2 = 214^\circ\text{C}$

$$\therefore \Delta T = (751 - 121) / \ln (751/121) = 345,3^\circ\text{C}$$

6º) Cálculo da área de troca de calor:

$$S = Q'_{ft} / K * \Delta T = 7.399.253 / (56,6 * 345,3)$$

$$\therefore S = \underline{378 \text{ m}^2}$$

7º) Determinação do número de tubos do feixe de convecção:

Sendo " S_m " a área média de um tubo de convecção, temos:

$$S_m = 3,1416 * D * S = 3,1416 * 0,0761 * 3,33$$

$$\therefore S_m = \underline{0,80 \text{ m}^2}$$

O número de tubos será então:

$$N_t = S / S_m = \underline{473 \text{ tubos.}}$$

A distribuição dos tubos (em quicôncio) será:

$$17 \text{ fileiras de } 13 \text{ tubos} = 221$$

$$18 \text{ fileiras de } 14 \text{ tubos} = 252$$

$$473 \text{ tubos}$$

q) Cálculo do pré-aquecedor de ar :

1º) Determinação da diferença logarítmica de temperatura (fluxos em contra-corrente):

$$\Delta T = \Delta t_1 - \Delta t_2 / \ln \Delta t_1 / \Delta t_2 \quad , \text{ onde:}$$

$$\Delta t_1 = T_e - T_s^{ar} = 185^{\circ}\text{C}.$$

$$\Delta t_2 = T_s - T_e^{ar} = 265^{\circ}\text{C}.$$

$$\text{onde: } \begin{matrix} T_e = 335^{\circ}\text{C} \\ T_s = 290^{\circ}\text{C} \end{matrix}$$

$$T_e^{ar} = 25^{\circ}\text{C}$$

$$T_s^{ar} = 150^{\circ}\text{C}$$

$$\therefore \Delta t = (185 - 265) / \ln (185 / 265) = \underline{223^{\circ}\text{C}}$$

2º) Adotando um coeficiente global de transferência de calor ($k = 18 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$), obtemos a área de troca de calor no pré-aquecedor de ar:

$$A = Q'_{pa} / (K * \Delta t) = 485.687 / (18 * 223)$$

$$\therefore A = \underline{121 \text{ m}^2}$$

r) Cálculo do tambor :

Adotamos como material para o tambor, o aço carbono ASTM 515, com $\sigma_e = 40 \text{ kgf/cm}^2$ (onde σ_e = tensão de escoamento do aço).

Utilizando um fator de segurança 3 ao escoamento, temos que a tensão para cálculo será:

$$\sigma = \underline{13,33 \text{ kgf/cm}^2}$$

O fator de eficiência pode ser calculado através de:

$$E = (S_d - D) / S_d = (128 - 76) / 128 = \underline{0,41}$$

1º) Podemos, agora, calcular a espessura do tambor:

$$e = (p * d) / (2 * \sigma * E) , \text{ onde:}$$

$$p = \text{pressão} = 21 + (0,1 * 21) = 23,1 \text{ kgf/cm}^2.$$

$$d = \text{diâmetro interno} = 1,4 \text{ m}.$$

$$\therefore e = 2,96 \text{ cm} , \text{ adotaremos então } \underline{e = 30 \text{ mm}}.$$

2ª) Cálculo do comprimento do tambor :

O volume da câmara do tambor pode ser calculado por:

$$V_c = D * v / G \quad , \text{ onde:}$$

D = produção de vapor = 30.000 kg/h.

v = volume específico do vapor saturado à pressão de trabalho =
= 0,0968 m³/kg.

G = constante que depende da qualidade da água.

Do ábaco 5, com $p=21 \text{ kgf/cm}^2$ e concentração de sólidos de 0,45^oBê, obtemos:

$$G = \underline{420} \text{ m}^3 \cdot \text{h/m}^3$$

Assim :

$$V_c = 30.000 * 0,0968 / 420 = \underline{6,90} \text{ m}^3$$

Considerando que $V_{\text{tambor}} = V_c * 2$, temos:

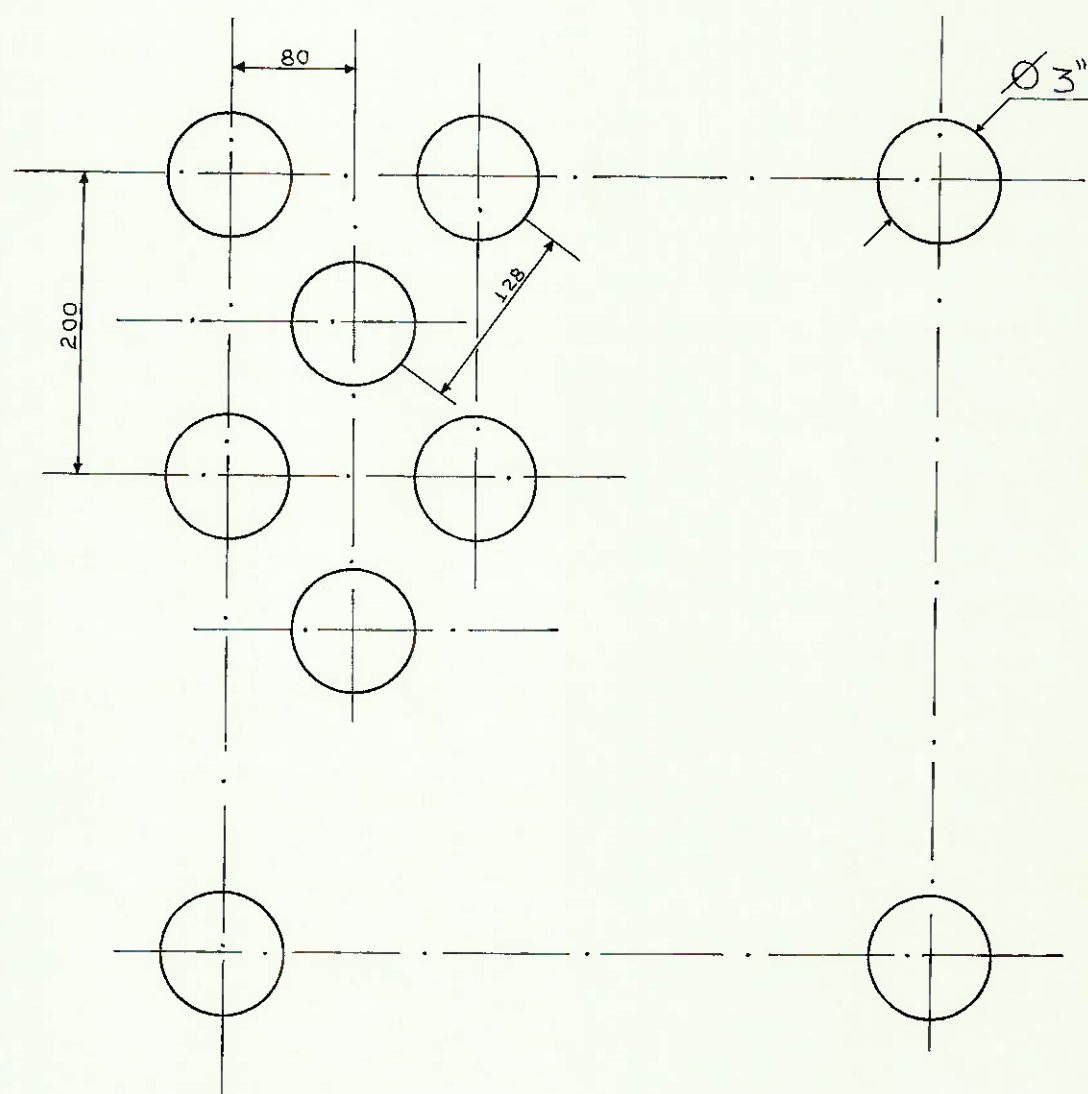
$$V_{\text{tambor}} = \underline{13,80} \text{ m}^3$$

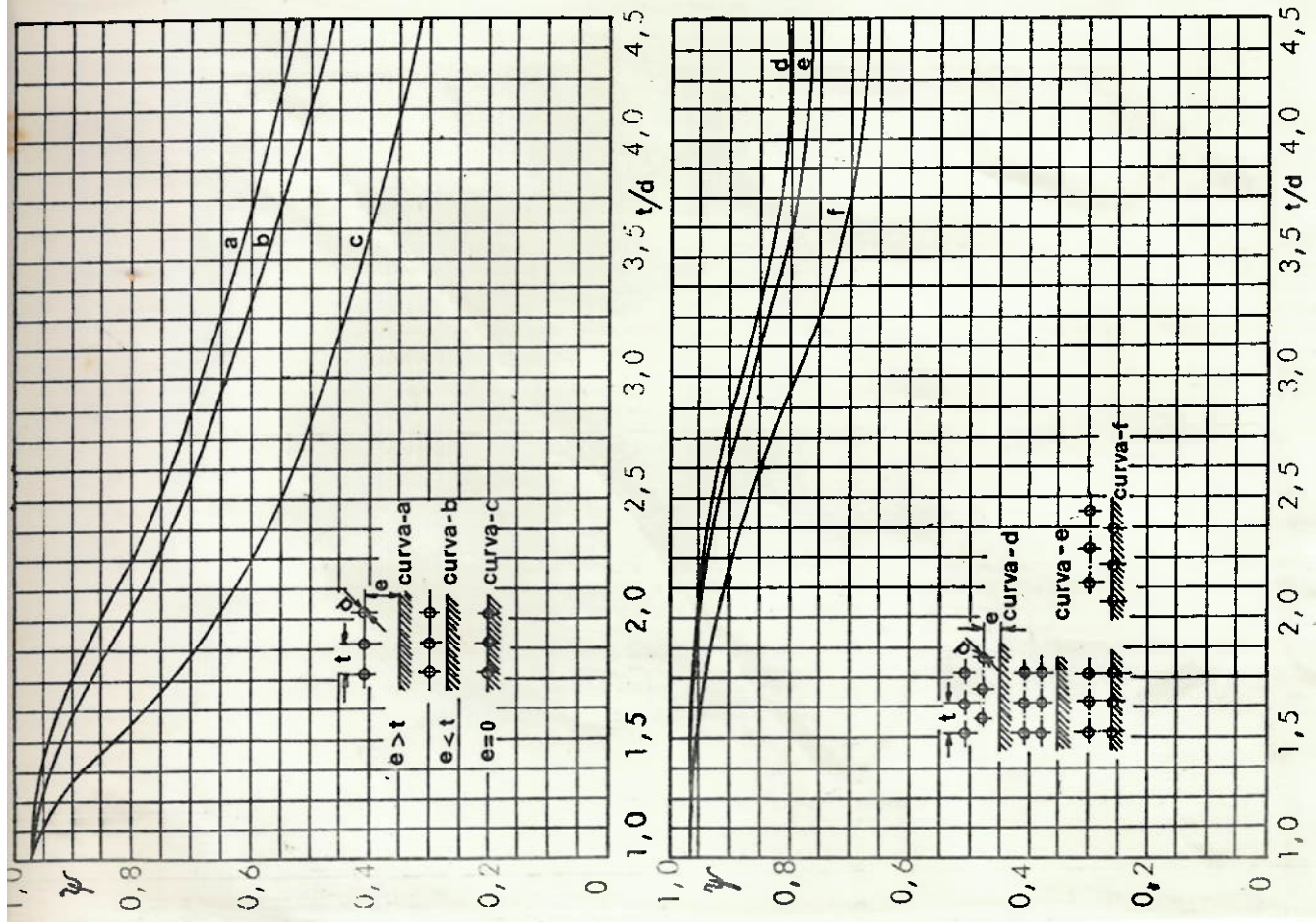
Dessa forma, o comprimento do tambor será dado por:

$$L = (4 * V_{\text{tambor}}) / (3,1416 * d^2) = (4 * 13,80) / (3,1416 * 1,4^2)$$

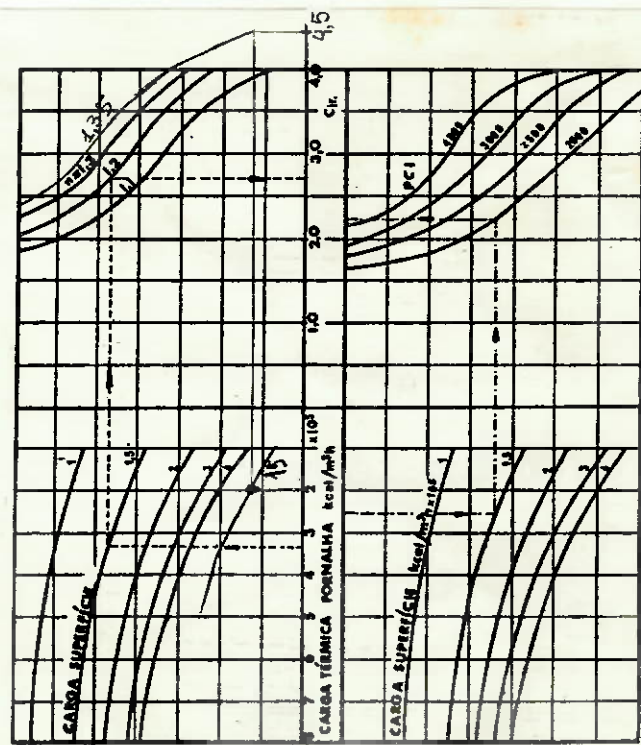
$$\therefore L = \underline{8,96 \text{ m.}}$$

ESQUEMA DO FEIXE DE CONVECÇÃO

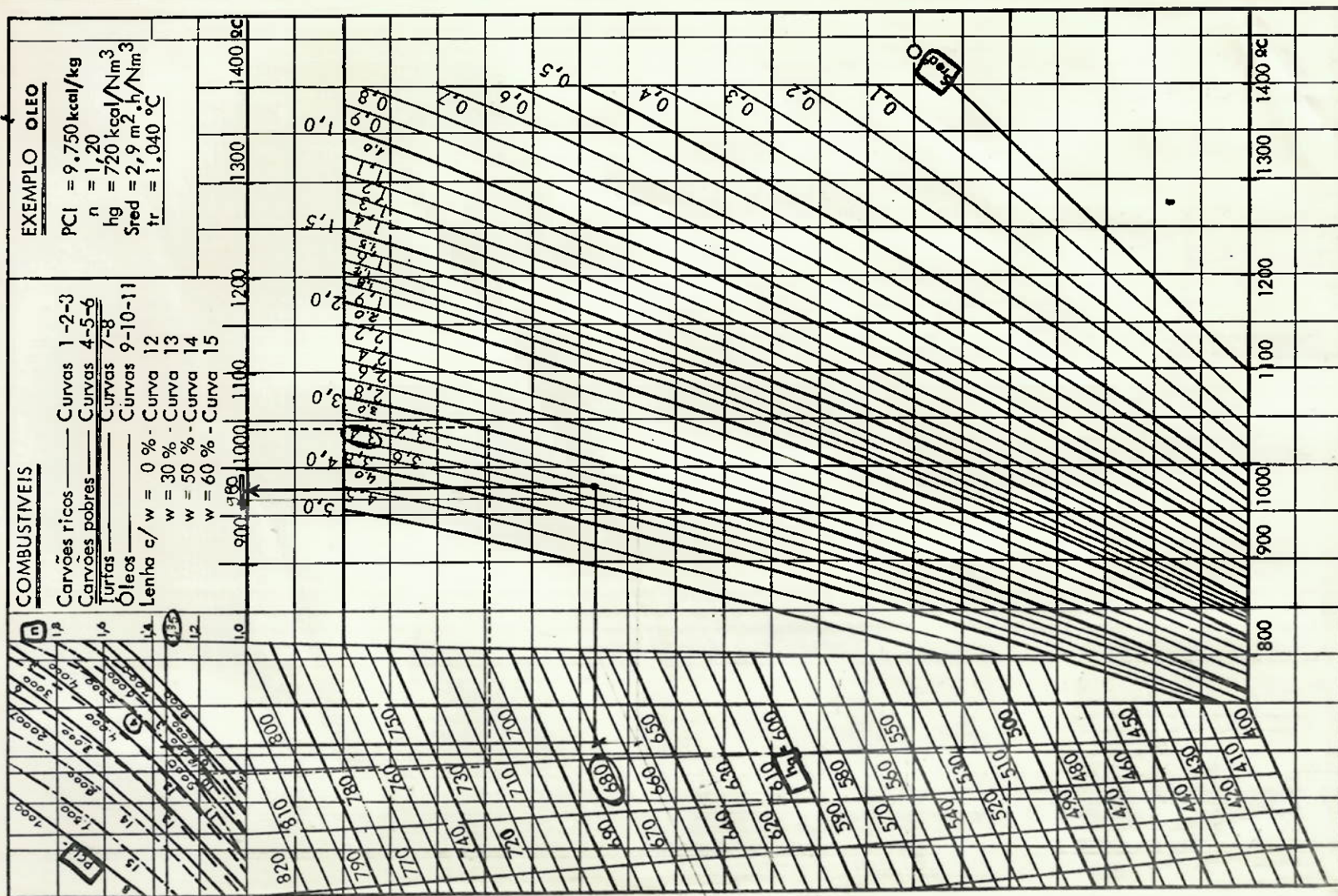




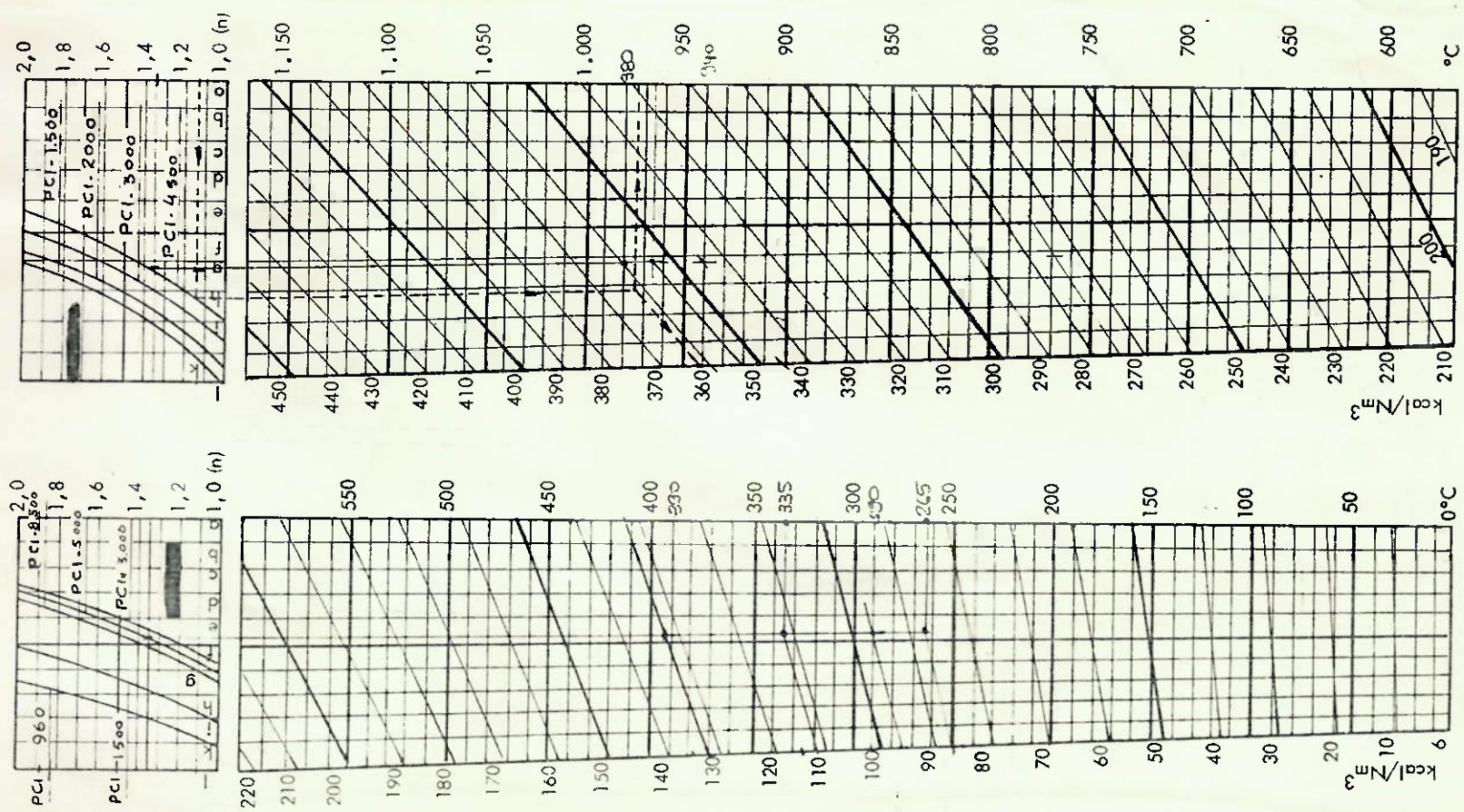
ÁBACO 1: Fator de distribuição



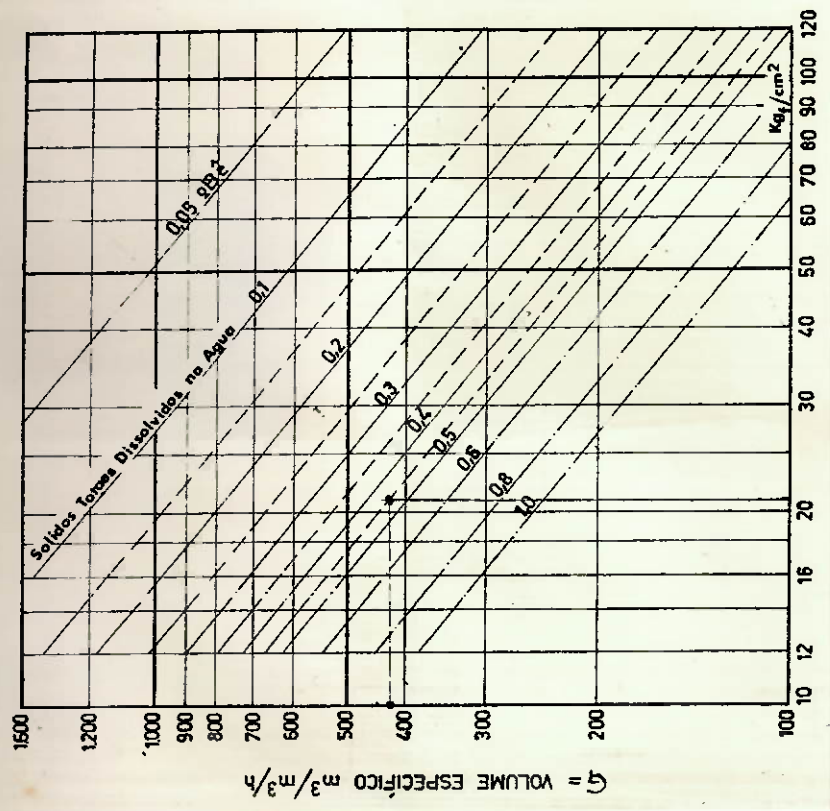
ÁBACO 2: Constante de irradiação



ABACO 3: Temperatura remanescente



ÁBACO 4: Entalpia dos gases



ABACO 5: Carga térmica específica

* BIBLIOGRAFIA *

- 1) Pera, Hildo - Geradores de Vapor - 2ª edição (FAMA).
- 2) Van Wylen, G.J. - Fundamentos da Termodinâmica Clássica 2ª edição (Edgar Blücher).
- 3) Ravaglia, Ennio - Projeto de uma Caldeira - 1967 (DPCA-Mauá).
- 4) Silva, Remi B. - Geradores de Vapor de Água (caldeiras) 1957 (DPL).
- 5) Chiaverini, Vicente - Aços e Ferros Fundidos - 5ª edição (ABM).
- 6) Pera, Hildo - Geradores de Vapor de Água - 1966 (EPUSP).