

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento de Engenharia Mecânica
Projeto Mecânico

NOTA: 203

GERADOR DE VAPOR

1983

Autor: Roberto Tsuguio Oyakawa
Orientador: Hildo Pera

ÍNDICE

- Dados de projeto	1
- Características do fluido vaporizante	2
- Características do combustível	2
- Cálculo do poder calorífico superior e inferior	3
- Consumo de carvão	4
- Determinação do volume dos fluidos	4
- Vazão de ar em volume	5
- Volume dos gases de combustão	5
- Transferência total de calor	7
- Volume da câmara de combustão	7
- Área da grelha	8
- Tipo de grelha	9
- Câmara de combustão	9
- Área projetada	9
- Superfície irradiada e reduzida	10
- Temperatura de equilíbrio e calor irradiado na câmara de combustão	10
- Calor fornecido ao feixe de tubos	12
- Saldo de calor para a chaminé	12
- Temperaturas na saída do feixe e da chaminé	13
- Perdas na fornalha	14
- Recálculo do calor considerando as perdas	15
- Temperaturas reais de saída do feixe e da chaminé	15
- Cálculo do feixe de convecção	16
- Pré-aquecedor de ar	19
- Cálculo do tambor	20
- Referências	22
- Esquema do feixe de tubos	23
- Ábacos	24
- Desenho da caldeira	

GERADOR DE VAPOR

Dados de projeto

capacidade de produção 25 ton vapor/h
pressão de trabalho 12 kgf/cm²
qualidade de vapor saturado
temperatura da água de alimentação 60°C
combustível carvão vapor
(Sta. Catarina)
eficiência mínima 81%

1. CARACTERÍSTICAS DO FLUIDO VAPORIZANTE (ÁGUA)

Nas condições de projeto, temos:

D → produção normal de vapor

$$D = 25 \text{ ton v/h}$$

h_v → entalpia do vapor saturado a 12 Kgf/cm²

$$h_v = 664,9 \text{ kcal/Kg}$$

h_a → entalpia da água de alimentação a 60°C

$$h_a = 60 \text{ kcal/Kg}$$

Q_u → calor útil

$$Q_u = D (h_v - h_a)$$

$$Q_u = 25 \ 000 (664,9 - 60)$$

$$Q_u = 15 \ 122 \ 500 \text{ kcal/h}$$

2. CARACTERÍSTICAS DO COMBUSTÍVEL (CARVÃO - STA. CATARINA)

Composição percentual do carvão de Sta. Catarina

C → carbono fixo	51,80%
H → hidrogênio	3,34%
S → enxofre	3,60%
N → nitrogênio	0,52%
O → oxigênio	7,58%
Z → cinzas	33,09%
W → umidade	10,00%

3. CÁLCULO DO PODER CALORÍFICO SUPERIOR E INFERIOR

PCS - Poder calorífico superior

das várias expressões para cálculo do poder calorífico adotamos a que se segue:

$$pcs = 8100c + 33960 \left(h - \frac{0}{8} \right) + 2214s$$

onde as letras representam os teores dos elementos ou gases cujos símbolos químicos se representam em letras maiúscula, e os números, os poderes caloríficos dos respectivos componentes

$$pcs = 8100 \times 0,518 + 33960 \left(0,0334 - \frac{0,0758}{8} \right) + 2214 \times 0,036$$

$$pcs = 5088 \text{ kcal/Kg}$$

PCI - Poder calorífico inferior

dado por:

$$pci = pcs - \text{calor do vapor d'água}$$

Da estequiometria, sabemos que 1 Kg de hidrogênio forma 9 Kg de água e, admitindo 600 kcal/Kg, o valor arredondado da entalpia do vapor d'água à pressão atmosférica, temos:

$$pci = pcs - (9h + w) 600$$

$$pci = 5088 - (9 \times 0,0334 + 0,10) 600$$

$$pci = 4968 \text{ kcal/Kg}$$

4848

Obs: Os valores de pcs e pci calculados, diferem da ordem de 24% dos valores tabelados.

4. CONSUMO DE CARVÃO

dado por:
$$B = \frac{Q_u}{pci * \eta}$$

onde: B → consumo de carvão em Kg/h
 η → eficiência térmica

$$B = \frac{15\,122\,500}{4\,968 \times 0,81}$$

$$B = 3\,758 \text{ Kg/h}$$

5. DETERMINAÇÃO DO VOLUME DOS FLUIDOS

Volume de ar teórico

$$V_{ar}^t = 8,876c + 26,443h + 3,32s - 3,3320 \quad (\text{N m}^3/\text{kg comb})$$

$$V_{ar}^t = 8,876 \times 0,518 + 26,443 \times 0,0334 + 3,32 \times 0,036 - 3,3320$$

$$V_{ar}^t = 2,268 \text{ Nm}^3/\text{Kg}$$

Volume de ar real

$$V_{ar}^r = m V_{ar}^t$$

onde m representa o excesso de ar

Como tecnicamente é impossível assegurar a combustão completa apenas com o suprimento necessário, devemos injetar ar com certo excesso ; por outro lado, quanto maior for o excesso de ar, tanto maiores serão as perdas de calor sensível dos gases da combustão. Devemos, então, diminuir o mais possível o valor de m.

Para carvão britado, grelhas rotativas e ar forçado recomenda-se m entre 1,15 e 1,35

Adotaremos $m = 1,35$

Portanto,

$$V_{ar}^r = 1,35 \times 2,268$$

$$V_{ar}^r = 3,062 \text{ Nm}^3/\text{Kg comb}$$

6. VAZÃO DE AR EM VOLUME

Considerando que 3% de carbono não seja queimado, teremos um consumo de carbono não queimado de:

$$C_{nq} = B \times c \times 0,03 = 3,758 \times 0,518 \times 0,03 = 58,4 \text{ Kg } ^c/h$$

Portanto, o consumo de carvão queimado será dado por:

$$B_c = B - C_{nq}$$

$$B_c = 3758 - 58,4$$

$$B_c = 3699,6 \text{ Kg/h}$$

A vazão de ar será:

$$\dot{V}_{ar}^r = B_c \times V_{ar}^r$$

$$\dot{V}_{ar}^r = 3699,6 \times 3,062$$

$$\dot{V}_{ar}^r = 11328,2 \text{ Nm}^3/h$$

7. VOLUME DOS GASES DA COMBUSTÃO

Volume de gás teórico

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

$$V_g^t = 1,8535 \times 0,518 + 0,693 \times 0,036 + 0,8 \times 0,0052 + 0,79 \times 2,268 + (9 \times 0,0334 + 0,10) 1,24$$

$$V_g^t = 3,278 \text{ Nm}^3/\text{Kg}$$

Volume de gás real

$$V_g^r = V_g^t + (m - 1) V_{ar}^t$$

$$V_g^r = 3,278 + (1,35 - 1) 2,268$$

$$V_g^r = 4,072 \text{ Nm}^3/\text{Kg}$$

Vazão em volume

$$\dot{V}_g^r = Bc \times V_g^r$$

$$\dot{V}_g^r = 3699,6 \times 4,072$$

$$\dot{V}_g^r = 15064,8 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Pré-aquecedor de ar

A eficiência da caldeira é de 81%. para tanto, torna-se necessário o uso de um pré-aquecedor de ar.

Para a alimentação contínua, motorizada de carvão, a temperatura de saída do pré-aquecedor ou de entrada na câmara de combustão deve ser da ordem de 150°C.

O calor trocado na câmara de combustão é dado por:

$$Q_{pa} = \dot{V}_{ar}^r \times C_{par} \times T_{ar}$$

onde: \dot{V}_{ar}^r → vazão em volume de ar

C_{par} → calor específico do ar à pressão constante
($C_{par} = 0,31 \text{ kcal}/\text{Nm}^3\text{°C}$)

T_{ar} → temperatura do ar na entrada da câmara de combustão.

Portanto, temos:

$$Q_{pa} = 11\,328,2 \times 0,31 \times 150$$

$$Q_{pa} = 526\,761,3 \text{ kcal/h}$$

7. TRANSFERÊNCIA TOTAL DE CALOR

É dado pela soma do calor trocado no pré-aquecedor com o calor útil dividido pela eficiência ou o consumo real de carvão queimado multiplicado pelo poder calorífico inferior.

$$Q_t = Q_{pa} + Bc \times pci$$

$$Q_t = 526\,761,3 + 3\,699,6 \times 4\,968$$

$$Q_t = 18\,906\,374 \text{ kcal/h}$$

8. VOLUME DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

O volume da câmara de combustão é dado por:

$$V = \frac{Bc \times pci}{k}$$

Para fornalhas de combustíveis sólidos como carvão o valor de k varia de 150 000 a 200 000 kcal/ m³/ h

Adotaremos um valor médio de

$$k = 175\,000 \text{ kcal/ m}^3/\text{ h}$$

Portanto,

$$V = \frac{3\,699,6 \times 4\,968}{175\,000}$$

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

9. ÁREA DA GRELHA

Dado por $S_g = \frac{Bc}{C}$

Para carvão com circulação forçada de ar o valor de C varia de 200 a 300 $\text{kg/m}^3/\text{h}$

Adotaremos, também, um valor médio de

$$C = 250 \text{ Kg/ m}^2/\text{ h}$$

Portanto,

$$S_g = \frac{3\,699,6}{250}$$

$$S_g = 14,80 \text{ m}^2$$

Para a queima de carvão, devido à formação de chama longa na combustão, recomenda-se uma altura na câmara de pelo menos 7,0 metros.

Verificando a altura da câmara, observamos que

$$h = \frac{V}{S_g} = \frac{105}{14,80} = 7,09 \text{ m satisfaz a recomendação.}$$

Utilizaremos uma grelha quadrada de lado 3,85m.

Portanto, as dimensões da câmara de combustão serão:

$$3,85 \times 3,85 \times 7,09 \text{ m}$$

10. TIPO DE GRELHA

Devido ao alto teor de cinzas apresentado pelo carvão nacional, o tipo de grelha escolhido foi o caminhante de descarga frontal.

11. CÂMARA DE COMBUSTÃO

Adotaremos para um pré-cálculo tubos de diâmetro de 3" com aletas com passo de 100 mm. Para este tubo o raio mínimo é de 300 mm.

12. ÁREA PROJETADA

Tomando, inicialmente, as áreas das paredes com base nas dimensões da câmara de combustão, temos:

Área da parede lateral

$$A_{pl} = 22,2 \text{ m}^2$$

Área da parede frontal

$$A_{pfr} = 23,2 \text{ m}^2$$

Área da parede do fundo

$$A_{pfd} = 19,6 \text{ m}^2$$

Temos, portanto, para a área projetada total

$$A_{pt} = 2 A_{pl} + A_{pfr} + A_{pfd}$$

$$A_{pt} = 87,2 \text{ m}^2$$

13. SUPERFÍCIE IRRADIADA E REDUZIDA

S_{irr} → superfície irradiada

Do ábaco 1, para tubos aletados

$$\psi = 1$$

Como $S_{irr} = \psi A_{pt}$ vem,

$$S_{irr} \approx 87,2 \text{ m}^2$$

S_{red} → superfície reduzida

A superfície reduzida é dada por

$$S_{red} = \frac{1000 \times S_{irr} \times C}{4 \dot{V}_g^r}$$

onde C é o coeficiente de irradiação

Do ábaco 2 determinamos $C = 3,9$ que substituindo na equação acima juntamente com os demais dados resulta em

$$S_{red} = 5,64$$

14. TEMPERATURA DE EQUILÍBRIO E CALOR IRRADIADO NA CÂMARA DE COMBUSTÃO

Determinamos inicialmente h_o que é o conteúdo térmico específico dado por

$$h_o = \frac{Q_t}{\dot{V}_g^r}$$

$$h_o = \frac{18\,906\,374}{15\,064,8}$$

$$h_o = 1\,255,00 \text{ kcal/ Nm}^3$$

A temperatura de equilíbrio é determinada através do ábaco 3, a partir dos valores de

$$m = 1,35$$

$$S_{\text{red}} = 5,64$$

$$pci = 4\,968 \text{ kcal/ Kg}$$

$$h_o = 1\,255 \text{ kcal/ Nm}^3$$

Com o valor de T_e através do ábaco 4, determinamos o conteúdo térmico específico residual, h_r . Isto nos permite calcular o valor residual dado por

$$Q_r = h_r \dot{V}_g^r$$

Finalmente, determinamos Q_{irr} por

$$Q_{\text{irr}} = Q_t - Q_r$$

Como o valor de h_o está além dos limites do ábaco 3, vamos estimar uma temperatura de equilíbrio e determinar o calor irradiado comparando com o resultado obtido pela expressão Stefan - Boltzmann.

Por um processo iterativo chegamos a

$$T_e = 1\,350 \text{ }^\circ\text{C}$$

De fato, do ábaco 4, obtemos

$$h_r = 510 \text{ kcal/ Nm}^3$$

e

$$Q_r = h_r \dot{V}_g^r = 7\,683\,048 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{irr} = Q_t - Q_r = 11\,223\,326 \text{ kcal/h}$$

Da fórmula de Stefan-Boltzmann

$$Q_{irr} = c \cdot S_{irr} \left[\left(\frac{T_e}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 \right]$$

Para $T_p = 300^\circ\text{C}$ como considerado no ábaco 3, obtemos

$$Q_{irr} = 11\,268\,232 \text{ kcal/h}$$

A diferença percentual entre os dois processos é aproximadamente 0,40%. Como este valor está dentro dos limites aceitáveis (2%), podemos aceitar o resultado de

$$T_e = 1\,350^\circ\text{C}$$

e

$$Q_{irr} = 11\,240\,000 \text{ kcal/h}$$

15. CALOR FORNECIDO AO FEIXE DE TUBOS

Temos, até o momento, Q_u e Q_{irr} . O calor absorvido pelo feixe é obtido de

$$Q_f = Q_u - Q_{irr}$$

$$Q_f = 3\,882\,500 \text{ kcal/h}$$

16. SALDO DE CALOR PARA A CHAMINÉ

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

$$Q_{ch} = 3\,257\,113 \text{ kcal/h}$$

Verificação do rendimento

$$n = \left(1 - \frac{B_c \cdot pci}{Q_{ch}}\right) \times 100 \approx 82,2\%$$

$$n = 81\%$$

17. TEMPERATURAS NA SAÍDA DO FEIXE E DA CHAMINÉ

Calculado o conteúdo térmico específico para cada caso através de

$$h = \frac{Q}{V_g^r}$$

determinamos as temperaturas pelo ábaco 4.

- T_{sf} - temperatura de saída do feixe

O saldo de calor após o feixe é dado por

$$Q_{sf} = Q_t - Q_u$$

$$Q_{sf} = 3783874 \text{ kcal/h}$$

Portanto,

$$h = 3783874 / 15064,8$$

$$h = 251,2 \text{ kcal/Nm}^3$$

Do ábaco 4, $T_{sf} = 710^\circ\text{C}$

- T_{sch} - temperatura na saída da chaminé

$$h = Q_{ch} / V_g^r$$

$$h = 216,2 \text{ kcal/Nm}^3$$

Do ábaco 4, $T_{sch} = 615^{\circ}\text{C}$

18. PERDAS NA FORNALHA

As perdas devido à combustão incompleta já foram consideradas no cálculo de Q_t , faltando verificar:

- Perdas de calor nas cinzas

$$p_1 = B \times C_c \times T_c \times Z$$

onde:

T_c - temperatura das cinzas

C_c - calor específico das cinzas

Z - fração de cinza no carvão

com

$$T_c = 900^{\circ}\text{C}$$

$$C_c = 0,3 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$$

$$Z = 0,37$$

determinamos

$$p_1 = 375424 \text{ kcal/h}$$

- Perda pelo arraste de carbono

$$p_2 = B \times pci \times C.$$

onde $C = 0,01$ é a fração de carbono arrastado

$$p_2 = 186697 \text{ kcal/h}$$

19. RECÁLCULO DO CALOR CONSIDERANDO AS PERDAS

- Calor total

$$Q'_t = Q_t - p_1 - p_2$$

$$Q'_t = 18344253 \text{ kcal/h}$$

- Conteúdo térmico específico

$$h'_o = Q'_t / \dot{V}_g^r$$

$$h'_o = 1218 \text{ kcal/Nm}^3$$

- Temperatura de equilíbrio

$$T'_e = 1340^\circ\text{C}$$

Repetindo a sequência de cálculos efetuada anteriormente, vem:

$$h'_r = 505 \text{ kcal/Nm}^3$$

$$Q'_r = 7607724 \text{ kcal/h}$$

$$Q'_{irr} = 10736529 \text{ kcal/h}$$

$$Q'_f = 4385971 \text{ kcal/h}$$

$$Q'_{ch} = 2694992 \text{ kcal/h}$$

$$Q'_{sf} = 3221753 \text{ kcal/h}$$

20. TEMPERATURAS REAIS DE SAÍDA DO FEIXE E DA CHAMINÉ

- Temperatura de saída do feixe

$$h = 3221753/15064,8$$

$$h = 214 \text{ kcal/Nm}^3$$

Do ábaco 4,

$$T'_{sf} = 615^{\circ}\text{C}$$

- Temperatura na saída da chaminé

$$h = 2694992/15064,8$$

$$h = 179 \text{ kcal/Nm}^3$$

Do ábaco 4,

$$T'_{sch} = 525^{\circ}\text{C}$$

21. CÁLCULO DO FEIXE DE CONVECÇÃO

- velocidade dos gases através do feixe conforme o arranjo em quicôncio esquematizado no desenho anexo, temos, para a velocidade

$$v_o = \frac{v \times S_t}{2 \times (S_d - D)}$$

onde: S_t - passo transversal

S_d - passo diagonal

D - diâmetro do tubo

v - velocidade dos gases antes do feixe

Temos, então,

$$S = 3,60 \times 1,48 = 5,33 \text{ m}^2$$

$$v = 15064,8/5,33 = 2826 \text{ m/h}$$

$$\text{ou } v = 0,79 \text{ m/s}$$

$$v_o = \frac{0,79 \times 200}{2 \times (128 - 76)}$$

$$v_o = 1,52 \text{ m/s}$$

- coeficiente de película externo do tubo

$$h_e = \frac{v_o^{0,654} \times (4,3 + 2,5 \times T_m / 1000) \times f}{D^{0,346}}$$

onde T_m - média de temperatura entre a entrada e a saída do feixe

f - fator dependente do nº de fileiras

Para distribuição em quicôncio com mais de 5 fileiras,
 $f = 1,4$

$$T_m = (1340 + 615) / 2$$

$$T_m = 977,5^\circ\text{C}$$

Substituindo estes valores na expressão de h_e , obtemos

$$h_e = 30,3 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

- coeficiente de película interno do tubo

Para vapor condensante interno aos tubos, temos

$$h_i = \frac{v_o^{0,75}}{d^{0,25}} \left(3,8 + \frac{0,26 T_v}{100} \right)$$

onde: v_o - velocidade do vapor (CNPT)

T_v - temperatura do vapor saturado

$$v_o = v \frac{264p}{273 + T_v}$$

De acordo com as exigências do projeto referentes à produção de vapor e pressão de trabalho, chegamos a

$$h_i = 5000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

- Coeficiente global de transmissão de calor

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_i}}$$

onde: e - espessura do tubo
k - condutibilidade térmica do tubo

Para e = 0,003m e k = 40 kcal/mh^oC

$$K = 30,05 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

- Diferença logarítmica de temperatura

$$\Delta T = \frac{T_e - T_s}{\ln \frac{T_e - T_a}{T_s - T_a}}$$

$T_e = 1340^\circ\text{C}$ = temperatura de entrada no feixe

$T_s = 615^\circ\text{C}$ = temperatura de saída do feixe

$T_a = 187^\circ\text{C}$ = temperatura da água à 12 kgf/cm²

$$\Delta T = 732^\circ\text{C}$$

- Área de troca de calor

$$A = \frac{Q' f}{K \times T}$$

$$A = 4385971 / (30,05 \times 732)$$

$$A = 199,4 \text{ m}^2$$

- Número de tubos do feixe de convecção

Sendo S_m a superfície média de um tubo de convecção

$$S_m = \pi \times 0,076 \times 3,85 = 0,919 \text{ m}^2$$

temos, para o número de tubos

$$N = A/S_m = 216,97$$

Em números inteiros,

$$N = 217 \text{ tubos}$$

A distribuição dos tubos será:

$$9 \text{ fileiras de } 14 \text{ tubos} = 126$$

$$7 \text{ fileiras de } 13 \text{ tubos} = \frac{91}{217 \text{ tubos}}$$

22. PRÉ-AQUECEDOR DE AR

Diferença logarítmica de temperatura

$$\Delta T = \frac{(T'_s - T_{ea}) - (T'_e - T_{sa})}{\ln \frac{T'_e - T_{sa}}{T'_s - T_{ea}}}$$

onde $T'_e = 615^\circ\text{C}$ = temperatura de entrada dos gases

$T'_s = 525^\circ\text{C}$ = temperatura de saída dos gases

$T_{ea} = 25^\circ\text{C}$ = temperatura de entrada do ar

$T_{sa} = 150^\circ\text{C}$ = temperatura de saída do ar

Portanto, $\Delta T = 483^{\circ}\text{C}$

Com o coeficiente global de transferência de calor

$$K = 18 \text{ kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$$

temos, seguindo os mesmos passos do item anterior

$$A = Q_{pa} / (K \times T)$$

$$A = 526761 / (18 \times 483)$$

$$A = 60,6 \text{ m}^2$$

23. CÁLCULO DO TAMBOR

- Espessura do tambor

$$e = \frac{p \times d}{2 \times \sigma \times E}$$

Para esta expressão, temos

$$\text{pressão de trabalho} = 12 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\text{pressão de dimensionamento} = 13,2 \text{ kgf/cm}^2$$

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

$$\sigma_e = 40 \text{ kgf/m}^2$$

Adotando coeficiente de segurança 3

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

Fator de eficiência

$$E = \frac{S_d - D}{S_d} = \frac{128 - 76}{128} = 0,41$$

Substituindo na expressão da espessura, obtemos

$$e = 1,69 \text{ cm}$$

Adotaremos $e = 20 \text{ mm}$

- Comprimento do tambor

Inicialmente calculamos o volume da câmara do tambor que é dado por

$$V_c = \frac{D \times v}{G}$$

onde D - descarga de vapor (25 ton v/h)
 v - volume específico do vapor saturado à pressão de trabalho (0,1664 m³/kg)
 G - constante referente à qualidade da água

Do ábaco 5, para $p = 12 \text{ kgf/cm}^2$ e concentração de sólidos $^{\circ}B_e = 0,45$, obtemos

$$G = 650 \text{ m}^3\text{h/m}^3$$

Portanto,

$$V_c = 25000 \times 0,1664 / 650$$

$$V_c = 6,40 \text{ m}^3$$

Como $V_c = V_{\text{tambor}} / 2$, o comprimento é dado por

$$L = \frac{8 \times V_c}{\pi \times d^2}$$

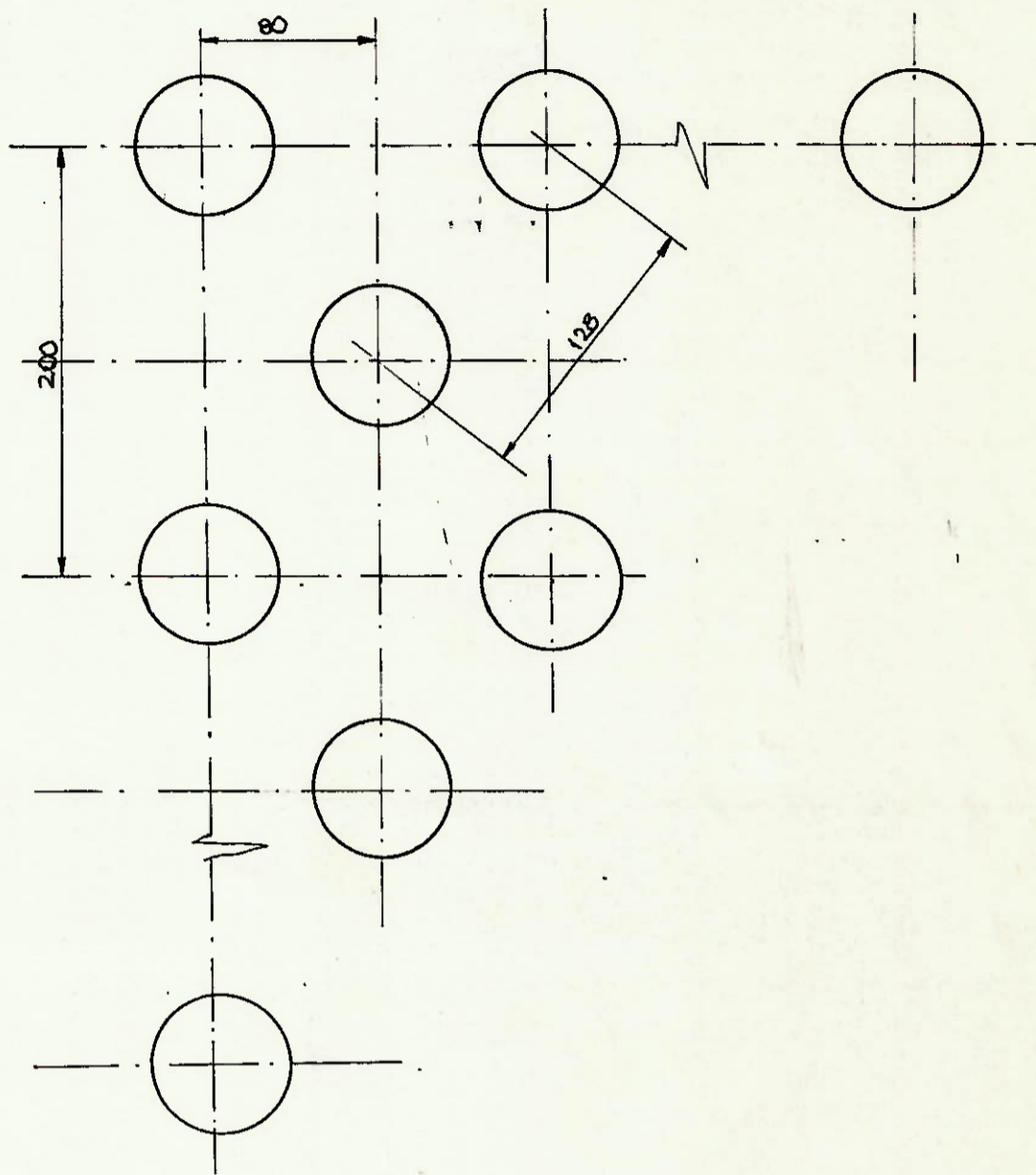
$$L = \frac{8 \times 6,40}{\pi \times 1,4^2}$$

$$L = 8,32 \text{ m}$$

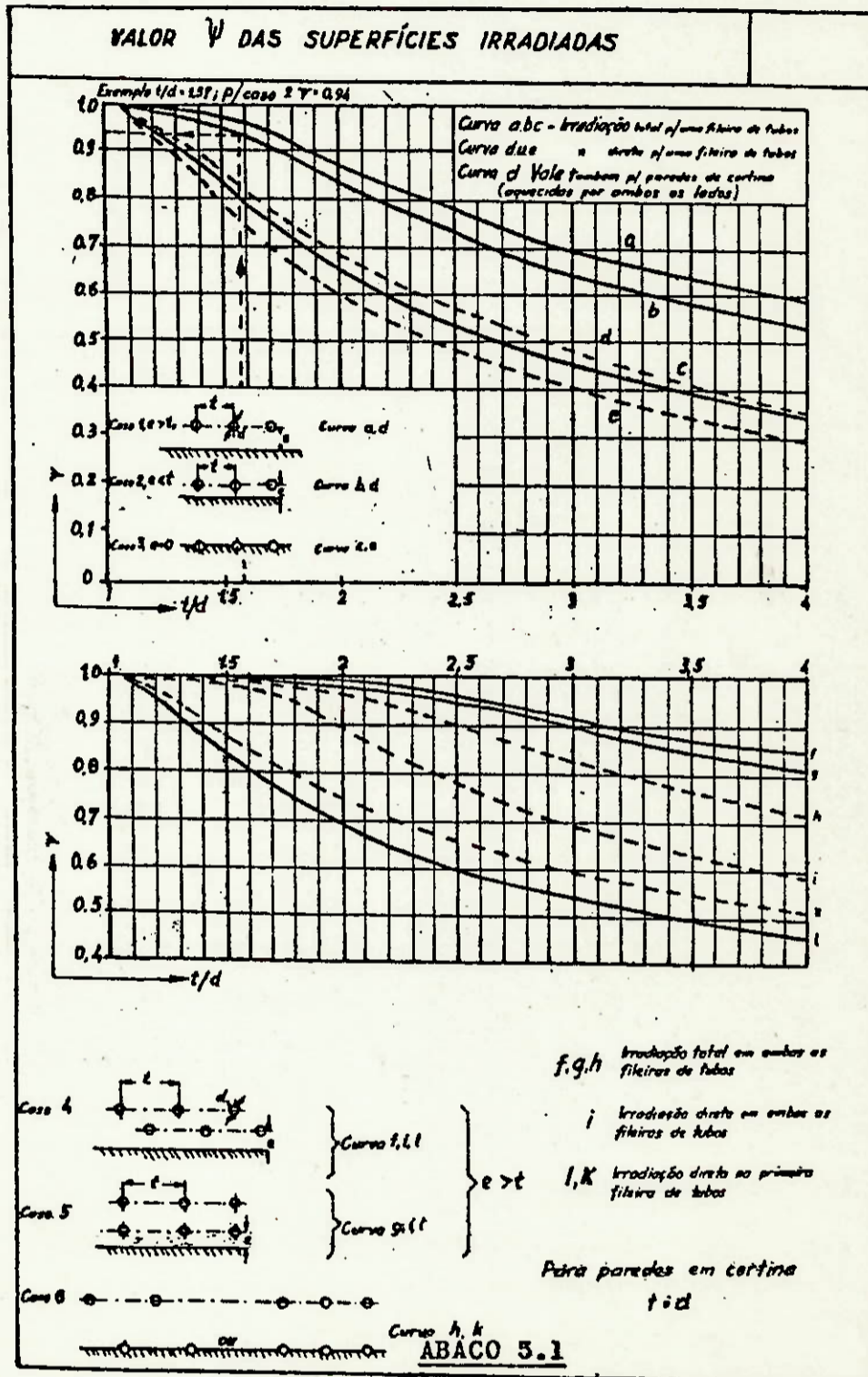
Referências

1. Hildo Pera. Geradores de vapor de água. DLP
2. Van Wylen G. J. e R. E. Sonntag. Fundamentos da Termodinâmica clássica, 2a. ed., Edgard Blücher, 1976, tabelas de propriedades de vapor saturado.
3. Ennio Ravaglia. Cursos de Atualização: combustíveis de combustão, FDTE/EPUSP/IPT, 1981.
4. Hildo Pera. Notas de aula.

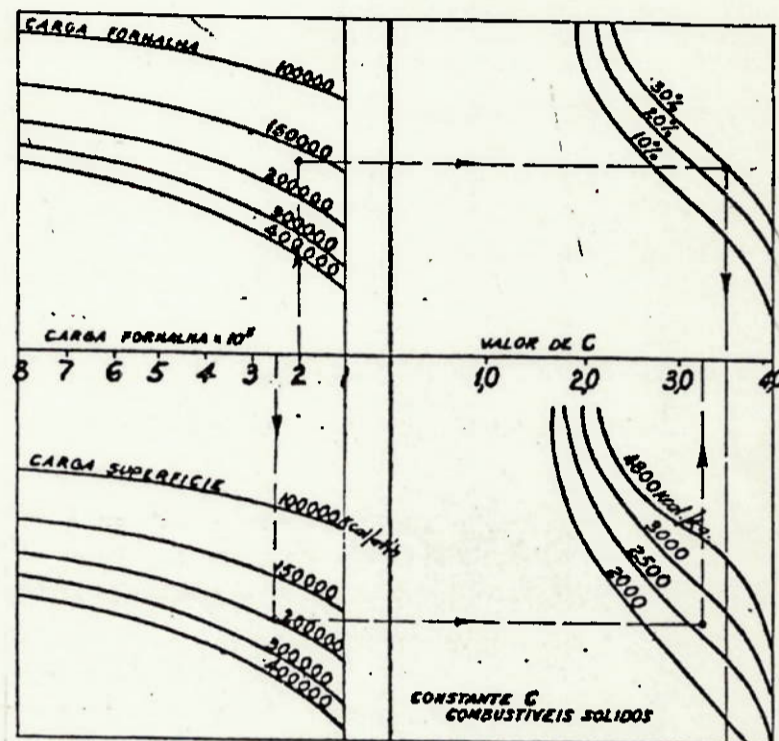
ESQUEMA DO FEIXE DE TUBOS



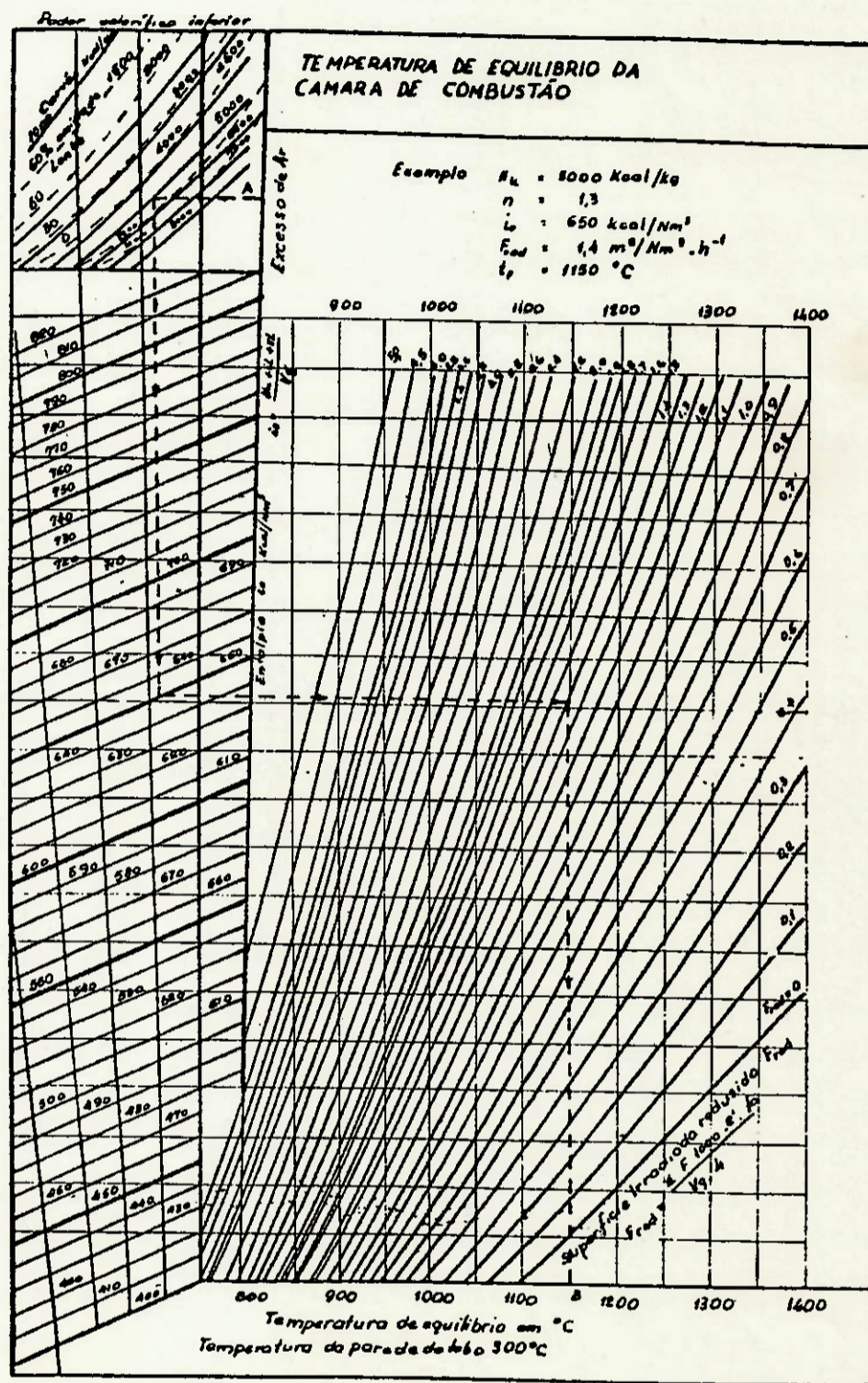
ÁBACO 1



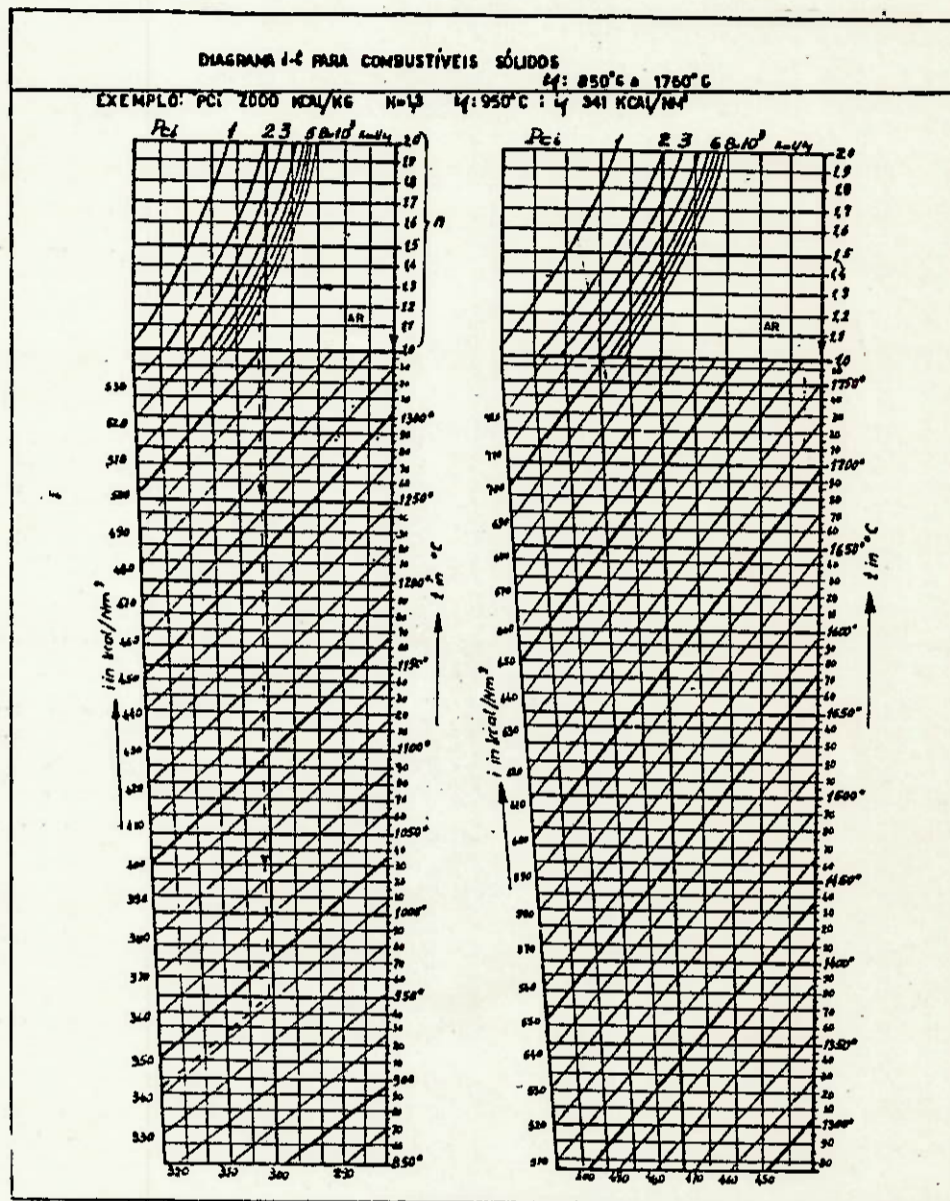
ÁBACO 2



ÁBACO 3



ÁBACO 4



ÁBACO 5

