

Sys 1841107

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

TRABALHO DE FORMATURA

PROJETO DE UM GERADOR DE VAPOR

AUTOR - ROGÉRIO F. DA SILVA - 6152716

ORIENTADOR - PROF. HILDO PERA

1980

NOTA: DEZ

Meus sinceros agradecimentos ao Professor Hildo Pera pela orientação dada.

Dedico este trabalho ao amigo que já partiu.

ÍNDICE

I - Dados de Projeto	1
II- Cálculos da caldeira.....	1
1) Característica do fluido vaporizante....	1
2) Características do combustível.....	1
3) Cálculo do poder calorífico.....	2
4) Consumo de carvão.....	2
5) Determinação do volume dos fluidos.....	3
6) Pré-aquecedor de ar.....	4
7) Volume da câmara de combustão.....	5
8) Dimensões da fornalha e sel. da grelha..	5
9) Cálculo da área projetada.....	7
10) Cálculo da sup. reduzida e irradiada....	7
11) Cálculo da temperatura de equilíbrio....	7
12) Cálculo do calor dos gases.....	8
13) Balanço térmico.....	9
14) Cálculo das temperaturas de saída.....	10
15) Cálculo das perdas na fornalha.....	10
16) Cálculo do feixe de convecção.....	12
17) Cálculo do pré-aquecedor.....	15
18) Cálculo da espessura do tambor.....	16
19) Cálculo do comprimento do tambor.....	16
- Ábacos	
- Desenho da Caldeira	

PROJETO DE UM GERADOR DE VAPOR

I - Dados de projeto:

- produção normal de vapor 10 ton.v/h
- qualidade do vapor saturado seco
- pressão de trabalho 10 kgf/cm²
- combustível carvão de Sta. Catarina
- temperatura da água de alimentação 60°C
- eficiência térmica 83%

II - Cálculos da caldeira:

1) Características do fluido vaporizante

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

Q_u - calor útil

D - produção normal de vapor

h_v - entalpia do vapor saturado à 10 kgf/cm²

h_a - entalpia da água de alimentação à 60°C

- das tabelas de vapor de água obtemos:

$$h_v = 663,2 \text{ kcal/kg} - t_v = 179^\circ\text{C} - v_v = 0,1980 \text{ m}^3/\text{kg}$$

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

$$Q_u = 10000 \times (663,2 - 60) = 6032000 \text{ kcal/h}$$

2) Características do combustível utilizado:

- Composição percentual do carvão de Sta. Catarina

- C - Carbono..... 43,0%
- H - Hidrogênio..... 2,9%
- S - Enxofre..... 2,9%
- N - Nitrogênio..... 1,0%
- O - Oxigênio..... 3,2%
- Z - cinzas..... 37,0%
- W - umidade..... 10,0%

3) Cálculo do Poder Calorífico Superior (PCS) e Inferior (PCI)

$$PCS = \frac{8100 \times \%C}{100} + \frac{33960 \times (\%H - \%O/8)}{100} + \frac{2214 \times \%S}{100}$$

$$PCS = \frac{8100 \times 43}{100} + \frac{33960 \times (2,9 - 3,2/8)}{100} + \frac{2214 \times 2,9}{100} = 4396,2 \text{ kcal/kg}$$

$$PCI = PCS - 6x(9x\%H + \%W)$$

$$PCI = 4396,2 - 6x(9x2,9 + 10) = 4179,4 \text{ kcal/kg.comb.}$$

4) Consumo de Carvão

$$B = \frac{Q_u}{PCI \times N}, \text{ onde:}$$

B - consumo de carvão

N - eficiência térmica

$$B = \frac{6032000}{4179,4 \times 0,83} = 1738,9 \text{ kg/h}$$

5) Determinação do volume dos fluidos

- supondo que a perda de carbono não queimado nas cinzas seja no máximo 3% teremos:

$$1738,9 \times 0,43 = 747,5 \text{ kgC/h (quilos de carbono por hora), e como}$$

há perda de 3% de carbono nas cinzas resulta que:

$$0,03 \times 747,5 = 22,4 \text{ quilos de carbono que deixa de queimar por}$$

hora. Logo $C_{nq} = 22,4 \text{ kg/h}$.

- então o consumo real de carvão será dado por:

$$B_c = B - C_{nq} = 1738,9 - 22,4 = 1716,5 \text{ kg/h}$$

- V_{ar}^r - volume real de ar de combustão. -

- V_{ar}^t - " teórico de ar de combustão (estequiométrico).-

- V_g^r - " real dos gases de combustão.-

$$- V_{ar}^t = \frac{8,876 \times \%C}{100} + \frac{26,443 \times (\%H - \%O/8)}{100} + \frac{3,322 \times \%S}{100}$$

$$- V_{ar}^t = \frac{8,876 \times 43}{100} + \frac{26,443 \times (2,9 - 3,2/8)}{100} + \frac{3,322 \times 2,9}{100}$$

$$- V_{ar}^t = 4,574 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}$$

- admitindo um excesso de ar de 35% ($m = 1,35$) teremos:

$$- V_{ar}^r = m \times V_{ar}^t$$

$$- V_{ar}^r = 1,35 \times 4,574 = 6,175 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}$$

- a vazão de ar em volume será:

$$- V_{ar}^r = B_c \times V_{ar}^r$$

$$- V_{ar}^r = 1716,5 \times 6,175 = 10599,4 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

$$- Vg = \frac{1,8535 \times \%C}{100} + \frac{0,693 \times \%S}{100} + \frac{0,8 \times \%N}{100} + (9 \times \%H + \%W) \times \frac{1,24}{100} +$$

$$+ (m - 1) \times Var + 0,79 \times Var$$

$$- Vg = \frac{1,8535 \times 0,43}{100} + \frac{0,693 \times 2,9}{100} + \frac{0,8 \times 1,0}{100} + (9 \times 2,9 + 10) \times$$

$$\times \frac{1,24}{100} - 0,35 \times 4,574 - 0,79 \times 4,574$$

$$- Vg = 6,559 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}$$

- a vazão dos gases de combustão em volume será:

$$- Vg = Bc \times Vg$$

$$- Vg = 6,559 \times 1716,5 = 11258,5 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

6) Pré-aquecedor de ar

- Como a eficiência da caldeira deve ser de 83% é necessário o uso de um pré-aquecedor de ar de combustão.

- o ar entrará na câmara de combustão com uma temperatura de 150 ° C.

- então o calor no pré-aquecedor será (Qp-a) :

$$- Qp-a = Var \times Cpar \times Tar \quad \text{onde:}$$

Var - vazão em volume de ar (Nm³/h)

Cpar - calor específico do ar (kcal/Nm³°C)

Tar - temperatura do ar na entrada da câmara de combustão

$$Qp-a = 10599,4 \times 0,31 \times 150 = 492872,1 \text{ kcal/h}$$

- logo o calor total (Qt), será:

- $Q_t = Q_{p-a} + B_c \times PCI$

- $Q_t = 492872,1 + 4179,4 \times 1716,5$

- $Q_t = 7666812,2$

7) Volume da câmara de combustão (V_{cc})

$V_{cc} = \frac{Q_t}{K}$ onde:

K - carga específica da câmara de combustão ($kcal/m^3 \cdot h$)

- para o carvão pode-se adotar $K=150000 \text{ kcal}/m^3 \cdot h$

$V_{cc} = \frac{7666812,2}{150000} = 51,1 \text{ m}^3$

8) Dimensões da fornalha e seleção da grelha

- para a queima de carvão a altura da câmara de combustão deve pelo menos possuir 7 metros de altura, devido à formação de chama longa na combustão.

- o tipo de grelha escolhida foi a caminhante de descarga frontal, pois admite muito bem a queima de carvão nacional, que possui alto teor de cinzas e granulometria variada.

- C - carga da grelha ($kcal/m^2 \cdot h$)

- $C = 1800000 \text{ kcal}/m^2 \cdot h$

- logo a área da grelha será:

$A_g = \frac{Q_t}{C}$

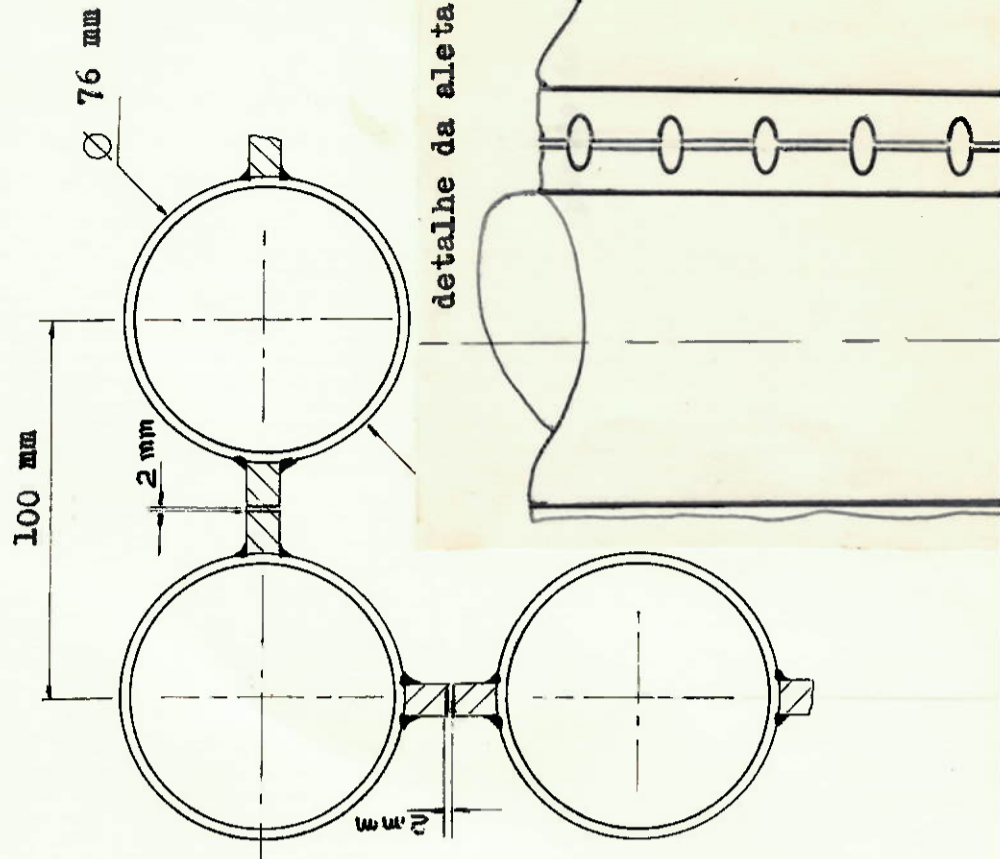
$A_g = \frac{7666812,2}{1800000} = 4,26 \text{ m}^2$

- no entanto a área da fornalha deve ser:

$$A_f = \frac{V_{cc}}{h} \text{ onde } h \text{ é a altura da fornalha}$$

$$A_f = \frac{51,1}{7} = 7,3 \text{ m}^2$$

- logo posso adotar como dimensões da fornalha 7 x 2,7 x 2,7 m
- e como dimensões da grelha 3,2 x 1,6 m, sendo que para executar isso devemos curvar os tubos das paredes laterais.
- para a câmara de combustão foram adotados tubos de 3" aletados com um passo (p) de 100 mm, resultando assim uma disposição como no esquema abaixo. O raio de curvatura mínimo para esses tubos é de 300 mm e deve ser respeitado.



9) Cálculo da área projetada

- com base no desenho da caldeira temos:

$$A_{pl} = 15,6 \text{ m}^2 \quad - \text{ área da parede lateral}$$

$$A_{pf} = 16,3 \text{ m}^2 \quad - \text{ área da parede frontal}$$

$$A_{pfd} = 13,8 \text{ m}^2 \quad - \text{ área da parede do fundo}$$

- A_{pjd} - área projetada total

$$- A_{pjd} = 2 \times A_{pl} + A_{pf} + A_{pfd}$$

$$- A_{pjd} = 2 \times 15,6 + 16,3 + 13,8 = 61,3 \text{ m}^2$$

10) Cálculo da superfície reduzida e irradiada.

S_{irr} - superfície irradiada

$$- S_{irr} = \psi \times A_{pjd} = A_{pjd}, \text{ pois } \psi = 1 \text{ (tubos aletados, v. ábaco 1)}$$

S_{red} - superfície reduzida

$$- S_{red} = \frac{1000 \times G \times S_{irr} \times 1/\sqrt{g}}{4} \quad \text{onde:}$$

G - coeficiente de irradiação (ábaco 2)

$$- S_{red} = \frac{1000 \times 3,7 \times 61,3}{4 \times 11258,5} = 5,01$$

11) Cálculo da temperatura de equilíbrio na câmara de combustão

- com:

$$- S_{red} = 5,01$$

$$- m = 1,35$$

$$- PCI = 4179,4 \text{ kcal/ kg}$$

- $q_{esp} = \frac{Q_t}{V_g} = \frac{7666812,2}{11258,5} = 681 \text{ kcal/Nm}^3$, que é o conteúdo térmico específico dos gases de combustão.
- retira-se do ábaco 3 a temperatura de equilíbrio da câmara de combustão, que é 880 °C.

12) Cálculo do calor dos gases após a câmara de combustão

- com a temperatura de equilíbrio (T_{eq}) na câmara de combustão, com o PCI do carvão e o excesso de ar retiramos a entalpia dos gases após a câmara de combustão por intermédio do ábaco 4. Em posse desse valor pode-se calcular o calor que foi trocado na fornalha.
- PCI = 4179,4 kcal/kg comb.
- $m = 1,35$
- $T_{eq} = 880 \text{ °C}$

obtem-se:

- h_{df} - entalpia dos gases após a fornalha (kcal/Nm³)

$$h_{df} = 316 \text{ kcal/Nm}^3$$

- agora pode-se calcular o calor dos gases após a fornalha ou na entrada do feixe de convecção:

- Q_{df} - calor dos gases após a fornalha

$$Q_{df} = h_{df} \times V_g$$

$$Q_{df} = 316 \times 11258,5 = 3557686 \text{ kcal/h}$$

13) Balanço Térmico

CALOR TOTAL (Qt)	7666812,2		
SALDO P/ A FORNALHA		3557686,0	
CALOR ABSORVIDO NA FORNALHA			4109126,2
SALDO P/ TROCAR NO, FEIXE			1922873,8
SALDO APÓS O FEIXE		1634812,5	
CALOR FORNECIDO AO PRÉ-AQUEC.			410726,75
SALDO P/ A CHAMINÉ		1224085,75	1224085,75
			7666812,2

- onde o calor fornecido ao pré-aquecedor de ar (Qfp-a) é:

$$- Q_{fp-a} = \overset{\cdot R}{V_{ar}} \times C_{par} \times \Delta T \quad \text{onde } \Delta T = 125^{\circ}C$$

$$Q_{fp-a} = 10599,4 \times 0,31 \times 125 = 410726,75 \text{ kcal/h}$$

- verificação do rendimento:

$$N = \left(1 - \frac{1224085,75}{7173940,1} \right) \times 100 = 83\% \quad ; \quad \text{onde } = 7173940,1 = B_c \times PCI$$

14) Calculo das temperaturas na saída do feixe e chaminé

sf - saída do feixe

sch- saída da chaminé

$$- h = \overset{\cdot R}{Q_g} / V_g$$

$$h_{sf} = 1634812,5 / 11258,5 = 145,2 \text{ kcal/Nm}^3$$

- do ábaco 4 retira-se: $T_{sf} = 425^{\circ}C$

$$h_{sch} = 1224085,75 / 11258,5 = 108,7 \text{ kcal/Nm}^3$$

- do ábaco 4 retira-se: $T_{sch} = 325^{\circ}C$

como existem perdas e essas perdas não estão totalmente na chaminé as temperaturas calculadas (T_{eq} , T_{sf} e T_{sch}), não correspondem à realidade, devendo portanto ser recalculadas levando em conta as perdas na fornalha para que possamos calcular com exatidão as superfícies do feixe de convecção e do pré-aquecedor de ar.

15) Calculo das perdas na fornalha

- calor das cinzas -

- $P_1 = B \times C_c \times T_c \times \%Z/100$, onde:

T_c - temperatura das cinzas = 900°C

C_c - calor específico das cinzas 0,3 kcal/kg.°C

$\%Z$ - porcentagem de cinzas no carvão 37%

$$P_1 = 1738,9 \times 0,3 \times 900 \times 0,37 = 173716,1 \text{ kcal/h}$$

- perda no carbono não queimado -

P_2 - já foi considerado no cálculo de calor total (Q_t).

- perda pelo arraste de carbono -

- $P_3 = B \times PCI \times \%Ca$, onde:

$\%Ca$ - porcentagem de carbono arrastado 1%

$$P_3 = 1738,9 \times 4179,4 \times 0,01 = 72675,6 \text{ kcal/h}$$

- calculadas as perdas calcula-se Q_t'

$$Q_t' = Q_t - P_1 - P_3$$

$$Q_t' = 7666812,2 - 173716,1 - 72675,6 = 7420420,5 \text{ kcal/h}$$

- e então recalculam-se as temperaturas:

$$q_{esp}' = Q_t' / V_g = 7420420,5 / 11258,5 = 659,1 \text{ kcal/Nm}^3$$

- do ábaco 3 $T_{eq}' = 875^\circ\text{C}$

- do ábaco 4 $h_{df}' = 315 \text{ kcal/Nm}^3$

então:

$$\text{saldo p/ a fornalha} = 315 \times 11258,5 = 3546427 \text{ kcal/h}$$

$$\text{calor absorvido na fornalha} \text{ ————— } 3873993,5 \text{ kcal/h}$$

$$\text{saldo p/ trocar no feixe} \text{ ————— } 2158006,5 \text{ kcal/h}$$

saldo após o feixe ————— 1388420,5 kcal/h

saldo p/ a chaminé ————— 977693,75 kcal/h

com esses valores calcula-se:

$$hsf' = 1388420,5 / 11258,5 = 123,3 \text{ kcal/Nm}^3$$

do ábaco 4 retira-se $Tsf' = 365^{\circ}\text{C}$

$$hsch' = 977693,75 / 11258,5 = 86,8 \text{ kcal/Nm}^3$$

do ábaco 4 retira-se $Tsch' = 260^{\circ}\text{C}$

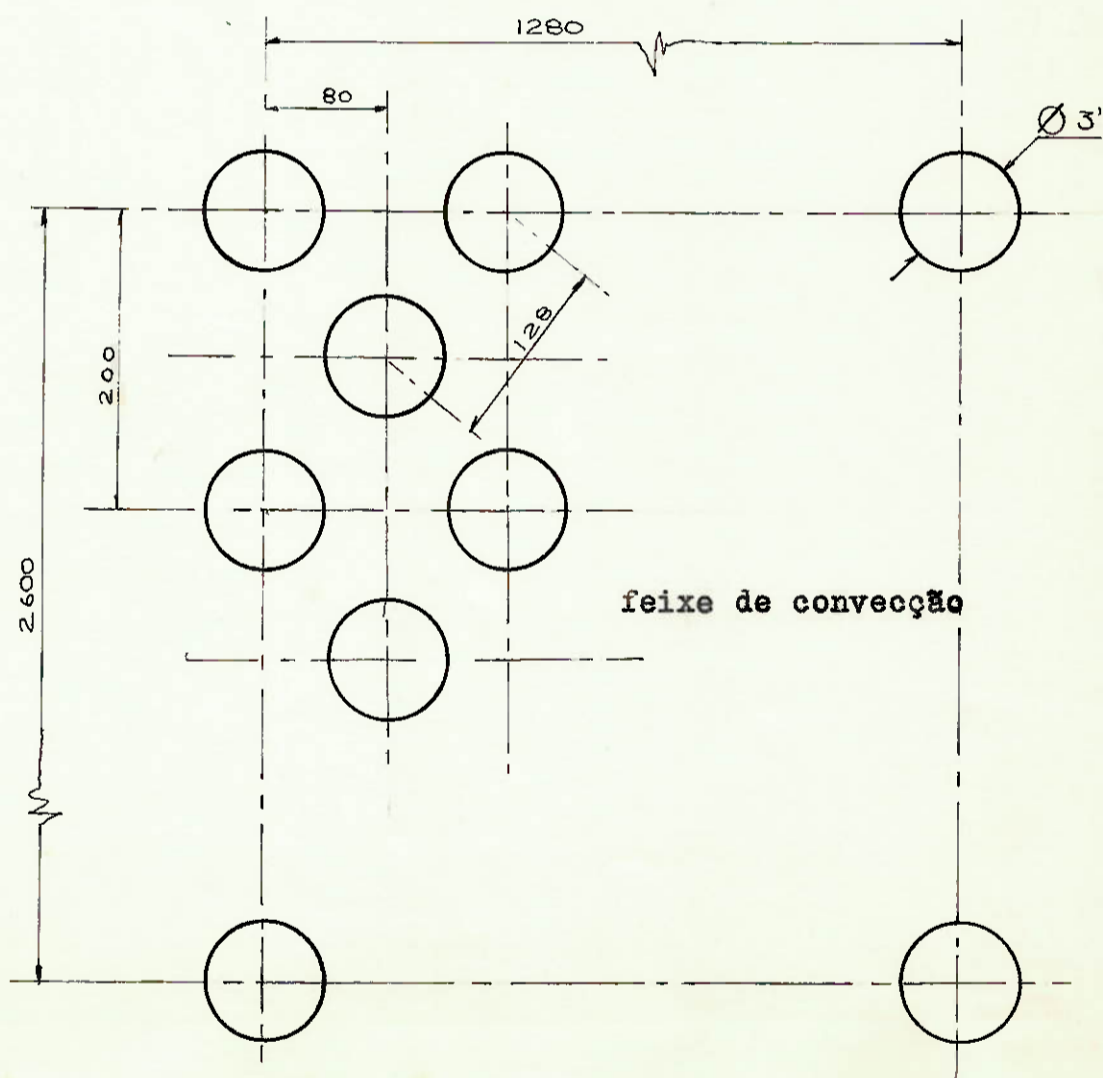
- agora com essas duas temperaturas existem dados suficientes

para o cálculo das superfícies dos trocadores de calor.

16) Cálculo do feixe de convecção

- cálculo da velocidade dos gases através do feixe (adotando a

disposição abaixo e as chicanas no desenho da caldeira).



a velocidade será dada por : $v_0 = \frac{v \times St}{2 \times (Sd - D)}$ onde,

- St - passo transversal - 200 mm

- Sd - passo diagonal - 128,1 mm

- Sl - passo longitudinal - 80 mm

- v - velocidade dos gases antes do feixe - $v = \sqrt{\frac{P}{\rho \cdot S}}$

- S - área de escoamento antes do feixe

$$S = 2,6 \times 1,48 = 3,85 \text{ m}^2$$

$$v = \frac{11258,5}{3600 \times 3,85} = 0,81 \text{ m/s}$$

$$v_0 = \frac{0,81 \times 200}{2 \times (128,1 - 76)} = 1,56 \text{ m/s}$$

- cálculo do coeficiente de película do tubo (externo).

o coeficiente de película será dado por:

$$h_e = \frac{0,654}{D} \times \frac{v_0 \times (4,3 + 2,5 \times \frac{T_m}{1000}) \times f}{0,346}$$

- T_m - média da temperatura de entrada e de saída do feixe - 620°

- f - fator que leva em conta o número de fileiras - 1,4

$$h_e = \frac{1,56 \times 0,654}{0,076} \times \frac{(4,3 + 2,5 \times 0,62) \times 1,4}{0,346} = 26,7 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

- cálculo do coeficiente global de transmissão de calor (K)

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

- h_e - coeficiente de película externo

- h_i - coeficiente de película interno - $5000 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

- e - espessura do tubo - 3 mm

- k - condutibilidade térmica do tubo - $40 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

$$- K = \frac{1}{\frac{1}{26,7} + \frac{1}{5000} + \frac{0,003}{40}} = 26,51 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

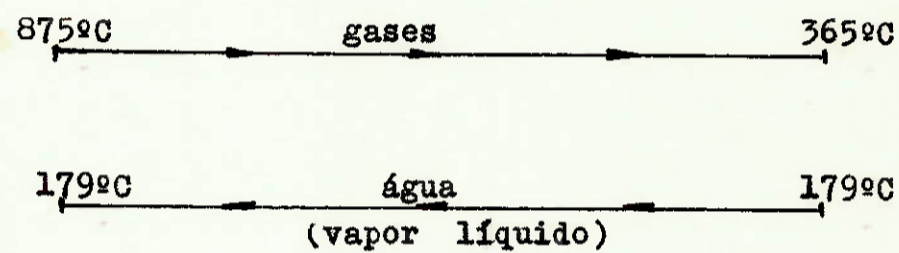
- cálculo da diferença logarítmica de temperatura

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

- T_s - temperatura de saída do feixe - 365°C

- T_e - temperatura de entrada no feixe - 875°C

- T_a - temperatura da água no interior dos tubos - 179°C



$$- \Delta T \log = \frac{875 - 365}{\ln \frac{(875 - 179)}{(365 - 179)}} = 386,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- cálculo da área de troca de calor

$$A = \frac{Q_f}{K \times \Delta T \log} \quad (Q_f - \text{calor trocado no feixe})$$

$$- A = \frac{2158006,5}{386,5 \times 26,51} = 210,6 \text{ m}^2$$

- determinação do número de tubos do feixe de convecção

- S_m - superfície média de um tubo de convecção

- K - coeficiente global de transmissão de calor - 18 kcal/m²h°C

a área de troca de calor no pré-aquecedor de ar será:

$$A = \frac{Q_{pa}}{K \times \Delta T_{log}} \quad (Q_{pa} - \text{calor trocado no pré-aquecedor})$$

$$- A = \frac{410726,75}{18 \times 224,9} = 101,5 \text{ m}^2$$

18) Cálculo da espessura do tambor

- material do tambor aço ASTM 515 (grau 65) - $\bar{\sigma} = 40 \text{ kgf/mm}^2$

$$- E - \text{fator de eficiência} - E = \frac{S_d - \phi}{S_d} = \frac{128 - 76}{128} = 0,41$$

- tensão admissível - $\bar{\sigma} = 13,3 \text{ kgf/cm}^2$ (segurança 3 ao escoamento)

- pressão de dimensionamento - 11 kgf/cm²

$$e = \frac{p \times d}{2 \times \bar{\sigma} \times E} \quad (\text{onde } d \text{ é o diâmetro interno} - 1,2 \text{ m})$$

$$e = \frac{11 \times 120}{2 \times 1333 \times 0,41} = 1,2 \text{ cm}, \text{ logo tomamos } e = 16 \text{ mm.}$$

19) Cálculo do comprimento do tambor

- V_{ct} - volume da câmara do tambor

- v_c - volume específico do vapor (0,1980 m³/kg)

- G - constante que depende da qualidade da água.

- D - descarga de vapor (10 tonv/h)

$$V_{ct} = \frac{D \times v_c}{G}$$

com $p = 10 \text{ kgf/cm}^2$ e $\phi_{Be} = 0,45$ (concentração de sólidos)

retira-se do ábaco 5, $G = 800 \text{ m}^3 \cdot \text{h/m}^3$

$$- V_{ct} = \frac{10000 \times 0,1980}{800} = 2,48 \text{ m}^3$$

e considerando que $V_{ct} = V_{tambor}/2$

- K - coeficiente global de transmissão de calor - 18 kcal/m²h°C

a área de troca de calor no pré-aquecedor de ar será:

$$A = \frac{Q_{pa}}{K \times T \log} \quad (Q_{pa} - \text{calor trocado no pré-aquecedor})$$

$$- A = \frac{410726,75}{18 \times 224,9} = 101,5 \text{ m}^2$$

18) Cálculo da espessura do tambor

- material do tambor aço AISI - 310

tensão admissível - 10,8 kgf/mm² (segurança 3 ao escoamento)
(T = 204°C)

pressão de dimensionamento - 11 kgf/cm²

$$e = \frac{p \times d}{2 \times \sigma} \quad (\text{onde } d \text{ é o diâmetro interno} - 1,2 \text{ m})$$

$$- e = \frac{11 \times 120}{2 \times 1083} = 0,61 \text{ cm}$$

19) Cálculo do comprimento do tambor

- V_{ct} - volume da câmara do tambor

- v_c - volume específico do vapor (0,1980 m³/kg)

- G - constante que depende da qualidade da água.

- D - descarga de vapor (10 tonv/h)

$$V_{ct} = \frac{D \times v_c}{G}$$

com p = 10 kgf/cm² e o_{Bê} = 0,45 (concentração de sólidos)

retira-se do ábaco 5 G = 800 m³.h/m³

$$- V_{ct} = \frac{10000 \times 0,1980}{800} = 2,48 \text{ m}^3$$

e considerando que V_{ct} = V_{tambor}/2

calcula-se o comprimento do mesmo:

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

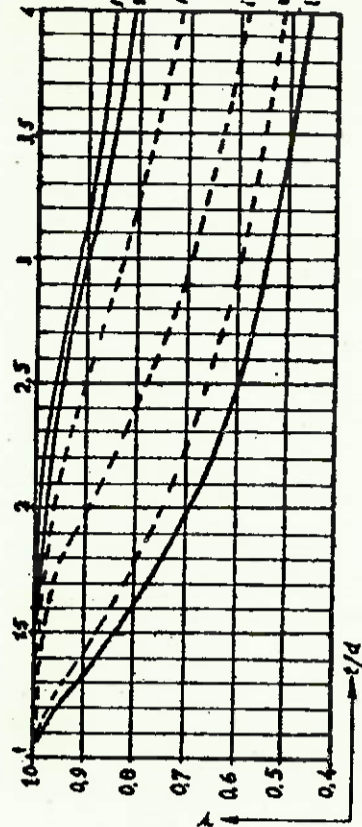
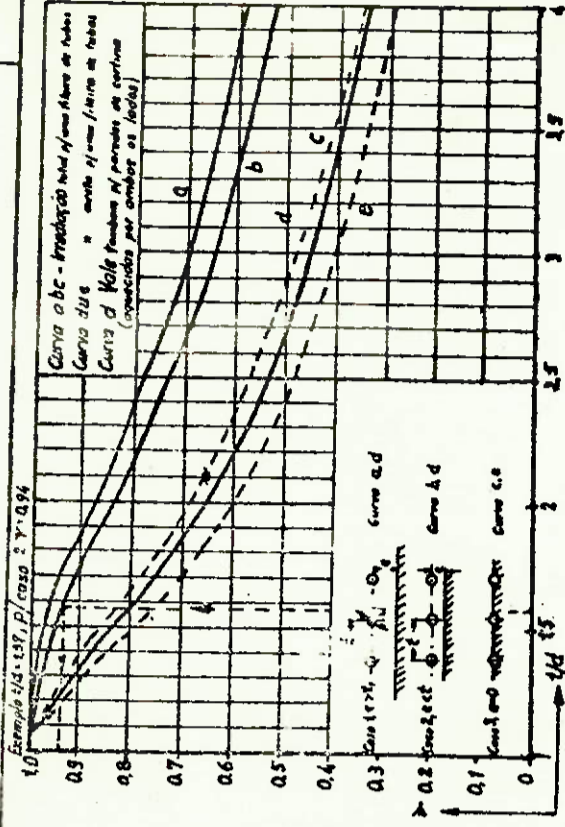
$$- L = \frac{8 \times 2,48}{\pi \times 1,2^2} = 4,38 \text{ m}$$

BIBLIOGRAFIA

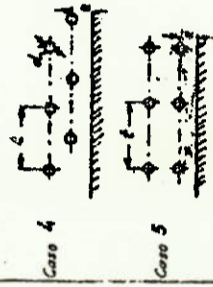
- 1) Özişik, M. Necati - Basic Heat transfer.
- 2) Pera, Hildo - Geradores de vapor de água.
- 3) Chiaverini, Vicente - Aços e ferros fundidos.
- 4) Babcock & Wilcox Company - Bulletin G-83.
- 5) Detroit Stoker Company - Catálogo.
- 6) Pera, Hildo - notas de aula

ÁBACOS

VALOR ψ DAS SUPERFÍCIES IRRADIADAS

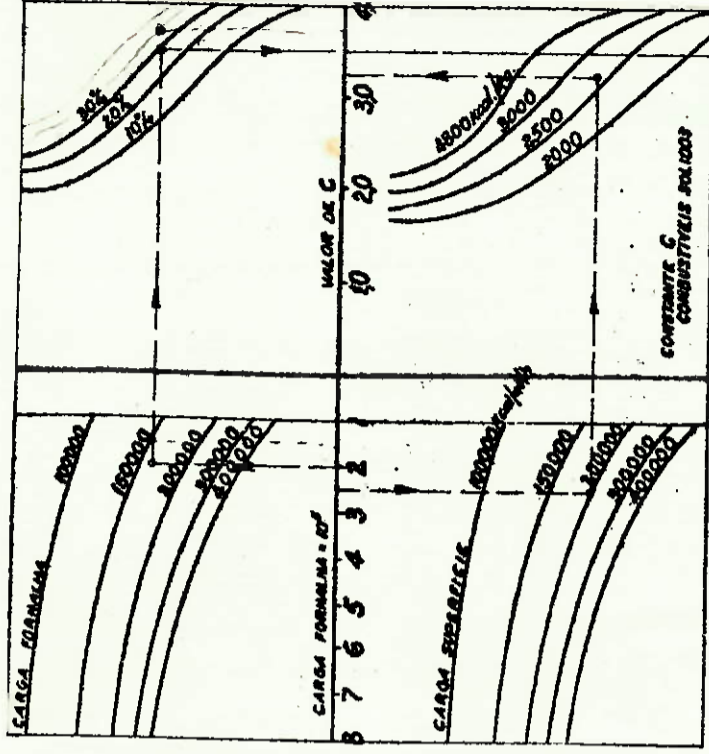


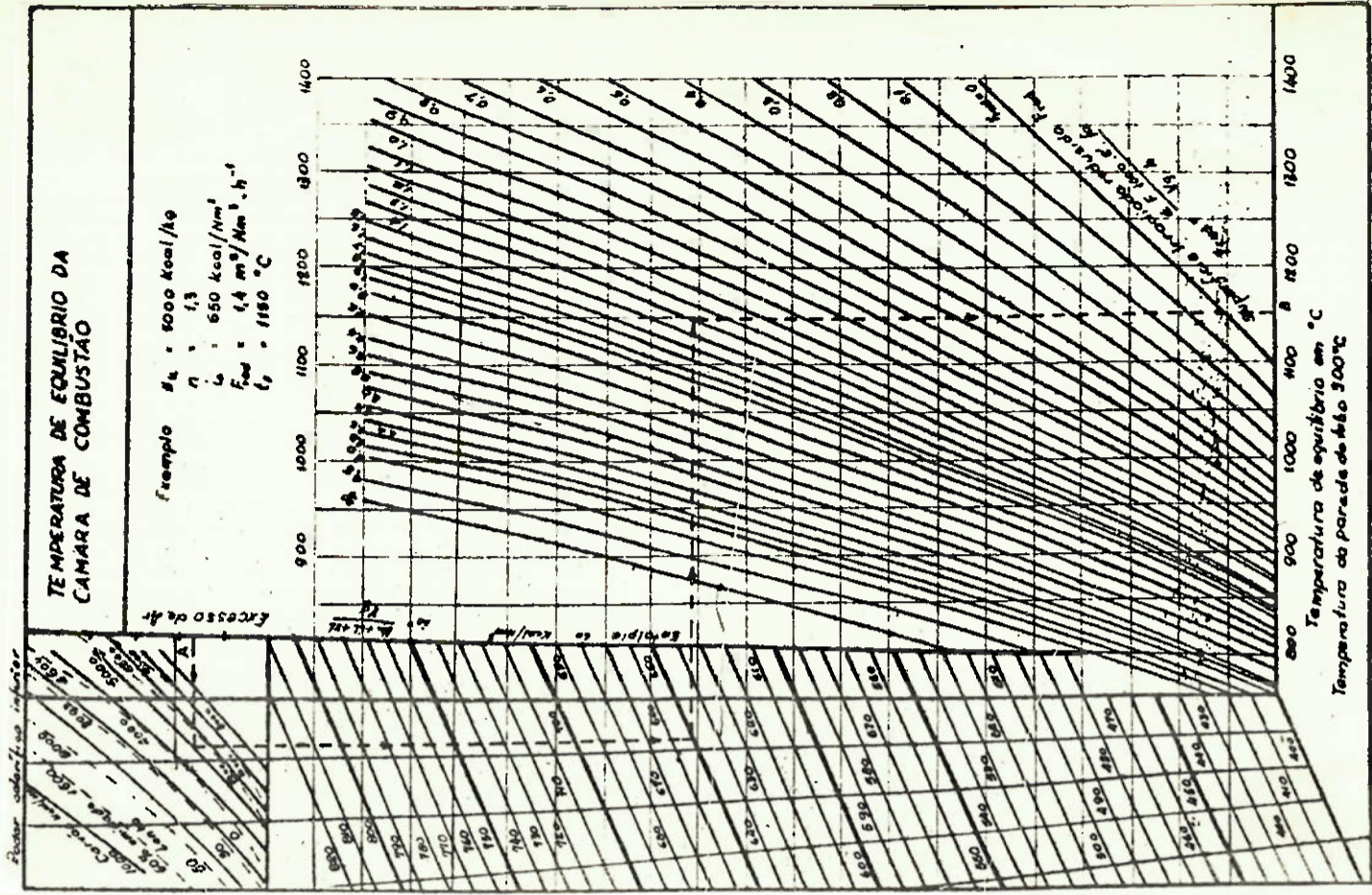
f, g, h Irradiação total em ambas as faces de tubos
 i Irradiação de uma face de tubos
 a, b, c Irradiação de ambas as faces de tubos
 Para pontos em t/d



Curva f, g, h
 Curva a, b, c
 ABACO 5.1

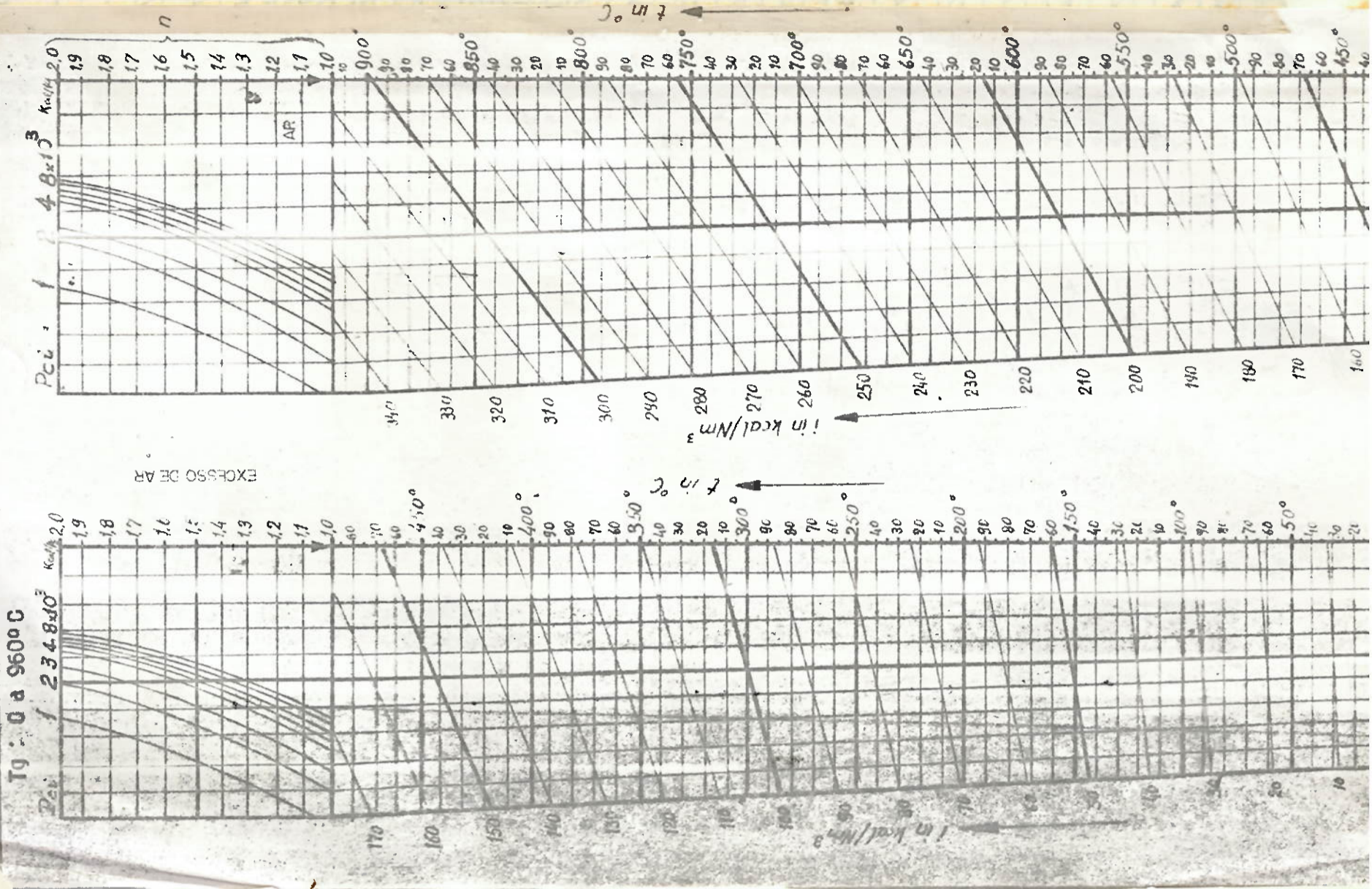
XBACO 2





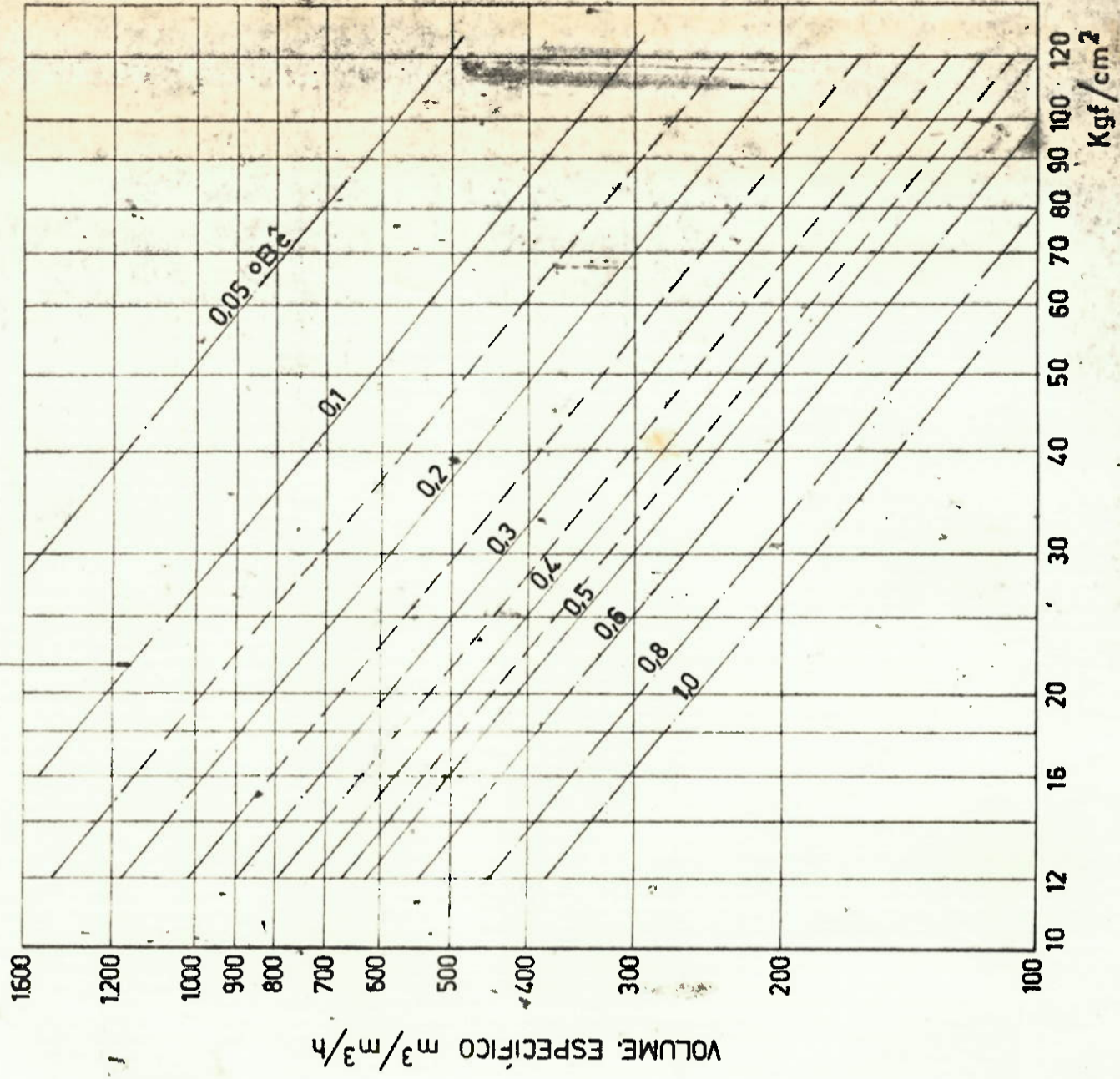
ABACO 4

DIAGRAMA PARA COMBUSTÍVEIS SÓLIDOS
 $\epsilon_g: 0^\circ \text{ a } 60^\circ$



ABACO 5

CURVAS DE SÓLIDOS TOTAIS DISSOLVIDOS
NA ÁGUA DA CALDEIRA



DETERMINAÇÃO DO VOLUME DOS TAMBORES
SUPERIORES

DIAGRAMA i-t PARA COMBUSTÍVEIS SÓLIDOS

$t_f: 850^{\circ}\text{C}$ a 1760°C

$t_g: 950^{\circ}\text{C}$: $q: 341 \text{ Kcal/Nm}^3$

PCI 7000 Kcal/Kg N=13

