

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Departamento de Engenharia Mecânica

Projeto Mecânico

Secagem de Superfícies Pintadas, em Estufa:

estudo termodinâmico do processo de secagem

1983

autor: Fábio Queiroz Vasconcellos

orientador: Euryale Zerbini

SUMÁRIO

Nesse trabalho será feito um estudo termodinâmico do processo de secagem de pinturas em estufa.

Para que pudéssemos ter parâmetros de comparação: achamos por bem, trabalharmos baseados em algum processo similar existente em uma indústria.

Então, conseguimos os dados de produção de peças e de consumo de energia existente em uma indústria fabricante de máquinas lavadoras de roupas. O nosso estudo será feito com base na secagem da pintura dos gabinetes das lavadoras.

Faremos análises que irão desde a secagem da tinta até o sistema de aquecimento do ar para essa secagem. Esse aquecimento será proposto de duas maneiras distintas: uma que será com aquecimento a óleo (existente atualmente naquela indústria) e outra com aquecimento elétrico que está sendo muito utilizado atualmente.

E, finalmente, faremos uma breve comparação entre os dados aqui calculados e os registrados naquela indústria.

ÍNDICE

página

CAPÍTULO 01

Dados de produção para o processo existente em uma indústria	01
--	----

CAPÍTULO 02

Descrição do processo existente	02
---------------------------------------	----

CAPÍTULO 03

Valores medidos do sistema (existente) em operação a plena carga	03
--	----

CAPÍTULO 04

Estudo termodinâmico do processo de secagem	04
4.1.) Propriedades dos materiais envolvidos	04
4.2.) Dados de projeto	04
4.3.) Considerações	05
4.4.) Cálculo da potência de aquecimento para a secagem:	
$\dot{Q}_{sec}$	06

CAPÍTULO 05

Perdas pelas paredes da estufa	07
5.1.) Perdas por convecção natural	07
5.1.1.) Considerações	07
5.1.2.) Cálculo das perdas	07
5.2.) Perdas por irradiação	09
5.2.1.) Considerações	09
5.2.2.) Cálculo das perdas	09

5.3.) Potência total perdida pela estufa: $\dot{Q}_{est}$	09
---	----

CAPÍTULO 06

Cálculo das temperaturas do ar para o processo de secagem ...	10
6.1.) Considerações	10
6.2.) Cálculos das temperaturas necessárias	10

CAPÍTULO 07

Perdas pela chaminé de exaustão	12
7.1.) Verificação da vazão de ar a ser exaurido pela chaminé: $\dot{m}_{ch}$	12
7.2.) Cálculo das perdas pela chaminé: $\dot{Q}_{ch}$	12
7.2.1.) Considerações	12
7.2.2.) Valores das perdas	13

CAPÍTULO 08

Cálculo da potência de aquecimento que o ar deve ceder para que ocorra o processo: $\dot{Q}_{pts}$	14
8.1.) Balanço líquido de energia	14
8.2.) Estimativa real do $\dot{Q}_{pts}$	14

CAPÍTULO 09

Determinação das condições termodinâmicas do ar para o processo	15
9.1.) Considerações	15
9.2.) Cálculos	15

CAPÍTULO 10

Cálculo do sistema de aquecimento utilizando óleo combust-

tível	17
10.1.) Considerações	17
10.2.) Cálculo do consumo de ar para combustão	17
10.3.) Cálculo do consumo de óleo para o processo	18
10.4.) Cálculo do trocador de calor	19
10.4.1.) Considerações	19
10.4.2.) Esquema do trocador	19
10.4.3.) Determinação da diferença média logarítmi-	
ca: ΔT_{lm}	20
10.4.3.1.) (ΔT_{lm}) teórica	20
10.4.3.2.) (ΔT_{lm}) real	20
10.4.4.) Determinação das temperaturas médias e	
respectivas propriedades	20
10.4.5.) Cálculo do trocador	21
10.4.5.1.) Lado da carcaça	22
10.4.5.2.) Lado dos tubos	22
10.4.5.3.) Correções	23
10.4.5.4.) Coeficiente global calculado: U_c ..	23
10.4.5.5.) Cálculo de U (inicial)	23
10.4.5.6.) Comparação entre U e U_c	23
10.4.5.7.) Verificação das perdas de carga	
para os dois gases	24
10.4.5.8.) Dimensionamento dos ventiladores	
(escolha)	24
10.5.) Escolha do queimador	25
10.6.) Dimensionamento da câmara de combustão	25

CAPÍTULO 11

Cálculo do sistema de aquecimento utilizando energia elétrica	27
11.1.) Considerações	27
11.2.) Cálculos segundo o manual da Kanthal	27

CAPÍTULO 12

Comparação econômica entre os dois tipos de aquecedores propostos	29
12.1.) Método utilizado na determinação do tempo de retorno do investimento	29
12.2.) Considerações	30
12.3.) Cálculos	30

CAPÍTULO 13

Isolamento da estufa	31
13.1.) Considerações	31
13.2.) Cálculo da espessura do isolamento: ΔX	31

CAPÍTULO 14

Controle do processo e instrumentação adicional	32
---	----

CAPÍTULO 15

Esquema geral da instalação	33
-----------------------------------	----

CAPÍTULO 16

Conclusões	35
------------------	----

CAPÍTULO 17

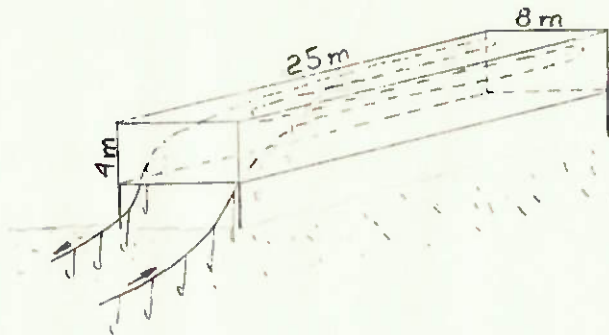
Gráficos e tabelas	36
--------------------------	----

BIBLIOGRAFIA

CAPÍTULO 01

Dados de produção para o processo existente em uma indústria.

a) Estufa: dimensões conforme esquema abaixo:



largura: 8m

profundidade: 25m

altura: 4m

Como se pode observar pelo esquema acima, os gabinetes entram na estufa pela parte inferior da mesma e percorrem um caminho dentro dela que se aproxima a quatro vezes a sua profundidade.

b) Sistema de transporte: é composto por correia transportadora, ganchos e trilhos que garantem o percurso acima descrito.

- peso da correia transportadora e ganchos $\cong 20$ kg/m
- material: aço carbono
- espaçamento entre os ganchos (ou entre os gabinetes) $\cong 1,3$ m

c) Produção: a necessidade da empresa é de que sejam secas 150 peças por hora.

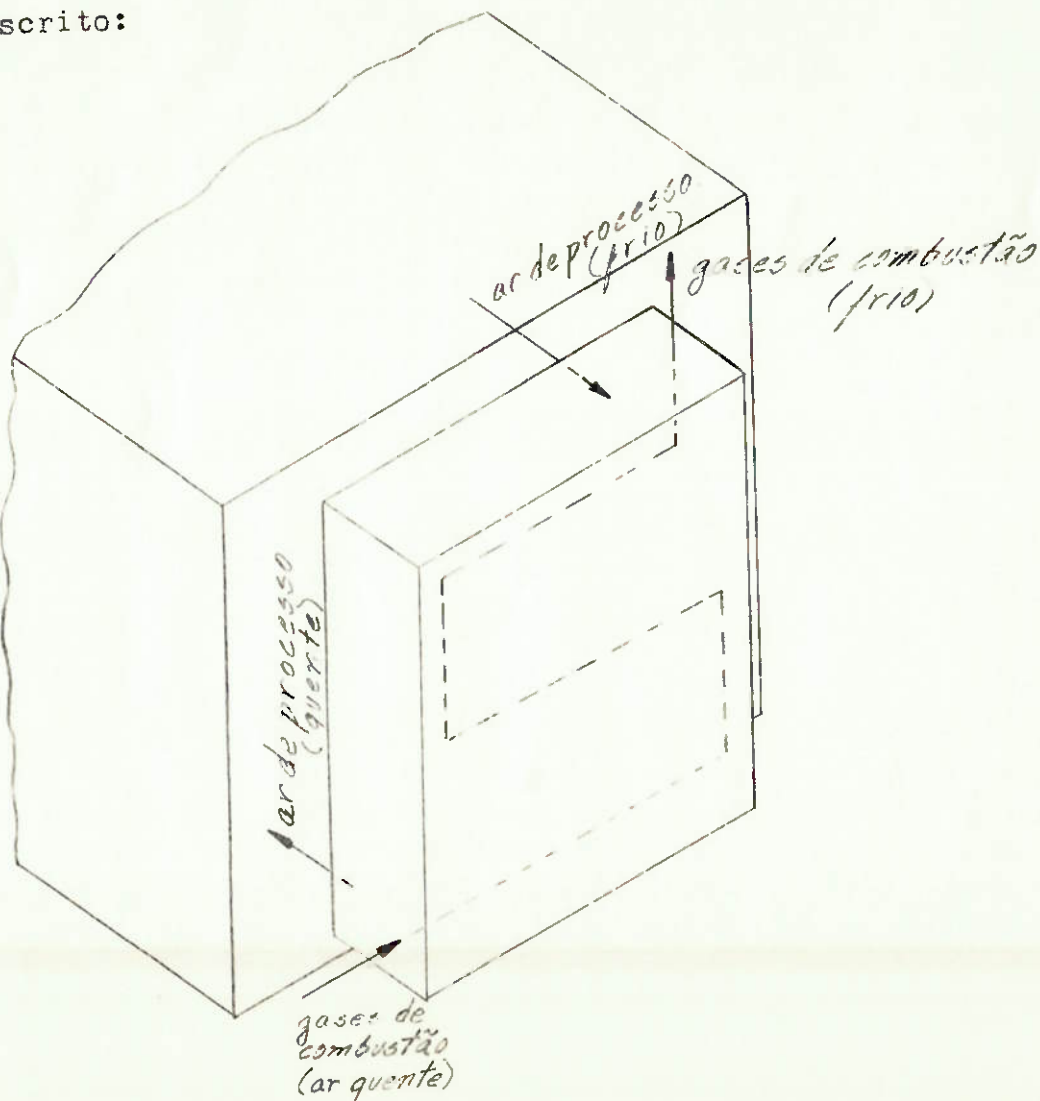
d) Pintura: são utilizados aproximadamente 750 ml de tinta por peça; sendo que 40% desse total é de solvente; que no caso é o xileno ou "xilol" (nome comercial).

CAPÍTULO 02

Descrição do processo existente.

Através da queima de óleo combustível (no caso o OC-4); aquece-se o ar, que depois é forçado a passar por um trocador de calor do tipo "shell and tube" onde reaquece o ar utilizado para o processo de secagem propriamente dito. **Portanto**, é um processo que trabalha com reciclagem de ar interno. Porém, como há evaporação constante de solvente, há uma chaminé de exaustão que obriga a uma certa renovação de ar dentro da estufa para que a mistura não atinja limites perigosos (explosivos) de concentração de xilol.

A figura abaixo ilustra aproximadamente o funcionamento aqui descrito:



CAPÍTULO 02

Valores medidos do sistema (existente) em operação a plena carga.

Cabe observar que os valores mostrados a seguir (com (+)) parecerão incoerentes, se fizermos um balanço de massa no trocador de calor. Porém o que, na realidade, aconteceu é que havia furos nos tubos do mesmo na época da realização dessas medições.

Contudo, esses dados servem de base para o estudo aqui proposto.

a) chaminé de exaustão:

- vazão mássica = 4850 kg/h (feita com tubo de Pitot)
- temperatura = 145°C

b) chaminé de combustão:

- vazão mássica = 3985 kg/h (+) (feita com tubo de Pitot)
- temperatura = 275°C
- teor de CO_2 = 4,0%

c) ar de combustão:

- vazão mássica = 1270 kg/h (+) (feita com manômetro de pá)
- temperatura = 30°C

d) óleo combustível (OC-4):

- vazão mássica = 70 kg/h (+) (feita com tubo graduado)

CAPÍTULO 04

Estudo termodinâmico do processo de secagem.

4.1.) Propriedades dos materiais envolvidos.

a) Xilol:

- temperatura de evaporação à pressão ambiente (≈ 1 atm): $T_{ev_x} \approx 80^\circ\text{C}$
- calor latente de evaporação à pressão ambiente (≈ 1 atm): $L_{ev_x} \approx 100$ kcal/kg
- calor específico à pressão constante (≈ 1 atm): $c_{p_x} \approx 0,4$ kcal/kg. $^\circ\text{C}$
- densidade à pressão ambiente (≈ 1 atm) e temperatura ambiente ($\approx 30^\circ\text{C}$): $\rho_x \approx 870$ kg/m 3

observação: esses valores são médias das composições normalmente utilizadas nas indústrias; já que xilol é o nome comercial que se dá à mistura de orto, para e meta xileno; sendo que essas três formas diferem em muito nas suas propriedades.

b) Aço ($\approx 1\%$ de C):

- calor específico à pressão constante (≈ 1 atm): $c_{p_A} \approx 0,113$ kcal/kg. $^\circ\text{C}$
- condutibilidade térmica média (entre 100 e 400 $^\circ\text{C}$): $k_A \approx 35$ kcal/h.m. $^\circ\text{C}$

4.2.) Dados de projeto.

- temperatura ambiente (industrial): $T_{amb} = 30^\circ\text{C}$
- velocidade de produção: v
- em 1 hora -- 150 peças -- distância de 1,3 m de uma para outra
- portanto: $v = 150 \times 1,3 \Rightarrow v = 195$ m/h

- fluxo em massa de xilol: $\dot{m}_x$

cada peça -- 750 ml de tinta com 40% de xilol

portanto: volume de xilol por peça: $V'_x = 750 \times 10 \times 0,4 \Rightarrow V'_x = 0,30$ l

$$\Rightarrow V'_x = 0,3 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

portanto: $\dot{m}_x = V'_x \rho_x$ (150 peças/hora) $= 0,3 \times 10^{-3} \times 870 \times 150$

$$\Rightarrow \dot{m}_X = 39,15 \text{ kg/h}$$

- fluxo em massa de aço: $\dot{m}_A$

cada peça com aproximadamente 35 kg: sendo que podemos considerar como praticamente toda de aço (desprezando-se a massa de tinta)

fluxo em massa de peças: $\dot{m}_{pf} = 35 \text{ kg/peça} \times 150 \text{ peças/hora}$

$$\Rightarrow \dot{m}_{pf} = 5250 \text{ kg/h}$$

sistema de transporte: $\dot{m}'_{tran} = 20 \text{ kg/m}$

fluxo em massa do sistema de transporte: $\dot{m}_{tran} = \dot{m}'_{tran} \cdot v = 20 \times 195$

$$\Rightarrow \dot{m}_{tran} = 3900 \text{ kg/h}$$

portanto $\dot{m}_A = \dot{m}_{pf} + \dot{m}_{tran} = 5250 + 3900 \Rightarrow \dot{m}_A = 9150 \text{ kg/h}$

4.3.) Considerações.

- volume de controle = estufa

- processo em regime permanente

- coeficiente médio de transmissão de calor por convecção nas paredes das peças: $\bar{h}_{c_{pf}} = 15 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

- peças executadas em chapa fina com espessura $e_{pf} = 2 \text{ mm}$

- temperatura uniforme em toda a peça; pois:

nº de Biot: $Bi = \bar{h}_{c_{pf}} \cdot e_{pf} / k_A$; onde:

$$k_A = 35 \text{ kcal/h.m.}^\circ\text{C} = 40,7 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$$

portanto: $Bi = 15 \times 0,002 / 40,7 \Rightarrow Bi = 0,0007 \ll 0,1 \Rightarrow$ sistema uniforme

- temperatura de entrada na estufa para o aço (peças e sistema de transporte) e para a tinta (xilol): $T_{e_A} = T_{e_X} = 30^\circ\text{C}$ (temperatura ambiente)

- temperatura de saída da estufa para o aço: $T_{s_A} = 105^\circ\text{C}$

observação: esse valor será utilizado, levando-se em conta a temperatura de evaporação do xilol ($\approx 80^\circ\text{C}$) e dados práticos; isto é: devemos ter um valor final da peça acima de T_{ev_X} para que o processo ocorra satisfatoriamente. O valor 105°C será utilizado tomando por base a medição feita na indústria onde tal estufa está em operação.

- temperatura de saída da estufa para o xilol; já sob a forma de vapor:

$$T_{S_X} = 145^{\circ}\text{C}$$

observação: esse valor será admitido considerando que a mistura ar e xilol seja homogênea e levando-se em conta o valor medido na chaminé de exaustão (145°C).

4.4.) Cálculo da potência de aquecimento para a secagem: $\dot{Q}_{sec}$.

$$\dot{Q}_{sec} = \dot{m}_X \cdot Lev_X + \dot{m}_X \cdot c_{p_X} (T_{ev_X} - T_{e_X}) + \dot{m}_X \cdot c_{p_X} (T_{S_X} - T_{ev_X}) + \dot{m}_A \cdot c_{p_A} (T_{S_A} - T_{e_A})$$

$$\dot{Q}_{sec} = 39,15 \times 100 + 39,15 \times 0,4 \times (145 - 30) + 9150 \times 0,113 \times (105 - 30)$$

$$\text{portanto: } \dot{Q}_{sec} = 83262 \text{ kcal/h}$$

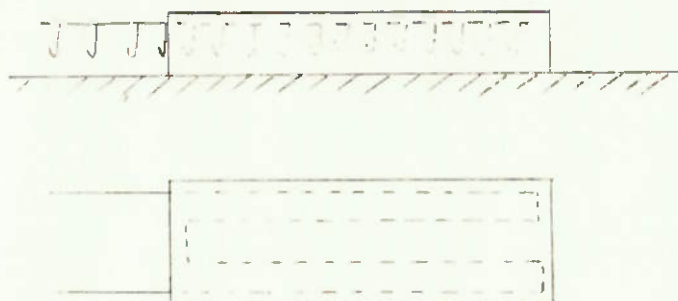
CAPÍTULO 05

Perdas pelas paredes da estufa.

5.1.) Perdas por convecção natural.

5.1.1.) Considerações.

- volume de controle = estufa
- regime permanente
- base da estufa no chão; como mostra o esquema abaixo:



- temperatura das paredes da estufa: $T_p \approx 50^\circ\text{C} = 323\text{ K}$

observação: esse valor será utilizado levando-se em conta valores normalmente encontrados nas indústrias.

- perdas nulas pela base (chão)
- o ar se comporta como um gás perfeito
- as demais considerações necessárias serão feitas à medida que os cálculos forem sendo realizados, e precedidas pelo símbolo (+)

5.1.2.) Cálculo das perdas.

a) nº de Grashov: $Gr = \beta g \Delta T_c L^3 / \nu^2$; onde:

- β = coeficiente de expansão térmica

para gás perfeito: $\beta = 1 / T_{amb} = 1 / 303 \Rightarrow \beta = 0,0033\text{ K}^{-1}$

- g = aceleração da gravidade $\Rightarrow g = 9,8\text{ m/s}^2$

- $\Delta T_c = T_p - T_{amb} \Rightarrow \Delta T_c = 323 - 303 \Rightarrow \Delta T_c = 20\text{ K}$

- L = comprimento característico de forma

(+) temperatura média do ar: 40°C

- ν = viscosidade cinemática $\Rightarrow \nu = 0,175 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ (a 40°C)

a.1.) paredes laterais:

(+) consideraremos como se fossem placas planas verticais com altura de 4 m $\Rightarrow L = 4 \text{ m}$

$$\text{Gr} = 9,8 \times 0,0033 \times 20 \times 4^3 / (0,175 \times 10^{-4})^2 \Rightarrow \text{Gr} = 1,35 \times 10^{11}$$

(+) nº de Prandtl para o ar a 40°C : $\text{Pr} = 0,7$

nº de Rayleigh: $\text{Ra} = 9,45 \times 10^{10} \Rightarrow$ regime turbulento

a.2.) teto

(+) consideraremos como se fosse placa plana horizontal com dimensões de 8 m x 25 m $\Rightarrow L = 0,5 \times (8 + 25) \Rightarrow L = 16,5 \text{ m}$

$$\text{Gr} = 9,8 \times 0,0033 \times 20 \times 16,5^3 / (0,175 \times 10^{-4})^2 \Rightarrow \text{Gr} = 9,49 \times 10^{12}$$

nº de Rayleigh: $\text{Ra} = \text{Gr} \times \text{Pr} = 9,49 \times 10^{12} \times 0,7 \Rightarrow \text{Ra} = 6,64 \times 10^{12} \Rightarrow$
regime turbulento

b) valores dos coeficientes de transmissão:

$$\bar{h}_c = \bar{\text{Nu}} k / L ; \text{onde:}$$

- $\bar{\text{Nu}}$ = nº de Nusselt -- é função dos números de Grashov (Gr) e de Prandtl (Pr)

- k = condutibilidade térmica do ar: $k = 0,0234 \text{ kcal/h.m.}^\circ\text{C}$ (a 40°C)

b.1.) paredes laterais:

$$\text{do gráfico 5.1.2.b.1. temos: } \bar{\text{Nu}} = 620 \Rightarrow \bar{h}_{c_{\text{lat}}} = 620 \times 0,0234 / 4 \Rightarrow$$

$$\bar{h}_{c_{\text{lat}}} = 3,63 \text{ kcal/h.m.}^\circ\text{C}$$

b.2.) teto:

$$\bar{\text{Nu}} = 0,14 (\text{Gr Pr})^{1/3} = 0,14 (9,49 \times 10^{12} \times 0,7)^{1/3} \Rightarrow \bar{\text{Nu}} = 2644$$

$$\Rightarrow \bar{h}_{c_{\text{teto}}} = 2644 \times 0,0234 / 16,5 \Rightarrow \bar{h}_{c_{\text{teto}}} = 3,75 \text{ kcal/h.m.}^\circ\text{C}$$

c) áreas de perdas: A

c.1.) paredes laterais:

$$A_{\text{lat}} = (25 \times 4) + (25 \times 4) + (8 \times 4) \Rightarrow A_{\text{lat}} = 232 \text{ m}^2$$

c.2.) teto:

$$A_{\text{teto}} = (25 \times 8) \Rightarrow A_{\text{teto}} = 200 \text{ m}^2$$

d) calor perdido por convecção natural: $\dot{Q}_c$

$$\dot{Q}_c = \bar{h}_{c_{lat}} A_{lat} \Delta T_c + \bar{h}_{c_{teto}} A_{teto} \Delta T_c = 3,63 \times 232 \times 20 + 3,75 \times 200 \times 20$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_c = 31843 \text{ kcal/h}$$

5.2.) Perdas por irradiação.

5.2.1.) Considerações.

- todas as feitas no item 5.1.1. e mais:
- paredes da estufa em aço polido com emissividade média: $\epsilon_{est.} = 0,55$
- estufa completamente envolvida
- as demais considerações necessárias serão feitas à medida que os cálculos forem sendo realizados; e precedidas pelo símbolo (+)

5.2.2.) Cálculo das perdas.

- calor perdido por irradiação: $\dot{Q}_{irr}$

$$\dot{Q}_{irr} = \sigma A_{est} (T_p^4 - T_{amb}^4) / ((1/\epsilon_{est}) + (A_{est}/A_{env})((1/\epsilon_{amb}) - 1)) ; \text{onde:}$$

- σ = constante de Stefan Boltzmann $\Rightarrow \sigma = 4,88 \times 10^{-8} \text{ kcal/h.m}^2.\text{K}^4$
- $A_{est.}$ = superfície externa da estufa $\Rightarrow A_{est.} = A_{lat} + A_{teto} = 232 + 200$
 $\Rightarrow A_{est.} = 432 \text{ m}^2$

- $A_{env.}$ = superfície envolvente

$$(+) A_{amb} \gg A_{est} \Rightarrow A_{est} / A_{env} \approx 0$$

$$\text{portanto: } \dot{Q}_{irr} = \sigma A_{est} \epsilon_{est} (T_p^4 - T_{amb}^4) = 4,88 \times 10^{-8} \times 432 \times 0,55 (323^4 - 303^4)$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_{irr} = 28473 \text{ kcal/h}$$

5.3.) Potência total perdida pela estufa: $\dot{Q}_{est.}$

$$\dot{Q}_{est.} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_{irr} = 31843 + 28473 \Rightarrow \dot{Q}_{est.} = 60316 \text{ kcal/h}$$

CAPÍTULO 06

Cálculo das temperaturas da peça para o processo de secagem.

6.1.) Considerações.

- volume de controle = peça (gabinete)
- regime transitório
- temperatura uniforme em toda a peça (já foi mostrado no item 4.3.)
- as demais considerações necessárias serão feitas à medida que os cálculos forem sendo realizados, e precedidas pelo símbolo (+)

6.2.) Cálculos das temperaturas necessárias.

(+) para os cálculos, a peça será considerada como se fosse constituída apenas por aço.

Sabemos que, para sistema uniforme em regime transitório, podemos escrever:

$$T(t) - T_{\infty} / (T(0) - T_{\infty}) = e^{-\bar{m}t}; \text{ onde:}$$

- $T(t)$ = temperatura da peça em um instante t qualquer
- $T(0)$ = temperatura da peça no instante inicial; isto é: para $t = 0$
- T_{∞} = temperatura do meio (ar) envolvente, considerada constante
- $\bar{m} = \bar{h}_{pf} / (\rho_A c_{pA} L_{pf})$; onde:
- $\bar{h}_{pf} = 15 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} = 17 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ (já definido no item 4.3.)
- ρ_A = densidade do aço $\Rightarrow \rho_A = 7800 \text{ kg/m}^3$
- $c_{pA} = 0,113 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ (ver item 4.1.)
- L = comprimento característico do fenômeno $\Rightarrow L = V_{pf} / A_{pf}$; onde:
- V_{pf} = volume da peça
- A_{pf} = área da peça que está em contato com o meio

Sejam: S_{pf} a superfície externa da peça e, e_{pf} a espessura das chapas; então temos que:

$$V_{pf} = S_{pf} e_{pf}, \text{ e } A_{pf} = 2 \times S_{pf} \Rightarrow L = e_{pf} / 2 \Rightarrow L = 0,001 \text{ m (pois } e_{pf} = 2 \text{ mm)}$$

$$\text{portanto: } \bar{m} = 17 / (7800 \times 0,113 \times 0,001) \Rightarrow \bar{m} = 19,29 \text{ h}^{-1} \Rightarrow \bar{m} = 0,0054 \text{ s}^{-1}$$

Sabemos do item 4.3. que $T_{s_d} = 105^\circ\text{C}$

(+) comprimento percorrido, dentro da estufa, pela peça: $\ell \leq 96 \text{ m}$; pois: estufa com comprimento de 25 m -- útil aproximadamente 24 m e, desprezando-se as curvas; $\ell \leq 4 \times 24 \Rightarrow \ell \leq 96 \text{ m}$

portanto o tempo de permanência de cada peça na estufa é de: $t = \ell/v$

$v = 195 \text{ m/h} = 0,0542 \text{ m/s}$ (ver item 4.2.)

portanto: $t = 96 / 0,0542 \Rightarrow t \leq 1771 \text{ s}$

Então: $T(1771) = 105^\circ\text{C}$

(+) $T(0) = T_{\text{amb}} \Rightarrow T(0) = 30^\circ\text{C}$

portanto: $105 - T_{\infty} / (30 - T_{\infty}) = e^{-3,0054 \cdot 1771} \Rightarrow T_{\infty} \leq 105,01 \Rightarrow T_{\infty} = 105^\circ\text{C}$

Por segurança, consideraremos $T_{\infty} = 120^\circ\text{C}$. Portanto, essa deverá ser a temperatura mais baixa do ar na estufa.

CAPÍTULO 07

Perdas pela chaminé de exaustão.

7.1.) Verificação da vazão de ar a ser exaurido pela chaminé: $\dot{m}_{ch}$.

Utilizaremos a vazão existente no processo daquela indústria e então temos: $\dot{m}_{ch} = 4350 \text{ kg/h}$ à 145°C (ver capítulo 03).

Sabemos, de antemão, que a quantidade de xilol na mistura deve ser bem pequena; portanto a densidade da mistura é praticamente igual à do ar.

A pior condição se dá quando da infiltração de ar frio na estufa (maior densidade e portanto menor vazão volumétrica). E, fazendo-se um balanço de massa na estufa; podemos achar a infiltração: $\dot{m}_{inf}$ portanto: $\dot{m}_{inf} = \dot{m}_{ch} \Rightarrow \dot{m}_{inf} = 4350 \text{ kg/h}$

- vazão volumétrica de infiltração: $\dot{V}_{inf} = \dot{m}_{inf} / \rho_{inf}$; para ar à 30°C
 $\Rightarrow \rho_{inf} = 1,129 \text{ kg/m}^3$

portanto: $\dot{V}_{inf} = 4350 / 1,129 \Rightarrow \dot{V}_{inf} = 4296 \text{ m}^3/\text{h}$

Do item 4.2. sabemos que para cada peça $V'_x = 0,3 \times 10^{-3} \text{ m}^3$. Como são 150 peças/hora; temos que a vazão volumétrica de xilol é:

$\dot{V}_x = V'_x \times 150 = 0,3 \times 10^{-3} \times 150 \Rightarrow \dot{V}_x = 0,0450 \text{ m}^3/\text{h}$

- concentração de xilol da mistura, admitindo que a mesma seja homogênea:

$C_x = \dot{V}_x / \dot{V}_{inf} = 0,0450 / 4296 \Rightarrow C_x = 10,5 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ xilol/m}^3 \text{ mistura}$
 $\Rightarrow C_x = 10,5 \text{ ppm}$

Sabemos que a concentração perigosa para esse caso é de 200 ppm. Portanto podemos usar aqueles valores para as vazões:

$\dot{m}_{ch} = 4850 \text{ kg/h}$ e $\dot{m}_{inf} = 4850 \text{ kg/h}$

7.2.) Cálculo das perdas pela chaminé: $\dot{Q}_{ch}$.

7.2.1.) Considerações.

- conforme item 6.2. vimos que $T_{\infty} = 120^\circ\text{C}$. Usaremos $T_{\infty} = 160^\circ\text{C}$

- mistura homogênea; porém com propriedades idênticas às do ar nas mesmas condições

7.2.2.) Valores das perdas.

$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_{ch} c_{p,ar} \Delta T$; onde:

- $c_{p,ar}$ = calor específico à pressão constante (≈ 1 atm) $\Rightarrow c_{p,ar} = 0,243$ kcal/kg. $^{\circ}$ C (a 140° C)

- ΔT = elevação da temperatura do ar; considerando: temperatura mínima do ar na estufa igual à $T_{\text{v. min}} = 120^{\circ}$ C

- $T_{\infty} = 160^{\circ}$ C

portanto: $\dot{Q}_{ch} = 4850 \times 0,243 \times (160 - 120) \Rightarrow \dot{Q}_{ch} = 47142$ kcal/h

CAPÍTULO 08

Cálculo da potência de aquecimento que o ar deve ceder para que ocorra o processo: $\dot{Q}_{pro}$.

8.1.) Balanço líquido de energia.

$$\dot{Q}'_{pro} = \dot{Q}_{rec} + \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{ref} = 83262 + 60316 + 47142 \Rightarrow \dot{Q}'_{pro} = 190720 \text{ kcal/h}$$

8.2.) Estimativa real de $\dot{Q}_{pro}$.

Como foram feitas muitas considerações durante os cálculos, utilizaremos uma faixa de cerca de 40% para os próximos cálculos, por segurança. Portanto:

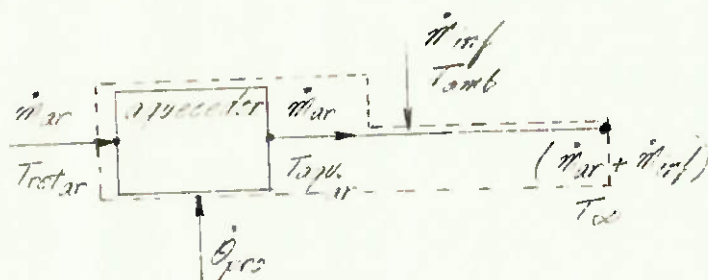
$$\dot{Q}_{pro} = 1,4 \times \dot{Q}'_{pro} = 1,4 \times 190720 \Rightarrow \dot{Q}_{pro} = 267008 \text{ kcal/h}$$

portanto: $\dot{Q}_{pro} = 270000 \text{ kcal/h}$

CAPÍTULO 09

Determinação das condições termodinâmicas do ar para o processo.9.1.) Considerações.

- volume de controle indicado na figura abaixo:



- regime permanente

- temperatura de retorno do ar: $T_{ret,ar} = 120^{\circ}\text{C}$

- temperatura final da mistura do ar aquecido com o ar de infiltração $T_{\infty} = 160^{\circ}\text{C}$

- temperatura do ar de infiltração: $T_{inf} = 30^{\circ}\text{C}$

- temperatura da mistura na chaminé de exaustão: $T_{ch} = T_{\infty} \Rightarrow T_{ch} = 160^{\circ}\text{C}$

- vazão mássica do ar de infiltração: $\dot{m}_{inf} = 4850 \text{ kg/h}$

- temperatura do ar ao sair do aquecedor: $T_{ap,ar}$

- vazão mássica do ar de retorno (reciclagem): $\dot{m}_{ar}$

9.2.) Cálculos.

Considerando o volume de controle indicado pela linha tracejada e aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica, temos:

$$\dot{m}_{ar} c_{par} T_{ret,ar} + \dot{m}_{inf} c_{par} T_{inf} + \dot{Q}_{pre} = (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{inf}) c_{pe} T_{\infty}$$

$$\dot{m}_{ar} \times 0,242 \times 120 + 4850 \times 0,241 \times 30 + 270000 = (\dot{m}_{ar} + 4850) \times 0,243 \times$$

$$160 \Rightarrow \dot{m}_{ar} = 11800 \text{ kg/h}$$

Considerando agora um volume de controle no aquecedor; temos:

$$\dot{Q}_{pre} = \dot{m}_{ar} c_{par} (T_{ap,ar} - T_{ret,ar}) \Rightarrow 270000 = 11800 \times 0,243 (T_{ap,ar} - 120)$$

$$\Rightarrow T_{ap,ar} = 214^{\circ}\text{C}$$

observação: esse valor está próximo dos valores medidos naquele pro-

cesso implantado naquela indústria.

Portanto para que o processo ocorra satisfatoriamente devemos ter:

$$\dot{m}_{ar} = 11800 \text{ kg/h}$$

$$T_{ret, ar} = 120^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ap, ar} = 214^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{Q}_{pro} = 270000 \text{ kcal/h}$$

CAPÍTULO 10

Cálculo do sistema de aquecimento utilizando óleo combustível.

10.1.) Considerações.

- regime permanente
- os gases provenientes da combustão possuem as mesmas propriedades termodinâmicas do ar; pois a quantidade de óleo queimado é muito inferior à de ar na mistura
- esses gases se comportam como se fossem gases perfeitos
- o óleo utilizado será o OC-4 com as seguintes características:
 - $pci = 10190 \text{ kcal/kg}$
 - $(CO_2)_{max} = 15,5\%$
 - composição (análise elementar):
 - $C = 86,47\%$
 - $H_2 = 11,65\%$
 - $O_2 = 0,27\%$
 - $N_2 = 0,24\%$
 - $S = 1,35\%$
 - cinzas = $0,02\%$
 - ponto de fulgor = $55^\circ C$
 - ponto de fluidez = $20^\circ C$
- o aquecimento do ar de processo é feito através de um trocador de calor que usa diretamente os gases da combustão, do tipo "shell and tube" (em contra-corrente)
- as demais considerações necessárias serão feitas à medida que os cálculos forem sendo realizados, e precedidas pelo símbolo (+)

10.2.) Cálculo do consumo de ar para combustão.

(+) volume de controle trocador de calor

(+) admitiremos uma efetividade para o trocador de calor: $\epsilon_{t.c.} = 80\%$

Do gráfico 10.2. podemos extrair que para o nosso combustível 1,35% de S) a temperatura mínima limite de saída dos gases da combustão é de 145°C aproximadamente. Portanto utilizaremos:

temperatura de saída dos gases, do trocador de calor, provenientes da combustão: $T_{s_g} = 200^\circ\text{C}$ (por segurança)

- calor que os gases de combustão devem ceder: $\dot{Q}_g$

$$\dot{Q}_g = \dot{Q}_{pro} / \eta_{ca} = 270000 / 0,8 \Rightarrow \dot{Q}_g = 337500 \text{ kcal/h}$$

Portanto, temos a seguinte equação:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g \bar{c}_{p_g} (T_{s_g} - T_{e_g}) ; \text{onde:}$$

- $\dot{m}_g$ = vazão mássica do ar de combustão

- $\bar{c}_{p_g}$ = calor específico médio à pressão constante (21 atm) dos gases de combustão ($\approx c_{p_{ar}}$) $\Rightarrow \bar{c}_{p_g} = 0,316 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

- T_{e_g} = temperatura de entrada dos gases de combustão no trocador de calor

$$\text{portanto: } 337500 = \dot{m}_g \times 0,316 (T_{e_g} - 200) \quad (\text{eq. A})$$

Sabemos, também, que:

$$\eta_{ca} = (\dot{m}_{ar} c_{p_{ar}}) (T_{p_{ar}} - T_{e_{ar}}) / (\min((\dot{m}_{ar} c_{p_{ar}}) : (\dot{m}_g \bar{c}_{p_g})) (T_{e_g} - T_{e_{ar}})) \quad (\text{eq. B})$$

Através de um processo iterativo com as equações A e B e com os valores já anteriormente determinados chegamos à seguinte solução:

$$T_{e_g} = 470^\circ\text{C} ; \dot{m}_g = 3956 \text{ kg/h}$$

$$\eta_{ca} = (11800 \times 0,316)(214 - 120) / ((3956 \times 0,316)(470 - 120))$$

$$\Rightarrow \eta_{ca} = 0,80 = 80\%$$

10.3.) Cálculo do consumo de óleo para o processo.

(+) volume de controle câmara de combustão

(+) admitiremos que o ar perca aproximadamente uns 5°C ao ir da câmara para o trocador

(+) admitiremos que a combustão funcione como um simples aquecimento do ar de combustão

- calor cedido pelo combustível ao ar: $\dot{Q}_{comb}$

portanto: $\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_g \bar{c}_{p,g} (T_{e,g} - T_{s,g})$; onde:

- $T_{e,g}$ = temperatura de saída dos gases logo após a combustão

$$\Rightarrow T_{s,g} = 475^\circ\text{C}$$

- $T_{e,g}$ = temperatura de entrada do ar de combustão $\Rightarrow T_{e,g} = T_{amb}$

$$\Rightarrow T_{e,g} = 30^\circ\text{C} \text{ (sem pré-aquecimento)}$$

$$\text{portanto: } \dot{Q}_{comb} = 3956 \times 0,316 (475 - 30) \Rightarrow \dot{Q}_{comb} = 556293 \text{ kcal/h}$$

Sabemos que: $\dot{Q}_{comb} = B \cdot pci$; onde:

- B = consumo de óleo

$$\text{portanto: } 556293 = B \times 10190 \Rightarrow B \approx 55 \text{ kg óleo/h}$$

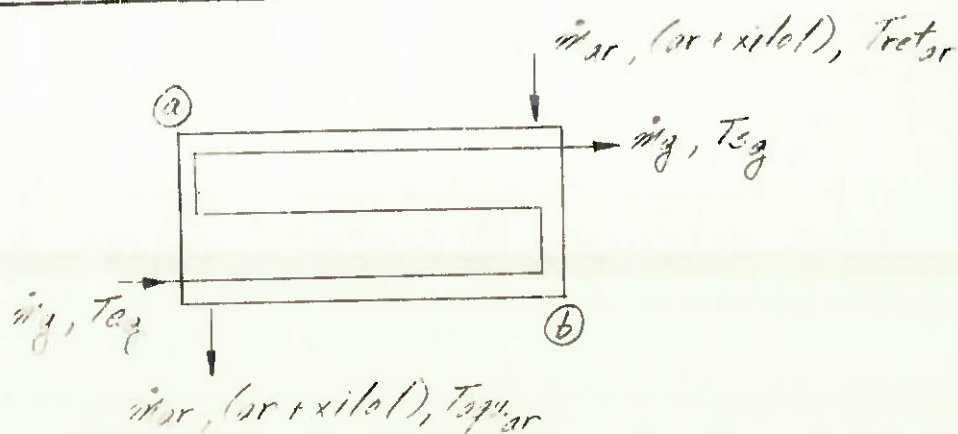
Esse valor é um dado aproximado; portanto para escolha do queimador devemos ter uma certa margem de segurança. Em consequência, utilizaremos 60 kg óleo/h.

10.4.) Cálculo do trocador de calor.

10.4.1.) Considerações.

- trocador do tipo "shell and tube"
- regime permanente
- volume de controle = trocador
- coeficiente global de transmissão de calor varia linearmente ao longo do trocador
- as demais considerações necessárias serão feitas à medida que os cálculos forem sendo realizados, e precedidas pelo símbolo (+)

10.4.2.) Esquema do trocador.



(+) a mistura aquecida (ar e xilol) tem as propriedades do ar e escoará pelo lado do casco e os gases da combustão por dentro dos tubos

10.4.3.) Determinação da diferença média logarítmica: ΔT_m .

10.4.3.1.) (ΔT_m) teórica.

(ΔT_m) teórica = $(\Delta T_a - \Delta T_b) / \ln(\Delta T_a / \Delta T_b)$; onde:

$$- \Delta T_a = T_{a_g} - T_{a_{ar}} = 470 - 214 \Rightarrow \Delta T_a = 256^\circ\text{C}$$

$$- \Delta T_b = T_{b_g} - T_{b_{ar}} = 200 - 120 \Rightarrow \Delta T_b = 80^\circ\text{C}$$

$$\text{portanto: } (\Delta T_m) \text{ teórica} = (256 - 80) / \ln(256/80) \Rightarrow (\Delta T_m) \text{ teórica} = 151^\circ\text{C}$$

10.4.3.2.) (ΔT_m) real.

Do gráfico 10.4.3.2. e das definições aqui propostas, podemos

ter:

$$P = (200 - 470) / (120 - 470) \Rightarrow P = 0,77$$

$$R = (120 - 214) / (200 - 470) \Rightarrow R = 0,35$$

$$\text{portanto: } F = 0,80$$

observação: o fator F deve ser superior a 0,75 para podermos obter bons resultados; o que aconteceu.

$$\text{portanto } (\Delta T_m) \text{ real} = 0,8 \times 151 \Rightarrow (\Delta T_m) \text{ real} = 121^\circ\text{C}$$

10.4.4.) Determinação das temperaturas médias e respectivas propriedades.

(+) como se tratam de dois gases (praticamente ar-ar) à baixa pressão e diferenças de temperaturas não muito significativas para as propriedades aqui utilizadas, usaremos as temperaturas médias aritméticas em cada caso.

Portanto, temos:

1º) para os gases de combustão:

$$- \text{temperatura média: } \bar{T}_{g_{ar}} = (200 + 470) / 2 \Rightarrow \bar{T}_{g_{ar}} = 335^\circ\text{C}$$

- propriedades:

$$\bar{c}_{p_{g_{ar}}} = 0,253 \text{ kcal/kg.}^\circ\text{C}$$

$$c_{p,ar} = 0,0412 \text{ kcal/l.m.}^\circ\text{C}$$

$$\mu_{ar} = 3,18 \times 9,8 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$$

$$\text{nº de Prandtl: } Pr_{ar} = 0,69$$

$$\rho_{ar} = 0,548 \text{ kg/m}^3$$

2º) para a mistura ar e xilol:

$$\text{- temperatura média: } \bar{T}_{m,ar} = (214 + 120) / 2 \Rightarrow \bar{T}_{m,ar} = 167^\circ\text{C}$$

- propriedades:

$$c_{p,m,ar} = 0,243 \text{ kcal/kg.}^\circ\text{C}$$

$$k_{m,ar} = 0,0313 \text{ kcal/h.m.}^\circ\text{C}$$

$$\mu_{m,ar} = 2,51 \times 9,8 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$$

$$\text{nº de Prandtl: } Pr_{m,ar} = 0,69$$

$$\rho_{m,ar} = 0,777 \text{ kg/m}^3$$

10.4.5.) Cálculo do trocador.

Será feito através de um processo iterativo segundo o autor Kern, Processos de Transmissão de Calor.

(+) usaremos passo triangular

(+) não usaremos chicanas

(+) fator de incrustação: $R_f = 0,0002 \text{ m}^2\text{h.}^\circ\text{C/kcal}$ (dado tabelado)

Após várias tentativas, a última iteração (melhor resultado)

foi a que segue:

- tubos com as seguintes dimensões:

$$\text{diâmetro nominal: } DN_t = 3/4 \text{ in}$$

$$\text{diâmetro externo: } DE_t = 1,05 \text{ in} = 0,0267 \text{ m}$$

$$\text{diâmetro interno: } DI_t = 0,824 \text{ in} = 0,0209 \text{ m}$$

$$\text{área interna de escoamento: } S_{int,esc,t} = 0,534 \text{ in}^2 = 0,000345 \text{ m}^2$$

$$\text{área externa de escoamento por comprimento de tubo: } S_{ext,esc,comp} = 0,275 \text{ ft}^2/\text{f}$$

$$\Rightarrow S_{ext,esc,comp} = 0,0338 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$\text{comprimento do tubo: } L_t = 1,5 \text{ m}$$

$$\text{portanto para cada tubo: } S_{ext,esc,t} = 0,1257 \text{ m}^2$$

- sem chicanas $\Rightarrow B = 1,5 \text{ m}$
- passo triangular: $P_T = 1,25 \text{ in} = 0,0318 \text{ m}$
- menor distância entre dois tubos: $C' = P_T - DE_T = 0,0318 - 0,0267$
- $\Rightarrow C' = 0,0051 \text{ m}$
- admitindo um coeficiente global de transmissão: $U = 28 \text{ kcal/h.m}^2.\text{°C}$;

temos:

$$\dot{Q}_f = U A_{ext} (\Delta T_s)_{real} ; \text{onde:}$$

- A_{ext} = área de transmissão

$$\text{portanto: } 337500 = 28 \times A_{ext} \times 121 \Rightarrow A_{ext} = 99,62 \text{ m}^2$$

$$\text{- nº de tubos: } N_T \cong A_{ext} / S_{ext\text{ por } T} = 99,62 / 0,1257 = 793$$

Por conveniência, usaremos $N_T = 718$ (ver tabela 10.4.5.)

$$\Rightarrow A_{ext} = 718 \times 0,1257 \Rightarrow A_{ext} = 90,25 \text{ m}^2$$

10.4.5.1.) Lado da carcaça.

- DI = 39 in = 0,9906 (ver tabela 10.4.5.)
- área do escoamento: $a_s = (DI)(C')(B) / P_T$
- $a_s = 0,9906 \times 0,0051 \times 1,5 / 0,0318 \Rightarrow a_s = 0,2383 \text{ m}^2$
- vazão mássica: $G_s = \dot{m}_s / a_s = 11800 / 0,2383 \Rightarrow G_s = 49517 \text{ kg/h.m}^2$
- diâmetro equivalente: $De = 0,72 \text{ in} = 0,0183 \text{ m}$ (ver gráfico 10.4.5.1.)
- nº de Reynolds: $Re_s = (De)(G_s) / (\mu_{s,2})$
- $Re_s = 0,0183 \times 49517 / (2600 \times 2,51 \times 9,8 \times 10^{-6}) \Rightarrow Re_s = 10233$
- $j_H \cong 56$ (ver gráfico 10.4.5.1.)
- $h_o = j_H k_{s,2} (Pr_{s,2})^{1/3} \phi_s / (De) \Rightarrow h_o / \phi_s = 56 \times 0,0313 \times (0,69)^{1/3} / 0,0183$
- $\Rightarrow h_o / \phi_s = 34,64 \text{ kcal/h.m. C ; onde:}$

- h_o = coeficiente de transmissão do lado da carcaça

$$\text{- } \phi_s = (\mu_{s,2} / \mu_{s,1})^{0,14}$$

observação: $T_{f,1}$ será determinada mais adiante.

10.4.5.2.) Lado dos tubos.

- área do escoamento: $a_t = (N_T)(S_{ext\text{ por } T}) / \text{nº de passes} = 718 \times 0,000345$
- $\times 0,333333 \Rightarrow a_t = 0,0826 \text{ m}^2$

- vazão mássica: $G_t = \dot{m}_g / a_t = 3956 / 0,0826 \Rightarrow G_t = 47893 \text{ kg/h.m}^2$

- nº de Reynolds: $Re_t = (DI_t)(G_t) / \mu_t$

$Re_t = 0,0209 \times 47893 / (3600 \times 7,18 \times 10^{-6}) \Rightarrow Re = 8922$

- $j_H = 36$ (ver gráfico 10.4.5.2.)

$h_i = j_H k_{g, \text{cal}} (Pr_t)^{1/3} \phi_t / (DI_t) \Rightarrow h_i / \phi_t = 36 \times 0,0412 \times (0,69)^{1/3} / 0,0209$

$\Rightarrow h_i / \phi_t = 62,71 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

$h_{i0} / \phi_t = (h_i / \phi_t) ((DI_t) / (DI_o)) = 62,71 \times 0,0209 / 0,0267 = 49,09$

$\Rightarrow h_{i0} / \phi_t = 49,09 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$; onde:

- h_{i0} = coeficiente de transmissão do lado dos tubos

- $\phi_t = (k_{g, \text{cal}} / \mu_t)^{0,14}$

$T_{p1} = T_{g,1} + (h_o / \phi_s) (T_{a,1} - T_{g,1}) / ((h_{i0} / \phi_t) + (h_o / \phi_s))$

$T_{p2} = 335 + 84,64 (167 - 335) / (49,09 + 84,64) \Rightarrow T_{p2} = 229^\circ\text{C}$

portanto: $\mu_{p2} = \mu_{p1} = 2,74 \times 9,8 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$

10.4.5.3.) Correções.

$\phi_s = (2,51 / 2,74)^{0,14} \Rightarrow \phi_s = 0,99 \Rightarrow h_o = 84,64 \times 0,99 \Rightarrow h_o = 83,79 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

$\phi_t = (3,18 / 2,74)^{0,14} \Rightarrow \phi_t = 1,02 \Rightarrow h_{i0} = 49,09 \times 1,02 \Rightarrow h_{i0} = 50,07 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

10.4.5.4.) Coeficiente global calculado: U_c .

$U_c' = h_{i0} h_o / (h_{i0} + h_o) = 50,07 \times 83,79 / (50,07 + 83,79) \Rightarrow U_c' = 31,34 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Portanto, podemos ter U_c ;

$U_c = U_c' / (U_c' R_c + 1) = 31,34 / (31,34 \times 0,0002 + 1) \Rightarrow U_c = 31,14 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

10.4.5.5.) Cálculo de U (inicial).

$\dot{Q}_g = U A_{(ov)} (\Delta T_g)_{\text{real}} \Rightarrow U = 337500 / (90,25 \times 121) \Rightarrow U = 30,91 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

10.4.5.6.) Comparação entre U e U_c .

$\xi = (U_c - U)(100\%) / U_c = (31,14 - 30,91)(100\%) / 31,14 \Rightarrow \xi = 0,74\%$

Como se vê, a discrepância é muito pequena, e portanto, os parâmetros estão de acordo com as nossas necessidades.

O fato de U_c ser maior que U , quer dizer que com esses parâmetros poderemos conseguir uma troca de calor um pouco maior; ou seja: estamos com uma folga na área de troca.

10.4.5.7.) Verificação das perdas de carga para os dois gases.

a) para a mistura (ar e xilol) - lado da carcaça:

$$- Re_s = 10233 \Rightarrow f_s = 0,0021 \text{ ft/in}^2 \Rightarrow f_s = 0,3024 \quad (\text{ver gráfico 10.4.5.7.})$$

$$- \text{nº de interseções: } n_{i_s} = (L_c / B) - 1 \Rightarrow n_{i_s} = 0$$

$$- \text{perda de carga: } \Delta p_s = f_s G_s^2 (DI) (n_{i_s} + 1) / 2 \times g C_{a,s} (De) \phi_s$$

$$\Rightarrow \Delta p_s = 0,3024 \times (13,75)^2 (0,9906) (0 + 1) / 2 \times 9,8 \times 0,777 \times 0,0183 \times$$

$$0,99 \Rightarrow \Delta p_s = 205,41 \text{ kg/m}^2 = 205,41 \text{ kgf/m}^2 = 0,205 \text{ mca} = 205 \text{ mmca}$$

b) para os gases de combustão - lado dos tubos:

$$- Re_t = 8922 \Rightarrow f_t = 0,0028 \text{ ft/in}^2 \Rightarrow f_t = 0,0403 \quad (\text{ver gráfico 10.4.5.7.})$$

$$- \text{perda de carga: } \Delta p_t = f_t G_t^2 L_t (\text{nº passes}) / 2 \times g C_{a,t} (DI_t) \phi_t$$

$$\Rightarrow \Delta p_t = 0,0403 \times (13,30)^2 \times 1,5 \times 3 / 2 \times 9,8 \times 0,548 \times 0,0209 \times 1,02$$

$$\Rightarrow \Delta p_t = 140,18 \text{ kg/m}^2 = 140,18 \text{ kgf/m}^2 = 0,140 \text{ mca} = 140 \text{ mmca}$$

10.4.5.8.) Dimensionamento dos ventiladores (escolha).

a) para a mistura:

Além das perdas no trocador, há as outras. Estimaremos estas outras em aproximadamente 100 mmca (baseado em experiências anteriores).

Portanto, temos: $\Delta p_{ventar} = 300 \text{ mmca}$.

Para um melhor rendimento, o ventilador (que é uma máquina volumétrica) deverá estar situado antes do trocador. Portanto, operará com

uma temperatura igual à $T_{refar} = (120^\circ\text{C})$. Então $\rho_{refar} = 0,869 \text{ kg/m}^3$. E, sendo

assim, a vazão volumétrica é: $\dot{V}_{ventar} = \dot{m}_{ar} / \rho_{refar} = 11800 / 0,869$

$$\Rightarrow \dot{V}_{ventar} = 13579 \text{ m}^3/\text{h} = 226 \text{ m}^3/\text{min}.$$

b) para os gases de combustão:

Nesse caso, além das perdas no trocador, há as na câmara de com-

bustão, chaminé, etc. Contudo são pequenas e estimaremos em 30 mmca. Portanto, temos: $\Delta p_{vent} = 170 \text{ mmca}$.

O ventilador operará com uma temperatura igual à T_{amb} (30°C).

Então $\rho_{ar} = 1,129 \text{ kg/m}^3$. E, sendo assim, o vazão volumétrica é: $\dot{V}_{vent} = \dot{m}_g / \rho_{ar}$

$$\Rightarrow \dot{V}_{vent} = 3956 / 1,129 \Rightarrow \dot{V}_{vent} = 3504 \text{ m}^3/\text{h} = 58 \text{ m}^3/\text{min}$$

É preciso lembrar que para que a combustão ocorra satisfatoriamente, devemos ter uma pressão bem mais alta para permitir uma grande divisão do óleo e homogeneização da mistura de combustão.

Consultando catálogos, chegamos ao seguinte ventilador:

vazão volumétrica: $65,5 \text{ m}^3/\text{min}$

pressão: 830 mmca

potência do motor: 20 HP

10.5.) Escolha do queimador.

Devemos escolher um queimador com as seguintes características:

capacidade: 75 l/h

pressão do ventilador acoplado: 830 mmca

indução de 30% de ar

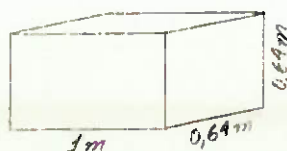
10.6.) Dimensionamento da câmara de combustão.

Podemos utilizar um dado prático de $K = 1,5 \times 10^6 \text{ kcal/h.m}^3$

portanto $\dot{Q}_{comb} = 60 \times 10190 = 611400 \text{ kcal/h}$

$$K V = \dot{Q}_{comb} \Rightarrow 611400 = 1,5 \times 10^6 \times V \Rightarrow V = 0,4076 \text{ m}^3$$

Devemos, por segurança, utilizar um comprimento da câmara da ordem de 1 m. Então, podemos utilizar uma câmara conforme o esquema abaixo:



OBSERVAÇÃO: nesse projeto foi utilizado o óleo OC-4, que também é utilizado naquela indústria, porém já existe uma lei proibindo o seu uso.

Portanto, deveremos utilizar outro óleo, talvez o BPF, que possui um valor de pci próximo ao do OC-4. Contudo, será necessária uma revisão do projeto (dimensionamento) da câmara de combustão e ou do queimador; porque as outras propriedades são bem diferentes de um para outro óleo.

CAPÍTULO 11

Cálculo do sistema de aquecimento utilizando energia elétrica.

11.1.) Considerações.

- regime permanente
- rendimento do gerador elétrico de aproximadamente 95%
- alimentação elétrica disponível de 440 V, 60 Hz, trifásica
- as demais considerações necessárias serão feitas à medida que os cálculos forem sendo realizados, e precedidas pelo símbolo (+)

11.2.) Cálculos segundo o manual da Kanthal.

- calor que deve ser cedido pelas resistências, por efeito Joule: $\dot{Q}_J$
 $\dot{Q}_J = \dot{Q}_{pro} / 0,95 = 270000 / 0,95 \Rightarrow \dot{Q}_J = 284211 \text{ kcal/h} = 331580 \text{ W}$
- utilizaremos seis grupos de resistências por fase $\Rightarrow G = 6$
- tensão de fase: $V_F = 440 \text{ V}$
- nº de fases: $F = 3$
- corrente em cada grupo: $I_G = \dot{Q}_J / G F V_F = 331580 / 6 \times 3 \times 440$
 $\Rightarrow I_G = 41,87 \text{ A}$
- utilizaremos fio tipo DSD; $\phi_{fio} = 3,15 \text{ mm}$ com as seguintes características: (à 20°C)
 $0,1732 \Omega / \text{m}$, $571,3 \text{ cm}^2 / \Omega$, $17,70 \text{ m/kg}$
- (+) temperatura do fio para projeto: $T_{fio} = 500^\circ\text{C}$ (pois a mistura deve chegar à no máximo 214°C)

Para $T_{fio} = 500^\circ\text{C} \Rightarrow C_T = 1,032$ (coeficiente de correção)

- (+) para esse caso, poderemos utilizar uma densidade de potência da ordem de $3,5 \text{ W/cm}^2$ (catálogo)

Verificação:

densidade de potência: $P'' = I_G^2 C_T / [\text{cm}^2 / \Omega] = (41,87)^2 1,032 / 571,3$

$\Rightarrow P'' = 3,17 \text{ W/cm}^2$ -- o fio está de acordo com as nossas necessidades

- comprimento de cada grupo: $L = R / [\Omega / \text{m}]$; onde:

- $R/\text{ = resistência a frio} \Rightarrow R/\text{ = } \dot{Q}_T / G F I_6^2 = 331580 / 6 \times 3 (41,87)^2$
 $\Rightarrow R/\text{ = } 10,51 \Omega$

portanto: $L = 10,51 / 0,1732 \Rightarrow L = 60,68 \text{ m}$

- diâmetro médio da resistência: DMR

Esse valor depende do tubo cerâmico utilizado como suporte.

Um valor utilizado na prática é de cerca de 25,5 mm. Portanto $DMR = 25,5 \text{ mm}$ (tubo de 24 mm de diâmetro utilizável)

- nº de voltas apertadas: $N_{\eta} = L / (DMR) \pi = 60,68 \times 10 / 25,5 \times \pi$
 $\Rightarrow N_{\eta} = 757,45 \text{ voltas}$

- comprimento apertado: $L_{\eta} = N_{\eta} \phi_{\mu} = 757,45 \times 3,15 \Rightarrow L_{\eta} = 2385,97 \text{ mm}$

- passo da resistência: $p_{res} = L_{est} / L_{\eta}$; onde:

- L_{est} = comprimento esticado, ou seja: nº de tubos (N_L) vezes o comprimento de cada tubo (L_L). Isso, para cada grupo.

(+) o passo da resistência deve estar compreendido entre 2 e 3; para um bom desempenho.

portanto: $2 \leq N_L L_L / 2385,97 \leq 3$

(+) na prática, são recomendados tubos com $L_L = 500 \text{ mm}$.

Se utilizarmos os seguintes parâmetros:

$N_L = 10$ tubos com resistências ligadas em série

$L_L = 500 \text{ mm}$

teremos: $N_L L_L / 2385,97 = 10 \times 500 / 2385,97 = 2,10$

Portanto, podemos utilizar $N_L = 10$ tubos e $L_L = 500 \text{ mm}$.

Então, no total serão utilizados $6 \times 3 \times 10 = 180$ tubos com 500 mm cada.

CAPÍTULO 12

Comparação econômica entre os dois tipos de aquecedores propostos.

Para esse estudo, analisaremos, de uma maneira simples, o caso de substituição de um sistema que utiliza óleo para um que utilize energia elétrica; que é o que está ocorrendo constantemente nos dias de hoje.

O nosso estudo consistirá em avaliar o tempo de retorno do investimento para a realização da substituição acima proposta.

12.1.) Método utilizado na determinação do tempo de retorno do investimento.

As hipóteses principais utilizadas no método de cálculo do tempo de retorno do investimento, são que as receitas e custos sobem paralelamente com a "taxa inflacionária" e que não há efeitos fiscais graças à perfeita reavaliação de ativo e capital de giro. Deste modo pode-se admitir que a inflação é nula, o que permite que se trabalhe somente com as taxas reais de juros (acima da inflação).

O método usado para o cálculo do tempo de retorno é a determinação de n na seguinte igualdade:

$$E = I i (1 + i)^n / ((1 + i)^n - 1) ; \text{onde:}$$

- E = economia líquida mensal proporcionada pela medida de conservação de energia, ou seja: igual à economia bruta menos a soma da depreciação do equipamento com o imposto incidente sobre o lucro
- I = investimento alocado na medida de conservação de energia
- i = taxa de juros real
- n = número de meses necessários para o retorno do investimento

Neste trabalho a taxa de juros será admitida i por mês, o imposto incidente sobre a economia bruta alocado

será avaliado em 35% e a depreciação dos equipamentos utilizados será estimada em 10 anos (120 meses).

12.2.) Considerações.

- consumo de OC-4 = 55 kg/h
- preço do OC-4 em novembro de 1983 = Cr\$ 173,90 / kg
- consumo de energia elétrica = 331,580 kW
- preço da energia elétrica (EGTD) = Cr\$ 5,92 / kW.h
- funcionamento do equipamento = 600 horas/mes
- investimento em novembro de 1983: $I = \text{Cr\$ } 30000000,00$
- custo de operação mensal para o caso do óleo: Co
 $Co = 55 \times 173,90 \times 600 \Rightarrow Co = \text{Cr\$ } 5738700,00$
- custo de operação mensal para o caso da energia elétrica: Ce
 $Ce = 331,580 \times 5,92 \times 600 \Rightarrow Ce = \text{Cr\$ } 1177772,00$
- economia bruta mensal: $\Delta = Co - Ce = 5738700,00 - 1177772,00$
 $\Rightarrow \Delta = \text{Cr\$ } 4560928,00$

12.3.) Cálculos.

Sabemos que: $E = \Delta - (I / 120) + 0,35 (I / 120) - 0,35 \Delta$
portanto: $E = 4560928 - (30000000 / 120) + 0,35 (30000000 / 120) -$
 $0,35 \times 4560928 \Rightarrow E = \text{Cr\$ } 2802103,00$

Então, temos:

$$2802103 = 30000000 \times 0,03 (1 + 0,03)^n / ((1 + 0,03)^n - 1)$$

fazendo algumas operações, tiramos: $n = 13$ meses

Portanto, o equipamento levará, aos preços atuais, 13 meses para ser amortizado. Para se decidir sobre a substituição ou não do sistema, devem ser estudados com cuidado os seguintes pontos: previsão de disponibilidade futura das duas formas de energia, de gastos com manutenção e operação, estabilidade nos preços do óleo e da eletricidade, política governamental, entre outros.

CAPÍTULO 13

Isolamento da estufa.13.1.) Considerações.

- regime permanente
- temperatura externa das paredes da estufa: $T_p = 50^\circ\text{C}$
- áreas de perdas: $A = A_{\text{lat}} + A_{\text{teto}}$; onde:
- A_{lat} = paredes laterais $\Rightarrow A_{\text{lat}} = 232 \text{ m}^2$
- A_{teto} = teto $\Rightarrow A_{\text{teto}} = 200 \text{ m}^2$
- portanto: $A = 432 \text{ m}^2$
- perdas pela estufa: $\dot{Q}_{\text{est}} = 60316 \text{ kcal/h}$ (convecção + irradiação)
- admitiremos a pior condição para a temperatura das superfícies internas da estufa; ou seja: $T_{\text{int,est}} = T_{\text{int,ar}} = T_{\text{ext,est}} = 214^\circ\text{C}$
- isolamento feito com lã de rocha

13.2.) Cálculo da espessura do isolamento: ΔX .

Sabemos que: $\dot{Q}_{\text{est}} = k_{l.r.} A \Delta T / \Delta X$; onde:

- $k_{l.r.}$ = condutibilidade térmica da lã de rocha: $k_{l.r.} = 0,045 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot \text{C}$
- $\Delta T = T_{\text{int,est}} - T_p = 214 - 50 \Rightarrow \Delta T = 164^\circ\text{C}$
- portanto: $\Delta X = 0,045 \times 432 \times 164 / 60316 \Rightarrow \Delta X = 0,05 \text{ m} = 50 \text{ mm}$

Utilizaremos uma espessura do isolamento de 2 in ($\approx 50,8 \text{ mm}$), que, como já vimos, é suficiente e além disso é uma medida comercial.

CAPÍTULO 14

Controle do processo e instrumentação adicional.

Os itens que devem ser controlados são:

- temperatura do ar de processo (reciclo) na entrada e na saída da estufa. Utilizaremos, para tanto, dois termopares.
- temperatura dos gases na saída da chaminé de combustão.
- pressão na estufa, com o auxílio de um manômetro.

No caso de se utilizar óleo, devemos ter ainda:

- aquecedor de óleo.
- medidor de vazão de óleo.
- manômetro para medir a pressão na fornalha

Foram aqui citados apenas os itens principais, ficando ainda muitos outros conforme as necessidades da indústria, a critério do projetista.

CAPÍTULO 19

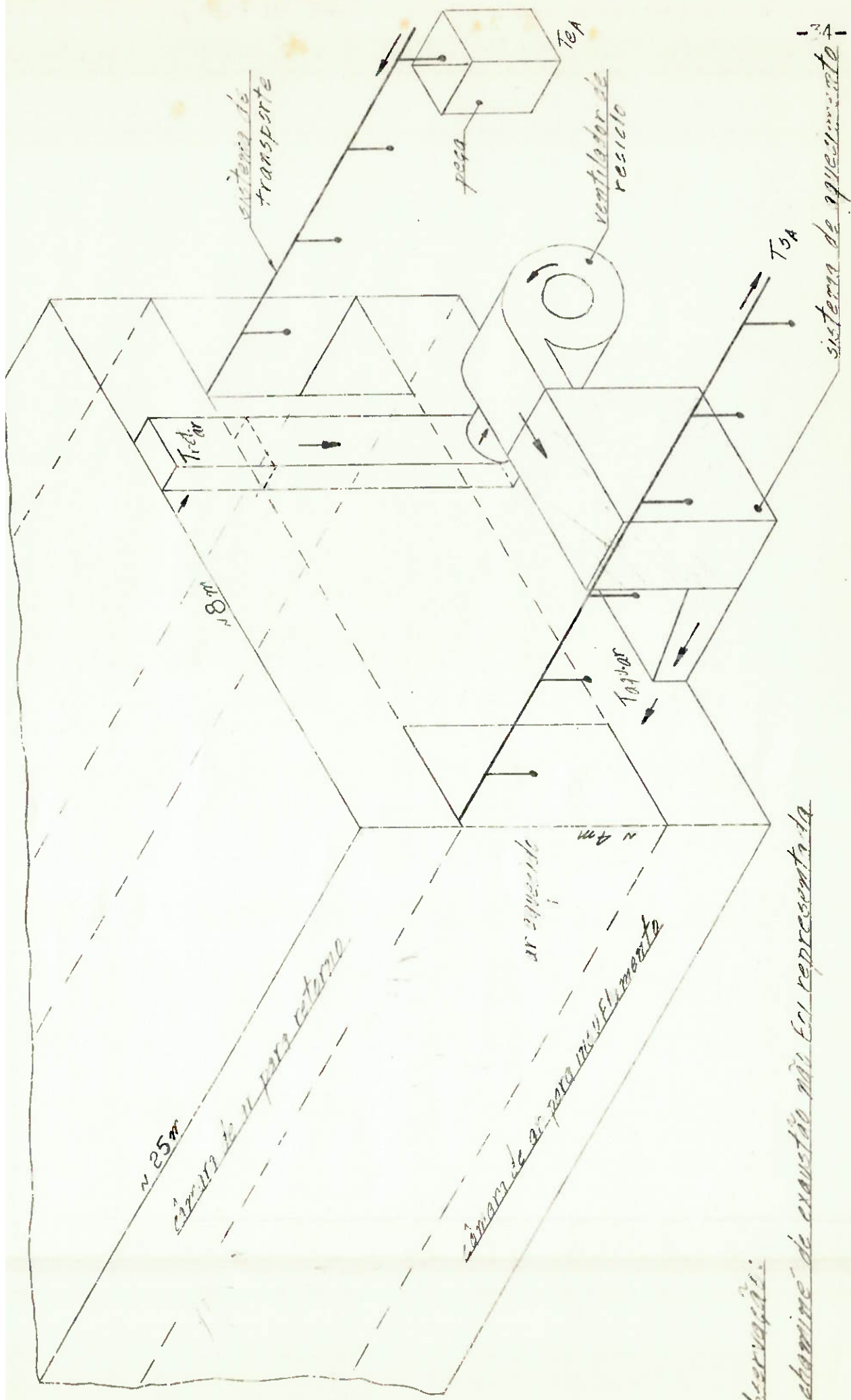
Esquema geral de instalação.

Apresentaremos neste capítulo um desenho esquemático da instalação por nós proposta; que possui algumas diferenças em relação à existente, tomada por base para esse estudo; a saber:

- a base da estufa será feita encostada ao chão ou bem próxima dele para diminuirmos as perdas
- o sistema de insuflamento de ar quente será feito através de câmara de ar ou de dutos insuflando ar quente de baixo para cima de maneira uniforme por toda a extensão da estufa
- o retorno desse ar para o ventilador de reciclo será feito através de câmara de ar localizada na parte superior da estufa tomando toda a extensão da mesma

No esquema apresentado, o sistema de aquecimento será representado por uma "caixa preta" pois estamos propondo duas alternativas (óleo ou eletricidade) já explicados anteriormente.

O esquema encontra-se na próxima página.



Observação:

A chaminé de exatidão não foi representada

desenho simplificado

- 24 -

CAPÍTULO 16

Conclusões.

Como se pôde observar ao longo de todo o trabalho, os valores a que chegamos estão permitindo, aparentemente, um maior rendimento da instalação; ou seja: estamos conseguindo a mesma produção de peças com um gasto menor de energia.

Contudo, se levarmos em conta que aquelas medições foram feitas quando havia defeitos no trocador de calor (furos em alguns tubos) fica claro que se estivesse em operação normal o consumo de energia também não seria aquele registrado.

Nos nossos dimensionamentos, também admitimos coeficientes de segurança bastante altos (até de 40% em um dos casos) o que nos leva a crer que também o nosso consumo na maior parte do tempo será um pouco menor que o calculado.

Sendo assim, tudo nos leva a pensar que o dimensionamento e algumas alterações propostas permitiram uma economia de energia em relação àquele processo existente; embora não tão grande quanto possa parecer à primeira vista.

Na nossa proposta de substituição do sistema de aquecimento a óleo pela eletrotermia, vimos que o tempo de retorno do investimento é relativamente curto (≈ 1 ano) e que nas condições atuais deve ser compensador.

CAPÍTULO 17

Gráficos e tabelas.

Nas páginas seguintes encontram-se os gráficos e tabelas utilizados e referidos nesse trabalho.

gráfico 5.1.2.b.1.

TRANSMISSÃO DE CALOR POR CONVECÇÃO NATURAL

REGIME TURBULENTO EM UMA PAREDE VERTICAL

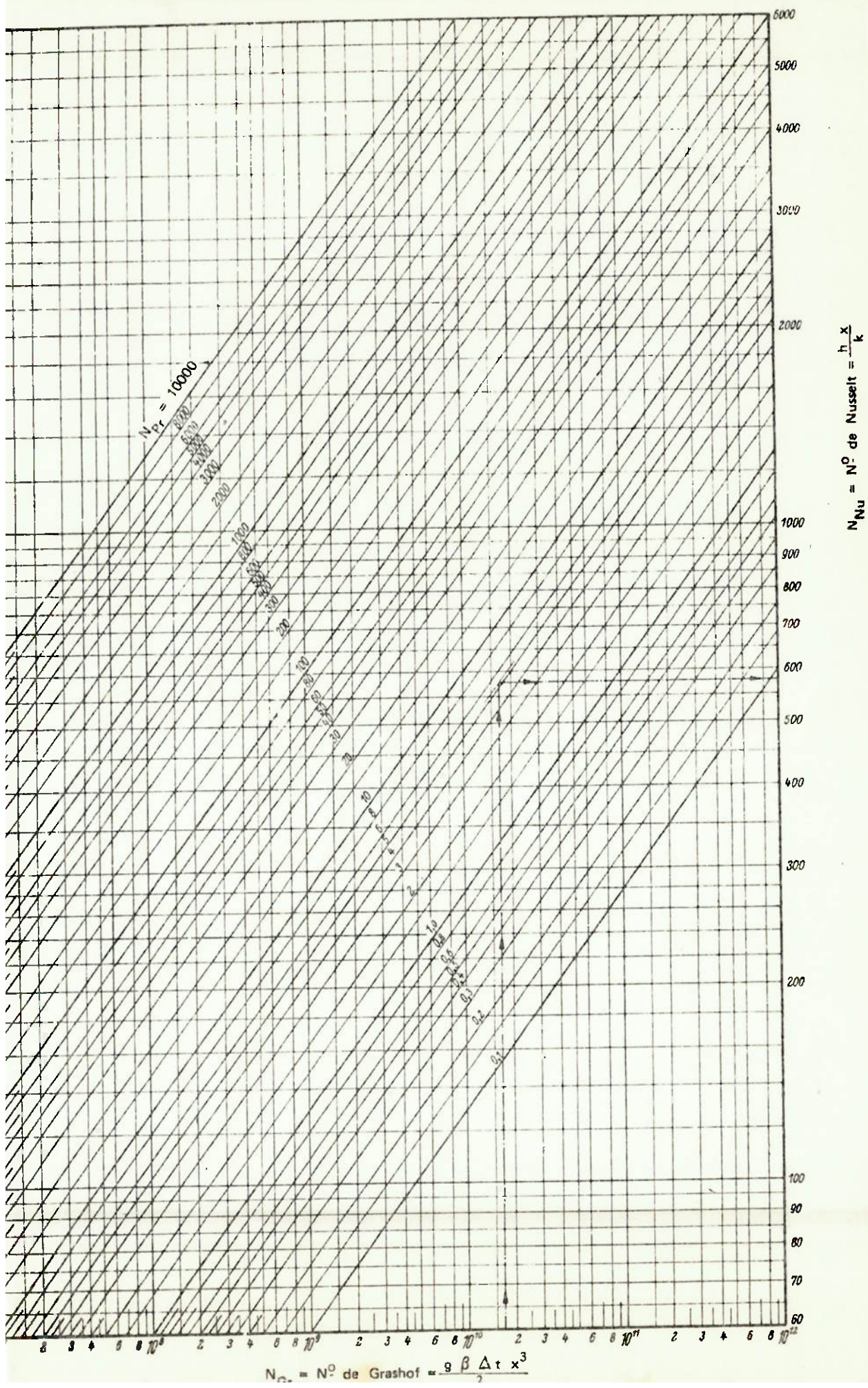


gráfico 10.2.

Ponto de orvalho de gases de combustão em
função de % de S no óleo combustível

Condição de ensaio: 10% de CO₂

Ponto de orvalho de gases de combustão em função
de % de S no óleo combustível

Condição de ensaio: 10% de CO₂

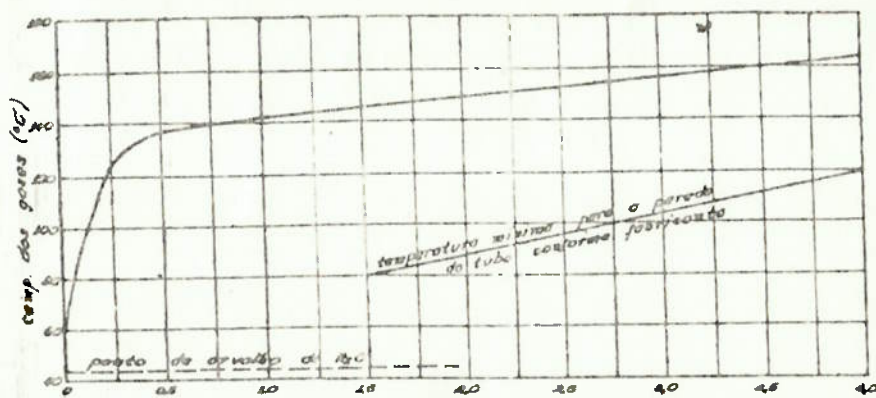
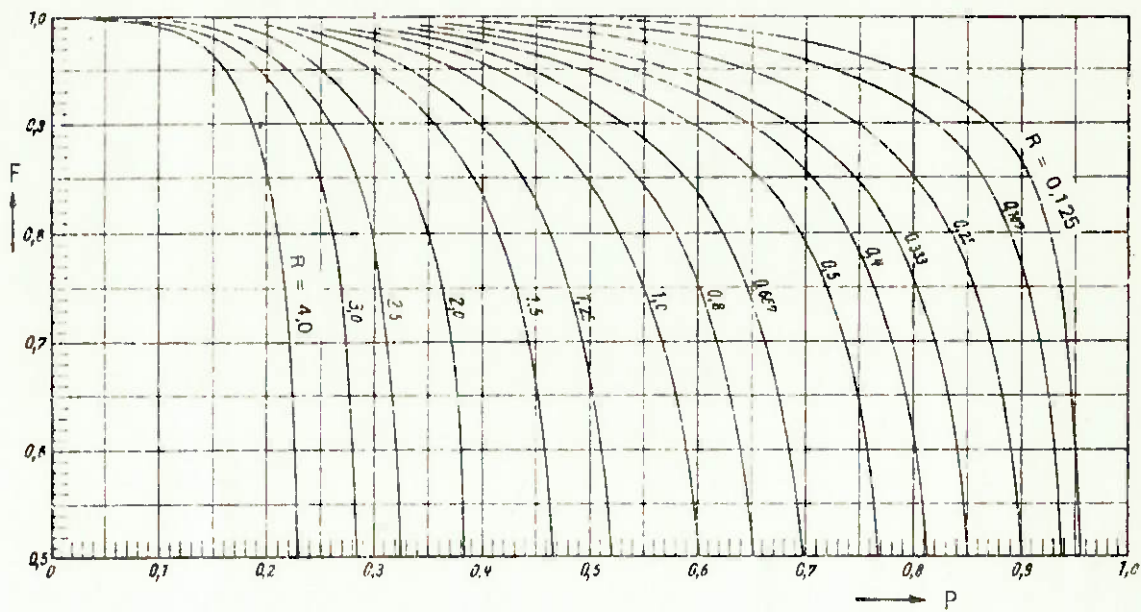


Fig. 10.2 S no combustível

gráfico 10.4.3.2.



1 passagem externa
3 passagens internas (2 em contra-corrente)

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} ; \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} ; \quad F = \frac{\Delta t_m}{\Delta t_{\log}}$$

gráfico 10.4.5.

Quadro ■ Disposições dos espelhos (contagem dos tubos) (cont.)
Passo triangular

Tubos com DE de $\frac{3}{4}$ in com passo triangular de $\frac{15}{16}$ in						Tubos com DE de $\frac{3}{4}$ in com passo triangular de 1 in					
Carga, DI, in	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Carga, DI, in	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18	8	37	30	24	24	
10	62	56	47	42	36	10	61	52	40	36	
12	109	98	86	82	78	12	92	82	76	74	70
13 $\frac{1}{4}$	127	114	96	90	86	13 $\frac{1}{4}$	109	106	86	82	74
15 $\frac{1}{4}$	170	160	140	136	128	15 $\frac{1}{4}$	151	138	122	118	110
17 $\frac{1}{4}$	239	224	194	188	178	17 $\frac{1}{4}$	203	196	178	172	166
19 $\frac{1}{4}$	301	282	252	244	234	19 $\frac{1}{4}$	262	250	226	216	210
21 $\frac{1}{4}$	361	342	314	306	290	21 $\frac{1}{4}$	316	302	278	272	260
23 $\frac{1}{4}$	442	420	386	378	364	23 $\frac{1}{4}$	384	376	352	342	328
25	532	506	468	446	434	25	470	452	422	394	382
27	637	602	550	536	524	27	559	534	488	474	464
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508
31	847	822	766	722	720	31	745	728	678	666	640
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760	732
35	1.102	1.068	1.004	988	958	35	970	938	882	864	848
37	1.240	1.200	1.144	1.104	1.072	37	1.074	1.044	1.012	986	870
39	1.377	1.330	1.258	1.248	1.212	39	1.206	1.176	1.128	1.100	1.078

Tubos com DE de 1 in com passo triangular de 1 $\frac{1}{4}$ in						Tubos com DE de 1 $\frac{1}{4}$ in com passo triangular de 1 $\frac{3}{16}$ in					
8	21	16	16	14		10	20	18	14		
10	32	32	26	24		12	32	30	26	22	20
12	55	52	48	46	44	13 $\frac{1}{4}$	38	36	32	28	26
13 $\frac{1}{4}$	68	66	58	54	50	15 $\frac{1}{4}$	54	51	45	42	38
15 $\frac{1}{4}$	91	86	80	74	72	17 $\frac{1}{4}$	69	66	62	58	54
17 $\frac{1}{4}$	131	118	106	104	94	19 $\frac{1}{4}$	95	91	86	78	69
19 $\frac{1}{4}$	163	152	140	136	128	21 $\frac{1}{4}$	117	112	105	101	95
21 $\frac{1}{4}$	199	188	170	164	160	23 $\frac{1}{4}$	140	136	130	123	117
23 $\frac{1}{4}$	241	232	212	212	202	25	170	164	155	150	140
25	294	282	256	252	242	27	202	196	185	179	170
27	349	334	302	296	286	29	235	228	217	212	202
29	397	376	338	334	316	31	275	270	255	245	235
31	472	454	430	424	400	33	315	305	297	288	275
33	538	522	486	470	454	35	357	348	335	327	315
35	608	592	562	546	532	37	407	390	380	374	357
37	674	664	632	614	598	39	449	436	425	419	407
39	766	736	700	688	672						

Tubos com DE de 1 $\frac{1}{4}$ in com passo triangular de 1 $\frac{7}{16}$ in					
12	18	14	14	12	12
13 $\frac{1}{4}$	27	22	18	16	14
15 $\frac{1}{4}$	36	34	32	30	27
17 $\frac{1}{4}$	48	44	42	38	36
19 $\frac{1}{4}$	61	58	55	51	48
21 $\frac{1}{4}$	76	72	70	66	61
23 $\frac{1}{4}$	95	91	86	80	76
25	115	110	105	98	95
27	136	131	125	118	115
29	160	154	147	141	136
31	184	177	172	165	160
33	215	206	200	190	184
35	246	238	230	220	215
37	275	268	260	252	246
39	307	299	290	284	275

gráfico 10.4.5.1.

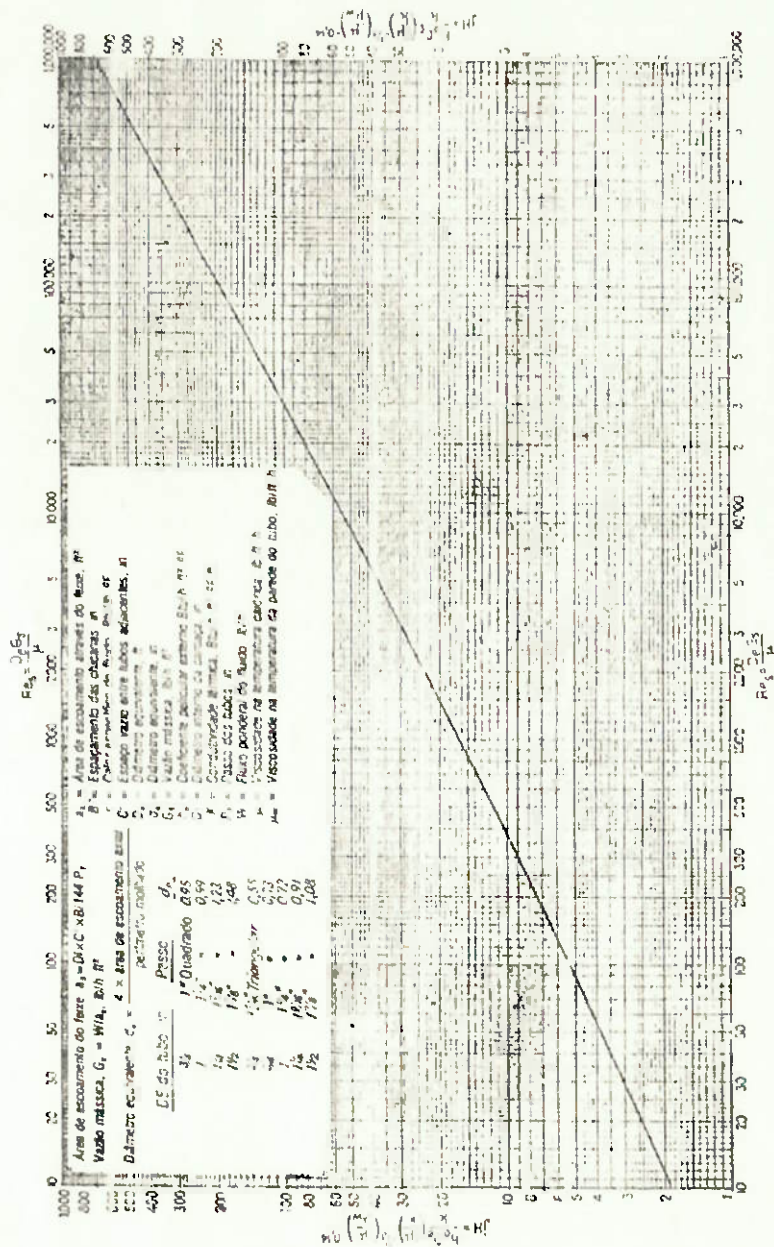


Fig. 10. Curva de transmissão de calor do lado da carcaça para feixes com chicanas fracionadas com cortes de 25%.

gráfico 10.4.5.2.

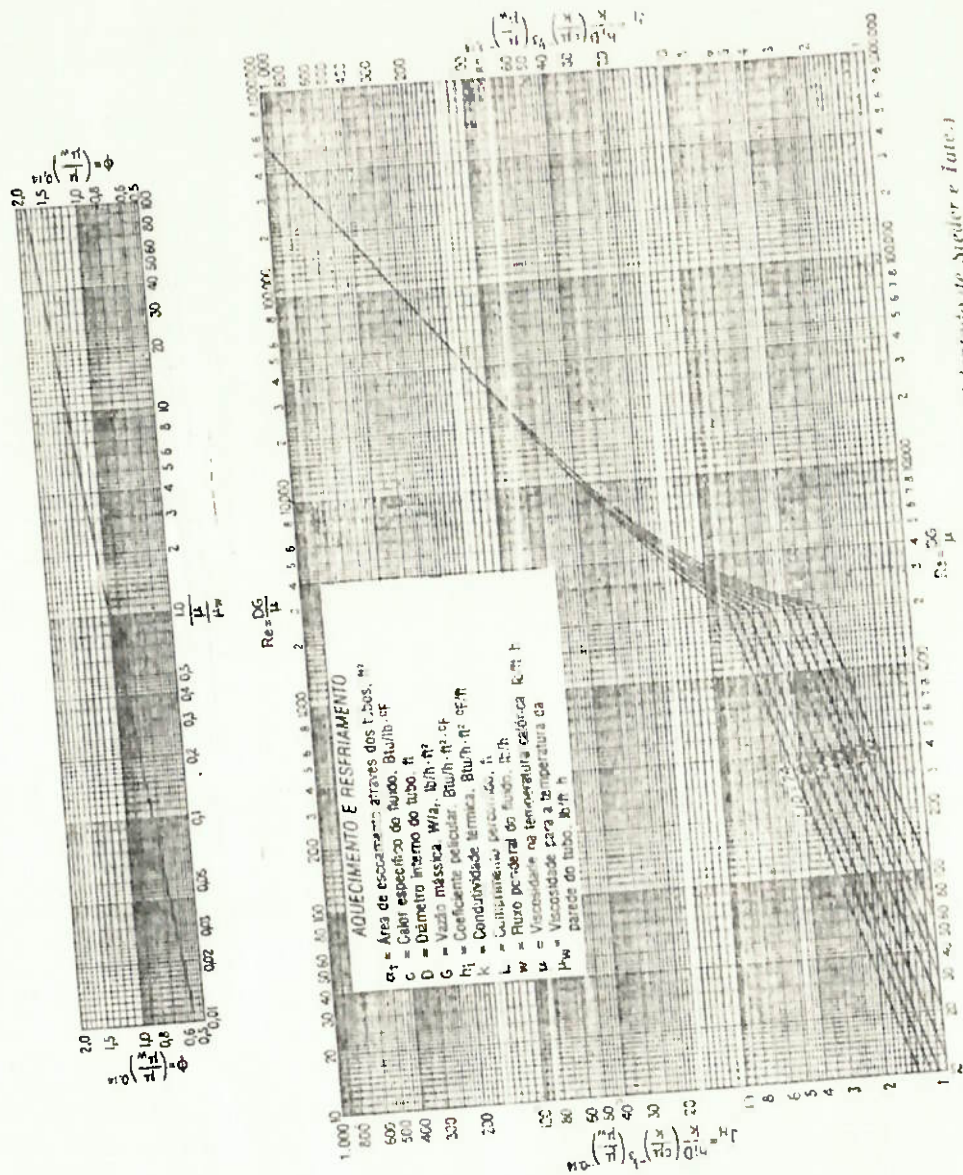


Fig. 10.4.5.2 (Curva de transmissão de calor para o interior do tubo. Adaptado de Sieder e Tate.)

gráfico 10.4.5.7.

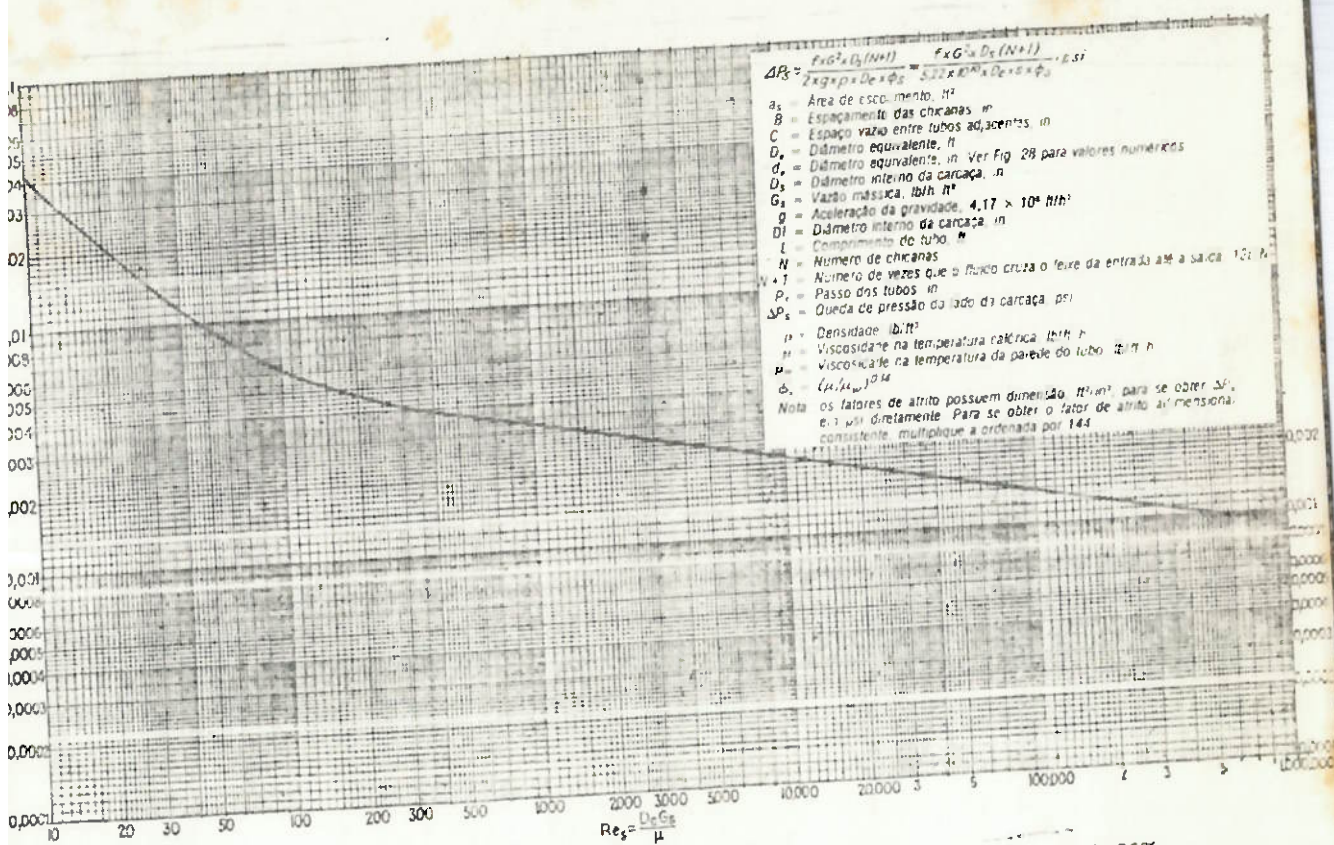


Fig. ■ Fatores de atrito do lado da carcaça para feixes com chicanas fracionárias com cortes de 25%.

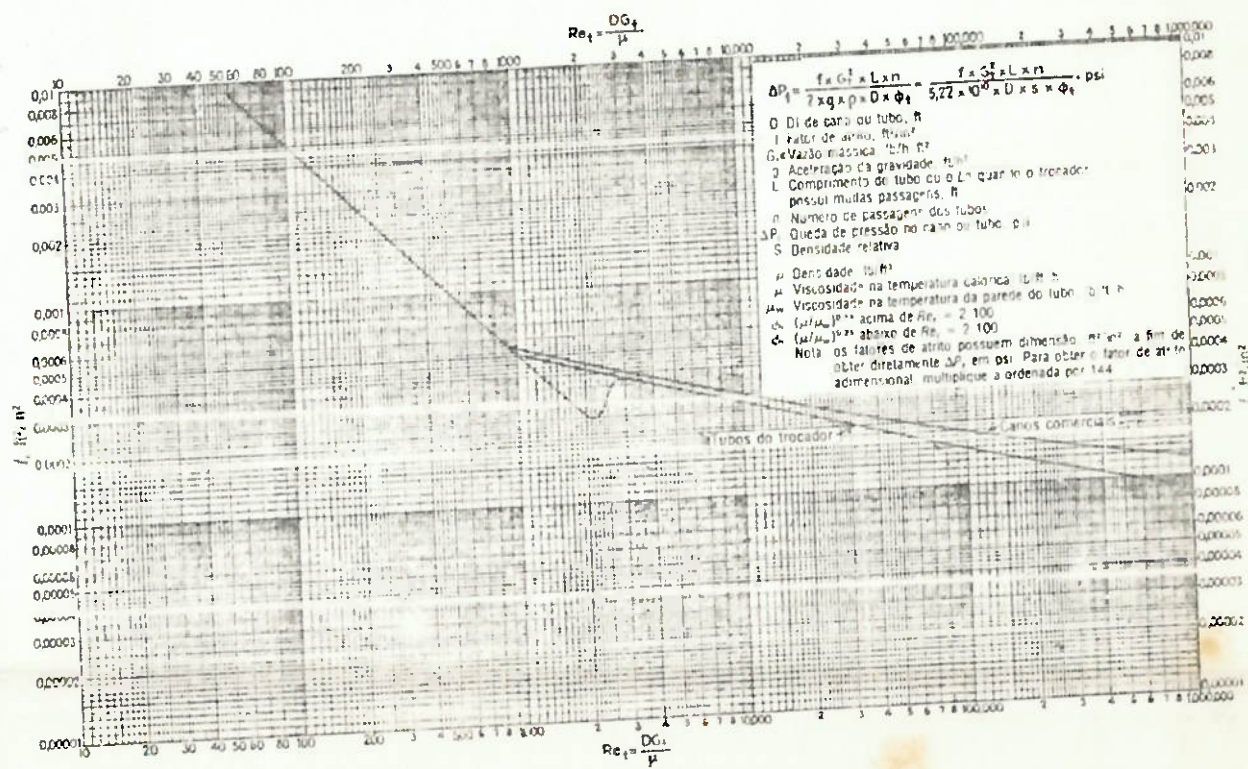


Fig. ■ Fatores de atrito para o interior do tubo. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2ª ed., New York, 1949)

BIBLIOGRAFIA

1 - Le Sechage

autor: F. Kneulle

2 - Processos de Transmissão de Calor

autor: Donald Q. Kern

3 - Princípios da Transmissão de Calor

autor: Frank Kreith

4 - Manual de Termodinâmica e Transmissão de Calor

autor: Remy, Benedicto Silva

5 - Geradores de Vapor de Água (Caldeiras)

autor: Hildo Pera