

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO



PROJETO DE UM GERADOR DE VAPOR PARA A QUEIMA DE

BAGAÇO DE CANA

AUTOR: NARCISO FILARDI

ORIENTADOR: ENG^o HILDO PERA

1990

ÍNDICE GERAL:

I. INTRODUÇÃO.....	01
I.1. PREFÁCIO.....	01
I.2. DEFINIÇÃO DE GERADOR DE VAPOR.....	01
I.3. DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO.....	02
I.4. DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES BÁSICOS.....	03
I.5. EQUIPAMENTOS AUXILIARES.....	04
II. JUSTIFICAÇÃO PARA ESCOLHA DO PROJETO.....	07
III. DADOS DE PROJETO.....	08
IV. CÁLCULO TÉRMICO DO GERADOR DE VAPOR.....	09
IV.1. CALOR ÚTIL.....	09
IV.2. CONSUMO DE COMBUSTÍVEL.....	09
IV.2.1. VAPORIZAÇÃO ESPECÍFICA.....	10
IV.3. CÁLCULOS DA COMBUSTÃO.....	10
IV.3.1. COMPOSIÇÃO DO COMBUSTÍVEL.....	10
IV.3.2. VOLUME DE AR TEÓRICO.....	10
IV.3.3. VOLUME DE AR REAL.....	11
IV.3.4. VOLUME DOS GASES TEÓRICOS.....	11
IV.3.5. VOLUME DOS GASES REAIS.....	12
IV.3.6. VOLUME DE AR DE ALIMENTAÇÃO.....	12
IV.3.7. VOLUME DOS GASES DE COMBUSTÃO.....	12
IV.4. DIMENSIONAMENTO DA FORNALHA.....	12
IV.4.1. SELEÇÃO DA FORNALHA.....	12
IV.4.2. CALOR TOTAL FORNECIDO.....	13
IV.4.3. VOLUME DA CÂMARA DE COMBUSTÃO.....	14
IV.4.4. ÁREA DA GRELHA.....	14

IV.4.5. ALTURA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO...	15
IV.5. DIMENSIONAMENTO DA CALDEIRA.....	15
IV.5.1. SELEÇÃO DA CALDEIRA.....	15
IV.5.2. TRANSMISSÃO DO CALOR GERADO PELO COMBUSTÍVEL.....	15
V. DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES DO GERADOR DE VAPOR.....	25
V.1. SUPERAQUECEDOR.....	25
V.2. FEIXE DE TUBOS.....	34
V.3. ECONOMIZADOR.....	37
V.4. PRÉ-AQUECEDOR DE AR A GÁS TUBULAR.....	41
VI. CÁLCULO DAS PERDAS DE CALOR NO GERADOR DE VAPOR E VERIFICAÇÃO DO RENDIMENTO TÉRMICO.....	45
VII. BIBLIOGRAFIA.....	47
VIII. ANEXOS.....	48



I. INTRODUÇÃO

I.1. PREFÁCIO:

Fontes alternativas de energia tem sido estudadas e postas em prática, principalmente depois da crise do petróleo, na década de 70, para substituir os combustíveis derivados deste.

No Brasil, ganhou força um combustível alternativo para substituir a gasolina nos veículos com motores de combustão interna. Este combustível era o álcool, que até hoje vem sendo muito utilizado, deste modo dando impulso ao setor alcooleiro, que teve suas usinas ampliadas e novas unidades instaladas pelo território nacional.

Para suprir este aumento na demanda de energia, caldeiras são instaladas. Dentre estas, tem um interesse especial as que queimam o bagaço de cana. Mesmo unidades que queimavam outros combustíveis são adaptadas para a queima de bagaço de cana, uma vez que os industriais passaram a comprar o excedente de bagaço proveniente de indústrias próximas, tudo em função do enorme impulso que sofreu este setor.

Dai a importância do gerador de vapor para a queima do bagaço de cana.

I.2. DEFINIÇÃO DE GERADOR DE VAPOR:

Neste caso em particular, a definição mais simplificada é que gerador de vapor é um trocador de calor, constituído de vários componentes, no qual á-

gua é aquecida, passando para o estado de vapor e depois de receber energia térmica (queima de combustível, no caso, bagaço de cana, em contato direto com ar).

I.3. DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO:

Tudo se processa da seguinte maneira: ar à temperatura ambiente é insuflado por um ventilador no pré-aquecedor de ar tubular (à gás), sendo aquecido através da troca de calor com gás quente proveniente da queima do combustível. Este gás é "sugado" da caldeira, passando pelo pré-aquecedor de ar através de um ventilador de tiragem induzida colocado antes da chaminé por onde estes gases são lançados à atmosfera.

Este ar quente penetra na fornalha, reagindo com o combustível, garantindo a sua queima contínua.

Na queima do combustível, os gases da combustão, através do sistema de tiragem acima citado, circulam por todos os componentes da caldeira, cedendo calor à água, através das superfícies de absorção de calor, até passarem pelo pré-aquecedor de ar, como já foi descrito, e serem eliminados para a atmosfera através da chaminé.

Neste percurso, a maior parte do conteúdo térmico dos gases é cedido para a água cumprindo 3 pontos básicos:

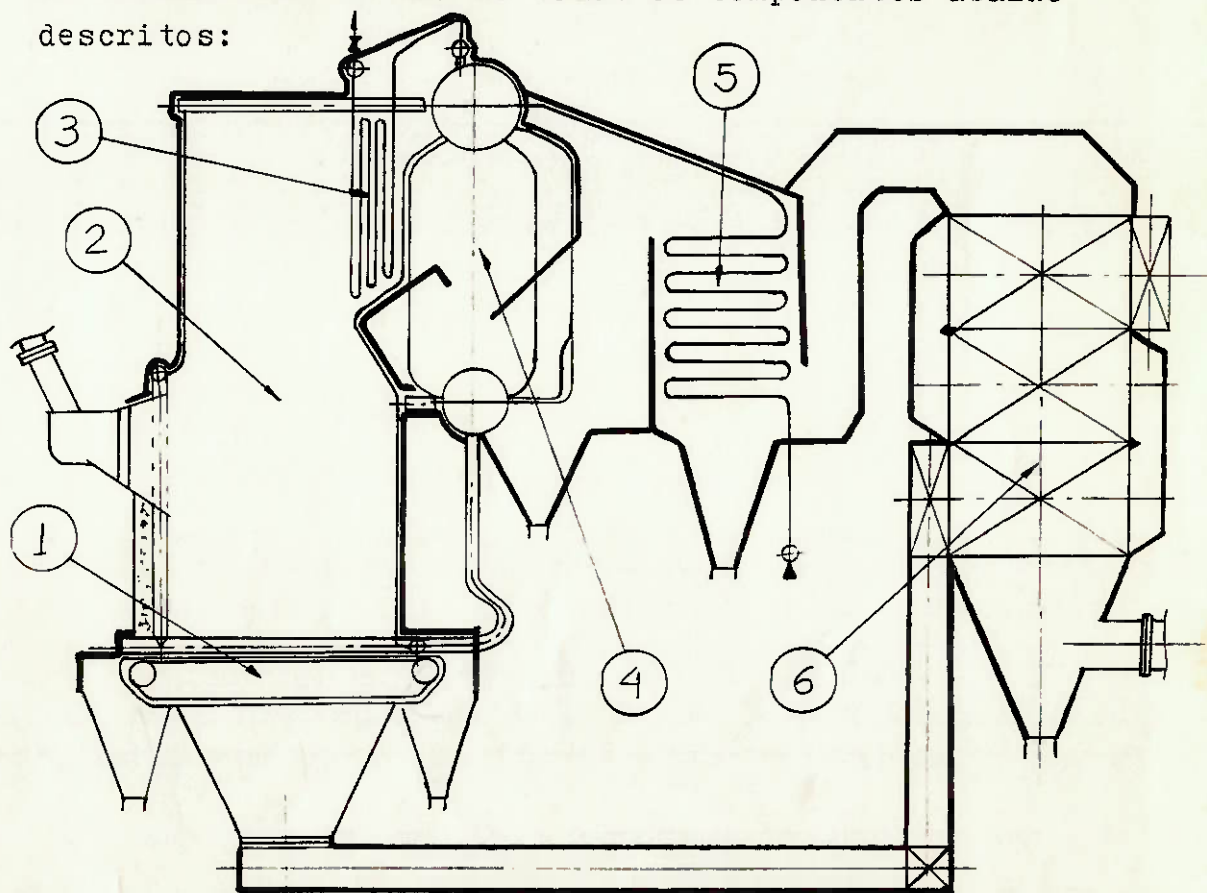
- a) aquecer a água no economizador;
- b) vaporizar a água e elevar a pressão da caldeira;

- c) superaquecer o vapor saturado no superaquecedor.

No projeto de uma caldeira, a eficiência desta é um fator muito importante, não só no projeto básico, mas também na operação da caldeira. Por isso, equipamentos de medição devem ser instalados a fim de que vários parâmetros possam ser medidos para que se ja verificada a eficiência da caldeira em operação, se está de acordo com o projeto básico, para que custos desnecessários sejam evitados.

I.4. DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES BÁSICOS:

Dependendo das condições de projeto, a caldeira necessitará ou não de todos os componentes abaixo descritos:



- 1) GRELHA: onde o combustível é depositado para a queima.
- 2) FORNALHA: onde ocorre a queima do combustível em contato com o ar.
- 3) SUPERAQUECEDOR: onde ocorre a elevação da temperatura do vapor saturado produzindo o vapor superaquecido.
- 4) FEIXE DE CONVECÇÃO: assim como nos tubos da fornalha, é onde a água se transforma em vapor saturado.
- 5) ECONOMIZADOR: onde a temperatura da água de ali mentação sofre elevação, aproveitando o calor residual dos gases de combustão, economizando, desta forma, combustível.
- 6) PRÉ-AQUECEDOR DE AR A GÁS TUBULAR: onde o ar am biente é aquecido antes de ser introduzido na fornalha, aproveitando o calor sensível dos gases de combustão, antes de serem eliminados pela chaminé.

I.5. EQUIPAMENTOS AUXILIARES:

Os principais equipamentos auxiliares para esta caldeira são:

- a) ventilador de ar forçado: para a introdu ção de ar na fornalha.
- b) ventilador de tiragem induzida: para a circulação dos gases de combustão pela

caldeira e para fora desta, pois neste tipo de caldeira a perda de carga (pressão) no caminho dos gases é grande.

- c) ventilador auxiliar: para a introdução de ar auxiliar de ar para a queima do combustível.

Nos dutos de ar e gás devem ser instalados sistemas de venezianas articuladas (dampers) para controle das vazões de ar e gás, respectivamente, conforme a demanda de vapor superaquecido.

- d) sopradores de fuligem: para a limpeza das superfícies externas dos tubos contra as incrustações que nela se depositam, diminuindo a troca de calor. Estes sopradores de fuligem devem ser instalados no superaquecedor, no feixe de convecção, no economizador e no pré-aquecedor de ar. A limpeza é feita através da sopragem de vapor a uma certa pressão sobre as superfícies a serem limpas. Isto é feito através de um tubo que contém vários furos por onde saem os jatos de vapor. Os sopradores podem ser: rotativos fixos, longos retráteis ou fixos.
- e) sistema de tratamento de água: para proteger a caldeira contra a formação de crostas e corrosão, aumentando sua eficiência e vida útil.

Além destes ainda temos como componentes auxiliares do gerador de vapor o sistema de alimentação de combustível, instrumentos como válvulas, manômetros, termômetros, além de sala de instrumentação e

controle, formando o sistema como um todo muito complexo e que requer prática, habilidade e experiência para ser estudado e projetado.

II. JUSTIFICAÇÃO PARA ESCOLHA DO PROJETO

Com o aumento da capacidade e quantidade das usinas de açúcar e álcool instaladas pelo Brasil, e com o aumento na demanda de energia, abre-se um vasto campo de atuação para a indústria fabricante de caldeiras de grande e pequeno porte.

Apesar de ingressar nesta área numa época de crise no abastecimento de álcool e de redução da produção deste, tive a sorte de entrar em uma empresa competente, que utiliza tecnologia americana e, principalmente, japonesa e que tem um campo de trabalho muito grande pela frente.

A caldeira para queima de biomassa, no caso bagaço de cana, é uma caldeira completa, possuindo praticamente todos os componentes básicos de um gerador de vapor, uma das exceções sendo o pré-aquecedor de ar à vapor, presente apenas nas caldeiras que queimam óleo. É, portanto, um projeto bastante interessante e necessário, mesmo nos dias atuais de crise no setor, daí o meu particular interesse neste campo.

III. DADOS DE PROJETO

Produção de vapor (carga 100%).....60000kg/h
Pressão de trabalho (operação).....42 kgf/cm²
Temperatura.....400 °C
Combustível.....bagaço de cana
com 50% umidade
Temperatura da água de alimentação.....105 °C
Temperatura do ar ambiente.....25 °C
Eficiência térmica (base FCI).....85%
Temperatura do ar pré-aquecido.....180 °C

IV. CÁLCULO TÉRMICO DO GERADOR DE VAPOR

IV.1. CALOR ÚTIL:

É a parcela de calor produzida pelo combustível -
vel, que se transferiu para a água.

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

onde: $D = 60000 \text{ kg/h}$

$h_v =$ entalpia do vapor superaquecido a 42 kgf/cm^2
e $400 \text{ }^\circ\text{C} = 772,52 \text{ kcal/kg}$

$h_a =$ entalpia da água de alimentação a $105 \text{ }^\circ\text{C} =$
 $= 105,08 \text{ kcal/kg}$

$$Q_u = 60000 * (772,52 - 105,08)$$

$$Q_u = \underline{40046400 \text{ kcal/h}}$$

IV.2. CONSUMO DE COMBUSTÍVEL:

Por definição, o consumo de combustível é dado
pela seguinte expressão:

$$B = \frac{Q_u}{PCI * \eta}$$

onde: $Q_u = 40046400 \text{ kcal/h}$

$\eta =$ rendimento térmico do gerador de vapor =
 $= 85\%$

$PCI =$ poder calorífico inferior do combustível
 $= 1780 \text{ kcal/kg}$

$$B = \frac{40046400}{1780 * 0,85}$$

$$B = \underline{26438 \text{ kg/h}}$$

IV.2.1. VAPORIZAÇÃO ESPECÍFICA: relação entre des -
carga de vapor e consumo de combustível.

$$\frac{D}{R} = \frac{60000 \text{ kg vapor/h}}{26438 \text{ Kg comb./h}} = 2,27 \text{ Kg vapor/Kg comb.}$$

IV.3. CÁLCULOS DA COMBUSTÃO:

IV.3.1. COMPOSIÇÃO DO COMBUSTÍVEL:

ELEMENTO	BASE SECA (%)	50% UMIDADE (%)
C	47,00	23,50
H2	6,50	3,25
O2	44,00	22,00
N2	0,00	0,00
Cinzas (z)	2,50	1,25
H2O (w)	-----	50,00
	100,00	100,00

PCS = 2255 Kcal/Kg (50% umidade)

PCI = 1780 Kcal/Kg (50% umidade)

IV.3.2. VOLUME DE AR TEÓRICO:

É a quantidade de ar teoricamente necessária para a combustão completa do combustível.

$$V_{ar}^t = 8,876 \cdot c + 26,443 \cdot h + 3,32 \cdot s - 3,332 \cdot o$$

onde: c, h, s, e o são as porcentagens de carbono, hidrogênio, enxofre e oxigênio, respectivamente.

$$V_{ar}^t = 8,876 * 0,235 + 26,443 * 0,0325 + 3,32 * 0,00 +$$

$$- 3,332 * 0,22$$

$$\underline{V_{ar}^t = 2,212 \text{ Nm}^3/\text{Kg comb.}}$$

IV.3.3. VOLUME DE AR REAL:

Tecnicamente é impossível assegurar uma combustão completa apenas com suprimento de ar teoricamente necessário. A granulometria do combustível, seu estado de divisão, o sistema de injeção de ar, o próprio aparelho de combustão intervêm no processo de queima obrigando a introdução de um excesso de ar, como segue:

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

onde: $V_{ar}^t = 2,212 \text{ Nm}^3/\text{Kg comb.}$

m = excesso de ar para o bagaço de cana utilizado na prática = 1,30 (30% de ar em excesso)

$$V_{ar}^r = 1,30 * 2,212$$

$$\underline{V_{ar}^r = 2,876 \text{ Nm}^3/\text{Kg comb.}}$$

IV.3.4. VOLUME DOS GASES TEÓRICOS:

É o volume dos gases desenvolvidos por quilo - grama de combustível.

$$V_g^t = 1,8535 * c + 0,693 * s + 0,8 * n + 0,79 * V_{ar}^t +$$

$$+ (9 * h + w) * 1,24$$

$$V_g^t = 1,8535 * 0,235 + 0,693 * 0,00 + 0,8 * 0,00 +$$

$$+ 0,79 * 2,212 + (9 * 0,0325 + 0,50) * 1,24$$

$$\underline{V_g^t = 3,166 \text{ Nm}^3/\text{Kg comb.}}$$

IV.3.5. VOLUME DOS GASES REAIS:

Com excesso de ar m, temos:

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

$$V_g^r = 3,166 + (1,30 - 1) * 2,212$$

$$\underline{V_g^r = 3,830 \text{ Nm}^3/\text{Kg comb.}}$$

IV.3.6. VOLUME DE AR DE ALIMENTAÇÃO:

$$\text{Var} = B * V_{ar}^r$$

$$\text{Var} = 26438 * 2,876$$

$$\underline{\text{Var} = 76036 \text{ Nm}^3/\text{h}}$$

IV.3.7. VOLUME DOS GASES DE COMBUSTÃO:

$$V_g = B * V_g^r$$

$$V_g = 26438 * 3,830$$

$$\underline{V_g = 101258 \text{ Nm}^3/\text{h}}$$

IV.4. DIMENSIONAMENTO DA FORNALHA:

IV.4.1. SELEÇÃO DA FORNALHA:

A seleção de uma fornalha constitui passo decisivo na elaboração de um projeto racional de um gerador de vapor. É mesmo o mais importante para a obtenção de uma perfeita combustão e o maior problema que enfrentam os fabricantes e os usuários de caldeiras.

Para este trabalho, foi escolhida fornalha de esteira rotativa móvel (grelha rotativa), devido a alta capacidade de geração de vapor da caldeira (60 t/h) pois estas grelhas tem capacidade para até 75 t/h e em alguns casos até 100 t/h.

O combustível alimentado mecanicamente forma uma camada espessa caminhante que se extingue à medida que avança na fornalha, até a queima total e a descarga das cinzas residuais no fim do trajeto. O ar de combustão forçado pela parte inferior da fornalha e a descarga das cinzas são também processos mecanizados.

Estas grelhas podem ter movimento de frente para trás ou vice-versa e prestam-se para a queima de combustíveis sólidos, mesmo com alto teor de cinzas.

IV.4.2. CALOR TOTAL FORNECIDO:

É o calor capaz de ser gerado pelo combustível ao queimar na fornalha, acrescido do calor do ar de combustão.

$$Q_t = B * PCI + Var * C_{par} * (tar - tamb.)$$

onde: B = consumo de combustível = 26438 Kg/h

PCI = poder calorífico inferior do combustível
= 1780 Kcal/Kg

Var = volume de ar = 76036 Nm³/h

C_{par} = calor específico do ar à pressão constante = 0,30 Kcal/m³*°C

tar = temperatura do ar pré-aquecido = 180 °C

tamb. = temperatura ambiente = 25 °C

$$Q_t = 26438 * 1780 + 76036 * 0,30 * (180 - 25)$$

$$Q_t = \underline{50595314 \text{ Kcal/h}}$$

IV.4.3. VOLUME DA CÂMARA DE COMBUSTÃO:

$$V = \frac{Q_t}{K_f}$$

onde: $K_f = 150000 \text{ Kcal/m}^3 \cdot \text{h}$

$$Q_t = 50595314 \text{ Kcal/h}$$

$$V = \frac{50595314}{150000}$$

$$\underline{V = 337 \text{ m}^3}$$

IV.4.4. ÁREA DA GRELHA:

$$A = \frac{Q_t}{K_g}$$

onde: $K_g = 1500000 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}$

$$Q_t = 50595314 \text{ Kcal/h}$$

$$A = \frac{50595314}{1500000}$$

$$\underline{A = 33,7 \text{ m}^2}$$

Obs.: K_f e K_g foram escolhidos de acordo com o livro Geradores de Vapor de Água (Caldeiras) de 1972 do Prof. Hildo Pera para combustível bagaço de cana e para grelha rotativa.

Para esta grelha sua profundidade não deve ultrapassar 8 m para que o combustível alcance o final desta. Portanto, adotando a profundidade da grelha $b = 5,6 \text{ m}$, então sua largura será:

$$L = \frac{A}{b} = \frac{33,7}{5,6}$$

$$\underline{L = 6,1 \text{ m}}$$

IV.4.5. ALTURA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO:

$$h = \frac{v}{A} = \frac{221}{33,7}$$

$$\underline{h = 10,0 \text{ m}}$$

IV.5. DIMENSIONAMENTO DA CALDEIRA:

IV.5.1. SELEÇÃO DA CALDEIRA:

Devido à alta pressão e geração de vapor do gerador em questão, vamos empregar uma caldeira aquotubular de tubos curvos, já que para este tipo de caldeira não há limitações da capacidade. Neste tipo de caldeira a água circula internamente nos tubos recebendo calor dos gases que circulam externamente a eles.

Também faremos a aplicação de parede d'água, pois esta apresenta as seguintes vantagens:

- a) diminuição do tamanho da caldeira, pois esta aproveita também o calor irradiado;
- b) queda da temperatura de combustão;
- c) mais rápida a vaporização, além da eliminação dos refratários de alta qualidade e maior durabilidade do revestimento das câmaras de combustão.

IV.5.2. TRANSMISSÃO DO CALOR GERADO PELO COMBUSTÍVEL:

O calor gerado pelo combustível transfere-se para o fluido interno do gerador por meio de três processos:

- a) por irradiação;
- b) por convecção;
- c) por condução.

No caso da caldeira em questão, com parede d'água, o processo por irradiação é predominante na transferência de calor.

Calor absorvido por irradiação:

Deve-se seguir uma sequência de cálculos:

- Calor total desenvolvido na fornalha descontadas perdas de combustível não queimado;
- Superfície irradiada;
- Superfície reduzida;
- Temperatura de equilíbrio;
- Conteúdo térmico específico residual dos gases de combustão;
- Calor residual;
- Calor absorvido por irradiação;
- Margem de erros.

Para este cálculo desprezaremos as perdas por combustível não queimado que serão consideradas quando da verificação do rendimento térmico do gerador de vapor.

O calor total desenvolvido na fornalha já foi calculado anteriormente:

$$Q_t = B * PCI + Var * C_{par} * (t_{ar} - t_{amb.})$$

$$Q_t = \underline{50595314 \text{ Kcal/h}}$$

Para o cálculo da superfície irradiada, S_{irr} , foram adotados tubos de 2 1/2" para as paredes d'água. Esta superfície corresponde à projeção ortogonal

da superfície de aquecimento exposta à irradiação e é calculada pela seguinte expressão:

$$S_{irr} = S_1 * \psi_1 + S_2 * \psi_2 + S_3 * \psi_3 + 2 * S_4 * \psi_4$$

onde: $S_1 =$ superfície frontal dianteira $= 6,3 * 6,1 = 38,43 \text{ m}^2$

$$S_2 = \text{superfície traseira} = 13,2 * 6,1 = 80,52 \text{ m}^2$$

$$S_3 = \text{superfície do teto} = 5,6 * 6,1 = 34,16 \text{ m}^2$$

$$S_4 = \text{superfície lateral} = 10,0 * 5,6 = 56,00 \text{ m}^2$$

ψ = fatores de distribuição dos tubos

Portanto temos que:

- para as superfícies S_1 , S_2 e S_4 :

$$d = \text{diâmetro do tubo} = 2 \frac{1}{2}'' = 63,5 \text{ mm}$$

$$t = \text{passo dos tubos} = 100 \text{ mm}$$

$$e = \text{distância entre tubo e parede} < t$$

$$\text{Daí: } \frac{t}{d} = \frac{100}{63,5} = 1,58$$

Entrando no ábaco 1 (vide ábacos no final deste capítulo), com $t/d = 1,58$ e $e < t$, portanto caso 2, obtem-se:

$$\psi_1 = \psi_2 = \psi_4 = 0,94 \text{ (curva b)}$$

- para a superfície S_3 :

$$d = 2 \frac{1}{2}'' = 63,5 \text{ mm}$$

$$t = 100 \text{ mm}$$

$$e > t$$

Entrando novamente no ábaco 1, com $t/d = 1,58$, mas agora com $e > t$, portanto caso 1, obtem-se:

$$\psi_3 = 0,96 \text{ (curva a)}$$

$$S_{irr} = S_1 * \psi_1 + S_2 * \psi_2 + S_3 * \psi_3 + 2 * S_4 * \psi_4$$

$$S_{irr} = 38,43 * 0,94 + 80,52 * 0,94 + 34,16 * 0,96 + 2 * 56,00 * 0,94$$

$$\underline{S_{irr} = 250 \text{ m}^2}$$

Para o cálculo da superfície reduzida, S_{red} , vamos usar a expressão.

$$S_{red} = \frac{1000 * S_{irr} * c}{4 * V_g}$$

onde: $S_{irr} = 250 \text{ m}^2$

$$V_g = 101258 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

c = coeficiente de irradiação

A constante c pode ser obtida do ábaco 2 (no final deste capítulo). Para combustíveis sólidos, bagaço de cana, com PCI = 1780 Kcal/Kg e com os valores:

- carga da fornalha = $\frac{Q_t}{V}$

$$\text{carga da fornalha} = \frac{50595314}{337}$$

$$\text{carga da fornalha} = 150000 \text{ Kcal/m}^3 \cdot \text{h}$$

- carga da superfície = $\frac{Q_t}{S_{irr}}$

$$\text{carga da superfície} = \frac{50595314}{250}$$

$$\text{carga da superfície} = 202380 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}$$

entramos no ábaco 2 e obtemos:

$$c = 2,6$$

$$\text{Assim: } S_{red} = \frac{1000 * 250 * 2,6}{4 * 101258}$$

$$\underline{S_{red} = 1,61 \text{ m}^2 \cdot \text{h/Nm}^3}$$

O próximo passo é o cálculo da temperatura de equilíbrio, T_e , que é a temperatura dos gases provenientes da combustão do bagaço de cana ao saírem da fornalha para as demais partes do gerador de vapor.

Dentre os métodos para a determinação de T_e , o mais prático, e que será adotado no nosso cálculo, foi o sugerido por Rosin e Fheling, e consiste na aplicação do ábaco 3, no final deste capítulo, com os valores do excesso de ar, m , do poder calorífico inferior do combustível, PCI, do conteúdo térmico específico dos gases, h_o , e da superfície reduzida, S_{red} , para a obtenção da temperatura de equilíbrio, T_e .

O conteúdo térmico específico dos gases, h_o , se obtém pela seguinte expressão:

$$h_o = \frac{B * PCI + Var * C_{par} * (tar - tamb.)}{V_g} = \frac{Q_t}{V_g}$$

$$h_o = \frac{50595314}{101258}$$

$$h_o = 500 \text{ kcal/Nm}^3$$

Entrando no ábaco 3 com os valores:

$$m = 1,3$$

$$PCI = 1780 \text{ Kcal/Kg}$$

$$S_{red} = 1,61 \text{ m}^2 \cdot \text{h/Nm}^3$$

$$h_o = 500 \text{ kcal/Nm}^3$$

obtem-se: $T_e = 950 \text{ }^\circ\text{C}$

Com este valor, entramos no ábaco 4 e obtemos o conteúdo térmico residual dos gases de combustão que abandonam a fornalha, h_r .

Para: $T_e = 950 \text{ }^\circ\text{C}$

$$m = 1,3$$

$$PCI = 1780 \text{ Kcal/kg}$$

obtem-se: $h_r = 352 \text{ Kcal/Nm}^3$

O calor residual, Q_r , obtem-se pela expressão:

$$Q_r = h_r * V_g = 352 * 101258$$

$$\underline{Q_r = 35642816 \text{ Kcal/h}}$$

O calor absorvido por irradiação, Q_{irr} , por tanto será igual a:

$$Q_{irr} = Q_t - Q_r = 50595314 - 35642816$$

$$\underline{Q_{irr} = 14952498 \text{ Kcal/h}}$$

Para a verificação da margem de erros devemos comparar Q_{irr} obtido acima com o valor de Q_{irr} que se obtem pela expressão de Stefan-Boltzmann, pois o valor de T_e foi obtido pelo método prático e é preciso verificar se o calor irradiado não difere muito do real.

A expressão de Stefan-Boltzmann é:

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

onde: c = coeficiente de irradiação = 2,6

S_{irr} = superfície irradiada = 250 m²

T_e = 950 °C = 1223 K

T_p = temperatura da parede do tubo $\approx T_v$ (adotado na prática)

T_v = temperatura de vaporização da água =
= 252 °C = 525 K ($p_v = 42 \text{ kgf/cm}^2$)

$$Q_{irr} = 2,6 * 250 * \left[\left(\frac{1223}{100} \right)^4 - \left(\frac{525}{100} \right)^4 \right]$$

$$\underline{Q_{irr} = 14048035 \text{ Kcal/H}}$$

A margem de erro, M , deve ser menor do que 2%.

$$M = \left| \frac{14952498 - 14048035}{14048035} \right| * 100 = 6,44\% > 2\%$$

Portanto, adoto um novo valor para T_e , no caso,
 $T_e = 960 \text{ °C}$.

$$\text{Do ábaco 4: } \underline{hr = 357 \text{ kcal/Nm}^3}$$

Desta forma:

$$Q_r = hr * V_g = 357 * 101258$$

$$Q_r = \underline{36149106 \text{ Kcal/h}}$$

E:

$$Q_{irr} = Q_t - Q_r = 50595314 - 36149106$$

$$Q_{irr} = \underline{14446208 \text{ Kcal/h}}$$

Fela expressão de Stefan-Boltzmann, com $T_e = 960 \text{ }^\circ\text{C} = 1233 \text{ K}$:

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

$$Q_{irr} = 2,6 * 250 * \left[\left(\frac{1233}{100} \right)^4 - \left(\frac{525}{100} \right)^4 \right]$$

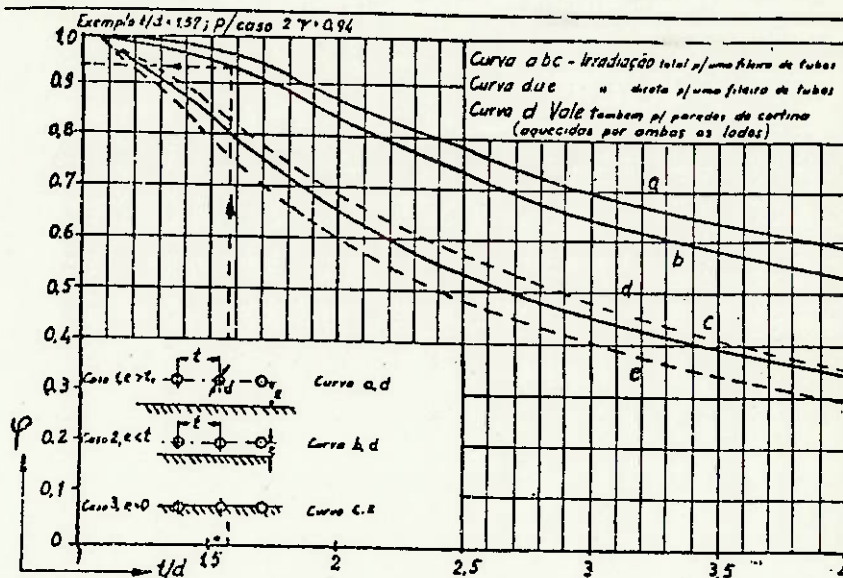
$$Q_{irr} = \underline{14529512 \text{ Kcal/h}}$$

Portanto:

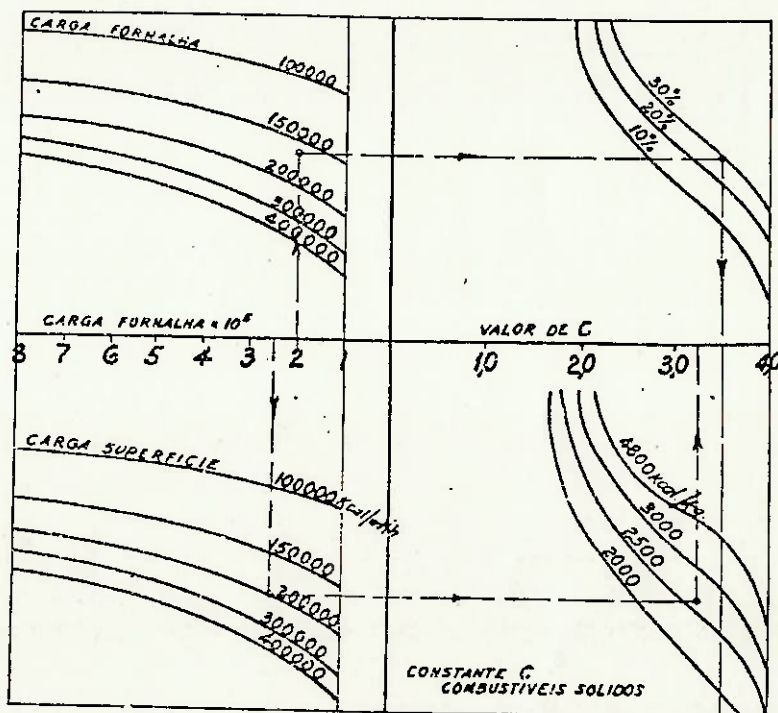
$$M = \left| \frac{14446208 - 14529512}{14529512} \right| * 100 = 0,57\% < 2\%$$

Assim, o valor de $T_e = 960 \text{ }^\circ\text{C}$ é satisfatório para se considerar como temperatura real da combustão. E $T_e = 960 \text{ }^\circ\text{C}$ é a temperatura dos gases de combustão na saída da fornalha.

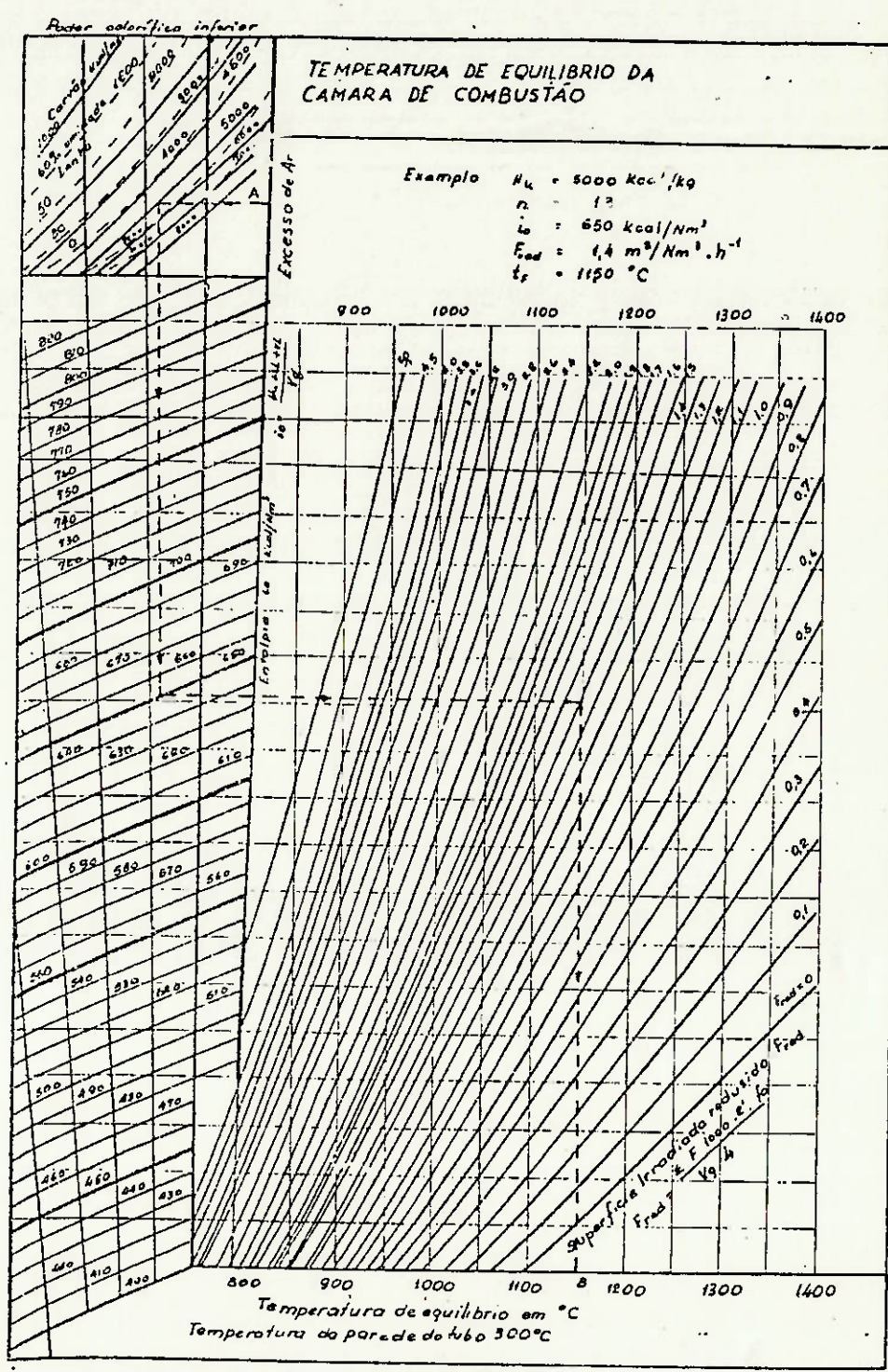
VALOR φ DAS SUPERFICIES IRRADIADAS



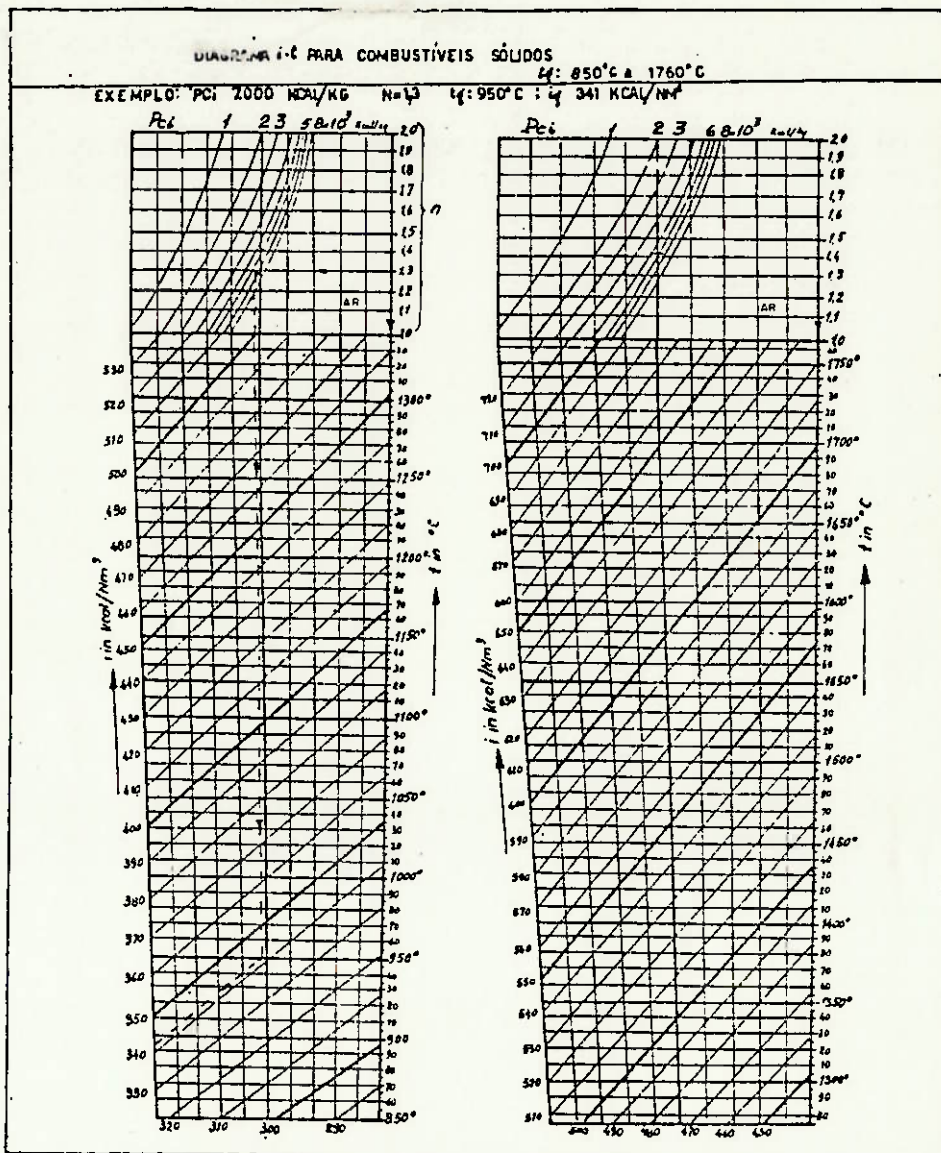
ÁBACO 1



ÁBACO 2



ABACO 3



ABACO 4

V. DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES DO GERADOR DE VAPOR

V.1. SUPERAQUECEDOR:

É a parte do gerador de vapor que eleva a temperatura do vapor saturado até que este se torne vapor superaquecido.

É também o primeiro componente do gerador de vapor a ser atingido pelos gases de combustão depois que estes deixam a fornalha.

O calor necessário para elevar a temperatura do vapor saturado que é de 252,07 °C para 400 °C (vapor superaquecido) à pressão de 42 Kgf/cm² é:

$$Q_{sup} = D * (h_{vsup} - h_{vsat})$$

onde: D = vazão de vapor em massa = 60000 Kg/h

$$\begin{aligned} h_{vsup} &= \text{entalpia do vapor superaquecido} = \\ &= 772,52 \text{ kcal/Kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{vsat} &= \text{entalpia do vapor saturado} = \\ &= 669,2 \text{ Kcal/Kg} \end{aligned}$$

$$Q_{sup} = 60000 * (772,52 - 669,2)$$

$$\underline{Q_{sup} = 6199200 \text{ Kcal/h}}$$

Este calor é absorvido dos gases de combustão pelo vapor basicamente pelos processos de convecção e radiação gasosa.

Portanto o calor será:

$$Q_{sup} = K * S * \Delta T$$

onde: K = coeficiente global de transferência de calor

S = área da superfície receptora do calor

ΔT = diferença média logarítmica de temperatura

Podemos tomar K, coeficiente global de transferência de calor, como sendo:

$$K = \frac{1}{1/\alpha t} = \alpha t = \text{coeficiente de película}$$

onde: $\alpha t = \alpha c + \alpha g$

αc = coeficiente do filme gasoso (processo de convecção)

αg = coeficiente de radiação gasosa (processo de radiação gasosa),

pois a resistência térmica dos gases quentes é muito maior que a do tubo e a da água.

CÁLCULO DA TEMPERATURA DE SAÍDA DOS GASES DE COMBUSTÃO DO SUPERAQUECEDOR, Tgo:

A temperatura de entrada dos gases de combustão no superaquecedor (Tgi), corresponde à temperatura dos gases na saída da fornalha, ou temperatura de equilíbrio, Te = 960 °C.

A temperatura dos gases na saída do superaquecedor se estabelece em função do conteúdo térmico específico destes após sua passagem, ou seja,

$$Q_{\text{após sup}} = Q_t - Q_{\text{irr}} - Q_{\text{sup}}$$

onde: Q_t = calor total introduzido na fornalha =
= 50595314 Kcal/h

Q_{irr} = calor absorvido na fornalha =
= 14446208 Kcal/h

Q_{sup} = calor absorvido no superaquecedor =
= 6199200 Kcal/h

$$Q_{\text{após sup}} = 50595314 - 14446208 - 6199200$$

$$\underline{Q_{\text{após sup}} = 29949906 \text{ Kcal/h}}$$

Este é o calor residual dos gases após o superaquecedor.

$$hr = \frac{Q_{após\ sup}}{V_g} = \frac{29949906}{101258}$$

$$hr = 295,78 \text{ Kcal/Nm}^3$$

Do ábaco 4 (fim do capítulo IV) com $hr = 295,78 \text{ Kcal/Nm}^3$, a temperatura de saída dos gases será: $T_{g0} = 882 \text{ }^\circ\text{C}$.

CÁLCULO DO COEFICIENTE DE RADIAÇÃO GASOSA, α_g :

O método mais conveniente e prático para o cálculo do coeficiente de radiação gasosa foi desenvolvido por Koch. O cálculo utiliza os ábacos 5 e 6 no fim deste item e exige o conhecimento dos seguintes dados:

- t_g = temperatura do gás
- t_p = temperatura da parede da superfície receptora
- $p(\text{CO}_2)$ = pressão parcial do CO_2
- $p(\text{H}_2\text{O})$ = pressão parcial do vapor de água

$p(\text{CO}_2)$ e $p(\text{H}_2\text{O})$ se determinam por cálculo considerando-se a concentração de cada componente na mistura gasosa com pressão total de 1 Kgf/cm^2 , ou seja,

$$p(\text{CO}_2) = (\text{CO}_2) * 1 \text{ Kgf/cm}^2$$
$$p(\text{H}_2\text{O}) = (\text{H}_2\text{O}) * 1 \text{ Kgf/cm}^2$$

onde (CO_2) e (H_2O) são as porcentagens dos gases CO_2 e H_2O respectivamente, referidas à base úmida.

No caso:

$$(\text{CO}_2) = \frac{1,8535 * c}{V_g^s + (m - 1) * V_{ar}^t} \quad (\text{base úmida})$$

onde: $V_{ar}^t = 2,212 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}$

$$c = 23,50\%$$

$m = \text{excesso de ar} = 1,30$

$$V_g^s = 1,8535 * c + 0,79 * V_{ar}^t$$

$$V_{gs}^s = 1,8535 * 0,235 + 0,79 * 2,212$$
$$V_{gs}^s = 2,1831 \text{ Nm}^3/\text{Kg comb.}$$

$$(CO_2) = \frac{1,8535 * 0,235}{2,1831 + (1,30 - 1) * 2,212}$$

$$(CO_2) = 0,1530 \text{ ou } (CO_2) = 15,30\%$$

$$(H_2O) = \frac{1,24 * (9 * h + w)}{V_{gs}^s + (m - 1) * V_{ar}^t}$$

onde: $h = 3,25\%$

$w = 50,00\%$

$$(H_2O) = \frac{1,24 * (9 * 0,0325 + 0,50)}{2,1831 + (1,30 - 1) * 2,212}$$

$$(H_2O) = 0,3452 \text{ ou } (H_2O) = 34,52\%$$

Portanto:

$$p(CO_2) = 0,1530 * 1 = 0,1530 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$p(H_2O) = 0,3452 * 1 = 0,3452 \text{ Kgf/cm}^2$$

A temperatura média dos gases provenientes da combustão do bagaço de cana é:

$$T_{mg} = \frac{T_{gi} + T_{go}}{2} = \frac{960 + 882}{2}$$

$$T_{mg} = 921 \text{ }^\circ\text{C}$$

A temperatura da parede do tubo é a temperatura de vaporização acrescida de um sobreaquecimento. Para o superaquecedor em questão vamos admitir que este sobreaquecimento é de 20 °C. Portanto temos que:

$$T_p = T_v + 20 \text{ }^\circ\text{C} = 252,07 + 20$$

$$T_p = 272,07 \text{ }^\circ\text{C}$$

Entrando no ábaco 5 com o valor de $T_{mg} = 921 \text{ }^\circ\text{C}$ com $p(H_2O) = 0,3452 \text{ Kgf/cm}^2$ e com a temperatura da parede do tubo, $T_p = 272,07 \text{ }^\circ\text{C}$, obtemos inicialmente o

fator de emissão:

$$E = 9,2\%$$

Em seguida, com o fator de emissão, no mesmo ábaco, obtemos o coeficiente $\alpha_{g''H_2O}$:

$$\alpha_{g''H_2O} = 8,5 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Da mesma maneira, entramos agora no ábaco 6 com os valores de $T_{mg} = 921 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_p = 272,07 \text{ }^\circ\text{C}$, $p(\text{CO}_2) = 0,1530 \text{ Kg/cm}^2$ e obtemos inicialmente o fator de emissão:

$$E = 11,6\%$$

A partir deste, no mesmo ábaco obtemos:

$$\alpha_{g'CO_2} = 12,1 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

O coeficiente de radiação gasosa se obtém pela soma:

$$\alpha_g = \alpha_{g'CO_2} + \alpha_{g''H_2O} = 12,1 + 8,5$$

$$\underline{\alpha_g = 20,6 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

CÁLCULO DO COEFICIENTE DO FILME GASOSO, α_c :

Utilizaremos neste cálculo uma das expressões que Nusselt e Shack desenvolveram.

A fórmula seguinte se destina ao cálculo do coeficiente de transmissão de calor de gases quentes circulando por fora dos tubos com fluxo paralelo.

$$\alpha_c = 23,7 * L^{-0,05} * d_{hid}^{-0,16} * v^{0,79} * b$$

onde: L = comprimento do tubo

d_{hid} = diâmetro hidráulico do tubo = $4 * A/p$

A = secção de passagem do fluxo gasoso

p = perímetro externo de todos os tubos contidos na secção A

v = velocidade do gás

b = constante tabelada em função da temperatura média conforme a seguir:

$$t_m = \frac{t_{mg} + t_p}{2} = \frac{921 + 212,01}{2} = 596,535 \text{ } ^\circ\text{C}$$

TABELA I:

tm	b	tm	b	tm	b
50	0,154	400	0,101	750	0,081
100	0,142	450	0,097	800	0,080
150	0,132	500	0,093	850	0,079
200	0,124	550	0,090	900	0,078
250	0,117	600	0,087	950	0,077
300	0,111	650	0,085	1000	0,076
350	0,106	700	0,083	1050	0,075

Vamos adotar tubos de 1 1/2" para o superaquecedor e comprimento de tubo 2500 mm.

Agora temos:

$$L = 2,5 \text{ m}$$

$$h = L + 0,230 = \text{espaço para o superaquecedor} = 2,73 \text{ m}$$

$$N1 = \text{número de painéis de tubos} = 86$$

$$t = \text{espaçamento entre painéis de tubos} = 70 \text{ mm}$$

$$\text{Espaço ocupado pelos painéis do superaquecedor} \\ = (N1 - 1) * t = 85 * 0,07 = 5,95 \text{ m}$$

$$\text{Daí: } A = h * \text{largura da fornalha} + \\ - (N1 * d_e * L + d_{ef} * h)$$

$$\text{onde: } d_e = \text{diâmetro externo dos tubos do superaquecedor} = 38,1 \text{ mm}$$

$$d_{ef} = \text{diâmetro externo dos tubos das paredes laterais da fornalha} = 63,5 \text{ mm}$$

$$A = 2,73 * 6,1 - (86 * 0,0381 * 2,5 + 0,0635 * 2,73)$$

$$\underline{A = 8,29 \text{ m}^2}$$

$$P = \pi * d_e * N1 + \pi * d_{ef} = \pi * 0,0381 * 86 + \pi * 0,0635$$

$$\underline{P = 10,49 \text{ m}}$$

Agora podemos calcular o diâmetro hidráulico:

$$d_{hid} = \frac{4 * A}{P} = \frac{4 * 8,29}{10,49} = 3,16 \text{ m}$$

A velocidade dos gases na temperatura $T = 596,535 \text{ }^\circ\text{C}$ e pressão $p = 42 \text{ Kgf/cm}^2$ será:

$$V = \frac{Vg/3600}{A} * \frac{p}{1 + p} * \frac{T + 273}{273}$$

$$V = \frac{101258/3600}{8,29} * \frac{42}{1 + 42} * \frac{596,535 + 273}{273}$$

$$\underline{V = 10,56 \text{ m/s}}$$

Da tabela I com $T_m = 596,535 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$b = 0,0872$$

$$\text{Portanto: } \alpha_c = 23,7 * L^{-0,05} * d_{hid}^{-0,16} * V^{0,79} * b$$

$$\alpha_c = 23,7 * 2,5^{-0,05} * 3,16^{-0,16} * 10,56^{0,79} * 0,0872$$

$$\underline{\alpha_c = 10,58 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{ }^\circ\text{C}}$$

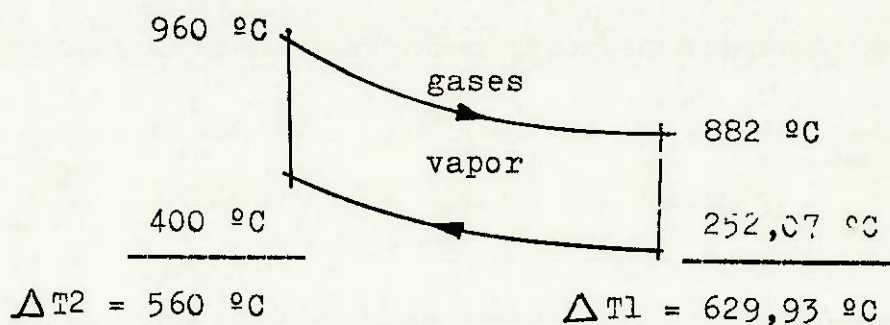
Agora temos o coeficiente global de transferência de calor:

$$K = \frac{1}{1/\alpha_t} = \alpha_t = \alpha_c + \alpha_g = 10,58 + 20,6$$

$$\underline{K = 31,18 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{ }^\circ\text{C}}$$

No cálculo de ΔT adotaremos fluxo paralelo em contra-corrente dos gases.

$$\Delta T = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln \left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2} \right)}$$



$$\Delta T = \frac{629,93 - 560}{\ln\left(\frac{629,93}{560}\right)} = 594,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Neste caso: $Q_{sup} = K * S * \Delta T$

$$6199200 = 31,18 * S * 594,3$$

$$S = 334,6 \text{ m}^2$$

$$S = \pi * de * L * N1 * N2$$

onde: $N2$ = número de tubos por painel do superaquecedor

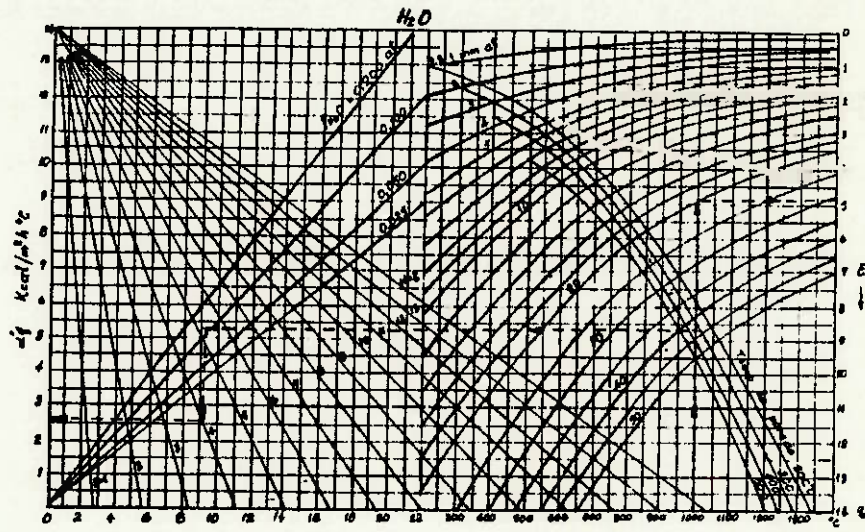
$$334,6 = \pi * 0,0381 * 2,5 * 86 * N2$$

$$N2 = 13 \text{ tubos}$$

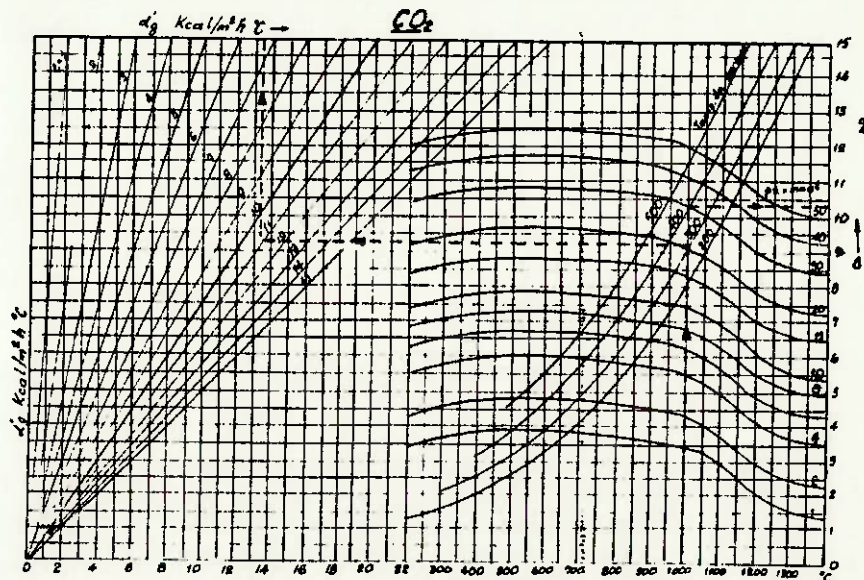
e = espaçamento entre tubos = 70 mm

$$\begin{aligned} \text{Espaço ocupado pelos tubos} &= (N2 - 1) * e = \\ &= 12 * 0,07 = 0,84 \text{ m} = 840 \text{ mm} \end{aligned}$$

O controle da temperatura de superaquecimento é feito através da injeção de água pulverizada sobre o vapor superaquecido. A quantidade e temperatura dessa água é determinada em função das condições de operação do gerador de vapor, para se obter a temperatura desejada do vapor superaquecido. Esse equipamento é conhecido no mercado com o nome de dessuperaquecedor.



ÁBACO 5



ÁBACO 6

V.2. FEIXE DE TUBOS:

Após deixarem o superaquecedor, os gases de combustão atingem o feixe de tubos, ou feixe de convecção, e aí transferem mais uma parte do calor proveniente da queima do bagaço de cana para a água mediante a combinação dos processos de condução e convecção.

O calor residual contido nos gases após deixarem o superaquecedor é:

$$Q_c = Q_u - Q_{irr} - Q_{sup}$$

$$Q_c = 40046400 - 14446208 - 6199200$$

$$Q_c = \underline{19400992 \text{ Kcal/h}}$$

O calor total transferido à água pode ser determinado pela equação:

$$Q_c = K * S * \Delta T$$

onde: K = coeficiente global de troca de calor

S = superfície de aquecimento

ΔT = diferença média logarítmica de temperatura

Como no superaquecedor, aqui também a resistência térmica dos gases quentes é muito maior do que a do tubo e a da água. Portanto podemos admitir K como sendo aproximadamente:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c}} = \alpha_c$$

Para fluxo gasoso normal e externo aos tubos podemos usar a expressão de Shack para a determinação de α_c , válida para mais de 5 fileiras em distribuição paralela.

$$\alpha_c = \frac{0,654}{d^{0,346}} * \left(4,3 + 2,51 * \frac{t}{1000} \right)$$

onde: V_0 = velocidade dos gases nas condições normais de t e p
 t - temperatura média do gás antes e depois do feixe
 d = diâmetro externo do tubo

Escolhemos tubos de diâmetro 2 1/2", portanto $d_e = 63,5$ mm.

$$V_0 = \frac{V_g/3600}{A}$$

onde: V_g = volume dos gases de combustão = 101258 Nm³/h
 A = área da secção de passagem dos gases

$A = (\text{distância entre chicanas}) * (\text{profundidade da fornalha}) - \frac{\pi}{4} * d_e^2 * (\text{nº de fileiras} - 1) * (\text{nº de tubos por fileira} - 1)$

$$A = 1,4 * 6,1 - \frac{\pi}{4} * (0,0635)^2 * (63 - 1) * (14 - 1)$$

$$A = 5,99 \text{ m}^2$$

$$\text{Daí: } V_0 = \frac{101258/3600}{5,99} = 4,70 \text{ m/s}$$

Deste modo:

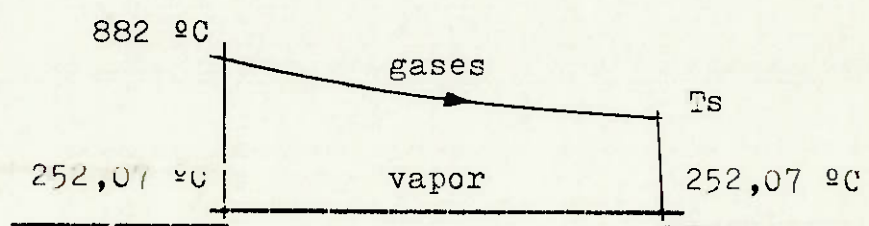
$$\alpha_c = \frac{4,70^{0,654}}{0,0635^{0,346}} * \left[4,3 + 2,51 * \frac{(882 + T_s)/2}{1000} \right]$$

$$\alpha_c = 7,14 * \left[4,3 + \frac{2,51 * (882 + T_s)}{2000} \right]$$

A diferença média logarítmica de temperatura será:

$$\Delta T = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Obs.: T_s é a temperatura dos gases na saída do feixe de tubos.



$$\Delta T_1 = 629,93 \text{ °C}$$

$$\Delta T_2 = T_s - 252,07 \text{ °C}$$

$$\Delta T = \frac{629,93 - T_s + 252,07}{\ln \left(\frac{629,93}{T_s - 252,07} \right)}$$

$$\Delta T = \frac{882 - T_s}{\ln \left(\frac{629,93}{T_s - 252,07} \right)}$$

Temos que: $Q_c = 19400992 \text{ Kcal/h} = \alpha_c * S * \Delta T$

A superfície de aquecimento S será:

$$S = (63 - 1) * 14 * 0,0635 * \pi * 6,475$$

$$S = 1121,2 \text{ m}^2$$

Para $T_s = 490 \text{ °C}$, temos que $\alpha_c * S * \Delta T = 19406955 \text{ Kcal/h}$ e o erro com relação a $Q_c = 19400992 \text{ Kcal/h}$ é de 0,03%.

Assim tomamos $T_s = 490 \text{ °C}$ como temperatura dos gases de combustão na saída do feixe de convecção.

O calor residual após o feixe será:

$$Q_{rf} = Q_t - Q_{irr} - Q_{sup} - Q_c = Q_{após\ sup} - Q_c$$

$$Q_{rf} = 29949906 - 19400992$$

$$Q_{rf} = 10548914 \text{ kcal/h}$$

V.3. ECONOMIZADOR:

Para aumentar o rendimento técnico do gerador de vapor optou-se por usar um economizador para aquecer a água de alimentação antes que ela fosse distribuída pelos tubos da caldeira, começando pelo tubo de vapor, nome pelo qual é conhecido o balão superior do gerador de vapor (o balão inferior do gerador de vapor é conhecido como tubulão de água), para se transformar em vapor.

Esta escolha deveu-se pelo fato da pressão do gerador ser relativamente alta e este ser de grande capacidade.

Além do mais, além de aumentar o rendimento do gerador de vapor, o economizador apresenta outras vantagens, tais como:

- vaporização mais rápida;
- uniformiza o regime de pressões que se mantém constante;
- regulariza a carga térmica da fornalha, evitando o aumento de combustível para compensar eventual entrada de água fria que tende também a diminuir a pressão do vapor e mesmo reduzir sua produção.

A temperatura da água após o economizador foi adotada igual a 130 °C.

O calor residual para aquecer a água de 105 °C a 130 °C é:

$$Q_a = D * (h_{a3} - h_{a1})$$

onde: D = vazão de vapor em massa = 60000 Kg/h

h_{a3} = entalpia da água a 130 °C = 130,4 Kcal/Kg

h_{a1} = entalpia da água a 105 °C = 105,08 Kcal/Kg

$$Q_a = 60000 * (130,4 - 105,08)$$

$$Q_a = 1519200 \text{ Kcal/h}$$

A temperatura do gás na entrada do economizador é a temperatura deste na saída do feixe tubular, ou seja, $t_{ei} = T_s = 490 \text{ }^\circ\text{C}$.

A temperatura dos gases na saída do economizador se estabelece, como no caso do superaquecedor, em função do conteúdo térmico deste após sua passagem pelo economizador.

Assim: $Q_{re} = \text{calor após economizador} = \text{calor após feixe de convecção} - Q_a$

$$Q_{re} = 10548914 - 1519200$$

$$Q_{re} = 9029714 \text{ Kcal/h}$$

$$hr = \frac{Q_{re}}{V_g} = \frac{9029714}{101258} = 89,18 \text{ Kcal/Km}^3$$

Desta forma: $T_{eo} = \frac{hr}{C_{par}} = \frac{89,18}{0,30}$

$$T_{eo} = 297 \text{ }^\circ\text{C}$$

Agora podemos partir para o cálculo da superfície de aquecimento do economizador. Para isso são adotados tubos de 2" ($d_e = 50,8 \text{ mm}$, $d_i = 43,8 \text{ mm}$) com 14 painéis de tubos e passo entre painéis de 80 mm.

Largura L do economizador:

$$L = (n^\circ \text{ de painéis} - 1) * p + d_e + 2 * (\text{distância entre tubo e parede})$$

$$L = (14 - 1) * 0,080 + 0,0508 + 2 * 0,0796$$

$$L = 1,25 \text{ m}$$

Área A de passagem do gás:

$$A = L * (\text{compr. do economizador}) - (\text{n}^\circ \text{ de painéis}) * d_e * (\text{comprimento do tubo})$$

$$A = 1,25 * 3,20 - 14 * 0,0508 * 2,5$$

$$A = 2,222 \text{ m}^2$$

Velocidade dos gases:

$$V_o = \frac{V_g/3600}{A} = \frac{101258/3600}{2,222}$$

$$V_o = 12,66 \text{ m/s}$$

Esta é uma velocidade razoável, pois está dentro da faixa de velocidades dos gases, já que esta é uma caldeira de tiragem induzida.

$$\text{Assim: } Q_a = 1519200 \text{ Kcal/h} = \alpha_c * S * \Delta T$$

$$c = \frac{V_o^{0,654}}{d_e^{0,346}} * \left(4,3 + 2,51 * \frac{T_{ei} + T_{eo}}{2000} \right), \text{ mesma}$$

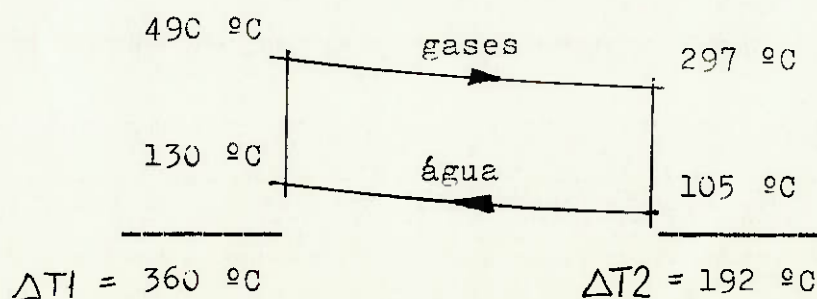
fórmula utilizada no cálculo do feixe de convecção, já que o fluxo gasoso também é normal e externo aos tubos (fórmula de Shack para fluxo paralelo e número de fileiras de tubos maior que 5).

$$\alpha_c = \frac{12,66^{0,654}}{0,0508^{0,346}} * \left[4,3 + 2,51 * \frac{490 + 297}{2000} \right]$$

$$\alpha_c = 77,988 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Cálculo da diferença média logarítmica de temperatura (ΔT):

$$\Delta T = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (\text{fluxo em contra-corrente})$$



$$\Delta T = \frac{360 - 192}{\ln\left(\frac{360}{192}\right)}$$

$$\Delta T = 267,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Portanto: } S = \frac{1519200}{77,988 * 267,3}$$

$$S = 72,88 \text{ m}^2$$

$$S = 72,88 \text{ m}^2 = (\text{n}^\circ \text{ de painéis}) * (\text{n}^\circ \text{ de tubos por painel}) * \pi * \text{de} * (\text{comprimento do tubo})$$

$$72,88 = 14 * N * \pi * 0,0508 * 2,5$$

$$N = 13 \text{ tubos por painel}$$

V.4. PRÉ-AQUECEDOR DE AR A GÁS TUBULAR:

Os pré-aquecedores de ar são trocadores de calor que elevam a temperatura do ar de combustão antes que este seja introduzido na fornalha. Ele apresenta as seguintes vantagens, daí a opção por usá-lo:

- melhora a combustão;
- permite diminuir o excesso de ar;
- aumenta a temperatura de equilíbrio na câmara de combustão;
- estabiliza a queima do combustível;
- abaixa a temperatura de saída dos gases de combustão aumentando o rendimento térmico do gerador de vapor.

Neste projeto optou-se pelo pré-aquecedor de ar tubular vertical, com os gases passando no interior dos tubos e o ar externamente a esses, em contra-corrente.

Calor necessário para aquecimento do ar:

$$Q_p = \text{Var} * C_{\text{par}} * (T_{\text{ao}} - T_{\text{ai}})$$

$$Q_p = 76036 * 0,30 * (180 - 25)$$

$$Q_p = \underline{3535674 \text{ Kcal/h}}$$

A temperatura dos gases na entrada do pré-aquecedor corresponde à temperatura destes na saída do economizador, ou seja, $T_{\text{gi}} = T_{\text{eo}} = 297 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Da mesma forma que no superaquecedor e no economizador, a temperatura dos gases na saída do pré-aquecedor se estabelece em função do conteúdo térmico específico residual dos gases após este.

$$\text{Calor residual} = Q_{\text{rp}} = \text{calor após economizador} - Q_p$$

$$Q_{rp} = 9029714 - 3535674$$

$$Q_{rp} = 5494040 \text{ Kcal/h}$$

$$hr = \frac{Q_{rp}}{V_g} = \frac{5494040}{101258} = 54,26 \text{ Kcal/Nm}^3$$

$$Tao = \frac{hr}{C_{par}} = \frac{54,26}{0,30}$$

$$Tao = 181 \text{ }^\circ\text{C}$$

Superfície de aquecimento:

Para o cálculo do coeficiente de transmissão de calor podemos utilizar uma fórmula desenvolvida por Nusselt e Shack, para gases quentes circulando no interior dos tubos.

$$\alpha_c = 23,7 * L^{-0,05} * di^{-0,16} * V^{0,79} * b$$

onde: L = comprimento do tubo

di = diâmetro interno do tubo

V = velocidade dos gases

b = constante tabelada em função da temperatura média: $t_m = \frac{t_{mg} + t_p}{2}$

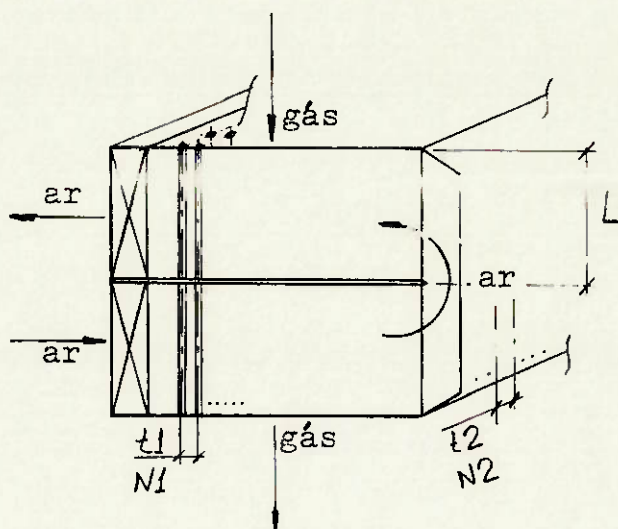
$$t_{mg} = \frac{297 + 181}{2} = 239 \text{ }^\circ\text{C}$$

t_p = temperatura da parede do tubo = 220 °C

$$t_m = \frac{239 + 220}{2} = 229,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Da tabela I, no item V.1. - SUPERAQUECEDOR -, para $t_m = 229,5 \text{ }^\circ\text{C}$, tiramos $b = 0,1199$.

Escolhemos tubos de 2 1/2" ($d_e = 63,5 \text{ mm}$, $d_i = 54,5 \text{ mm}$) com 2 passes de ar e um passe de gás em contra-corrente, conforme esquema a seguir:



Temos que:

$$L = 1,1 \text{ m}$$

$$t1 = 85 \text{ mm com } N1 = 36 \text{ tubos}$$

$$t2 = 95 \text{ mm com } N2 = 50 \text{ tubos}$$

$$\text{Assim: } A = \pi * \frac{d_i^2}{4} * N1 * N2 = \pi * \frac{0,0545^2}{4} * 36 * 50$$

$$\underline{A = 4,20 \text{ m}^2}$$

Velocidade dos gases (à $t_{mg} = 239 \text{ }^\circ\text{C}$)

$$V = \frac{Vg/3600}{A} * \frac{t_{mg} + 273}{273} = \frac{101258/3600}{4,20} * \frac{239 + 273}{273}$$

$V = 12,56 \text{ m/s}$, dentro da faixa de velocidades de gases coerentes para este tipo de tiragem.

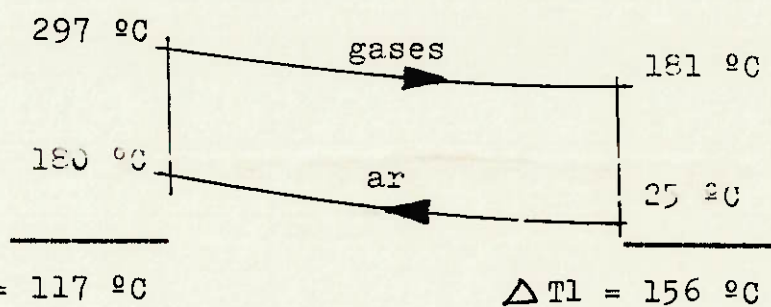
Desta forma:

$$\alpha_c = 23,7 * 1,1^{-0,05} * 0,0545^{-0,16} * 12,56^{0,79} * 0,1199$$

$$\underline{\alpha_c = 33,11 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{ }^\circ\text{C}}$$

Cálculo da diferença média logarítmica de temperatura, ΔT :

$$\Delta T = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln \left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2} \right)}$$



$$\Delta T = \frac{156 - 117}{\ln \frac{156}{117}} = 135,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Portanto: $S = \frac{3535674}{33,11 * 135,6}$
 $S = 789 \text{ m}^2$

Verificação de S:

$$S = \pi * de * L * N1 * N2 * (\text{n}^\circ \text{ de passes do ar})$$

$$S = \pi * 0,0635 * 1,1 * 36 * 50 * 2$$

$$S = 790 \text{ m}^2$$

Diferença percentual: 0,13%, portanto consideramos o pré-aquecedor escolhido como adequado.

A temperatura dos gases que vão para a chaminé é a temperatura desses na saída do pré-aquecedor, ou seja, $t_{ch} = T_{ao}$.

$$t_{ch} = 181 \text{ }^\circ\text{C}$$

O calor residual dos gases para a chaminé é:

$$Q_{ch} = Q_{rp} = 5494040 \text{ kcal/h}$$

VI. CÁLCULO DAS PERDAS DE CALOR NO GERADOR DE VAPOR E VERIFICAÇÃO DO RENDIMENTO TÉRMICO

As perdas de calor são parcelas do calor do combustível alimentado na fornalha não aproveitadas na produção de vapor.

Essas perdas podem ser ocasionais ou normais. As primeiras são decorrentes de má operação ou deficiência de projeto ou de equipamento e as outras são constantes de cada gerador, pré-fixadas pelo projeto, fazendo parte da operação do equipamento.

Como as perdas ocasionais ocorrem principalmente na fornalha e devido à sua importância no aproveitamento do combustível, as perdas podem ser divididas em perdas de fornalha e perdas nas outras partes do gerador de vapor.

Cálculo das perdas:

1º) Perdas nas cinzas: com o calor do próprio combustível caído no cinzeiro, com o calor sensível da própria cinza e com a fuligem arrastada pelo gerador até a chaminé.

Neste projeto, por ser de grande porte, foi previsto um sistema de captação de cinzas que permitirá retorná-la à fornalha. Mesmo assim, para efeito de cálculo de rendimento, estimamos estas perdas em: $p_1 = 0,4\%$.

2º) Perdas na combustão incompleta: representada pelos gases CO e H₂ que se desprendem na chaminé.

Esta perda foi estimada em: $p_2 = 0,8\%$.

3º) Perdas por irradiação: corresponde ao calor do combustível dissipado pelas paredes do gerador de vapor. Varia de acordo com o tipo de revestimento do gerador de vapor.

Neste caso, temos um gerador totalmente revestido adequadamente, mesmo assim, estimamos as perdas por irradiação em: $p_3 = 1,5\%$.

4º) Perdas por parada-partida, variação de carga do gerador e outras perdas: foram estimadas em: $p_4 = 1,0\%$.

5º) Perdas de calor sensível dos gases de combustão ao saírem para a atmosfera pela chaminé: é a mais significativa e dado obrigatório do projeto.

Essas perdas correspondem ao calor sensível residual dos gases de combustão ao saírem para a atmosfera. Do balanço de energia obtem-se:

$$Q_{ch} = 5494040 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Portanto: } p_5 = \frac{Q_{ch}}{Q_t} = \frac{5494040}{50595314} * 100\% = 10,9\%$$

$$\text{Perdas totais: } P_t = p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5$$

$$P_t = 0,4 + 0,8 + 1,5 + 1,0 + 10,9$$

$$\underline{P_t = 14,6\%}$$

$$\text{Portanto: } \eta = 100 - P_t = 100 - 14,6$$
$$\underline{\eta = 85,4\%}$$

Este rendimento está dentro das especificações do projeto, que requer um rendimento de 85%. Portanto, podemos concluir que este trabalho satisfaz às condições do projeto.

VII. BIBLIOGRAFIA

1. GERADORES DE VAPOUR DE ÁGUA (CALDEIRAS)
Engenheiro Hildo Pera
2. FUNDAMENTOS DA TERMODINÂMICA CLÁSSICA
Gorden J. Van Wylen
Richard E. Sonntag
3. PRINCÍPIOS DA TRANSMISSÃO DE CALOR
Frank Kreith
4. GERADORES DE VAPOUR DE ÁGUA
Remi B. da Silva

VIII. ANEXOS

A) TABELA II: RESUMO DE CALORES E TEMPERATURAS NO GERADOR DE VAPOR

COMPONENTE	CALOR TROCADO (Kcal/h)	CALOR RESIDUAL (Kcal/h)	TEMP. GASES SAÍDA (°C)
FORNALHA	14446208	36149106	960
SUPERAQUEC.	6199200	29949906	882
FEIXE DE CONVECÇÃO	19400992	10548914	490
ECONOMIZADOR	1519200	9029714	297
PRÉ-AQUEC. DE AR	3535674	5494040	181

Calor Útil = $Q_u = 40046400$ Kcal/h

Calor Total = $Q_t = 50595314$ Kcal/h

Calor para a Chaminé = $Q_{ch} = 5494040$ Kcal/h

- B) FLUXOGRAMA DE PROCESSO (página 50)
- C) DESENHO DE CONJUNTO DO GERADOR DE VAPORES (ELEVACÃO) (página 51)
- D) DESENHO DE CONJUNTO DO GERADOR DE VAPORES (PLANTA) (página 52)

NOTA: No fluxograma e desenhos de conjunto do gerador de vapor notar-se-á que, entre o pré-aquecedor de ar e o ventilador de tiragem induzida, foi colocado um precipitador eletrostático, componente importante nos geradores de vapor que queimam biomassa, no caso, bagaço de cana. Este componente evita que partículas grandes de fuligem que foram arrastadas até aí atinjam o ventilador de tiragem induzida, danificando-o e saiam pela chaminé.

O problema de poluição ambiental ainda é um dos principais problemas dos geradores de vapor que queimam bagaço de cana. Diversos métodos tem sido empregados para minimizá-lo, o precipitador eletrostático é um deles, e com a intensificação das pesquisas no setor, um dia se chegará a uma solução final para o problema.