

10/28
ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE FORMATURA

TÍTULO: "ESTUDO PRELIMINAR VISANDO O DESENVOLVIMENTO DE UM COM-
BUSTOR DE ALTA INTENSIDADE PARA COMBUSTÍVEIS SÓLIDOS".

1221
Autores: AN WAN BING
CARLOS ALEXANDRE O.C. LOBO
MARCO ANTONIO SOARES DE PAIVA

Orientador: Prof. Dr. CLEMENTE GRECO

1980

SUMÁRIO

Os problemas energéticos atuais, crescentes, tornam necessário o desenvolvimento de equipamentos de combustão cada vez mais a perfeiçoados, mais flexíveis. É nesse contexto que se insere o com bustor de alta intensidade para combustíveis sólidos.

O presente trabalho procura mostrar, em primeiro lugar, o que é esse equipamento, contando para isso com inúmeras ilustrações (desenhos, esquemas, fotos).

Alguns parâmetros pré-fixados são simplesmente colocados ao longo da redação, sendo realizados também, cálculos térmicos, baseados em modelos que procuram ser os mais adequados possíveis.

As experiências realizadas com o combustor nas dependências do Departamento de Engenharia Mecânica possibilitaram a coleta de inúmeras observações, inúmeros dados, que constam da parte final do trabalho. Esses resultados, inclusive, permitem testar os modelos adotados em fases anteriores.

Tudo o que foi feito, nada mais é que um estudo preliminar, visando a viabilidade, que de fato é verificada. Ramificações no estudo do aperfeiçoamento de diversos componentes devem ser o passo seguinte no desenvolvimento global do equipamento, que se mostra necessário antes do seu aproveitamento industrial, já feito em outros países.

1683924

1. Introdução.	pg. 01
2. Transmissão de Calor na Câmara de Combustão.	pg. 07
3. Programa de Cálculo da Eficiência da Fornalha.	pg. 30
4. Equipamentos.	pg. 37
5. Processo de Queima do Refratário.	pg. 45
6. Resultados Experimentais.	pg. 48
7. Valores Calculados.	pg. 65
8. Conclusões e Modificações.	pg. 66
 Bibliografia.	 pg. 69
 Anexos.	 1, 2 e 3

1. - INTRODUÇÃO - FORNALHAS CICLONICAS

O uso de combustíveis pulverizados possibilitou a construção de grandes caldeiras. Entretanto, é provado ser impossível aperfeiçoar e aumentar a taxa de liberação de energia, porque um volume grande de fornalha não é favorável a um controle efetivo do grau de mistura, sendo que este define a velocidade de combustão. Então, não tem sido viável aumentar essa razão muito além de 10^5 Kcal/m³h sem que se crie dificuldades como a formação de depósitos de escória e perdas elevadas de combustíveis não queimados.

Hoje em dia sabe-se que os problemas verificados nas caldeiras de alta capacidade são devidos, principalmente, a processos incompletos de combustão. A natureza do fluxo dos gases e grau de mistura numa grande fornalha resulta numa ineficiente utilização deste volume pela parte ativa da chama. Como esta está sujeita apenas a ação da sua periferia, sobram amplos espaços não utilizados que contêm vórtices sem utilidade. Nessas regiões, devido às condições aí existentes, formam-se depósitos de cinzas.

A turbulência intensa, e conseqüentemente, os altos gradientes de velocidade predominam nas proximidades dos queimadores, onde a combustão se processa em alta velocidade. No resto do volume, as reações de combustão se dão mais ou menos ao acaso. Como resultado, em muitos casos, esta se dá de maneira diversa da pretendida. A queima não termina no tempo previsto, o que resulta num aumento de combustíveis não queimados e, normalmente, no entupimento das passagens. Esse atraso também leva a uma distribuição incorreta da transferência de calor nas diferentes partes da caldeira, o que pode, por exemplo, causar um superaquecimento excessivo do vapor. Todas essas dificuldades estão relacionadas de alguma maneira ao padrão de fluxo do ar e dos gases no interior da câmara. Para remediar tais problemas, recorre-se ao aumento do oxigênio pre

sente, elevando o excesso de ar. Esse método possui limitações econômicas cada vez maiores.

Podemos fazer uma correlação com os equipamentos munidos de grelhas. Como estes, a queima pulverizada atingiu um limite superior de produção de vapor, após o qual não se tem uma combustão satisfatória. O máximo é imposto pela dificuldade de efetivamente controlar o fluxo de gases na fornalha, e é evidenciado pelo fato de que as grandes caldeiras possuem paredes de separação dividindo-as em fornalhas menores. Um aumento ainda maior só deve ser conseguido com o uso de um determinado número de pequenas fornalhas, onde a aerodinâmica é mais definida e mais ordenada. Um outro fator que impede esse crescimento é a necessidade de se ter uma combustão de alta eficiência em cargas parciais.

A experiência demonstrou que se pode liberar quantidades crescentes de energia por unidade de volume, a medida que se diminui o tamanho da fornalha. A tabela abaixo () confirma isso.

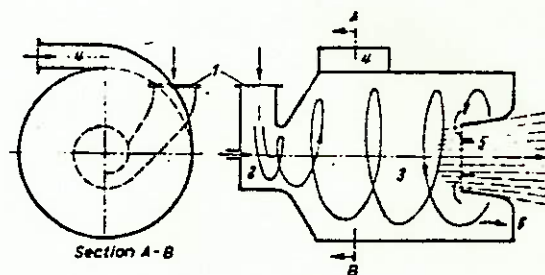
TAXA DE LIBERAÇÃO DE ENERGIA PARA MÁQUINAS TÉRMICAS DIFERENTES

	DIMENSÕES PRINCIPAIS (M)	LIBERAÇÃO DE ENERGIA (Kcal/m ³ h)
- Combustível pulverizado	10	$\approx 10^5$
- Fornalha ciclônica	1 - 5	$\approx 10^6$
- Câmara de combustão de um motor a jato	0.2	$\approx 10^7$
- Câmara de combustão de um motor de carro de corrida	0.1	$\approx 10^8$

Aí está a razão de ter havido o desenvolvimento da fornalha ciclônica. No caso de grandes caldeiras, estas possuem diver

sos desses aparelhos, que são na realidade grandes queimadores. O controle de fluxo pode ser mais facilmente melhorado nesses pequenos volumes. Permitem ainda que a combustão seja intensificada e que a zona ativa de combustão seja reduzida ao mínimo possível.

Na figura abaixo, pode-se ver que o equipamento é praticamente com cilindro horizontal, que como nos ciclones de despoeiramento, o ar secundário é injetado tangencialmente com uma velocidade de 100 m/s ou maior, de maneira que a chama no interior do ciclone gire com uma rotação de aproximadamente 20 - 30 rotações por segundo. O combustível injetado no centro da massa em revolução é jogado contra as paredes do ciclone, onde vem a ser queimado. Os gases escapam em alta velocidade pela abertura no final do cilindro, e grande parte dos resíduos sólidos de combustíveis é impedida de sair. Consegue-se taxas de liberação de energia maiores que 10^6 Kcal/m³h, sendo que facilmente se atinge de 2 a 5 x 10⁶ Kcal/m³h.



FORNALHA CICLÔNICA

- 1 - Alimentação primária da mistura
- 2 - Ar terciário
- 3 - Interior do ciclone
- 4 - Ar secundário
- 5 - Saída de gases
- 6 - Saída de cinzas

Devido ao movimento de rotação, a chama estará sujeita a uma mistura intensa, e as partículas, por sua vez, estarão sujeitas à ação de uma força centrífuga. Esta força aumenta o tempo de residência do combustível na zona de combustão, no interior do ciclone, porque as partículas não poderão escapar enquanto não tiverem suas dimensões sensivelmente reduzidas. As altas velocidades relativas entre os grãos de combustível e o ar ou gases permitem o uso de uma granulometria maior, o que, como no uso do carvão, é vantajoso do ponto de vista econômico. Não há nenhuma relação entre o tempo de permanência das partículas e dos gases. O tempo de combustão pode ser aumentado centenas de vezes em comparação ao conseguido nas grandes fornalhas de caldeiras.

A principal vantagem desse combustor, que ora pretendemos estudar, é que a combustão se dá inteiramente num pequeno espaço onde as condições são adequadas para o controle. As reações de fim de chama, que normalmente se dão ao acaso nas grandes fornalhas, ficam nesse aparelho bem controladas. O vórtice favorece ainda a separação da cinza liquefeita.

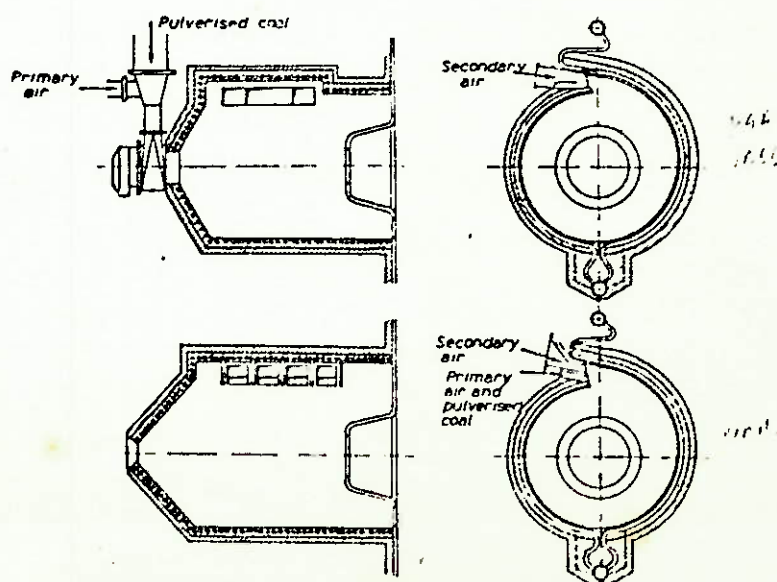
As condições ordenadas de fluxo no ciclone permitem que se opere com um mínimo de excesso de ar, o que por outro lado, torna-o muito sensível do ponto de vista de controle da combustão. A razão combustível / ar deve ser mantida com desvios mínimos, porque uma diminuição excessiva do ar causa fumaça (combustão incompleta), e o aumento faz com que a cinza liquefeita fique mais viscosa, dificultando a sua extração.

As temperaturas altas conseguidas pelas fornalhas ciclônicas fazem com que apenas uma fina camada de cinzas se deposite nas paredes, permitindo assim um grande fluxo de calor através

destas, o que é aproveitado na geração de vapor. Pode-se observar na figura a seguir, a fiada de tubos no interior do refratário. A pequena quantidade de escória no ciclone significa que há uma pequena quantidade de energia armazenada, e por conseguinte, a caldeira pode responder rapidamente às mudanças de cargas. O uso de diversos desses aparelhos melhora o desempenho em cargas parciais, já que pode-se manter em operação apenas os necessários, em regime de máxima eficiência.

Esses equipamentos vêm sendo usados nos EUA, URSS e na Europa para queima de carvão. Na figura abaixo, na parte superior, vemos como se injeta carvão nos EUA e na URSS. Na Alemanha, ao invés de ser pelo centro, o combustível é introduzido tangencialmente. Admite-se que com este segundo método, não se tenha as desvantagens do primeiro para carvões com alto teor de cinzas e matérias voláteis, porque naqueles existe escape dessas substâncias devido ao fato de não serem submetidas à força centrífuga, já que a injeção se dá ao longo do eixo.

A economia de energia conseguida por não se ter de moer o carvão em uma granulometria muito fina é em parte compensada pelo consumo dos ventiladores, que são de alta pressão. Isso mostra uma vantagem particular para o caso dos carvões de baixa qualidade (nacionais), porque a quantidade de ar requerida é independente do teor de cinza, enquanto o consumo de energia para moer carvão aumenta sensivelmente para carvões de maior porcentagem de cinza. Enfim, a possibilidade de aumentar a granulometria é vantajosa, particularmente, para esses carvões de baixa qualidade.



Como regra, os ciclones são projetados para operar com pressão positiva, já que algumas centenas de mm.c.a. devem existir na parede do equipamento para empurrar a massa girante para fora. Essas fornalhas requerem portanto, um ventilador com 1000 a 2000 mm.c.a., o que aumenta consideravelmente a potência da instalação.

Nas experiências que pretendemos realizar, é intenção utilizar como fonte de energia o carvão mineral, carvão vegetal e serragem.

Esse combustor assume uma grande importância nos dias atuais, devido à possibilidade de se usar uma enorme variedade de combustíveis, independente da sua pureza.

É provável que se possa instalá-los em equipamentos existentes.

Não temos como intenção apresentar um projeto como resultado final. O objetivo é estudar o combustor construído, a partir de indicações do professor orientador, e assim, adquirirmos uma vivência prática sobre o assunto. Esperamos que os dados levantados sirvam de subsídio para outros que, futuramente se interessem pelo assunto.

2. - TRANSMISSÃO DE CALOR NA CÂMARA DE COMBUSTÃO

Determinação das temperaturas das peças da estrutura

2.1 - Introdução

O problema de determinação das temperaturas das várias peças que compõem a fornalha é de importância fundamental. Precisamos verificar se as temperaturas das chapas de aço que compõem os tubulões internos e externos são adequadas. Devemos verificar ainda, qual a temperatura do ar de combustão ao penetrar na câmara.

Os resultados provenientes desse estudo deverão ser comparados com os valores verificados no equipamento em funcionamento, para que possamos ter uma idéia do comportamento do modelo adotado nos cálculos, como será mostrado abaixo.

2.2 - O Modelo

Fazendo um corte esquemático transversal da câmara de combustão, observamos o seguinte:

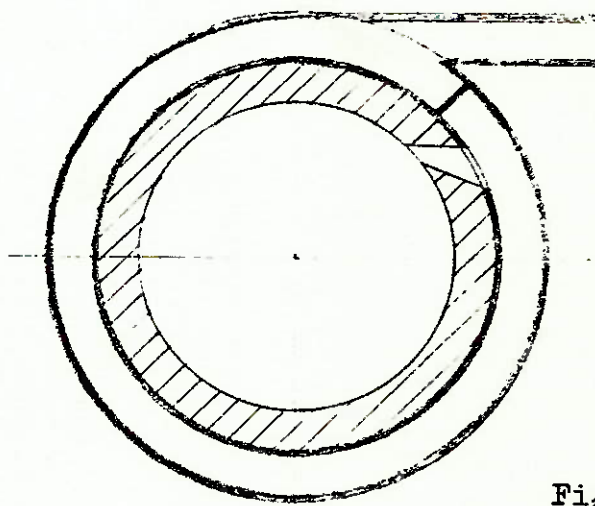


Figura 1

O ar de combustão penetra tangencialmente no espaço contido entre os dois tubulões de aço, se aquece, e penetra na câmara de combustão com velocidade cerca de 80 m/s.

Para efetuar o estudo adotaremos as seguintes hipóteses:

(1) a temperatura interna na câmara de combustão é homogênea, sendo o cálculo efetuado para duas temperaturas, a saber: 1000°C e 1500°C . Os resultados para temperaturas intermediárias podem ser obtidas por interpolação;

(2) a velocidade interna dos gases, entrando em contacto com a superfície interna da parede de cimento refratário, vale 80 m/s;

(3) os gases na câmara de combustão trocam calor com a superfície do cimento refratário tanto por convecção como por radiação. O estudo correto da troca de calor por radiação não é muito simples, já que na realidade, o que se tem dentro da fornalha é uma nuvem de partículas emissoras. Para início de cálculo, no entanto, adotaremos um modelo simples de gases com emissividade e absorvidade constantes, valendo ambas, 0,5;

(4) o concreto refratário possui alta absorvidade. Será aceito como corpo negro;

(5) as chapas de aço não oferecem resistência térmica. De fato, a resistência à troca de calor por condução, imposta pela chapa vale $R = e/k$, e a espessura "e" é pequena, bem como o valor da condutibilidade térmica é alta para o aço;

(6) a velocidade do ar entre os dois cilindros é constante;

(7) o problema de transmissão de calor é bi-dimensional, variando com o raio e com o ângulo (secção transversal), independentemente da secção estudada;

Hipóteses adicionais serão colocadas no decorrer dos cálculos.

2.3 - Cálculos

Tomando um elemento de área na secção transversal, em forma de setor circular.

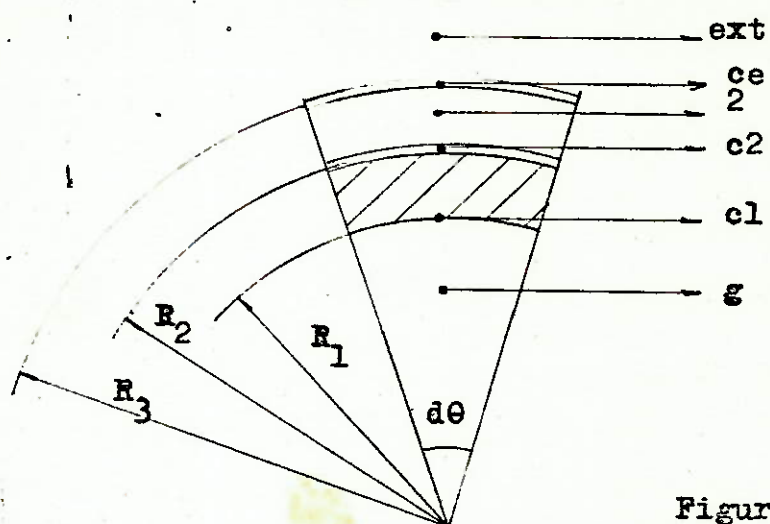


Figura 2

— Troca de calor por radiação entre o gás e a superfície do cimento.

Conforme considerações anteriores, temos o calor trocado (recebido pelo cimento) por radiação:

$$d\dot{Q}_R = \sigma \cdot dA (\epsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_{c1}^4)$$

ϵ_g = emissividade do gás à temperatura do gás = 0,5.

α_g = absorvidade do gás = emissividade à temperatura T_{c1} = 0,5.

Temperaturas em $^{\circ}\text{K}$

Usando temperaturas em $^{\circ}\text{C}$ e transformando os infinitesimais de calor e área, em elementos finitos, temos:

$$\Delta A = R_1 \cdot L \cdot \Delta\theta = 0,31 \cdot 1 \cdot \Delta\theta = 0,31 \Delta\theta$$

Sabendo-se que σ vale $4,88 \cdot 10^{-8} \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \cdot \text{K}^4}$, temos:

$$\Delta Q_{R1} = 0,7564 \cdot \Delta \theta \left[\left(\frac{T_g}{100} + 2,73 \right)^4 - \left(\frac{T_{cl}}{100} + 2,73 \right)^4 \right] \text{ (Kcal/h)}$$

— Troca de calor por convecção entre o gás e o cimento.

Hipótese: Escoamento sobre uma placa plana.

Precisamos determinar se o escoamento é turbulento ou laminar.

O nº de Reynolds:

$$Re_1 = \frac{V_1 \cdot L_1}{\nu_1} = \frac{V_1 \cdot R_1 \cdot \theta}{\nu_1}$$

Admitindo um valor médio de ν_1 de $3,05 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ e o valor máximo de $\theta = 21$, temos:

$$Re_1 = \frac{80 \cdot 0,31 \cdot 21}{3,05 \cdot 10^{-4}} \approx 5 \cdot 10^5$$

E o escoamento é todo laminar. A determinação do coeficiente de película se faz por:

$$Nu_1 = \frac{h_1 \cdot R_1 \cdot \theta}{K_1} = 0,332 \cdot Pr_1^{1/3} \cdot Re_1^{1/2} \quad (1)$$

$$Re_1 = \frac{V_1 \cdot R_1 \cdot \theta}{\nu_1} = 80 \cdot 0,31 \cdot \frac{\theta}{\nu_1} = 24,8 \cdot \frac{\theta}{\nu_1}$$

Desta forma, temos:

$$h_1 = 5,334 \cdot \frac{Pr_1^{1/3} \cdot K_1}{(\theta \cdot \nu_1)^{1/2}} = 4,802 \cdot \frac{K_1}{(\theta \nu_1)^{1/2}} \text{ (Kcal/hm}^2\text{C)}$$

Os valores de Pr_1 , K_1 e ν_1 , devem ser tomados para o gás a uma temperatura média $T = \frac{T_g + T_{cl}}{2}$.

Hipótese: O gás interno é ar.

Tomando as propriedades do ar à várias temperaturas, podemos estabelecer as equações: (II)

$$Pr_1 \approx \text{constante} \approx 0,73$$

$$k_1 = 0,025 + 4,063 \cdot 10^{-5} T \text{ (Kcal/ (h m}^2\text{C)) } \quad (2)$$

$$v_1 = 5,531 \cdot 10^{-11} T^2 + 1,098 \cdot 10^{-7} T + 0,138 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^2\text{/s) } \quad (3)$$

temperaturas em °C

A troca de calor por convecção será:

$$\dot{\Delta Q}_{c1} = E_1 \cdot \Delta A \cdot (T_g - T_{c1})$$

$$\dot{\Delta Q}_{c1} = 0,31 \cdot \Delta \theta \cdot h_1 (T_g - T_{c1}) \text{ (Kcal/h)}$$

A troca de calor total entre os gases (partículas) internas e o cimento refratário, vale então:

$$\dot{\Delta Q}_{t1} = \dot{\Delta Q}_{r1} + \dot{\Delta Q}_{c1}$$

— Troca de calor por convecção, entre o tubulão interno e o ar que circula entre os dois tubulões.

A troca de calor acima vale:

$$\dot{\Delta Q}_{c2} = h_2 \cdot R_2 \cdot \Delta \theta \cdot L \cdot (T_{c2} - T_2)$$

O valor de h_2 é determinado pela fórmula (1), que agora fica:

$$\frac{h_2 R_2}{K_2} \cdot \theta = 0,332 \cdot Pr_2^{1/3} \cdot Re_2^{1/2} \quad (4)$$

Temos:

$$Re_2 = \frac{V_2 \cdot R_2 \cdot \theta}{\nu_2}$$

$$V_2 = \frac{\dot{Q}_2}{S}$$

A vazão de ar de combustão vale $12 \text{ m}^3/\text{min}$. Daí:

$$V_2 = \frac{12}{60 \cdot 0,6 \cdot 0,02} = 16,7 \text{ m/s}$$

Daí:

$$Re_2 = 16,7 \cdot 0,35 \cdot \frac{\theta}{\nu_2} = 5,845 \cdot \frac{\theta}{\nu_2}$$

Na equação (4)

$$h_2 = 2,065 \cdot \frac{K_2}{(\theta \nu_2)^{1/2}} \text{ (Kcal/hm}^2\text{C)}$$

Os valores de k_2 e ν_2 são determinados com as fórmulas (2) e (3), mas a temperatura usada vale:

$$T = \frac{T_{c2} + T_2}{2}$$

A troca de calor vale:

$$\dot{Q}_{c2} = 0,35 \cdot \Delta\theta \cdot h_2 (T_{c2} - T_2) \text{ (Kcal/h)}$$

— Troca de calor por radiação entre os tubulões interno e externo.

Consideremos o elemento do tubulão interno. Ele troca calor por radiação com vários elementos do tubulão externo. Mesmo que quiséssemos tomar uma temperatura média no tubulão externo, ainda as-

sim haveria problema, porque o processo de resolução das temperaturas será progressivo, sendo elas determinadas a partir da evolução de θ . Dessa forma, quando estamos determinando as várias temperaturas para um dado θ , ainda não conhecemos as temperaturas de θ s. subsequentes. Então temos:

Hipótese: consideraremos a troca por radiação considerando como temperaturas médias:

(a) a temperatura do elemento do tubo externo T_{ce} , na coordenada θ (no caso do cálculo do calor perdido pelo elemento do tubo interno);

(b) a temperatura do elemento do tubo interno, T_{ci} , na coordenada θ (no caso do cálculo do calor recebido pelo elemento do tubo externo).

Feitas essas considerações, se levarmos em conta a emissividade de dos corpos, devemos lembrar que um corpo pequeno cinza (no caso, o elemento de área), de emissividade E_p envolto por outro corpo cinza, este grande, troca calor com este último, segundo:

$$\dot{Q}_{\text{peq} \rightarrow \text{grande}} = E_p \cdot A_p \cdot \sigma (T_p^4 - T_g^4)$$

Tanto os elementos do tubo interno como do tubo externo são feitos de chapa de aço rugosa, com $E \approx 0,95$ (que admitiremos independe da temperatura). Então temos:

— calor perdido pelo elemento do tubo interno:

$$\dot{Q}_{i \rightarrow e} = E \cdot R_2 \cdot L \cdot \Delta\theta \cdot \sigma (T_{ci}^4 - T_{ce}^4)$$

Temperaturas em $^{\circ}\text{K}$

ou

$$\dot{\Delta Q}_{i \rightarrow e} = 0,95 \cdot 0,35 \cdot 1 \cdot \Delta \theta \cdot 4,88 \left[\left(\frac{T_{c2}}{100} + 2,73 \right)^4 - \left(\frac{T_{ce}}{100} + 2,73 \right)^4 \right]$$

Temperaturas em °C

Daí:

$$\dot{\Delta Q}_{i \rightarrow e} = 1,623 \cdot \Delta \theta \cdot \left[\left(\frac{T_{c2}}{100} + 2,73 \right)^4 - \left(\frac{T_{ce}}{100} + 2,73 \right)^4 \right] \quad (5)$$

— O calor recebido pelo elemento do tubulão externo:

$$\dot{\Delta Q}_{e \rightarrow i} = E \cdot R_3 \cdot L \cdot \Delta \theta \cdot \sigma (T_{c2}^4 - T_{ce}^4)$$

$$\dot{\Delta Q}_{e \rightarrow i} = 0,95 \cdot 0,37 \cdot 1 \cdot 4,88 \left[\left(\frac{T_{c2}}{100} + 2,73 \right)^4 - \left(\frac{T_{ce}}{100} + 2,73 \right)^4 \right] \cdot \Delta \theta$$

$$\dot{\Delta Q}_{e \rightarrow i} = 1,715 \cdot \Delta \theta \cdot \left[\left(\frac{T_{c2}}{100} + 2,73 \right)^4 - \left(\frac{T_{ce}}{100} + 2,73 \right)^4 \right] \quad (6)$$

Observando as equações (5) e (6), verificaremos que existe um pequeno absurdo, já que a soma dos vários $\dot{\Delta Q}_{i \rightarrow e}$ e resultará diferente da soma dos vários $\dot{\Delta Q}_{e \rightarrow i}$, tudo isso devido às hipóteses simplificadoras adotadas. Adotaremos então, que a troca de calor entre os dois elementos é a média:

$$\dot{\Delta Q}_{r2} = \left(\frac{1,623 + 1,715}{2} \right) \cdot \Delta \theta \cdot \left[\left(\frac{T_{c2}}{100} + 2,73 \right)^4 - \left(\frac{T_{ce}}{100} + 2,73 \right)^4 \right]$$

ou

$$\dot{\Delta Q}_{r2} = 1,673 \cdot \Delta \theta \cdot \left[\left(\frac{T_{c2}}{100} + 2,73 \right)^4 - \left(\frac{T_{ce}}{100} + 2,73 \right)^4 \right]$$

Dessa forma, o calor perdido pelo elemento interno:

$$\dot{\Delta Q}_{t2} = \dot{\Delta Q}_{r2} + \dot{\Delta Q}_{c2}$$

Note que devemos impor:

$$\dot{\Delta Q}_{t1} = \dot{\Delta Q}_{t2}$$

Já que o regime é permanente.

— Calor perdido pelo elemento do tubulão externo para o exterior:

(a) Convecção para o exterior:

$$\dot{\Delta Q}_{ce} = h_e \cdot R_e \cdot L \cdot \Delta \theta (T_{ce} - T_{ext.})$$

O valor tomado para o coeficiente de película $h_e = 1,07(T_{ce} - T_{ext})^{1/3}$ (Kcal/hm² °C)

Portanto:

$$\dot{\Delta Q}_{ce} = 1,07 \cdot 0,37 \cdot 1 \cdot \Delta \theta (T_{ce} - T_{ext.})^{4/3}$$

$$\dot{\Delta Q}_{ce} = 0,396 \cdot \Delta \theta (T_{ce} - T_{ext})^{4/3} \quad (\text{Kcal/h})$$

(b) Radiação para o exterior

$$\dot{\Delta Q}_{re} = E \cdot R_3 \cdot L \cdot \Delta \theta \cdot \sigma (T_{ce}^4 - T_{ext}^4)$$

Temperaturas em °K

ou

$$\dot{Q}_{re} = 1,715 \cdot \Delta \theta \left[\left(\frac{T_{ce}}{100} + 2,73 \right)^4 - \left(\frac{T_{ext}}{100} + 2,73 \right)^4 \right] \quad (\text{Kcal/h})$$

— Calor trocado entre o ar da camisa e o elemento do tubulão exterior (vamos admitir calor recebido pelo elemento)

(a) Convecção:

$$\dot{Q}_{c2}' = h_2' \cdot R_3 \cdot L \cdot \Delta\theta \cdot (T_2 - T_{ce})$$

Onde h_2' é determinado de maneira análoga a h_2 , apenas que a temperatura de referência vale $(T_{ce} + T_2)/2$

Daí:

$$\dot{Q}_{c2}' = h_2' \cdot 0,37 \cdot 1 \cdot \Delta\theta \cdot (T_2 - T_{ce})$$

$$\dot{Q}_{c2}' = 0,37 \cdot h_2' \cdot \Delta\theta \cdot (T_2 - T_{ce}) \quad (\text{Kcal/h})$$

(b) Radiação:

$$\text{Já visto: } \dot{Q}_{r2}' = \dot{Q}_{r2}$$

Lembremos que (regime permanente):

$$\dot{Q}_{ce}' + \dot{Q}_{re}' = \dot{Q}_{c2}' + \dot{Q}_{r2}'$$

Resumos das equações e método de resolução:

Adotando $\Delta\theta = 10^\circ$, teremos para o 1º θ o valor 5º. Nesse caso sabemos:

(a) Temperatura de entrada do ar, T_2 ($^\circ\text{C}$)

(b) Temperatura externa, T_{ext} ($^\circ\text{C}$)

(c) Temperatura dos gases, T_g ($^\circ\text{C}$)

A temperatura do ar do elemento em estudo é suposta igual à temperatura de entrada T_2 .

Temos as equações:

(I) Propriedades ν e k :

$$\nu = 5,531 \cdot 10^{-11} T^2 + 1,098 \cdot 10^{-7} T + 0,138 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^2/\text{s)} \quad (\text{Ia})$$

$$K = 0,025 + 4,063 \cdot 10^{-5} T \text{ (Kcal/hm}^2\text{ }^\circ\text{C)} \quad (\text{Ib})$$

(II) Coeficiente de película gás $\rightarrow$ cimento: (II)

$$h_1 = 4,802 \frac{k_1}{(\nu_1)^{1/2}}, \text{ em } T = \frac{T_{cl} + T_g}{2} \text{ (Kcal/hm}^2\text{ }^\circ\text{C)}$$

(III) Coeficiente de película ar $\rightarrow$ tubo interno: (III)

$$h_2 = 2,065 \frac{k_2}{(\nu_2)^{1/2}}, \text{ em } T = \frac{T_{c2} + T_2}{2} \text{ (Kcal/hm}^2\text{ }^\circ\text{C)}$$

(IV) Coeficiente de película ar $\rightarrow$ tubo externo: (IV)

$$h_2' \text{ como } h_2, \text{ calculado em } \frac{T_{ce} + T_2}{2}$$

(V) Calor por radiação gás $\rightarrow$ cimento: (V)

$$\dot{Q}_{r1} = 0,7564 \cdot \Delta\theta \left[\left(\frac{T_g}{100} + 2,73 \right)^4 - \left(\frac{T_{cl}}{100} + 2,73 \right)^4 \right] \text{ (Kcal/h)}$$

(VI) Calor por convecção gás $\rightarrow$ cimento: (VI)

$$\dot{Q}_{cl} = 0,31 \cdot h_1 \cdot \Delta\theta (T_g - T_{cl}) \text{ (Kcal/h)}$$

(VII) Calor por radiação entre os tubos externo e interno: (VII)

$$\dot{Q}_{r2} = \dot{Q}_{r2}' = 1,673 \cdot \Delta\theta \cdot \left[\left(\frac{T_{c2}}{100} + 2,73 \right)^4 - \left(\frac{T_{ce}}{100} + 2,73 \right)^4 \right]$$

(Kcal/h)

(VIII) Calor por convecção ar → tubulão interno:

$$\dot{\Delta Q}_{c2} = 0,35 \cdot h_2 \cdot \Delta\theta (T_{c2} - T_2) \quad (\text{Kcal/h}) \quad (\text{VIII})$$

(IX) Balanço térmico no elemento (tubulão interno + cimento)::

$$\dot{\Delta Q}_{r1} + \dot{\Delta Q}_{c1} = \dot{\Delta Q}_{r2} + \dot{\Delta Q}_{c2} \quad (\text{Kcal/h}) \quad (\text{IX})$$

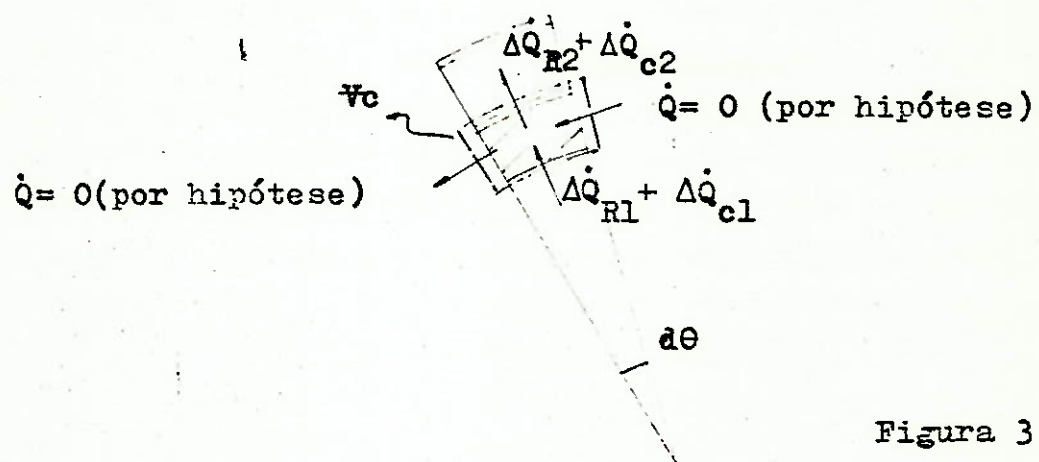


Figura 3

(X) Temperatura T_{c1} :

A temperatura T_{c1} pode ser determinada a partir de T_{c2} , através do calor por condução:

$$\dot{\Delta Q}_{r2} + \dot{\Delta Q}_{c2} = \frac{K_{\text{concreto}}}{\ln(R_2/R_1)} \Delta\theta (T_{c1} - T_{c2}) \quad (\text{Kcal/h})$$

$$K_{\text{concreto}} = 2 \text{ Kcal/h m}^{\circ}\text{C}$$

$$T_{c1} = (\dot{\Delta Q}_{r2} + \dot{\Delta Q}_{c2}) \cdot \frac{1}{2 \cdot \Delta\theta} \cdot \ln\left(\frac{0,35}{0,31}\right) + T_{c2} \quad (^{\circ}\text{C})$$

$$T_{c1} = \frac{0,0607}{\Delta\theta} (\dot{\Delta Q}_{r2} + \dot{\Delta Q}_{c2}) + T_{c2} \quad (^{\circ}\text{C}) \quad (\text{X})$$

(XI) Calor por convecção, tubulão externo → exterior:

$$\dot{\Delta Q}_{ce} = 0,396 \cdot \Delta\theta (T_{ce} - T_{ext})^{4/3} \quad (\text{Kcal/h}) \quad (\text{XI})$$

(XII) Calor por radiação entre tubulão externo → exterior:

$$\dot{\Delta Q}_{re} = 1,715 \cdot \Delta\theta \left[\frac{(T_{ce} + 2,73)^4}{100} - \frac{(T_{ext} + 2,73)^4}{100} \right] \quad (\text{Kcal/h}) \quad (\text{XII})$$

(XIII) Calor por convecção, ar → tubulão exterior:

$$\dot{\Delta Q}_{c2} = 0,37 \cdot h_2 \cdot \Delta\theta \cdot (T_2 - T_{ce}) \quad (\text{Kcal/h}) \quad (\text{XIII})$$

(XIV) Calor por radiação, entre os dois tubulões:

$$\dot{\Delta Q}_{r2} = \dot{\Delta Q}_{r2} \quad (\text{XIV})$$

(XV) Balanço térmico do elemento do tubulão externo:

$$\dot{\Delta Q}_{ce} + \dot{\Delta Q}_{re} = \dot{\Delta Q}_{c2} + \dot{\Delta Q}_{r2}$$

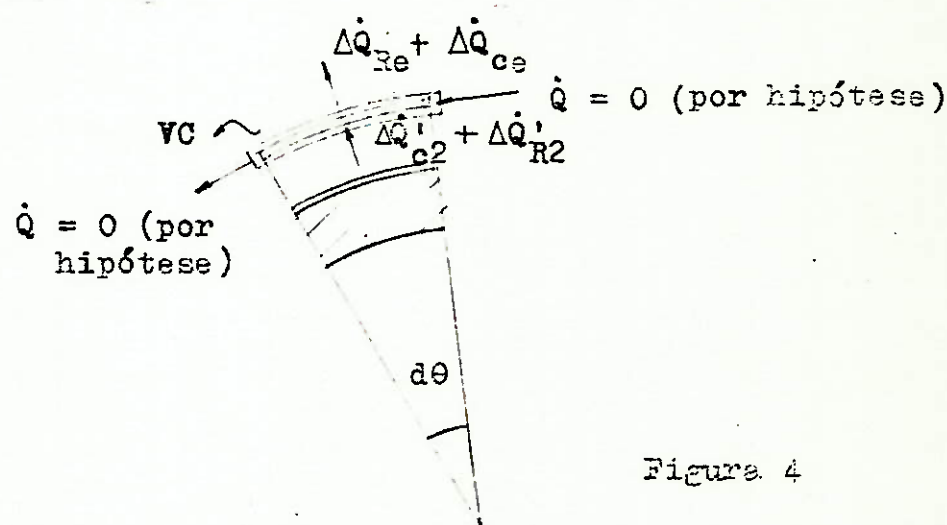


Figura 4

Esta equação permite determinar T_{c2} em função de T_{ce} ; dessa for

ma:

$$T_{c2} = \left\{ \left[\frac{\dot{\Delta Q}_{ce} + \dot{\Delta Q}_{re} - \dot{\Delta Q}_{c2}}{1,673 \cdot \Delta\theta} + \frac{(T_{ce} + 2,73)^4}{100} \right]^{1/4} - 2,73 \right\} \cdot 100 (^\circ\text{C}) \quad (\text{XV})$$

A resolução do problema se fará com o auxílio de uma calculadora programável, da seguinte maneira:

- (a) Admite-se T_{ce} .
- (b) Calcula-se v_2' e k_2' (I).
- (c) Calcula-se h_2' (IV).
- (d) Calcula-se $\dot{\Delta Q}_{c2}'$ (XIII).
- (e) Calcula-se $\dot{\Delta Q}_{ce}$ (XI).
- (f) Calcula-se $\dot{\Delta Q}_{re}$ (XII).
- (g) Determina-se T_{c2} aplicando a equação (XV).

Com o valor de T_{c2} e T_{ce} pode-se executar:

- (h) Calcula-se v_2 e k_2 (I).
- (i) Calcula-se h_2 (III).
- (j) Calcula-se $\dot{\Delta Q}_{c2}$ (VIII).
- (k) Calcula-se $\dot{\Delta Q}_{r2}$ (VII).
- (l) Calcula-se T_{c1} (X).
- (m) Calcula-se $\dot{\Delta Q}_{r1}$ (V).
- (n) Calcula-se $\dot{\Delta Q}_{c1}$ (VI).
- (o) Verifica-se se o balanço térmico (IX) é fechado.

não verificada a igualdade, utiliza-se novo T_{ce} (igual ao T_{ce} anterior + ΔT_{ce}), e o processo continua até que se tenha um T_{ce} aceitável com certo grau de erro.

Naturalmente isso é feito com auxílio de uma calculadora programável.

Determinado o T_{ce} , pode-se determinar qual a temperatura de saída do ar da camisa, pelo balanço térmico seguinte:

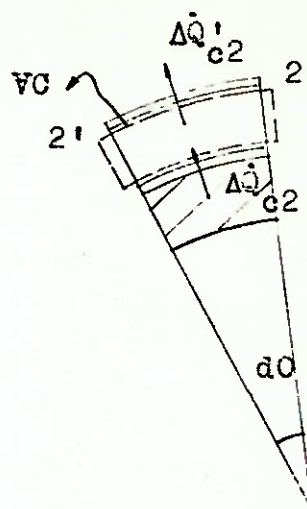


Figura 5

$$\dot{\Delta Q}_{c2} - \dot{\Delta Q}'_{c2} = \dot{M}_{ar} \cdot C_{par} (T_2' - T_2)$$

$$T_2' = \frac{\dot{\Delta Q}_{c2} - \dot{\Delta Q}'_{c2}}{\dot{M}_{ar} C_{par}} + T_2$$

A descarga $\dot{M}_{ar}$:

$$\dot{M}_{ar} = \dot{V}_{ar} \cdot \rho_{ar} = 12 \cdot 60 \cdot \rho_{ar} \quad (\text{kg/h})$$

$$\rho_{ar} = \frac{348,6}{(T_2 + 273)} \quad (\text{kg/m}^3)$$

Daí:

$$T_2' = \frac{(\dot{\Delta Q}_{c2} - \dot{\Delta Q}'_{c2}) \cdot (T_2 + 273)}{6,275 \cdot 10^4}$$

Esse valor é a temperatura do ar no elemento seguinte.

Os resultados obtidos para as temperaturas de 1500°C e 1000°C encontram-se em tabelas anexas.

θ (°)	T_{ar} camisa $= T_2 (^{\circ}C)$	$T_{cimento}$ interno $= T_{cl} (^{\circ}C)$	T. Tub. interno $= T_{c2} (^{\circ}C)$	T. Tub. externo $= T_{ce} (^{\circ}C)$	$T_{saída}$ do ar da camisa $= T_2^1 (^{\circ}C)$	TG=1000°C
5	30	907	416	177	36	
15	36	899	472	266	41	
25	41	900	496	300	44	
35	44	889	509	320	47	
45	47	904	520	334	51	
65	53	900	530	350	56	
75	56	905	536	356	58	
85	58	902	538	361	61	
95	61	902	540	365	63	
105	63	904	544	368	65	
115	65	904	546	371	67	
125	67	905	548	374	69	
135	69	903	549	376	71	
145	71	903	551	378	72	
155	72	902	551	380	74	
165	74	904	553	381	76	
175	76	904	554	383	78	
*185	78	905	556	385	79	
195	79	904	556	386	81	
205	81	903	557	387	82	
215	82	903	558	388	84	
225	84	905	560	390	85	
235	85	906	561	391	87	
245	87	905	561	392	88	

θ	T_2	T_{C1}	T_{C2}	T_{CE}	T'_2
255	88	903	561	392	90
265	90	903	561	393	91
*275	91	904	562	394	93
285	93	905	563	395	94
295	94	906	564	396	95
305	95	907	565	397	97
315	97	904	564	397	98
325	98	906	566	398	99
335	99	903	565	398	101
345	101	905	566	399	102
*355	102	903	565	399	103

θ	Coeficientes de película (kcal/h/m ² /°C)			Calores trocados (kcal/h/10°)							
	h_1	h_2	h'_2	$\Delta\dot{Q}_{r1}$	$\Delta\dot{Q}_{c1}$	$\Delta\dot{Q}_{r2}$	$\Delta\dot{Q}_{c2}$	$\Delta\dot{Q}_{c2}'$	$\Delta\dot{Q}_{r2}'$	$\Delta\dot{Q}_{ce}$	$\Delta\dot{Q}_{re}$
5	79,8	37,2	40,3	979	437	528	870	-379	528	53	96
95	18,3	8,3	8,6	946	97	798	243	-168	798	161	469
185	13,1	5,9	6,1	941	69	828	172	-121	828	173	534
275	10,8	4,8	5,0	918	55	846	140	-94	846	180	569
355	9,5	4,3	4,4	919	48	854	121	-84	854	183	587

θ ($^{\circ}$)	T_{ar} camisa $= T_2 (^{\circ}C)$	$T_{cimento}$ interno $= T_{cl} (^{\circ}C)$	T. Tub. interno $= T_{c2} (^{\circ}C)$	T. Tub. externo $= T_{ce} (^{\circ}C)$	$T_{saída}$ do ar da camisa $= T_2^1 (^{\circ}C)$	TG=1500 $^{\circ}C$
*5	30	1421	582	321	39	
15	39	1428	655	430	46	
25	46	1425	679	465	51	
35	51	1428	693	484	56	
45	56	1426	702	496	60	
55	60	1428	709	506	64	
65	64	1428	714	512	68	
75	68	1431	719	518	71	
85	71	1427	721	522	75	
*95	75	1429	724	526	78	
105	78	1430	727	528	81	
115	81	1430	729	531	84	
125	84	1432	732	534	86	
135	86	1431	733	536	89	
145	89	1429	734	538	92	
155	92	1430	735	540	94	
165	94	1432	737	541	97	
175	97	1430	738	543	99	
*185	99	1429	739	544	101	
195	101	1432	740	595	104	
205	104	1428	740	546	106	
215	106	1432	742	547	108	
225	108	1432	743	548	110	
235	110	1432	744	549	112	
245	112	1429	743	550	114	
255	114	1430	744	551	116	

θ	T_2	T_{c1}	T_{c2}	T_{ce}	T'_2
265	116	1431	745	551	118
*275	118	1432	746	552	120
285	120	1429	746	553	122
295	122	1431	747	553	124
305	124	1432	748	554	126
315	126	1430	747	555	128
325	128	1432	748	555	130
335	130	1430	748	556	132
345	132	1432	749	556	134
*355	134	1430	749	557	135

θ	Coeficientes de película (kcal/h/m ² /°C)			Calores trocados (kcal/h/10°)							
	h_1	h_2	h_2'	$\Delta\dot{Q}_{r1}$	$\Delta\dot{Q}_{c1}$	$\Delta\dot{Q}_{r2}$	$\Delta\dot{Q}_{c2}$	$\Delta\dot{Q}_{c2}'$	$\Delta\dot{Q}_{r2}'$	$\Delta\dot{Q}_{ce}$	$\Delta\dot{Q}_{re}$
5	80,2	36,1	38,1	2122	334	1199	1218	-717	1199	134	349
95	18,4	8,1	8,3	1968	71	1704	322	-241	1704	271	1192
185	13,2	5,8	5,9	1969	51	1759	226	-170	1759	284	1305
275	10,8	4,7	4,8	1887	40	1791	182	-136	1791	291	1365
355	9,5	4,2	4,2	1946	36	1801	157	-116	1801	294	1392

2.4 Conclusões

Das tabelas de temperaturas, anexas, temos o seguinte resumo de resultados:

- Temperatura de entrada do ar de combustão na câmara: 102°C (para $T_g = 1000^{\circ}\text{C}$) e 134°C (para $T_g = 1500^{\circ}\text{C}$).

- Temperatura média da face interna do cimento refratário: 905°C ($T_g = 1000^{\circ}\text{C}$) e 1429°C ($T_g = 1500^{\circ}\text{C}$).

- Temperatura média do tubo interno: 556°C e 740°C , respectivamente.

- Temperatura média do tubo externo: 385°C e 544°C , respectivamente.

- Calor perdido para o ambiente por radiação e convecção natural (valor médio): 22910 kcal/h e 52132 kcal/h , respectivamente.

Observamos então, que os valores de temperatura dos tubos interno e externo, respectivamente, são altos, e podem ocasionar os seguintes problemas:

(a) O tubo interno pode ter uma dilatação excessiva, desprendendo-se da casca de cimento refratário. Nesse caso, este último sofre problemas estruturais, já que será submetido a momentos fletores, que podem arruinar o material.

(b) O ambiente onde será instalado o equipamento, poderá ficar muito quente, trazendo dificuldades de operação e riscos de acidentes.

(c) Perdas excessivas de calor:

Tentaremos trabalhar numa temperatura de câmara que possibi

lite sua operação. Uma futura melhoria do equipamento deve, antes de mais nada, rever o problema do isolamento térmico.

Observação: Tudo o que acima foi calculado e dito, se baseia na hipótese de que a emissividade na câmara interna vale 0,5. Já prevendo a hipótese de uma emissividade diferente, damos abaixo os valores médios para uma emissividade de 0,1 - Valores diferentes podem ser obtidos por interpolação:

- Temperatura de entrada do ar de combustão na câmara: 78°C (para $T_g = 1000^\circ\text{C}$) e 95°C ($T_g = 1500^\circ\text{C}$)

- Temperatura média da face interna do cimento refratário: 696°C ($T_g = 1000^\circ\text{C}$) e 1209 ($T_g = 1500^\circ\text{C}$)

- Temperatura média do tubo interno: 460°C e 667°C, respectivamente.

- Temperatura média do tubo externo: 300°C e 480°C, respectivamente.

- Calor perdido para o ambiente por radiação e convecção natural (valor médio) : 15130 kcal/h e 42410 kcal/h, respectivamente.

A emissividade interna na câmara não influencia tanto a temperatura externa.

Demais observações poderão ser vistas em itens subsequentes.

3. - PROGRAMA DE CÁLCULO DE EFICIÊNCIA DA FORNALHA

3.1 - Eficiência

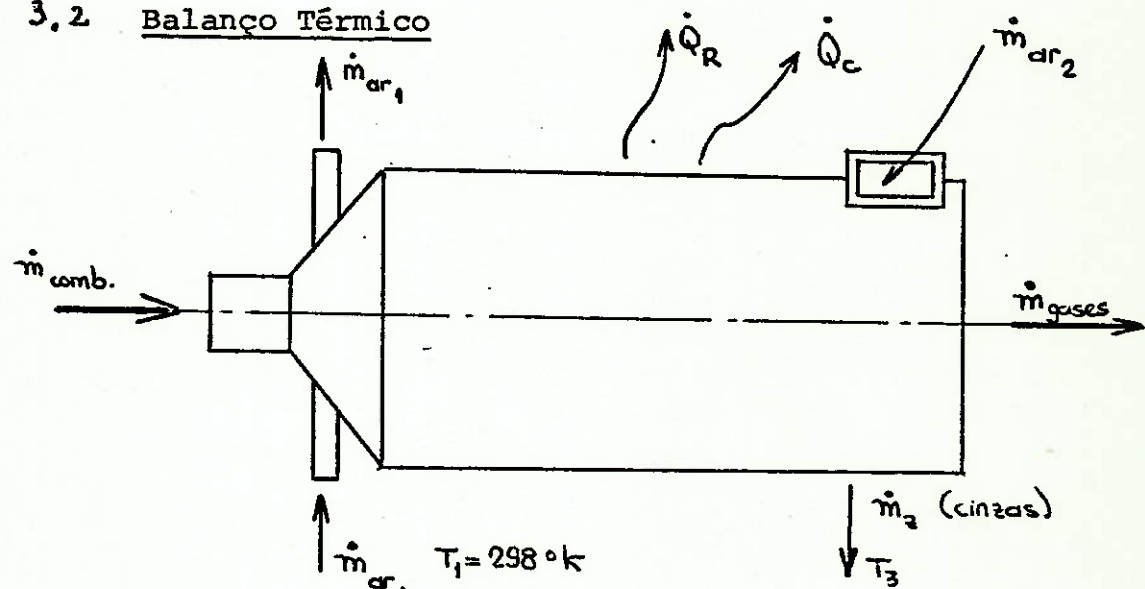
$\xi = \frac{\text{Entalpia sensível dos gases de escape}}{(\text{DCI}) \dot{m} \text{ combustível}}$

$$\xi = \left[N_{\text{CO}_2} (\text{Dh})_{\text{CO}_2} + N_{\text{CO}} (\text{Dh})_{\text{CO}} + N_{\text{H}_2\text{O}} (\text{Dh})_{\text{H}_2\text{O}} + N_{\text{SO}_2} (\text{Dh})_{\text{SO}_2} + N_{\text{O}_2} (\text{Dh})_{\text{O}_2} + N_{\text{N}_2} (\text{Dh})_{\text{N}_2} \right] \times \left[\text{PCI} \times \dot{m} \text{ combustível} \right]^{-1}$$

Onde: $N_x \rightarrow$ número de moles de x

$(\text{Dh})_x \rightarrow$ entalpia molar sensível de x

3.2 Balanço Térmico



$$(1 - \xi) (\dot{m}_{\text{comb}}) \text{PCI} = \dot{Q}_R + \dot{Q}_C + \dot{m}_{\text{ar1}} c_{p\text{ar}} (\Delta T) + \dot{m}_Z c_{pZ} (\Delta T) + \dot{m}_{\text{CO}} (h_f \text{CO} - h_f \text{CO}_2)$$

3.3 Reação Química

(caso se use o analisador de CO_2)

Consideraremos que todo carbono tenha se transformado em CO_2 .

Para 1 kg de combustível temos:

$$\begin{aligned} & \frac{c}{12} C + \frac{h}{1} H + \frac{o}{16} O + \frac{a}{18} H_2O + \frac{s}{32} S + \frac{n}{28} N_2 + \\ & + \ell \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right) O_2 + 3,76 (\ell) (A) N_2 + \\ & + \frac{(4,76) (\ell) (A) M_{ar} W}{18} H_2O + \frac{c}{12} CO_2 + \left(\frac{h}{2} + \frac{a}{18} + B \right) H_2O \\ & + \frac{s}{32} SO_2 + (\ell - 1) (A) O_2 + \left[\ell (3,76) (A) + \frac{n}{28} \right] N_2 \end{aligned}$$

onde:

$$A = \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right);$$

(c, h, o, a, s, n) → porcentagem em peso dos componentes;

ℓ → excesso de ar;

W → umidade do ar (Kg água/Kg ar seco);

M_{ar} → peso molecular do ar (28,97);

$$B = \frac{(4,76) (\ell) (A) M_{ar} W}{18}$$

3.3.1 - Porcentagem de CO_2 teórica (combustão estequiométrica) ($\ell = 1$)

$$\% CO_2 \text{ (base seca)} = \frac{c/12}{\ell (3,76) (A) + (\ell - 1) A + E} \times 100$$

onde:

$$E = (c/12 + s/32 + n/28)$$

3.3.2 - Cálculo do excesso de ar

$$\lambda = \frac{1}{4.76} + \frac{1}{(4.76) - (A)} \left\{ \frac{c/12}{\% \text{ CO}_2} - E \right\}$$

% CO₂ + é a porcentagem medida nos gases de escape.

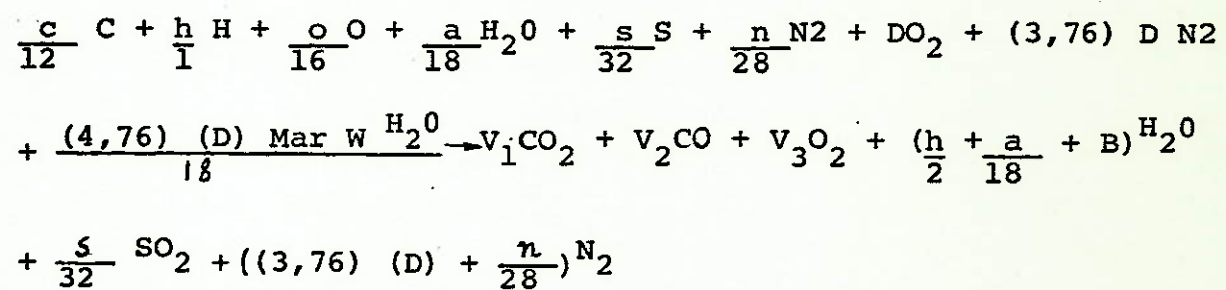
3.3.3 - Cálculo do PCI

$$\text{PCI} = (8100) c + 33960 \left(h - \frac{0}{8} \right) + 2214 s - (600) (a+9h)$$

3.4. - Reação Química

(caso se use o analisador de ORSAT)

Para 1 Kg de combustível temos:



onde:

$$D = \left\{ V_1 + \frac{V_2}{2} + V_3 - \frac{o}{32} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} \right\}$$

3.4.1 - Excesso de ar

$$\lambda = \frac{D}{A}$$

3.5. - Entalpia Vensível dos Gases de Escape3.5.1 - Dh_{CO₂}

$$Dh_{CO_2} = N_{CO_2} (\bar{h} - \bar{h}_o)_{CO_2}$$

$$(\bar{h} - \bar{h}_o)_{CO_2} = 10,34\alpha + 27,4 \times 10^{-4}\beta + 195500\gamma$$

onde:

$$\alpha = (T_g - T_{amb})^{\circ}K; \quad \{T_g - \text{temperatura dos gases}$$

$$\beta = (T_g^2 - T_{amb}^2)^{\circ}K; \quad \{T_{amb} - \text{temperatura ambiente } (298^{\circ}K)$$

$$\gamma = \left(\frac{1}{T_g} - \frac{1}{T_{amb}} \right) 1/\circ K$$

3.5.2 - Dh CO

$$Dh_{CO} = N_{CO} (\bar{h} - \bar{h}_o)_{CO}$$

$$(\bar{h} - \bar{h}_o)_{CO} = 6,60\alpha + 12 \times 10^{-4}\beta$$

3.5.3 - Dh SO₂

$$Dh_{SO_2} = N_{SO_2} (\bar{h} - \bar{h}_o)_{SO_2}$$

$$(\bar{h} - \bar{h}_o)_{SO_2} = 7,7\alpha + 53 \times 10^{-4}\beta$$

3.5.4 - Δh O₂

$$\Delta h_{O_2} = N_{O_2} (\bar{h} - \bar{h}_o)_{O_2}$$

$$(\bar{h} - \bar{h}_o)_{O_2} = 8,27\alpha + 25,8 \times 10^{-5}\beta - 187700 \gamma$$

3.5.5 - DhN₂

$$\Delta h_{N_2} = N_{N_2} (\bar{h} - \bar{h}_o)_{N_2}$$

$$(\bar{h} - \bar{h}_o)_{N_2} = 6,50\alpha + 1 \times 10^{-3}\beta$$

3.5.6 - Δh_{H_2O}

$$\Delta h_{H_2O} = N_{H_2O} (\bar{h} - \bar{h}_o)_{H_2O}$$

$$(\bar{h} - \bar{h}_o)_{H_2O} = 822\alpha + 15 \times 10^{-5} \beta + 134 \times 10^{-8} (T_g^3 - T_{amb}^3)$$

3.6. - Cálculo do número de moles (por Kg de combust)

(a) - Sem CO nos gases de escape

$$N_{CO_2} = C/12$$

$$N_{O_2} = (L - 1) (A)$$

$$N_{H_2O} = (h/2 + a/18 + B)$$

$$N_{N_2} = \{(L)(3,76)(A) + n/28\}$$

$$N_{SO_2} = S/32$$

(b) - Com CO nos gases de escape

$$N_{CO_2} = V_1$$

$$N_{H_2O} = (h/2 + a/18 + B) = F$$

$$N_{CO} = V_2$$

$$N_{SO_2} = S/32$$

$$N_{O_2} = V_3$$

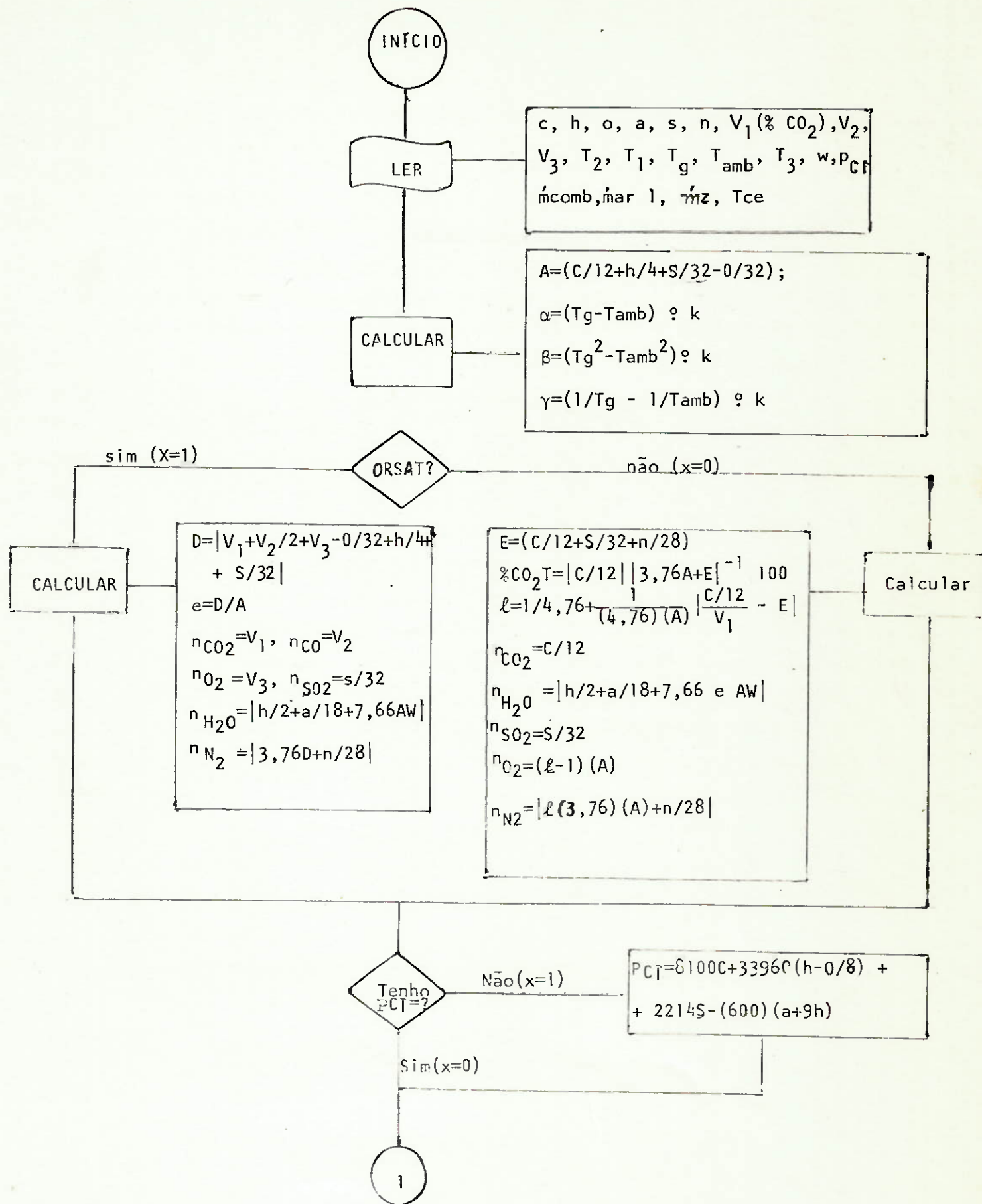
$$N_{N_2} = \{(3,76)(D) + \frac{N}{28}\}$$

3.7 - Equações do Balanço Térmico

$$(a) \dot{Q}_r = 1,715 (2\pi) \left\{ \left(\frac{T_{ce}}{100} + 2,73 \right)^4 - \left(\frac{T_{amb}}{100} + 2,73 \right)^4 \right\} \text{ Kcal/h}$$

$$(b) \dot{Q}_c = 0,396 (2\pi) (T_{ce} - T_{amb})^{4/3} \text{ Kcal/h}$$

$$(c) \dot{M}_{CO} (hf_{CO} - hf_{CO_2}) = (\dot{M}_{comb}) (N_{CO}) (67637)$$



$$\begin{aligned}
 DhCO_2 &= \eta_{CO_2} | 10,34\alpha + 27,6 \times 10^{-4}\beta - 95500 | \\
 DhCO_2 &= \eta_{CO} | 6,60\alpha + 12 \times 10^{-4}\beta | \\
 DhSO_2 &= | 7,7\alpha + 53 \times 10^{-6}\beta | - 83 \times 10^{-4} | T_g^3 - T_{amb}^3 | \\
 DhO_2 &= \eta_{O_2} | 8,27\alpha + 25,8 \times 10^{-5}\beta - 18770 | \\
 DhN_2 &= \eta_{N_2} | -6,50\alpha + 10^{-3}\beta | \\
 DhH_2O &= \eta_{H_2O} | 8,22\alpha + 15 \times 10^{-5}\beta + 134 \times 10^{-8} | T_g^3 - T_{amb}^3 | \\
 \Sigma Dh & \\
 \xi &= \xi Dh / PCI
 \end{aligned}$$

Calcular

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_R &= 10,78 | (\frac{T_{ce}}{100})^4 - (\frac{T_{amb}}{100})^4 | K_{cal/h} \\
 \dot{Q}_c &= 2,49 | T_{ce} - T_{amb} |^{4/3} K_{cal/h} \\
 G &= (\dot{m}_{comb}) (\eta_{co}) (67637) \\
 J &= (\dot{m}_{ar}) (0,24) (T_2 - T_1) \\
 I &= \dot{m}_z (C_{pz}) (T_3 - 298) \\
 \Sigma &= \dot{Q}_R + \dot{Q}_c + G + J + I \\
 \Delta Q &= (1 - \xi) (\dot{m}_{comb}) PCI - \Sigma
 \end{aligned}$$

Calcular

01+LBL "EFEC"
02 "C=?"
03 PROMPT
04 STO 01
05 "H=?"
06 PROMPT
07 STO 02
08 "O=?"
09 PROMPT
10 STO 03
11 "S=?"
12 PROMPT
13 STO 04
14 "S=?"
15 PROMPT
16 STO 05
17 "H=?"
18 PROMPT
19 STO 06
20 "W1=?"
21 PROMPT
22 STO 07
23 "V2=?"
24 PROMPT
25 STO 08
26 "V3=?"
27 PROMPT
28 STO 09
29 "T3=?"
30 PROMPT
31 STO 10
32 "CCE=?"
33 PROMPT
34 STO 11
35 "T2=?"
36 PROMPT
37 STO 12
38 "TAVE=?"
39 PROMPT
40 STO 13
41 "T7=?"
42 PROMPT
43 STO 14
44 "W=?"
45 PROMPT
46 STO 15
47 "PCI=?"
48 PROMPT
49 STO 16
50 "WCOME=?"
51 PROMPT
52 STO 17
53 "WAE=?"
54 PROMPT
55 STO 18
56 "WIE=?"
57 PROMPT
58 STO 19
59 "TCE=?"
60 PROMPT
61 STO 20
62 RCL 01
63 12
64 /
65 RCL 02
66 4
67 /
68 -
69 RCL 05
70 32
71 /
72 +
73 RCL 03

76 -
77 STO 20
78 RCL 12
79 RCL 13
80 -
81 STO 21
82 RCL 12
83 X+2
84 RCL 13
85 X+2
86 -
87 STO 22
88 RCL 12
89 1/X
90 RCL 13
91 1/X
92 -
93 STO 23
94 "X=?"
95 PROMPT
96 X=0?
97 STO 01
98 RCL 07
99 RCL 09
100 2
101 /
102 +
103 RCL 09
104 +
105 RCL 03
106 32
107 /
108 -
109 RCL 02
110 4
111 /
112 +
113 RCL 07
114 32
115 /
116 -
117 STO 24
118 RCL 20
119 /
120 STO 25
121 "s="

132 RCL 24
154 RCL 06
155 28
156 /
157 +
158 STO 31
159 STO 02
160+LBL 01
161 RCL 01
162 12
163 /
164 RCL 05
165 32
166 /
167 +
168 RCL 06
169 28
170 /
171 +
172 STO 24
173 RCL 20
174 7.76
175 +
176 RCL 24
177 +
178 1/X
179 100
180 *
181 RCL 01
182 *
183 12
184 /
185 "DOBT="

186 RCL X
187 VIEW
188 STOP
189 RCL 01
190 12
191 /
192 RCL 07
193 /
194 RCL 24
195 -
196 4.76
197 /
198 RCL 28
199 /
200 4.76
201 1/X
202 -
203 STO 35
204 "s="

205 RCL X
206 VIEW
207 STOP
208 RCL 01
209 12
210 /
211 STO 26
212 RCL 02
213 2
214 /
215 RCL 04
216 18
217 /
218 +
219 7.66
220 RCL 25
221 +
222 RCL 28
223 +
224 RCL 15
225 +

228 RCL 05
229 32
230 /
231 STO 29
232 RCL 25
233 1
234 -
235 RCL 20
236 *
237 STO 27
238 3.76
239 RCL 25
240 *
241 RCL 20
242 *
243 RCL 06
244 20
245 /
246 +
247 STO 31
248 LBL 02
249 "X=?"
250 PROMPT
251 X=0?
252 GTO 02
253 0.100
254 RCL 01
255 *
256 RCL 02
257 RCL 03
258 8
259 /
260 -
261 32360
262 *
263 +
264 RCL 05
265 2214
266 *
267 +
268 RCL 04
269 RCL 02
270 9
271 *
272 -
273 0.00
274 *
275 -
276 STO 16
277 "PDI="

278 RCL X
279 AVIEW
280 STOP
281 LBL 05
282 10.34
283 RCL 01
284 *
285 27.4 E-4
286 RCL 02
287 *
288 -
289 195500
290 RCL 03
291 *
292 -
293 RCL 06
294 *
295 STO 33
296 6.8
297 RCL 21
298 *
299 12 E-4
300 RCL 22

304 *
305 STO 33
306 7.7
307 RCL 21
308 *
309 53 E-4
310 RCL 22
311 *
312 +
313 RCL 29
314 *
315 STO 34
316 8.27
317 RCL 21
318 *
319 25.8 E-5
320 RCL 22
321 *
322 +
323 187700
324 RCL 23
325 *
326 -
327 RCL 27
328 *
329 STO 35
330 6.5
331 RCL 21
332 *
333 1 E-3
334 RCL 22
335 *
336 +
337 RCL 31
338 *
339 STO 36
340 RCL 12
341 3
342 Y+Y
343 RCL 13
344 3
345 Y+Y
346 -
347 134 E-8
348 *
349 15 E-5
350 RCL 23
351 *
352 +
353 6.22
354 RCL 01
355 *
356 +
357 RCL 30
358 *
359 STO 37
360 RCL 30
361 RCL 30
362 +
363 RCL 34
364 +
365 RCL 35
366 +
367 RCL 36
368 +
369 RCL 37
370 +
371 STO 38
372 "SDH="

373 RCL X
374 AVIEW
375 STOP
376 RCL 16
377 /

380 RCL X
381 AVIEW
382 STOP
383 RCL 42
384 100
385 /
386 4
387 Y+Y
388 RCL 13
389 100
390 /
391 4
392 Y+Y
393 -
394 10.78
395 *
396 STO 40
397 RCL 42
398 RCL 13
399 -
400 4
401 ENTER
402 3
403 /
404 Y+Y
405 2.49
406 *
407 STO 41
408 RCL 17
409 RCL 26
410 *
411 67637
412 *
413 STO 43
414 RCL 19
415 0.24
416 *
417 RCL 10
418 296
419 -
420 *
421 STO 44
422 RCL 19
423 RCL 11
424 *
425 RCL 14
426 196
427 -
428 *
429 STO 45
430 RCL 40
431 RCL 41
432 +
433 RCL 42
434 +
435 RCL 44
436 +
437 RCL 45
438 -
439 1
440 RCL 39
441 -
442 RCL 17
443 *
444 RCL 16
445 *
446 X<Y
447 -
448 "SD="

449 RCL X
450 AVIEW
451 STOP

MEMÓRIAS

01	c	% peso kg comb
02	h	% "
03	o	% "
04	a	% "
05	s	% "
06	n	% "
07	V_1	% volume
08	V_2	% "
09	V_3	% "
10	T_2	°K
11	C_{pz}	
12	T_g	°K
13	T_{amb}	"
14	T_3	"
15	W	Kg água/Kg ar seco
16	PCI	Kcal/Kg
17	$\dot{m}_{comb}$	Kg/h
18	$\dot{m}_{ar}$	Kg/h
19	$\dot{m}_z$	Kg/h
20	A	
21	α	
22	β	
23	γ	
24	D - E	
25	e	
26	N_{CO_2}	
27	NO_2	

- 28 N_{CO}
- 29 N_{SO_2}
- 30 N_{H_2O}
- 31 Nn_2
- 32 Dh_{CO_2}
- 33 Dh_{CO}
- 34 Dh_{SO_2}
- 35 DhO_2
- 36 Dh_{N_2}
- 37 Dh_{H_2O}
- 38 ξDh
- 39 $\xi.$
- 40 $\dot{Q}_r$
- 41 $\dot{Q}_c$
- 42 T_{ce}
- 43 G
- 44 J
- 45 I

4. - EQUIPAMENTOS

4.1 - Equipamentos pertencentes ao queimador de partículas sólidas propriamente dito.

4.1.1 Fornalha

Vide desenho anexo.

Para melhor ilustrar, colocamos anexas diversas fotos da fornalha, tanto em fase de construção como construída e instalada no local de testes (sala de caldeiras do DEM da Escola Politécnica).



Fig. 1 Vê-se os tubulões interno e externo do queimador.



Fig. 2 - Detalhe da entrada do ar de ciclonagem.



Fig. 3 - Vista lateral da fornalha. Vê-se a entrada do ar de ciclonagem e as gavetas de regulagem de entrada da câmara.



Fig. 4 - Vista frontal da fornalha. Observa-se o detalhe dos rasgos na tampa frontal para que haja alívio de tensões quando da dilatação térmica.

4.1.2 Alimentador de partículas sólidas

O alimentador de partículas sólidas se compõe de um reservatório em forma de silo, colocado sobre um Venturi que aspira as partículas.

Existem duas gavetas (válvulas) de regulação; a superior regula a queda do combustível, enquanto que a inferior, colocada na região da garganta do Venturi, regula a depressão causada pelo ar.

O desenho do alimentador encontra-se anexo, e abaixo colocamos uma foto lateral do mesmo.



Fig. 5 - Vista lateral do alimentador. Observa-se o detalhe das gavetas reguladoras.

4.1.3 Sistema auxiliar de queima a Diesel

É composto pelos seguintes itens:

- . queimador do tipo N-520 da Nofor;
- . bomba de engrenagens;
- . tanque de armazenamento de Diesel;
- . três válvulas de globo, um filtro e uma válvula reguladora de pressão com manômetro.



Fig. 6 - Vista do sistema de alimentação de óleo Diesel.

4.1.4 Ventiladores

O equipamento é composto por dois ventiladores:

. ventilador ZAULI - Rio Branco

Tipo CAR 65-K-602.

Vazão: 10 m³/min

Pressão: 1000 mm.c.a.

Rotação: 3430 rpm.

Usado para fornecer o ar de ciclonagem e o ar de resfriamento do cone traseiro.

. ventilador ATA

Tipo N2 - modelo SE 3.

Vazão:

Pressão: 400 mm.c.a.

Rotação: 3100 rpm.

4.2 - Instrumentação

Para as medições nos utilizamos dos seguintes equipamentos:

- . um milivoltímetro Engro;
- . uma caixa seletora Leeds e Northrup Co.;
- . termopares de Pt - Rd, Ferro - Constantan, CrNi - AlNi, Leeds e Northrup Co.;
- . aparelho de medição de teor de CO_2 , marca Bacharach;
- . manômetro em U.



Fig. 7 - Vemos os pontos de fixação dos termopares para a determinação da temperatura da chapa interna.



Fig. 8 - Detalhe do milivoltímetro e do seletor.

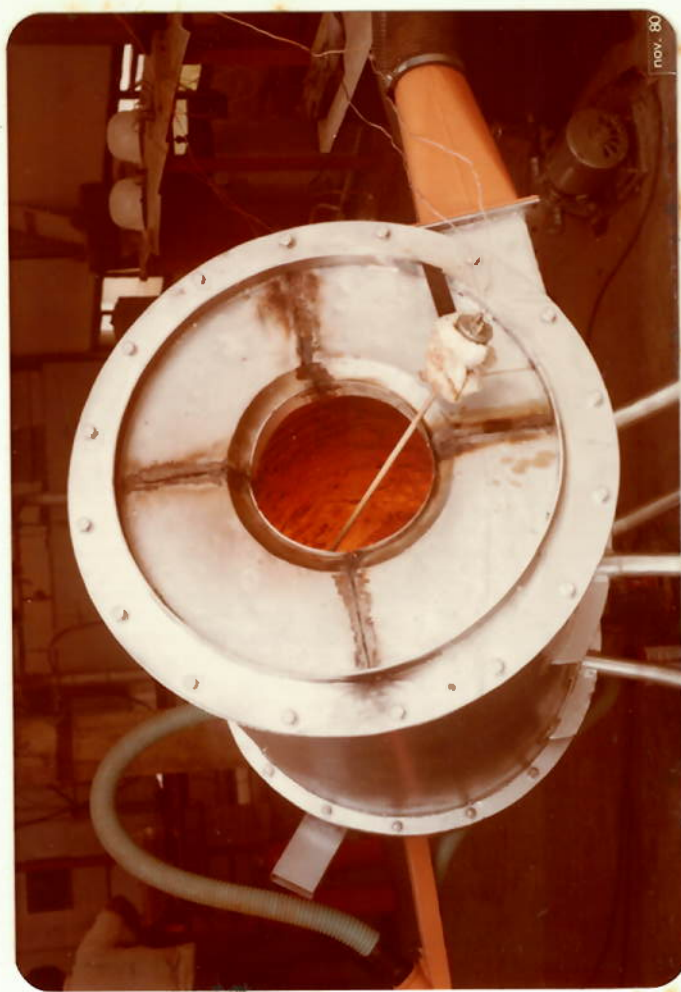


Fig. 9 - Detalhe da colocação do termopar de Pt - Rd para a tomada da temperatura interna.

5. - O PROCESSO DE QUEIMA DO REFRAATÓRIO

Antes da utilização do equipamento é necessário efetuar a queima do refratário sob condições controladas de temperatura.

Para isto, seguimos a seguinte curva de evolução de temperaturas internas da câmara, fornecida sob forma de tabela.

Hora	Temperatura da chapa interna (°C)	Temperatura da câmara (°C)
12:00	28	208
13:00	57	236
14:00	88	304
15:00	88	368
16:00	100	400
17:00	140	500
18:00	200	900
19:00	360	1100

Em seguida, aproveitamos para fazer um teste preliminar com queima de serragem e carvão vegetal granulado (vide maiores detalhes em itens subsequentes).

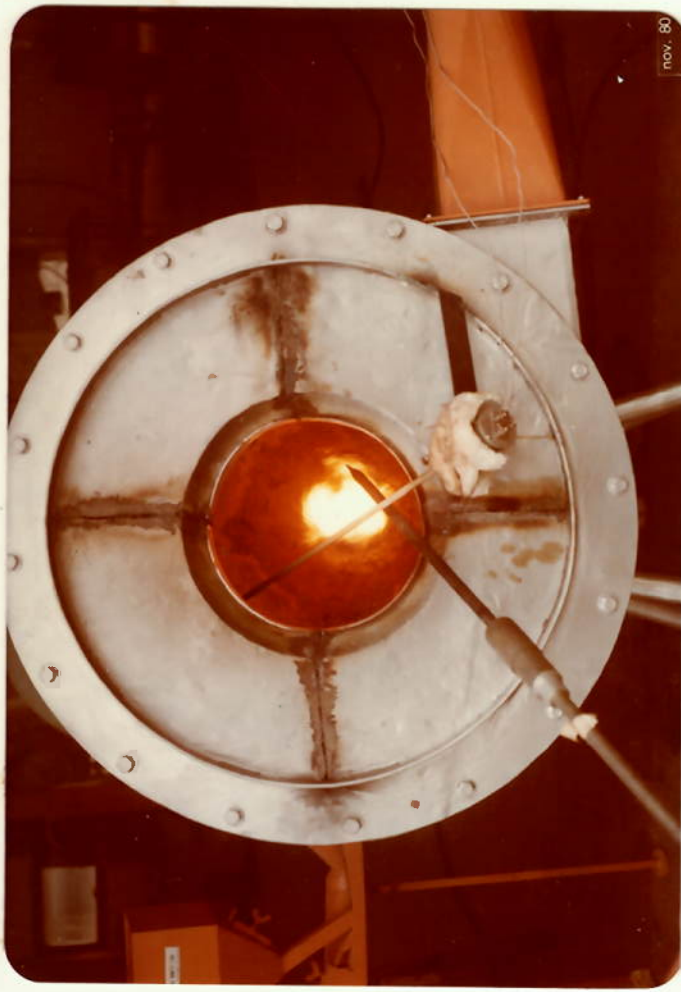


Fig. 10 - Detalhe da câmara: início do processo de queima.



Fig. 11 - Queima intermediária: processo em pleno andamento.

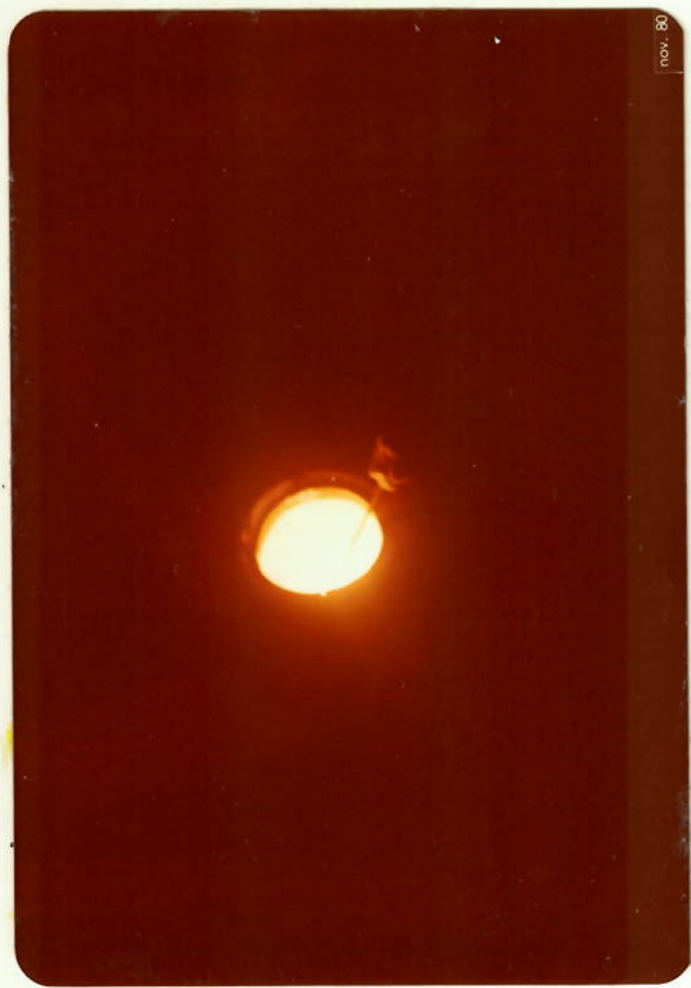


Fig. 12 - Final de queima.

Observação: - Na figura acima, observa-se pela coloração da câmara que a temperatura passou dos 1100 °C (valor indicado pelo termopar). Isso ocorre pelas condições particulares de fluxo de gases na região próxima da ponta do instrumento.

6. - RESULTADOS EXPERIMENTAIS

6.1 - Experiência do dia 10 de novembro de 1980

Nesse dia nos utilizamos de dois tipos de combustíveis sólidos dos particulados: carvão vegetal e serragem.

Pudemos observar o seguinte:

6.1.1 Quando do processo de queima da serragem, houve problemas de alimentação. Ocorreram problemas de entupimento e só conseguimos o funcionamento correto com o auxílio de um pequeno pedaço de madeira que provocava a intermitência de queda do material no gargalo do alimentador.

O entupimento nos parece ocorrer no ciclone de alimentação (entrada), pois o ar de arraste saía pelo alimentador nessas ocasiões, provocando o espalhamento da serragem.

6.1.2 A queima da serragem não se dava inteiramente no interior da câmara de combustão. Notava-se a formação de uma região nítida de queima externa. Isto é visto nas figuras abaixo.

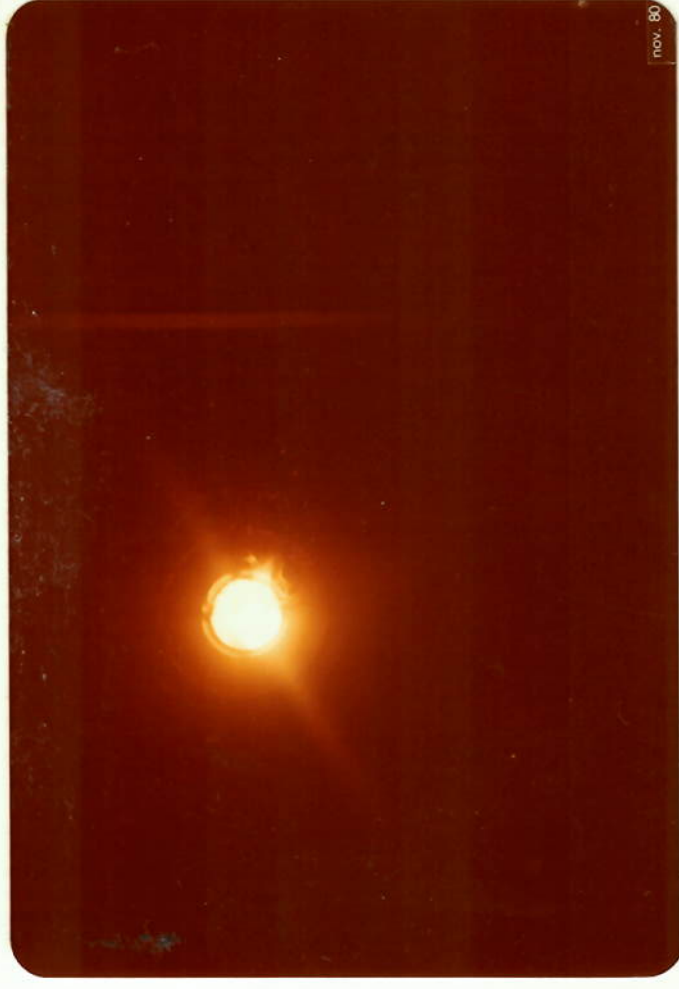


Fig. 13

6.1.1.3 Conseguiu-se quando da queima da serragem um teor de CO₂ de 15,5% (base seca).

6.1.1.4 A temperatura da câmara abaixou em relação à obtida com o óleo Diesel. A descarga de material foi de 100ℓ em 15 min.

6.1.1.5 No processo de queima do carvão, o que se nota imediatamente é a elevação da temperatura da câmara de combustão.

6.1.1.6 A temperatura anotada pelo termopar chegou a 1300 °C. Ces-sando-se a alimentação, pode-se observar pela coloração que a temperatura passou dos 1300 °C.

6.1.1.7 Consegue-se, após a parada da alimentação, a reignição sem auxílio do óleo Diesel.

6.1.1.8 O alimentador funcionou bem com o carvão vegetal.

6.1.1.9 Conseguiu-se modular a chama. Quando havia excesso de carvão, muitas partículas queimavam do lado de fora da câmara. Também, regulando-se o ar de combustão (ou ciclonação), pudemos obter chamas duras e mais curtas (com mais ar) e chamas moles e mais compridas (pouco ar).

6.1.1.10 A queima do carvão é mais silenciosa do que a queima do Diesel.

6.1.1.11 No final da experiência, ocorreu o entupimento da linha. Ao se desmontar, já no outro dia, constatou-se que isto se deveu a pedregulhos grandes de carvão que estavam presos no ciclone de alimentação.

6.1.1.12 O refratário, conforme inspeção visual realizada em outro dia, resistiu muito bem às condições impostas.



Fig. 14

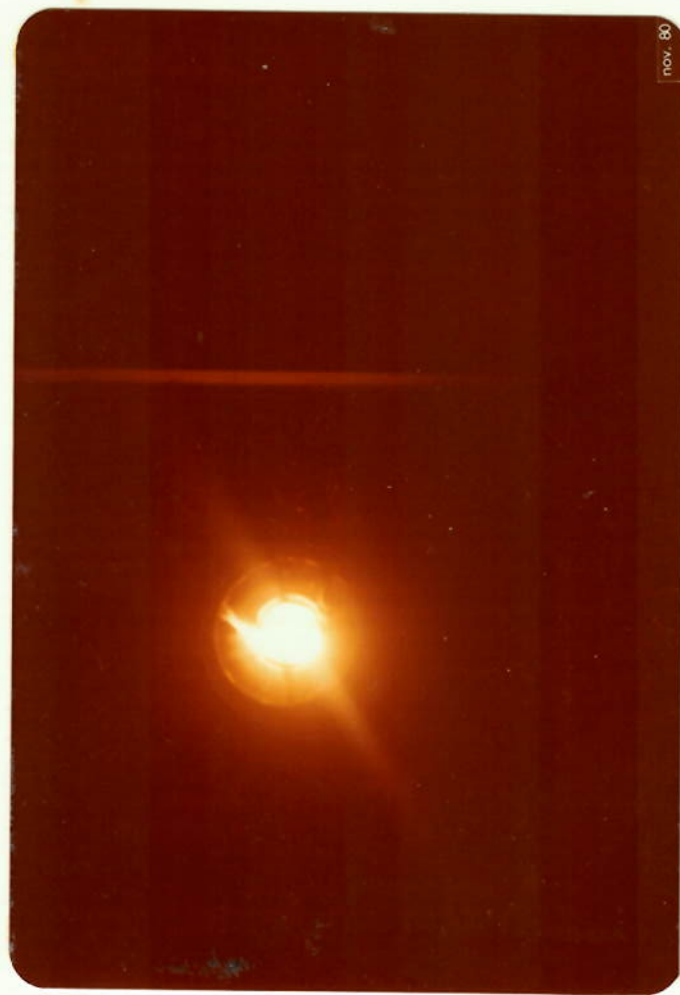


Fig. 15

A figura 16 abaixo identifica a chama conseguida com carvão vegetal.



Fig. - 16

6.2 - Experiência do dia 15 de novembro de 1980

No teste usamos como combustível carvão mineral e vegetal. Nas figuras que se seguem, procuramos caracterizar a granulometria utilizada.



Fig. 17 - Carvão vegetal após passar por britador de mandíbulas.

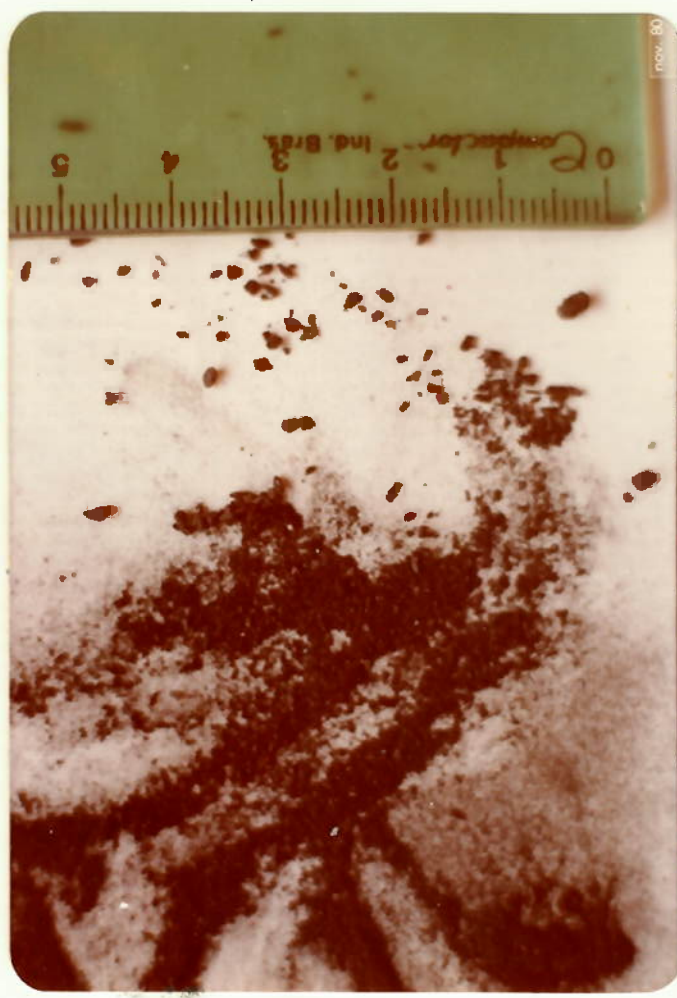


Fig. 18 - Carvão vegetal granulado após passar pelo britador de mandíbulas e por um moinho de martelos (malha de 4mm).

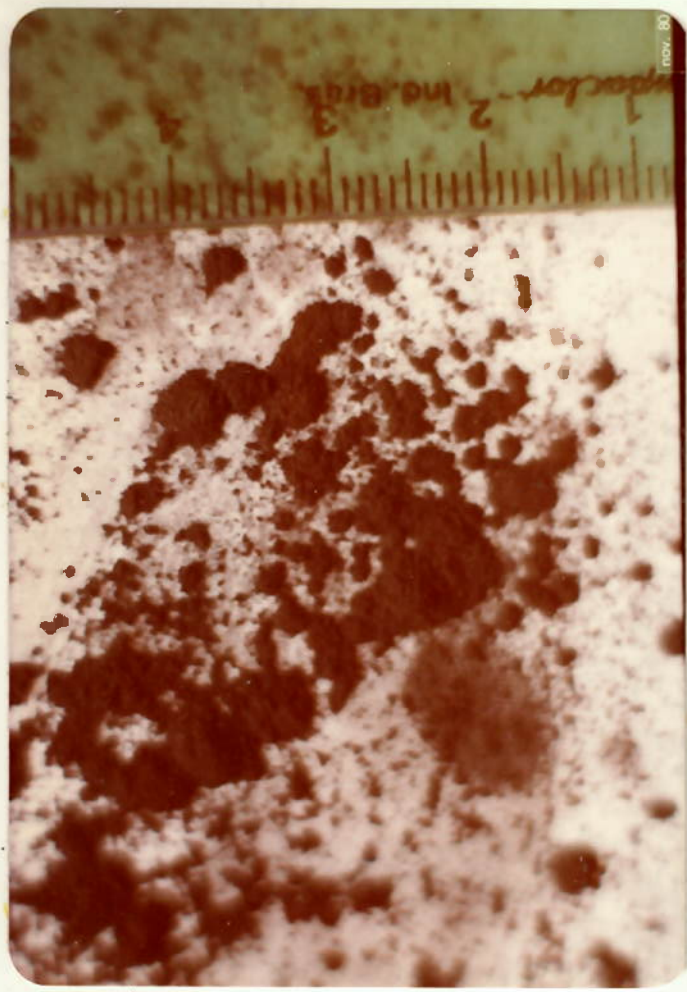


Fig. 19 - Carvão mineral pulverizado (80% < 200 mesh)

6.2.1 O que primeiro tentamos determinar foi a temperatura mínima da câmara, aquecida com Óleo Diesel, com que se consegue a ignição do carvão vegetal e a autosustentação da chama. Com uma temperatura medida com o termopar de Pt - Rd de 480°C conseguimos a obtenção das condições acima. Nessa ocasião, a temperatura do termopar de Ferro - Constantan indicava 60°C .

6.2.2 A próxima etapa foi a tentativa de se conseguir o maior teor de CO_2 (base seca) nos gases de escape da fornalha. Obtivemos numa condição muito particular de funcionamento, 19,5%. Nessa ocasião, não estávamos em carga máxima e nem tornamos a obter esse teor, donde esse valor não é confiável. Com certeza, podemos afirmar que o queimador pode funcionar com 18% de CO_2 .

6.2.3 Um outro parâmetro importante do aparelho é sua capacidade máxima. A maior quantidade de carvão vegetal queimado foi de 95 Kg/h.

6.2.4 Nessa condição, medimos em regime aproximadamente permanente:
te:

- . temperatura indicada pelo termopar de Pt - Rd: 1400^oC (14 mv)
- . temperatura indicada pelo termopar de Ferro - Constantan: 310^oC (15,7 mv);
- . temperatura da chapa interna medida com um aparelho portátil Engro (mais confiável) 400^oC;
- . temperatura da chapa externa (termômetro Engro) 230^oC.

6.2.5 Com o carvão vegetal que foi processado pelo moinho de martelos, notou-se que um grande número de partículas vem queimar fora da câmara, enquanto esta não se encontra devidamente aquecida. Tal fato pode ser visualizado nas fotos abaixo:



Fig. 20 - Queima externa de partículas.

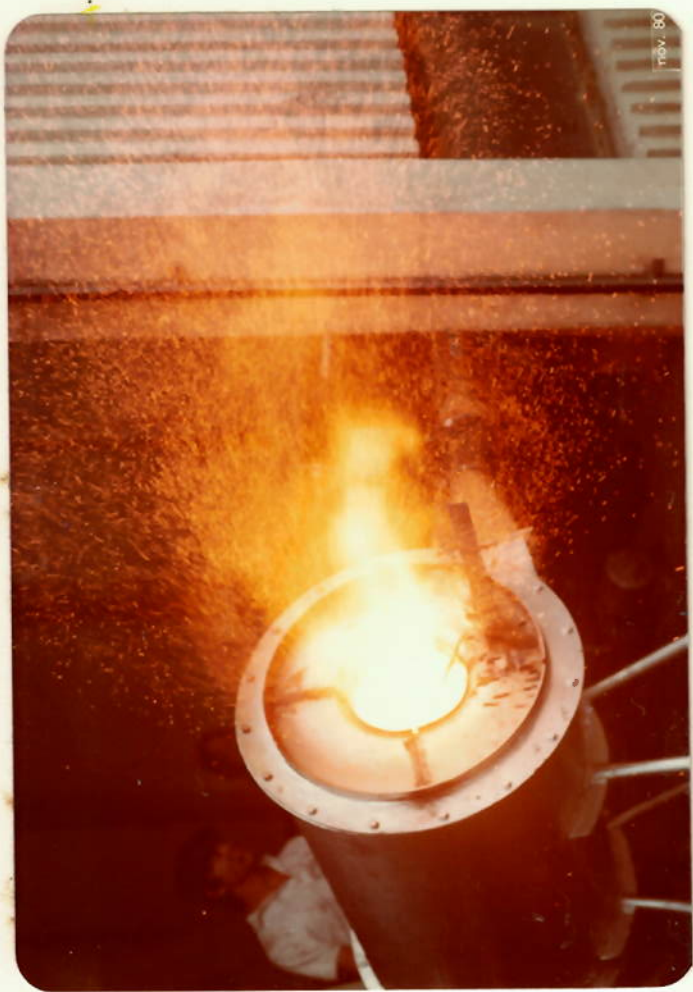


Fig. 21

Mesmo que a câmara esteja numa temperatura mais elevada, o problema persiste, ainda que em menor escala. Isso se deve ao fato do moinho produzir uma grande quantidade de finos.

6.2.6 No atual estágio de desenvolvimento, o equipamento permite alguma modulação de chama. Isso é exemplificado nas figuras abaixo, onde pode-se ver chamas mais longas e moles, evoluindo para curtas e duras.





Fig. 23



Fig. 24



Fig. - 25

6.2.7 O refratário originalmente foi feito com massa de socar (Alan 70). Logo no início das experiências, notamos uma erosão relativamente intensa do material, causada pelo ar de ciclonação, o que ocorreu por pega química inadequada. Para resolver o problema, revestimos a câmara com uma fina camada de cimento refratário (Placibar HD[®]). Naturalmente, devido às dificuldades de colocação do material que foi feita sem molde, a superfície ficou irregular. Com isso, durante a queima, as partículas têm uma trajetória poligonal, diminuindo o tempo de permanência em relação a um trajeto circular. Isso é visualizado na parada do aparelho com a câmara quente e introduzindo-se uma pequena quantidade de material. É o que mostram as três figuras a seguir.

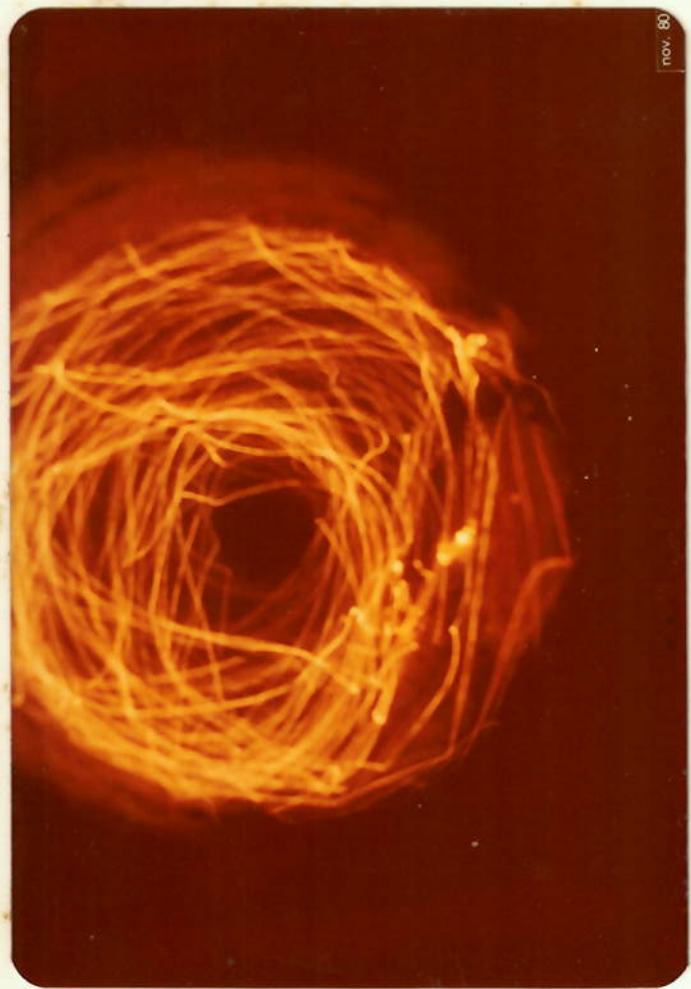


Fig. 26

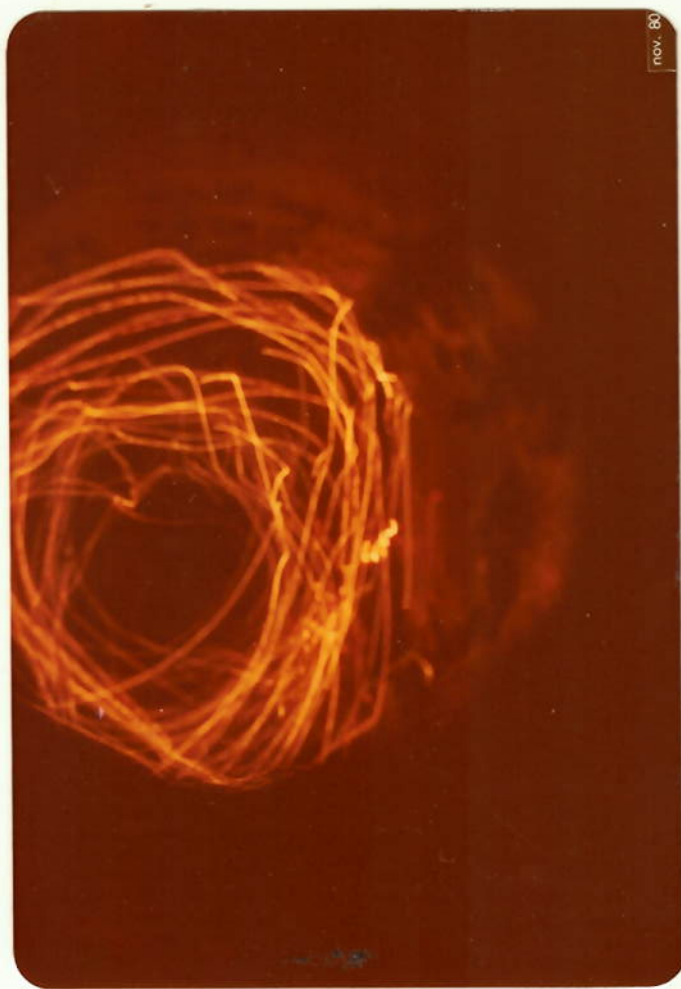


Fig. 27



Fig. 28

6.2.8 A seguir mostraremos mais algumas fotografias dos testes.



Fig. 29 - Queima de carvão vegetal com carga máxima.



Fig. 30 - Queima de carvão vegetal com carga máxima.



Fig. 31 - Vista de trás do queimador em carga máxima.

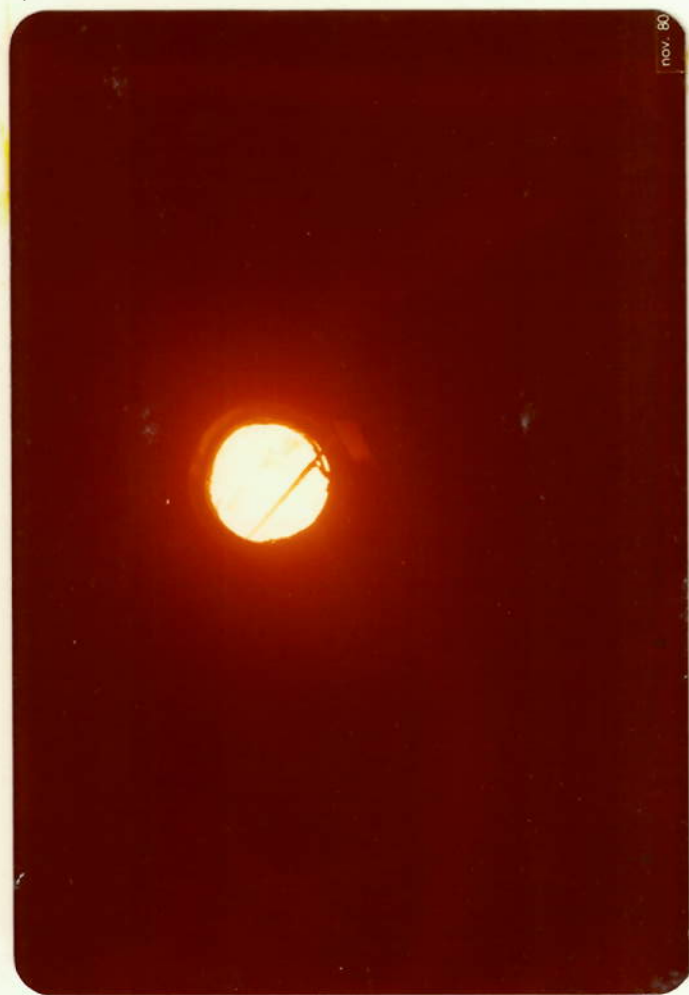


Fig. 32 - Vista do interior da câmara logo após a parada da alimentação. Pode-se observar a alta temperatura atingida.

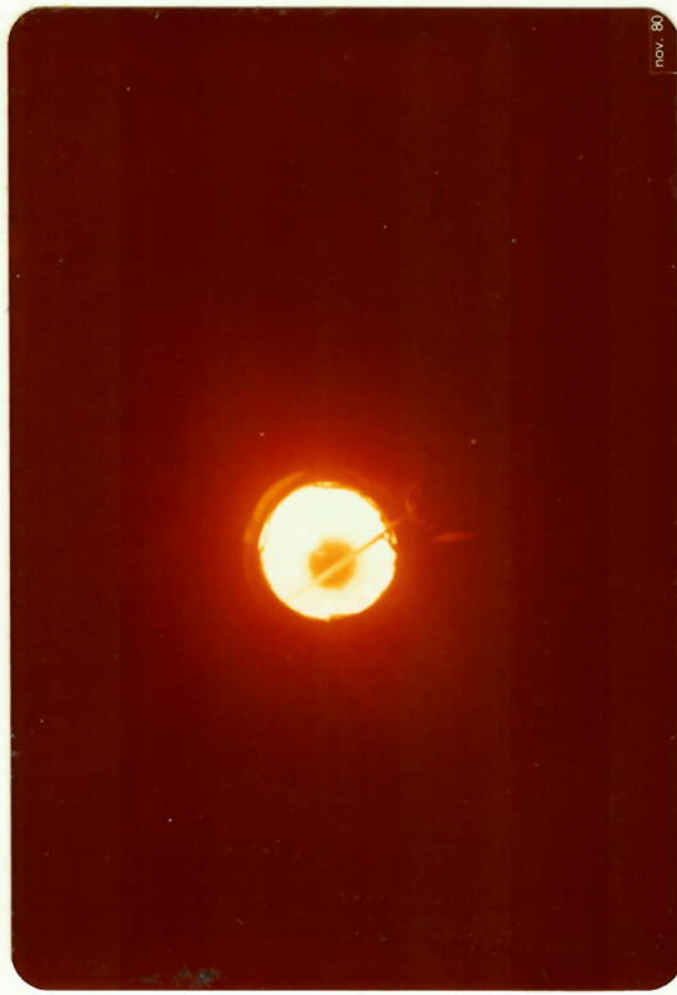


Fig. 33 - Interior do queimador algum tempo depois. Já pôde-se ver o orifício de entrada de sólidos.

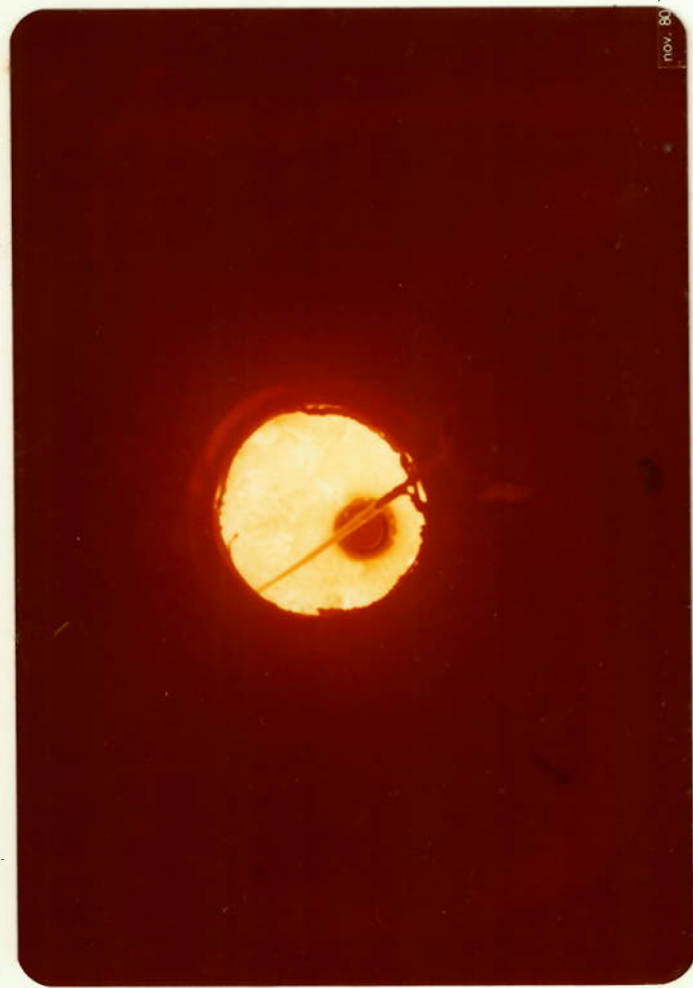


Fig. 34 - Câmara numa temperatura mais baixa. O refratário ainda se encontra em boas condições.

6.2.9 Prosseguindo a experiência, provocamos a queima de carvão mineral, produzindo resultados bastante satisfatórios, ainda que a granulometria não fosse adequada ($80\% < 200 \text{ mesh}$).

6.2.10 Notamos que a chama de carvão mineral é mais irradiante. Isso se deve ao fato do maior número de partículas sólidas (cinzas) nos gases de escape, que como sabemos emitem mais.

6.2.11 A chama é mais longa e larga (mais volumosa) se comparada com a produzida pelo carvão vegetal. Isso talvez se deva à granulometria utilizada. A coloração era mais amarelada. As figuras 35, 36 e 37 exemplificam o acima.



Fig. 35 - Chama de carvão mineral.



Fig. 36 - Chama de carvão mineral.



Fig. 37 - Chama de carvão mineral.

6.2.12 Ao longo do processo de queima, a cinza fundida foi se acumulando nas paredes e escorrendo. Isso, devido ao fato de se ter colocado os bocais de entrada do ar de ciclonagem no lado inferior e não no superior, que seria o correto, veio a causar a parcial obstrução dos mesmos.

7. - VALORES CALCULADOS

7.1 - Dados típicos do carvão vegetal - Composição elementar

C - 93,5%
O - 2,5%
H - 1,8%
S - 0,2%
N - 0,2%
H₂O - 1,8%

7.2 - Usando o programa do item 3 temos o seguinte:

Dados: CO₂ (base seca) - 18%

T_g - 1773°K
T_{amb} - 298°K
M_{comb} - 95 Kg/h
T_{ce} - 523°K

Resultados: CO₂ (para ar estequiométrico) - 20,2%
Excesso de ar - 12,2%
PCI - 7975 Kcal/Kg
Entalpia dos gases de escape
por Kg de combustível - 6580 Kcal
Eficiência - 82,5%

Observação: O balanço térmico previsto no programa não pode ser efetuado por não termos medido todas as variáveis necessárias devido à falta de instrumentação adequada.

7.3 - Capacidade máxima do queimador
Aproximadamente 760.000 Kcal/h.

8. - CONCLUSÕES E MODIFICAÇÕES

8.1 - O protótipo de fornalha ciclônica provou ser um equipamento que apresenta resultados bastante satisfatórios na queima de particulados. Possui flexibilidade de operação.

8.2 - O carvão deve ser moído numa granulometria um pouco maior do que a obtida com o moinho de martelos com uma malha de 4mm. O ideal seria um combustível com um pequeno teor de finos.

8.3 - A fig. 38 mostra uma das grandes vantagens do combustor testado, em relação a um queimador de carvão pulverizado. Quase tudo que aparece na fotografia é necessário para se conseguir um carvão de 200 mesh. O pequeno moinho no canto superior direito é suficiente para se produzir o combustível na granulometria necessária para a câmara ciclônica. Sua produção é equivalente.



Fig. 38 - Vista da oficina da Divisão de Tratamento de Minérios do IPT.

8.4 - Com relação ao alimentador de partículas sólidas (Venturi), notamos que seu funcionamento é satisfatório para o protótipo, en tretanto deve sofrer aperfeiçoamentos que permitam maior flexibilidade na alimentação, já que essa foi uma dificuldade continuamente enfrentada por nós. O alimentador deverá incluir no futuro o sistema de moagem (moinho de martelos) que desembocaria diretamente no fluxo de transporte pneumático.

Talvez fosse conveniente prever um processo de engate rápido na entrada do pré-ciclone, onde ocorreram os entupimentos por causa de partículas grandes.

8.5 - Parece-nos que seria conveniente o aumento do comprimento da câmara, para evitar a saída de não queimados.

8.6 - Se num futuro protótipo não se partir para a utilização de materiais metálicos no revestimento interno, a nosso ver uma solução mais viável do que a massa de socar é o uso de concreto refratário. Deve-se ter o cuidado, nesse caso, de efetuar a devida retirada de bolhas de ar (por vibração), para evitar a porosidade do material.

8.7 - Como a passagem para a cinza fundida permite uma saída excessiva de partículas incandescentes (que prejudicam a operação), achamos conveniente o acréscimo de um defletor que permita o escoamento dos resíduos liquefeitos, mas que impeça as saídas dessas partículas.

8.8 - É necessário que se preveja para o próximo equipamento, visores e um sistema de ignição do Diesel.

8.9 - O método de tomada de temperatura da chapa interna não foi adequado.

8.10. - Para um protótipo, deve-se poder ter condições de efetuar leituras instantâneas de pressão e vazão nas tubulações de ar. É necessário então, que se faça as modificações convenientes. Nos resultados experimentais foram prejudicados pela impossibilidade de efetuar essas medidas.

8.11 - As temperaturas calculadas no item 2 diferem das reais. Isso talvez se deva a uma estima inadequada dos coeficientes de troca de calor entre o ar da camisa e as chapas.

BIBLIOGRAFIA

- I. - DOLEZAL, Richard. Large boiler furnaces. Theory, construction and control. Amsterdam, Elsevier Publishing Co., 1967.
- II. - KREITH, Frank. Princípios da transmissão de calor. São Paulo, Edgard Blücher, 1969.
- III. - MCADAMS, William H. Heat transmission 3. ed. Mc Graw-Hill Kogakusha, Tokyo, 1954.
- IV. - OZISIK, M. Necati. Basic heat transfer. McGraw-Hill Kogakusha, Tokyo, 1977.
- V. - PERA, Hildo. Geradores de vapor de água (Caldeiras). São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP, 1. 966.
- VI. - SILVA, Remi Benedito, Prof. Dr., coord. Manual de termodinâmica e transmissão de calor 4. ed. São Paulo, Grêmio Politécnico, 1972.
- VII. - VAN WYLEN, Gordon J. & SONNTAG, Richard E. Fundamentos da termodinâmica clássica 2. ed. São Paulo, Edgard Blücher, 1976.