

Este exemplar corresponde a redacção final da
tese defendida por Waldir Antonio Bizjo e
aprovada pela comissão julgadora em 17.1.85

J. B. Paul.

ESTUDO EXPERIMENTAL E TEÓRICO SOBRE QUEI-
MADOR AUTO-RECUPERATIVO PARA GÁS DE BAIXO
PODER CALORÍFICO.

0001/85

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Waldir Antonio Bizzo

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia de Campinas da UNICAMP
como parte dos requisitos necessários à obtenção do Título de
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Prof. Raymond Burnyeat Peel
Orientador

- CAMPINAS -

1985

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Prof. RAYMOND B. PEEL pela orientação e colaboração neste trabalho.

Aos amigos da TERMOQUIP ENERGIA ALTERNATIVA LTDA. , pelo apoio técnico e material na realização dos testes.

À FAPESP - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, pelo auxílio financeiro e concessão de uma bolsa de estudos.

ÍNDICE

	Pág.
RESUMO	
CAPÍTULO I	
INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO II	
PROJETO DO QUEIMADOR AUTO-RECUPERATIVO	5
II.1 - PROJETO DO QUEIMADOR	5
II.2 - RECUPERADOR DE CALOR	7
CAPÍTULO III	
MONTAGEM EXPERIMENTAL	10
III.1 - EQUIPAMENTOS	10
III.2 - INSTRUMENTAÇÃO	13
III.2.1 - Medidas de temperatura	13
III.2.2 - Medidas de vazão	15
III.2.3 - Medidas de pressão	15
III.2.4 - Análises de gases	15
CAPÍTULO IV	
METODOLOGIA DE TESTES	17
CAPÍTULO V	
ANÁLISE DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS	19

	Pág.
V.1 - POTÊNCIA DE OPERAÇÃO	19
V.2 - PRÉ-AQUECIMENTO DO AR E DO GÁS	21
V.3 - EXTRAÇÃO PARCIAL DOS PRODUTOS	23
V.4 - TEMPERATURAS NO FORNO	24
V.5 - TEMPERATURAS DOS PRODUTOS DE COMBUSTÃO	27
V.6 - PERDAS DE CARGA	29
V.7 - BALANÇO TÉRMICO NO RECUPERADOR	31
 CAPÍTULO VI	
SIMULAÇÃO TEÓRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO RECUPERADOR	33
VI.1 - MODELO MATEMÁTICO	33
VI.2 - MÉTODO DE CÁLCULO POR COMPUTADOR	34
VI.3 - AVALIAÇÃO DOS COEFICIENTES DE CONVECÇÃO	36
VI.4 - AVALIAÇÃO DOS COEFICIENTES DE RADIAÇÃO	38
 CAPÍTULO VII	
RESULTADOS DA SIMULAÇÃO TEÓRICA	41
 CAPÍTULO VIII	
CONCLUSÕES	46
BIBLIOGRAFIA	48
 ANEXO 1	
ANÁLISE TEÓRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO RECUPERADOR.	50

ANEXO 2

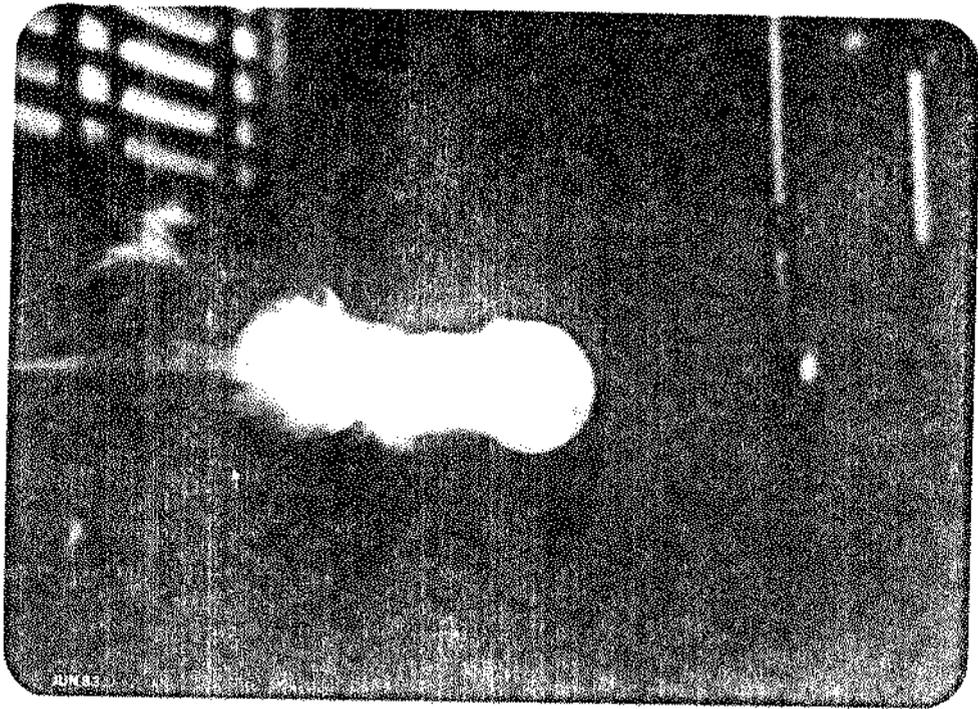
EQUAÇÕES PARA CORREÇÃO DOS COEFICIENTES DE CONVECÇÃO NA REGIÃO DE ENTRADA TÉRMICA E HIDRODINÂMICA	53
--	----

ANEXO 3

AVALIAÇÃO DOS COEFICIENTES DE RADIAÇÃO	55
--	----

ANEXO 4

CORREÇÃO DAS TEMPERATURAS MEDIDAS COM TERMOPAR PARA ESTI- MATIVA DA TEMPERATURA DO FORNO	58
---	----



R E S U M O

Este trabalho apresenta resultados experimentais e teóricos sobre o desempenho de um queimador auto-recuperativo para gás de baixo poder calorífico, com a finalidade de se obter maiores temperaturas de operação de fornos do que as conseguidas com este tipo de gás, além da própria economia de energia proporcionada pela recuperação de calor dos produtos de combustão.

Um queimador auto-recuperativo, para potência de 100.000 kcal/h, foi projetado, construído e testado queimando gás de gasogênio a lenha em diversas condições de operação.

Um modelo matemático foi desenvolvido para aplicação em computador, com a finalidade de prever o comportamento do queimador auto-recuperativo, e seus resultados foram comparados com os testes experimentais.

O modelo testado obteve até 600°C de pré-aquecimento do ar de combustão, atingindo cerca de 1400°C num forno de testes, e a simulação teórica ajustou-se bem com os resultados experimentais.

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

Gases de baixo poder calorífico têm sido uma boa opção para geração de energia térmica em diversas aplicações industriais, seja em fornos, secadores ou caldeiras de vapor. Tais gases são geralmente produzidos pela gaseificação de madeira ou carvão mineral. Podem ainda serem subprodutos de algum processo industrial, como o gás de alto forno.

No caso de fornos de alta temperatura, a utilização de gases de baixo poder calorífico está normalmente limitada a processos que necessitam no máximo de 1100°C no forno, quando não se usa algum recurso adicional para aumento desta temperatura [1,2]. Com a otimização do sistema, diminuindo-se as perdas de calor do forno com um melhor isolamento térmico, e fazendo-se pré-secagem da madeira para aumentar o poder calorífico do gás produzido já foi conseguido até 1250°C [25]. Acima desta temperatura, modificações no processo de aquecimento, como o pré-aquecimento do ar de combustão através da recuperação de calor dos produtos de combustão ou o enriquecimento do ar de combustão com oxigênio, tem sido empregadas com bons resultados. Quase todos estes métodos exigem investimentos adicionais ao equipamento, e eventualmente complica a operação e manutenção do mesmo.

Tais problemas adicionais tem dificultado a aplicação de gases de baixo poder calorífico em alguns processos metalúrgicos ou cerâmicos, que necessitam temperaturas maiores que 1100°C , impedindo, por exemplo, a substituição de derivados de petróleo por biomassa, através da gaseificação. A substituição de óleo combustível por gás de biomassa em muitos casos, tem como vantagem a necessidade de poucas alterações no processo ou no equipamento, bastando o acoplamento do gerador de gás ao forno já existente, e a modificação ou substituição dos queimadores.

Com a finalidade de ampliar-se o campo de utilização de gases de baixo poder calorífico, a recuperação de calor dos produtos de combustão pré-aquecendo o ar e gás combustível é um recur-

so eficiente para aumento da temperatura de fornos, e ao mesmo tempo proporciona uma melhora no aproveitamento energético.

Queimadores auto-recuperativos têm seu trocador de calor acoplado diretamente ao corpo do queimador, formando uma unidade compacta e fácil de ser aplicada em equipamentos já existentes ou em novas instalações. Pode substituir com vantagens os métodos convencionais de recuperação de calor, dispensando instalações acessórias como dutos, coletores, etc., proporcionando bons rendimentos com menores custos de instalação, operação e manutenção.

A idéia da conservação de energia, foi um grande motivo para o desenvolvimento deste equipamento. Tais queimadores foram, e ainda o são, aplicados com êxito em fornos, onde a alta temperatura dos produtos saindo pela chaminé representa grande perda de calor, proporcionando baixas eficiências térmicas, porém, o pequeno porte das unidades não viabiliza economicamente a instalação de recuperadores convencionais [4].

Potências típicas de tais queimadores estão na faixa de 50.000 a 200.000 kcal/h, sendo que alguns chegam até 400.000 kcal/h. Para demandas maiores de calor é comum a instalação de mais de um queimador, sendo que esta versatilidade de posicionamento às vezes possibilita um aumento do rendimento térmico [5].

Queimadores auto-recuperativos tiveram seu desenvolvimento há 20 anos, utilizando como combustível gases de alto e médio poder calorífico como gás natural e gás de rua (town gas), principalmente na Inglaterra e Estados Unidos [3]. Diferenças características entre gás natural e gás de gasogênio justificaram-nos um trabalho de avaliação do desempenho de queimadores auto-recuperativos com gás de baixo poder calorífico.

A tabela 1 traz valores típicos para os dois gases. A densidade de energia carregada pelos produtos de combustão no caso de gás de gasogênio é menor. Conseqüentemente, para uma mesma demanda de energia, a quantidade de massa de produtos de combustão carregando calor sensível pela chaminé é maior para gás de gasogênio do que para gás natural.

Tabela 1 - Características típicas de gás natural e gás de gasogênio.

	GÁS NATURAL	GÁS DE GASOGÊNIO
Poder calorífico (kcal/kg)	11.000	1.000
Relação A/C estequiométrica (em massa)	10:1	1:1
Energia nos produtos de combustão (kcal/kg de produtos)	1.000	500
Temperatura adiabática de chama (°C) (sem dissociação)	2.800	1.680

A relação entre o fluxo de massa de produtos de combustão e fluxo de massa de ar de combustão passando pelo recuperador chega a ser quase o dobro para gás de gasogênio, em comparação com gás natural. Uma menor quantidade de ar deve ser pré-aquecida pelos produtos de combustão, aumentando teoricamente em valor absoluto as temperaturas de saída do ar de combustão, mas diminuindo em valor relativo as taxas de recuperação de calor, pois a diferença média logarítmica de temperaturas tenderia a ser menor para gás de gasogênio.

Por outro lado, efeitos do pré-aquecimento do gás combustível, já que seu fluxo de massa é comparável ao ar, mereceriam ser investigados. Se no caso de gás natural, pode haver problemas de craqueamento com excessivo pré-aquecimento do mesmo, para gás de gasogênio estes problemas já não ocorreriam.

Os modelos existentes, queimando gás natural ou gás de rua, obtêm até 600°C de pré-aquecimento do ar, com produtos de combustão entrando no recuperador de calor a cerca de 1000°C. Tal limitação na temperatura de entrada dos produtos é devido principalmente aos limites de temperatura dos materiais de construção.

Foi conseguido, neste trabalho, com um queimador projetado para gás de baixo PCI, resultados similares a operação com

gás natural, obtendo-se até 600°C de pré-aquecimento do ar, e 1400°C num forno de testes, com os produtos de combustão entrando no recuperador a 950°C .

Queimadores auto-recuperativos devem ser instalados em fornos onde a extração dos produtos possa ser feita através do retorno dos mesmos ao próprio queimador e não seria necessário um aproveitamento posterior, como o pré-aquecimento da carga ou outra finalidade. É o caso de fornos que operam completamente fechados, onde seria bloqueada a chaminé convencional, ou o caso onde a sucção dos produtos de combustão possa ser feita através de algum dispositivo de exaustão na saída do recuperador de calor. Tal dispositivo poderia ser um ventilador de exaustão ou um ejetor de ar ou vapor, com poder de sucção suficiente para manter um bom fluxo de produtos de combustão passando pelo recuperador.

Existe grande potencialidade de aplicação prática de queimadores auto-recuperativos nas indústrias de processos metalúrgicos, cerâmicos ou vidreiros, onde altas temperaturas de fornos são necessárias, e como conseqüência, grande parte de energia térmica é perdida por entalpia nos produtos de combustão. A substituição de queimadores convencionais por queimadores auto-recuperativos é possível tanto em fornos intermitentes como em fornos contínuos. Assim, abre-se a possibilidade de substituição de combustíveis derivados de petróleo, em processos de aquecimento a temperaturas maiores que 1100°C , por gás de baixo poder calorífico, proveniente, por exemplo, da gaseificação de lenha.

CAPÍTULO II

PROJETO DO QUEIMADOR AUTO-RECUPERATIVO

Um queimador auto-recuperativo para gás de gasogênio foi projetado para potência de 100.000 kcal/h. Como ponto de partida foram utilizadas dimensões de características similares aos modelos já existentes, projetados para gás natural, considerando-se problemas de construção e montagem peculiares aos equipamentos de testes que dispúnhamos.

Um projeto de queimador auto-recuperativo compreende dois projetos distintos, mas inter-relacionados: o queimador propriamente dito e o recuperador de calor.

II.1 - PROJETO DO QUEIMADOR

Um queimador de mistura direta foi projetado para combustão de gás de gasogênio. Devido ao fato de que a saída dos produtos de combustão é próxima ao queimador, altas velocidades de injeção de ar e gás combustível deve ser conseguida, a fim de possibilitar que a chama e seus produtos penetrem completamente no forno.

Para dimensionamento do diâmetro do queimador é necessário conhecer-se valores de velocidades de chama para o gás considerado nas condições de operação do queimador. Para gás de gasogênio, não foram encontrados valores típicos de velocidade de chama. Para uma mistura de gases combustíveis, podemos calcular o "*fator de velocidade de chama de Weaver*" que nos dá a previsão da velocidade de chama em função de porcentagem da velocidade de chama do hidrogênio no ar [7].

Foi assumido inicialmente a seguinte composição típica para o gás de gasogênio (tabela 2):

Tabela 2 - Composição típica do gás de gasogênio, para lenha de 10 a 25% de umidade.

CO	0,18
H ₂	0,15
CH ₄	0,01
H ₂ O	0,12
CO ₂	0,10
N ₂	0,44
	1,00
fração em volume	

Valores típicos para velocidades de chama dos componentes combustíveis da mistura, em 2 referências diferentes, são os seguintes:

	Ref. 6	Ref. 7	
H ₂	3,3	4,7	(m/s)
CO	0,5	0,6	
CH ₄	0,35	0,6	

O cálculo do número de Weaver nos dá, para o gás de composição assumida, um valor de 12% da máxima velocidade de chama do hidrogênio. Assim, o gás de gasogênio teria velocidade de combustão da ordem de 0,4 a 0,6 m/s. Medidas de velocidade de combustão são obtidas sob condições de laboratório, e variam conforme o método experimental.

Temos que considerar, em nosso projeto de queimador 2 fatores importantes: o pré-aquecimento do ar e gás combustível, e a necessidade de turbulência na câmara de combustão.

O pré-aquecimento de mistura ar/gás aumenta consideravelmente a velocidade de combustão. Para misturas metano/ar, aquecida a 450°C, a velocidade de chama chega a 1,5 m/s em comparação

com 0,2 m/s medidos a temperatura ambiente [8].

A combustão em alta turbulência não obedece as mesmas características do que a condição laminar, geralmente utilizadas em medidas de velocidades de chama. A mesma mistura metano/ar em combustão de alta turbulência queimou a velocidade de saída de até 30 m/s, em experimentos feitos por Smith e Gouldin [8]. Williams e Bollinger mostraram experimentalmente que a velocidade de combustão turbulenta aumenta junto com o número de Reynolds da mistura sendo maior também quanto maior o diâmetro do queimador [6]. Queimadores de alta turbulência, utilizados industrialmente, tem velocidades de mistura da ordem de 15 até 40 m/s [9].

Assim, diante dos dados já mencionados, concluimos que a estabilização da combustão, em regime turbulento, poderia ocorrer numa ampla faixa de velocidade de mistura. Escolhemos velocidade de 10 m/s para a mistura na boca do queimador, com a possibilidade de modificações se os testes experimentais assim o indicassem.

Para melhor garantir a estabilização da chama, foi providenciado revestimento refratário na saída do queimador, além do que alta turbulência poderia ser provocada pela velocidade de saída do ar (80 m/s) e do gás (25 m/s) nos furos de injeção.

Com estas considerações, o queimador foi projetado com diâmetro de 130 mm no bocal de mistura, 60 mm no injetor central de gás combustível e 12 furos de 9 mm para injeção do ar de combustão. Mais tarde, estes furos foram aumentados para 12 mm, para redução da pressão no lado do ar, mas sem perda de estabilidade de chama.

II.2 - RECUPERADOR DE CALOR

O recuperador de calor constitui-se de 3 tubos concêntricos, onde passam, respectivamente, no tubo mais interno o gás combustível, no ânulo intermediário o ar de combustão e na camisa externa, em contra-corrente, os produtos de combustão (figura 1).

O diâmetro do recuperador de calor foi escolhido a par-

e = ESPAÇAMENTO ANULAR

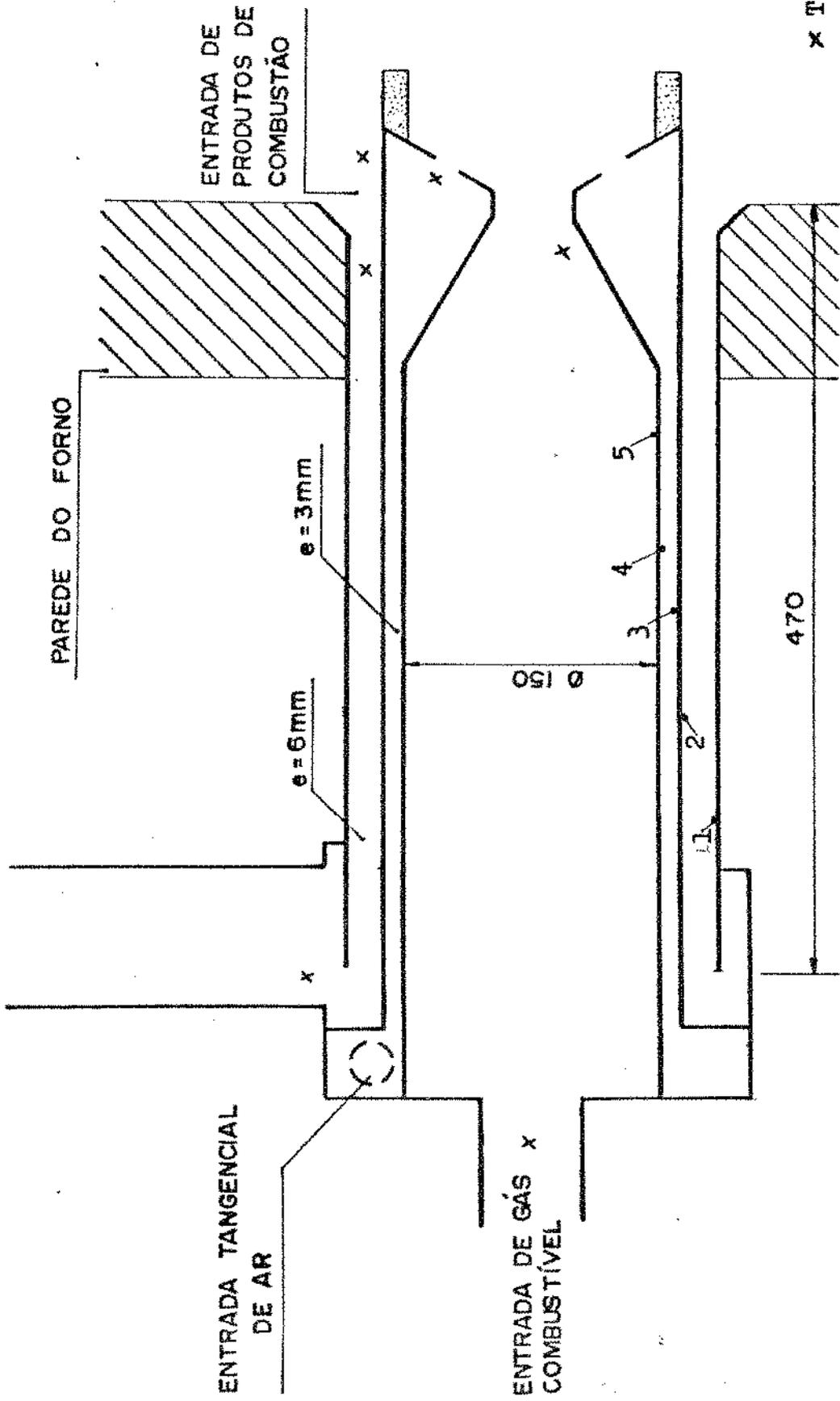


FIGURA 1. QUEIMADOR AUTO-RECUPERATIVO (esquema)

tir da consideração que este deveria ser acoplado ao queimador já idealizado. O suporte do bocal de mistura do queimador foi montado numa extensão do tubo de ar.

Valores típicos de espaçamento dos ânulos onde passam ar e produtos de combustão estão entre 3 e 10 mm. Foi escolhido 3 mm para a passagem de ar e 6mm para o retorno dos produtos de combustão, partindo do diâmetro externo do tubo de ar de 170 mm. O comprimento do recuperador, o qual determinaria a área total de troca de calor, foi escolhido inicialmente 500mm.

Baseado nas dimensões escolhidas, foi simulado o comportamento do recuperador de calor conforme método descrito no Capítulo VI deste trabalho. Como resultado, com os produtos de combustão entrando a 900°C , obteríamos até 600°C de pré-aquecimento do ar. Mais tarde, o método de cálculo foi aprimorado, principalmente no que se refere a escolha dos coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação.

Seria possível aumentar o grau de pré-aquecimento com um aumento da área de troca de calor, porém, consideramos que quanto maior o comprimento do recuperador maior seria as dificuldades de construção e montagem do mesmo.

Foi projetada uma entrada tangencial de ar no recuperador, com a finalidade de se obter maior turbulência no ânulo intermediário, e conseqüentemente, melhorar a troca de calor por convecção.

CAPÍTULO III

MONTAGEM EXPERIMENTAL

Um queimador, como inicialmente projetado, foi construído e montado num forno de testes, e acoplado a um gaseificador de lenha e a um ventilador para ar de combustão, conforme esquema da figura 2.

III.1 - EQUIPAMENTOS

Queimador

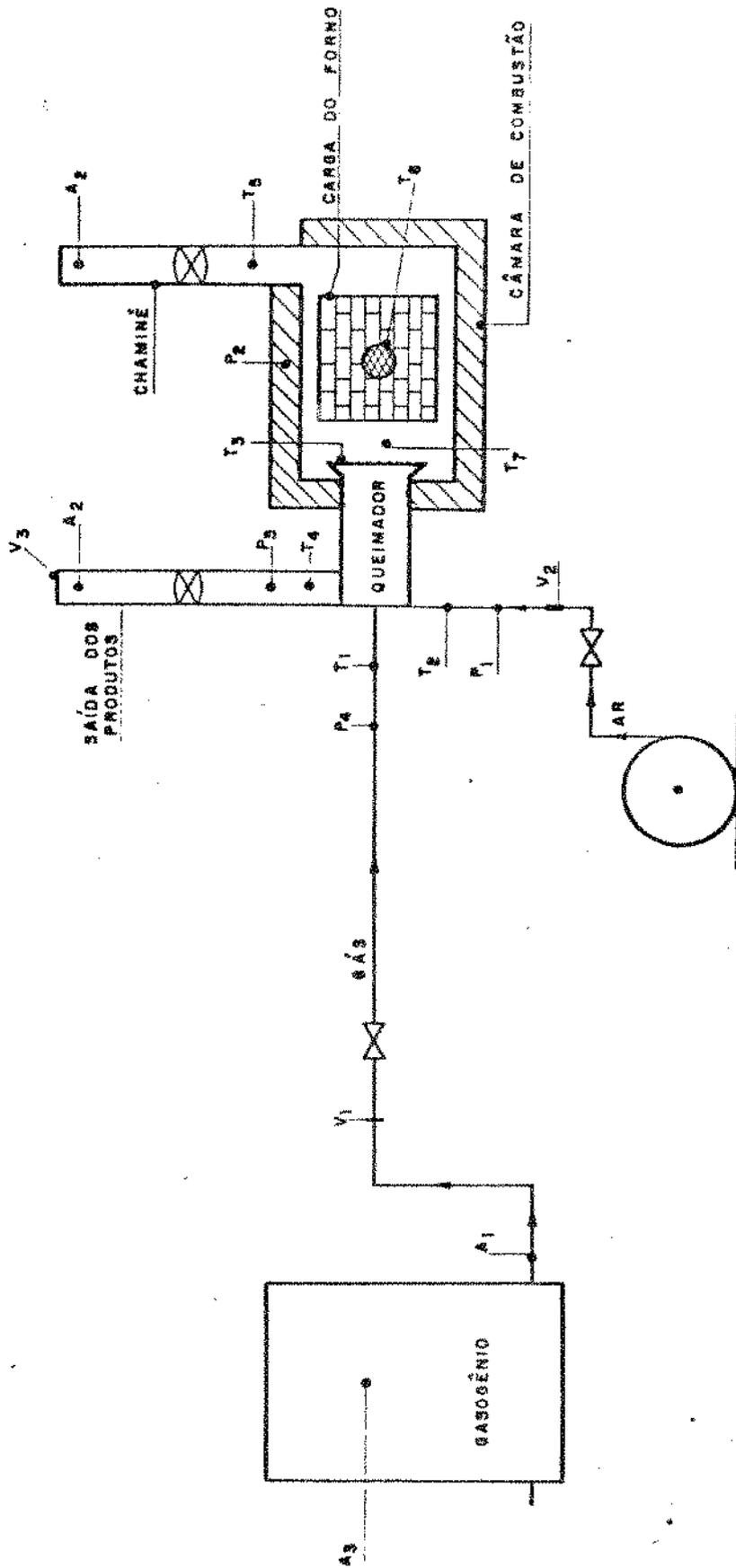
Construído totalmente em chapa de aço inoxidável AISI 310 (25% Cr, 20% Ni) de espessura 2mm (figura 3) e montado no forno através de flange, com apenas o bocal de mistura penetrando no forno. Isolado termicamente com manta refratária de 100 mm de espessura. Dotado de chaminé de exaustão dos produtos com diâmetro de 100 mm e altura 1200 mm. A 3/4 da altura foi instalado um ejetor de ar, alimentado por um compressor radial com pressão máxima de 600 mm H₂O a vazão de 1 m³/min.

Gaseificador

Gaseificador CODEGAS CD-250, fabricado e cedido pela Termoquip Energia Alternativa Ltda e utilizado normalmente para testes. É do tipo co-corrente, com capacidade de 250.000 kcal/h, para gaseificação de lenha, com alimentação intermitente e provido de comporta de alimentação para funcionamento contínuo (figura 4).

Forno

Foi utilizado um forno de testes já existente na firma Termoquip, para testes e demonstrações de queimadores e gaseificadores. Este forno é construído de chapas metálicas, suportado por estrutura de perfis e revestido internamente com manta refratária de fibra-cerâmica. Tem dimensões de 1 x 1 x 1 m, com porta late-



QUEIMADOR AUTO RECUPERATIVO
ESQUEMA DE MONTAGEM

INSTRUMENTAÇÃO
T - TEMPERATURA
P - PRESSÃO
V - VAZÃO
A - ANÁLISE QUÍMICA

FIGURA 2. MONTAGEM EXPERIMENTAL

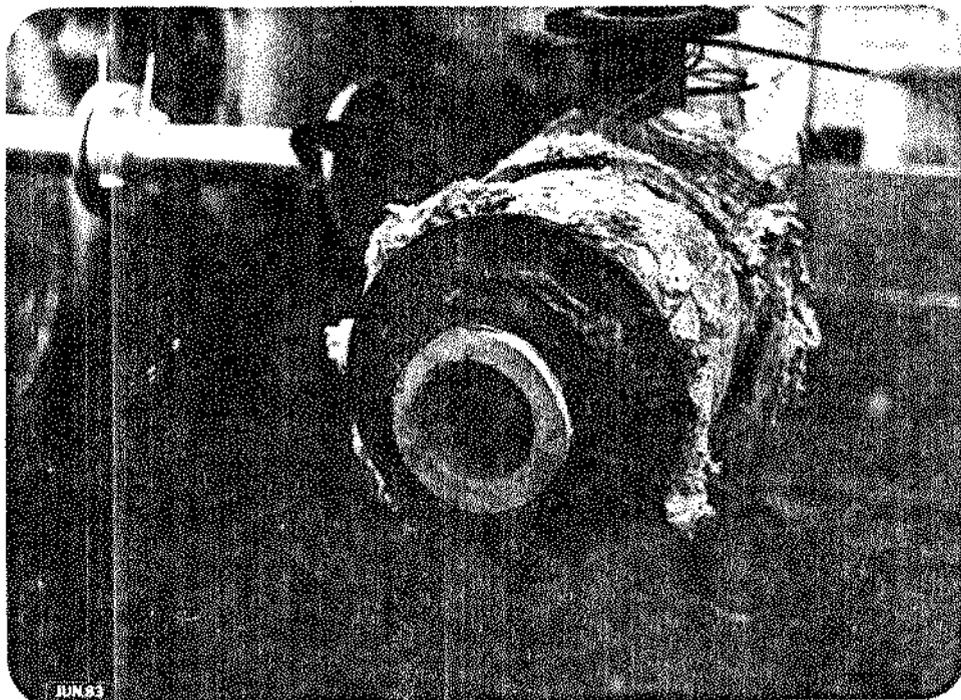


Figura 3 - Foto do queimador autorecuperativo.

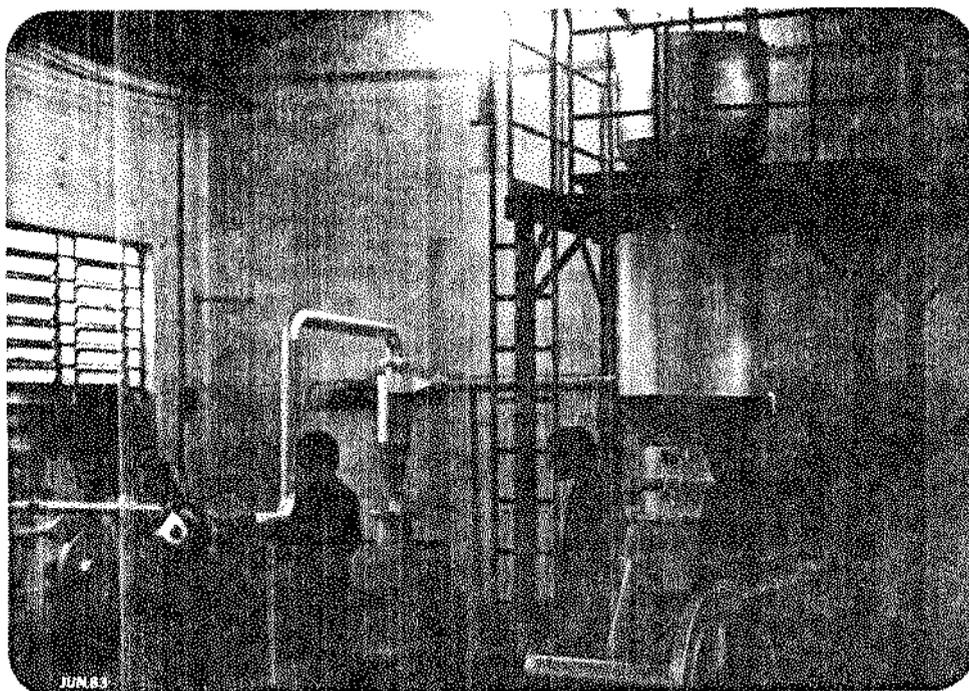


Figura 4 - Foto da montagem e do gaseificador, com o queimador sendo testado fora do forno.

ral e chaminé de exaustão no teto. Na chaminé, foi adicionada uma portinhola de fechamento e na porta lateral, outra portinhola para observação.

Ventilador

Para insuflamento do ar de combustão, fornecia 2 m³/min a máxima pressão de 650 mm H₂O, fabricado e cedido pela Termoquip. Uma válvula de controle na descarga permitia a regulagem do ar de combustão.

III.2 - INSTRUMENTAÇÃO

III.2.1 - Medidas de temperatura

Foram registradas 6 medidas de temperaturas, através de registrador "Engro", com termopares tipo "K", revestido em aço inox 310, diâmetro externo 1,5 mm, introduzidos no recuperador de calor e medindo:

- 1 - entrada do gás combustível
- 2 - saída do gás combustível
- 3 - entrada dos produtos de combustão (fora do recuperador)
- 4 - entrada dos produtos de combustão (dentro do recuperador)
- 5 - saída dos produtos de combustão
- 6 - saída do ar de combustão.

A localização dos termopares está indicada na figura 1. Na montagem dos mesmos tomou-se cuidado para que a ponta do termopar não ficasse em contato direto com as paredes do recuperador, bem como não recebesse radiação direta da chama dentro do forno. A dificuldade de incorporar ao sistema pirômetro de sucção, mais adequados a medidas de altas temperaturas de gases, levou-nos a utilizar simplesmente termopares colocados na corrente de gases, sem alguma barreira para radiação direta. Como paliativo, na entrada dos produtos de combustão, 2 termopares foram utilizados. Um logo na entrada, medindo a temperatura dos gases no início do recuperador, mas sujeito a radiação direta. O outro, já dentro do

ânulo dos produtos de combustão, a cerca de 20 mm de entrada, e por isso protegido parcialmente da radiação direta do forno. O valor adotado foi uma média das 2 medidas de temperaturas, e estas não apresentaram diferenças maiores que 60°C .

Para medidas de temperaturas do forno foram utilizados:

- Pirômetro de radiação total, Magdeburg tipo GSP 1871-07, para medições de 1000 a 2000°C , utilizando-se a portinhola de observação do forno.
- Cones pirométricos tipo Orton-Siegel, montados sobre tijolos refratários, na altura média da chama. Os tijolos refratários simulam também uma possível carga no forno para medição de temperatura pelo pirômetro de radiação total.
- Termopar tipo "K", diâmetro 5 mm, introduzido dentro do forno através de um orifício na parede lateral.

O pirômetro de radiação total utiliza a lei de Stefan-Boltzmann de energia radiante, a qual determina que a intensidade da energia radiante emitida por uma superfície é proporcional a quarta potência da temperatura absoluta do corpo. Assim, a emissividade da superfície, bem como as condições de visualização influenciam os resultados. As medidas de temperatura do forno foram feitas através da portinhola de observação, e na condição de estabilização térmica do sistema.

Os cones pirométricos são apropriados para o controle de temperatura em fornos cerâmicos e a temperatura da queda do cone é garantida pelo seu fabricante sob condições especiais de velocidade de aquecimento, no caso $150^{\circ}\text{C}/\text{hora}$, a qual não foi necessariamente cumprida em nossos testes.

O termopar do tipo "K" tem limite de temperatura de medição de 1270°C . Durante os testes, algumas vezes este teve que ser retirado do forno, a fim de não ser danificado por excesso de temperatura.

As medidas obtidas com termopar foram sempre menores

que as medidas obtidas com o pirômetro de radiação, devido a posição em que a ponta do termoelemento foi colocada, sempre atrás da pilha de tijolos refratários. Uma curva de correção, que dá a temperatura do forno em função da temperatura medida com termopar está mostrada no anexo 4.

III.2.2 - Medidas de vazão

As vazões de ar, gás combustível e produtos de combustão foram medidas com placas de orifícios de bordas esquadriadas e tomadas de flange, padrão ASME, utilizando-se coeficientes de vazão já tabelados [10].

Para o ar de combustão, a placa foi colocada entre a descarga do ventilador e a entrada no queimador.

Para a medida de vazão do gás combustível, foi feita uma medida indireta, com a placa de orifício colocada na entrada do ar de gaseificação e utilizando-se, para cálculo, um coeficiente de correção, conforme explicado no item V.1.

Para medida dos produtos de combustão, a placa de orifício foi instalada entre a saída do recuperador e a chaminé, antes do ejetor de ar.

III.2.3 - Medidas de pressão

Foram instalados tomadas de pressão para manômetros em "U", nos seguintes pontos:

- 1 - na parede externa do forno, medindo a pressão dentro do forno.
- 2 - na entrada do ar de combustão.
- 3 - na saída dos produtos de combustão do recuperador.

III.2.4 - Análises de gases

As análises da composição de gases foram feitas

com analisador do tipo "Orsat", permitindo medidas dos teores de CO_2 , O_2 e CO .

Nos produtos de combustão as amostras eram extraídas diretamente do forno, ou da chaminé de exaustão dos produtos saindo do recuperador. Estas análises eram efetuadas periodicamente, pelo menos três análises por corrida de teste, a fim de controlar a relação ar/gás e mantê-la próxima da estequiométrica.

A análise do gás combustível, dentro das limitações do aparelho Orsat, era feita pelo menos uma vez por teste, extraindo-se uma amostra de gás combustível antes deste entrar para o queimador.

CAPÍTULO IV

METODOLOGIA DE TESTES

O queimador foi testado em diversas potências de operação, na faixa de 70.000 a 140.000 kcal/h. Cada teste era levado em três situações distintas:

- 1 - nenhuma extração pelo recuperador
- 2 - extração parcial dos produtos via recuperador
- 3 - extração total dos produtos via recuperador.

Após o acendimento do gaseificador, o queimador era operado inicialmente em baixa potência, até a estabilização da chama, a qual era conseguida com o aquecimento do refratário no bocal do queimador.

A primeira situação de teste, nenhuma extração via recuperador, era realizada com a porta do forno fechada e o ejetor desligado. Assim, a totalidade dos produtos de combustão saía pela chaminé do forno. Nenhuma vazão era observada passando pelo recuperador.

Extração parcial dos produtos era feita com o ejetor em operação, o qual succionava parte dos produtos de combustão pelo recuperador, e o restante saía normalmente pela chaminé do forno. Até então, nenhuma pressurização do forno era observada.

Para a terceira situação, extração total dos produtos de combustão via recuperador, a chaminé do forno era bloqueada, e através da pressurização do forno todo fluxo de produtos passava pelo recuperador. O ejetor era mantido em funcionamento, a fim de auxiliar na extração dos produtos, diminuindo a pressão interna do forno e minimizando possíveis vazamentos de gases para o exterior.

Em cada uma destas situações, o equipamento era operado até atingir-se a estabilização térmica, observando-se as variações das temperaturas dos fluidos e do forno ao longo do tempo. Cada série de testes era feita mantendo-se constante a potência de

operação do gaseificador. As temperaturas dos fluidos foram registradas continuamente, e outras medidas, como medidas de pressão, vazão e análises de gases eram feitas periodicamente. Em cada carregamento de lenha do fornecedor, algumas amostras eram retiradas, a fim de se medir a umidade pelo método de secagem em estufa, a 105°C , até peso constante.

Modificações no sistema

Durante os testes experimentais, foi percebido que a potência de operação do sistema estava limitada pela disponibilidade do ar de combustão, quando chegou-se à máxima vazão de ar. A fim de permitir maior suprimento do ar de combustão, e conseqüentemente, aumentarmos a potência do sistema, foram aumentados os furos injetores de ar, de 9 para 12 mm, já que alguns cálculos simplificados, feitos segundo referência n^o 11 indicaram grande perda de pressão na passagem dos furos injetores.

A instalação original do gaseificador utilizava uma tubulação de alimentação de gás ao queimador não isolada termicamente. A fim de otimizar o sistema, e diminuir a perda de calor sensível do gás combustível ao passar pela tubulação, foi providenciado isolamento térmico na mesma, obtendo-se com isso, maiores temperaturas do gás combustível na entrada do queimador.

CAPÍTULO V

ANÁLISE DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

V.1 - POTÊNCIA DE OPERAÇÃO

O cálculo da potência de operação foi feito a partir da medida do fluxo de ar para gaseificação. Experimentalmente verificou-se que a taxa de gaseificação (Rg) permanece constante [12]:

$$Rg = \frac{\text{Kg lenha}}{\text{Kg Ar}} /h$$

Assim, o fluxo de gás combustível foi calculado como sendo:

$$\dot{m}_{\text{gás}} = \dot{m}_{\text{ar}} (1 + Rg)$$

onde foi adotado taxa de gaseificação

$$Rg = 0,65$$

$$\dot{m}_{\text{gás}} = \text{fluxo de gás (kg/h)}$$

$$\dot{m}_{\text{ar}} = \text{fluxo de ar de gaseificação (kg/h)}$$

O PCI do gás produzido depende da composição do mesmo, e esta pode ser relacionada com o tipo e umidade da lenha gaseificada [1,2,12]. A variação da composição do gás ocorre também durante a operação normal, já que inúmeros fatores contribuem para tanto. Experimentalmente, para gaseificadores semelhantes ao utilizados nos testes determinou-se que esta variação não excede 5%. Assim, foi calculado um PCI médio, a partir de uma composição presumida do gás, que por sua vez foi considerada dependente da umidade da lenha, figura 5.

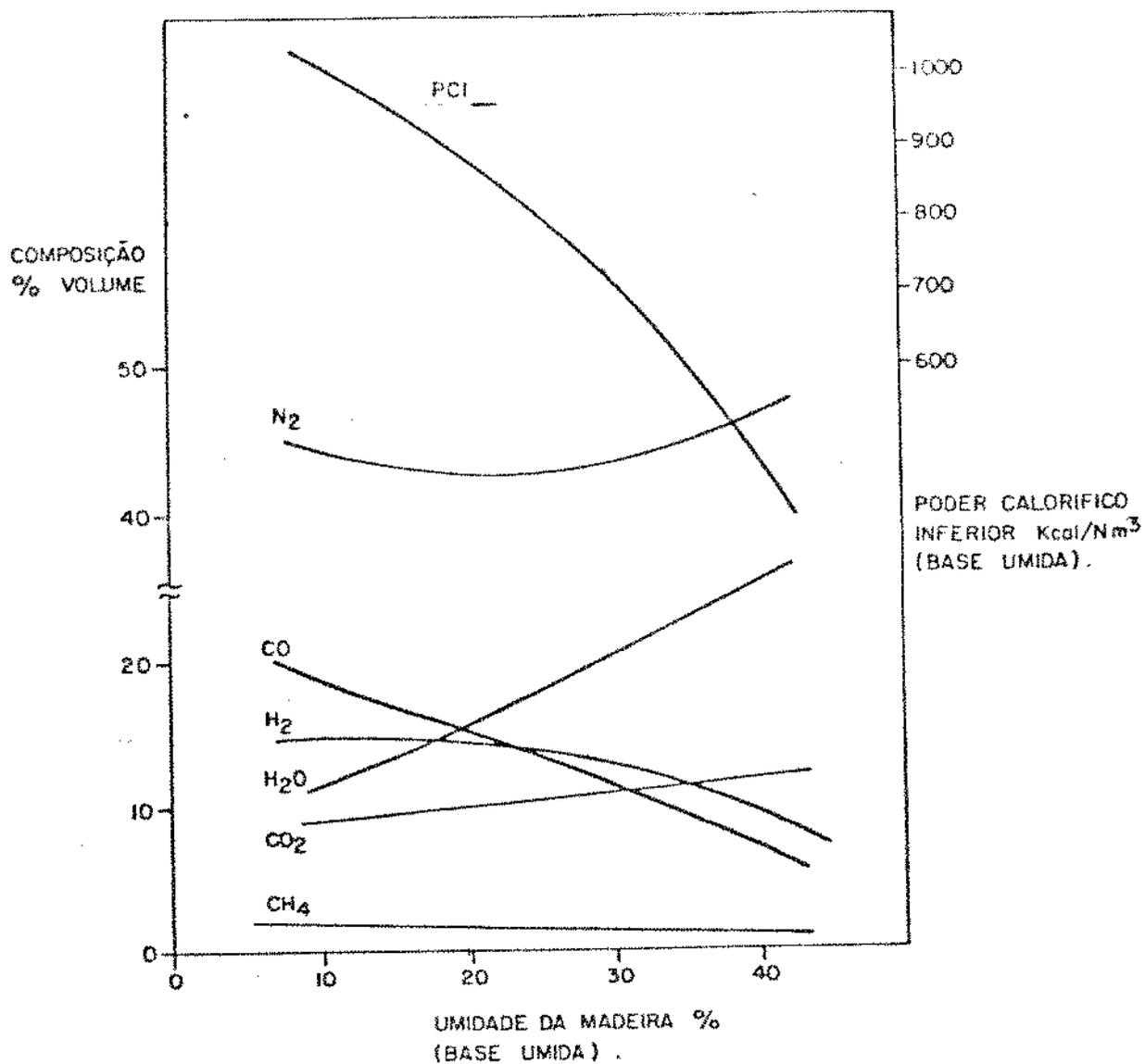


Figura 5 - Composição do gás de gasogênio a lenha, e seu poder calorífico, em função da umidade da lenha gaseificada. (Reproduzido da referência nº 1)

Em nossos testes utilizamos lenha de eucaliptus com umidade de 11 a 19%, e nessa faixa de teor de umidade a composição do gás não varia significativamente. O poder calorífico calculado a partir das composições médias do gás variou de 1003 a 1070 kcal/kg, reflexo da pouca variação de composição. Desta maneira, para todos os cálculos efetuados foi adotada uma composição média do gás combustível, como já indicada na tabela 2. Todas as propriedades do gás combustível foram adotadas a partir desta composição média. As propriedades dos produtos de combustão foram adotadas em função da composição dos mesmos calculada para combustão completa com 10% de excesso de ar. Tal excesso origina teoricamente 1% do O_2 nos produtos de combustão, cujo teor foi controlado experimentalmente através de análises de gases.

V.2 - PRÉ-AQUECIMENTO DO AR E DO GÁS

A recuperação de calor se dá através do pré-aquecimento do ar e também do gás combustível. Para efeito de análises e comparações de resultados o pré-aquecimento equivalente em ar é definido como que se todo o calor recuperado pelo ar e também pelo gás fosse traduzido somente em aumento da temperatura do ar:

$$\text{Calor recuperado (gás + ar)} = \dot{m}_{\text{ar}} C_{p\text{ar}} \Delta T_{\text{equivalente}}$$

$$\Delta T_{\text{equivalente}} = \frac{(\dot{m} C_p \Delta T)_{\text{ar}} + (\dot{m} C_p \Delta T)_{\text{gás}}}{\dot{m}_{\text{ar}} C_{p\text{ar}}}$$

\dot{m} = fluxo de massa

C_p = calor específico

$\Delta T_{\text{equivalente}}$ = pré-aquecimento equivalente em ar

As figuras 6, e 7 mostram os valores obtidos em pré-aquecimento do ar e pré-aquecimento equivalente em ar, em função da potência de operação do queimador. Observa-se que o pré-aquecimento do ar situou-se entre 500 a 600°C, quando a totalidade dos produtos de combustão eram extraídos pelo recuperador. A extração

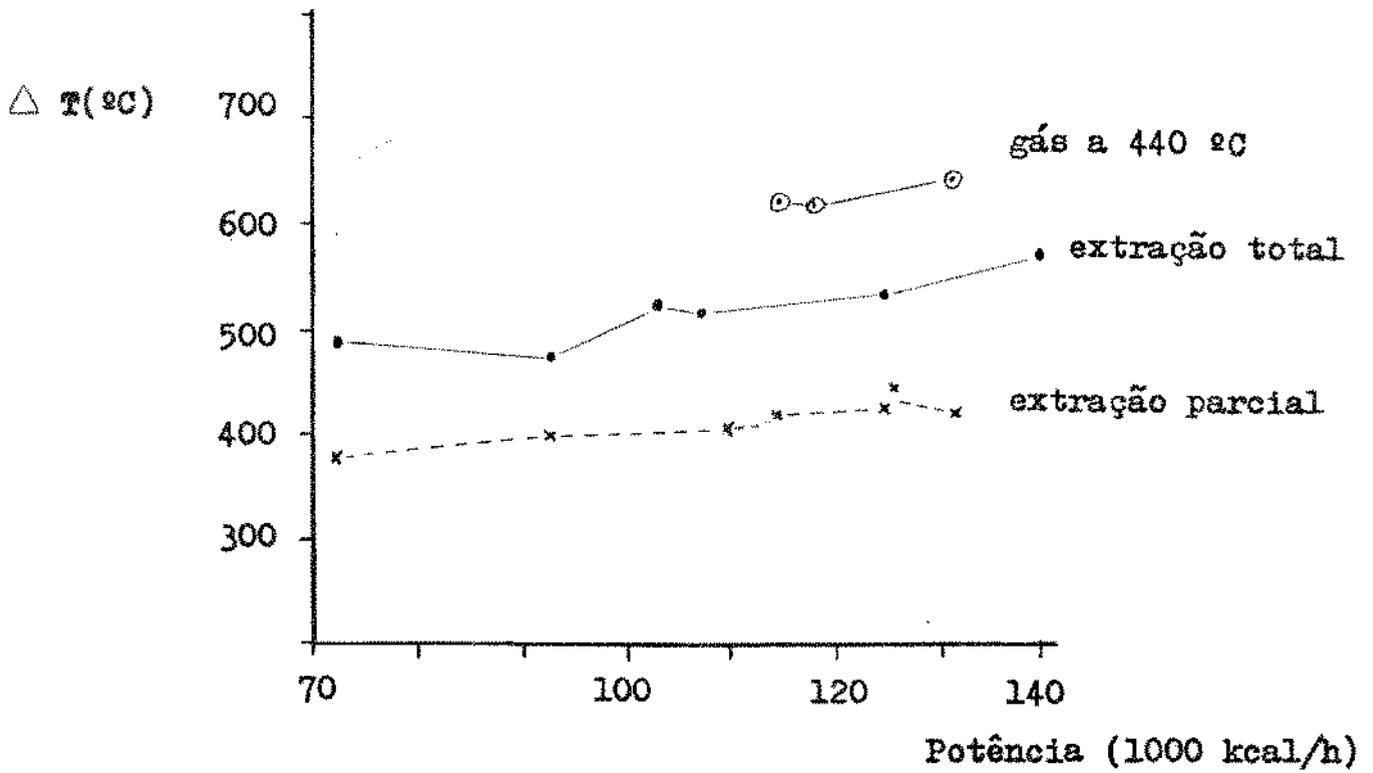


Figura 6 - Pré-aquecimento do ar.

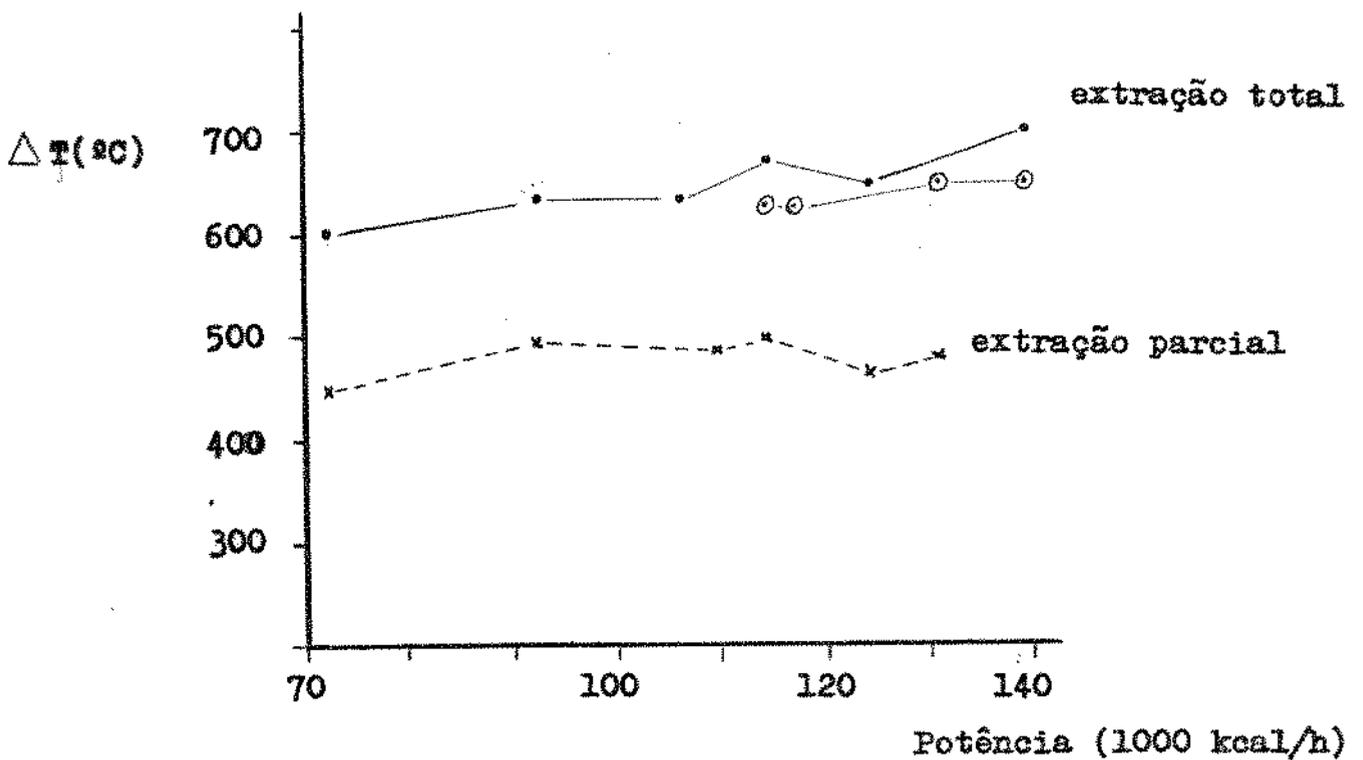


Figura 7 - Pré-aquecimento "equivalente em ar".

parcial dos produtos de combustão originou pré-aquecimento de 380 a 450°C, sendo que nesta condição a massa passando pelo recuperador de calor ficou entre 40 a 60% da massa total dos produtos de combustão. Não foi possível completo controle da extração dos produtos, já que não dispúnhamos de um ejetor com maior capacidade de sucção para possibilitar uma maior variação do índice de extração dos produtos de combustão passando pelo recuperador.

A temperatura efetiva do ar entrando no bocal do queimador ficou sendo a soma do pré-aquecimento mais a temperatura do ar entrando no recuperador, acima da temperatura ambiente, pois o ar, sendo insuflado pelo ventilador chegava ao queimador por volta de 40 a 45°C.

Os melhores resultados em pré-aquecimento do ar, foram obtidos nos testes onde o gás combustível entrou no queimador mais aquecido que nos testes anteriores, graças a execução do isolamento térmico na tubulação que sai do gaseificador. A temperatura do gás saindo do gaseificador pode chegar até 600°C e aumenta com a potência de operação [12]. Inicialmente, na falta de isolamento térmico, o gás perdia calor na tubulação e principalmente no ciclone de separação de partículas, chegando ao queimador auto-recuperativo por volta de 200 a 250°C. Com a diminuição das perdas de calor, conseguida através de melhor isolação térmica da tubulação, foi atingido 440°C na temperatura do gás entrando no recuperador.

Por outro lado, o pré-aquecimento "equivalente em ar" foi praticamente o mesmo, com o gás combustível entrando a 200°C ou 440°C. Com uma maior temperatura do gás, a diferença de temperatura entre o gás e a superfície do recuperador parece diminuir a ponto de não haver quase nenhuma transferência de calor ao gás, e então, o "equivalente em ar" fica sendo o mesmo que o pré-aquecimento do ar.

V.3 - EXTRAÇÃO PARCIAL DOS PRODUTOS

Interessante notar que o pré-aquecimento com a extração parcial dos produtos de combustão não foram proporcionalmente mais baixos. Se a extração dos produtos via recuperador situou-se na

média dos 50%, os resultados medidos ficaram no máximo 20% abaixo daqueles obtidos com extração total dos produtos. O "equivalente em ar" chegou até 500°C.

Em extração parcial, o coeficiente de convecção do lado dos produtos de combustão tende a ser menor do que em extração total, já que a velocidade dos gases no ânulo diminui a cerca de metade. A princípio parece estranho que a troca de calor não caia proporcionalmente. Acontece que as temperaturas das paredes do recuperador são influenciadas também por radiação térmica entre estas. Assim, a análise do ganho de calor pelo ar não deve ser feita através do simples cálculo do coeficiente global de troca de calor onde entraria somente efeitos de convecção térmica.

A radiação térmica mantém alta as temperaturas das paredes do ânulo de ar mesmo em extração parcial, fazendo com que o ar, que se aquece por convecção, tenha ganho de calor apenas um pouco mais baixo, já que seu coeficiente de convecção é o mesmo em extração total ou parcial. Observemos que a parede externa do ânulo dos produtos de combustão está isolada termicamente e sua temperatura é próxima a temperatura dos produtos de combustão, e esta parede está transferindo calor por radiação térmica a parede do tubo de ar.

A pequena diferença entre o pré-aquecimento em extração parcial fica somente por conta da diminuição do coeficiente de convecção, no lado dos produtos de combustão.

V.4 - TEMPERATURAS NO FORNO

A figura 8 mostra as temperaturas máximas obtidas no forno para diversas potências de operação e com extração total dos produtos de combustão. Conseguimos até 1400°C dentro do forno, medida com pirômetro de radiação.

A figura 9 mostra o aumento da temperatura do forno, para cada potência de operação, em comparação com o queimador operando sem recuperação de calor, medido com um termopar de referência introduzido dentro do forno. Para maiores potências e ganho de temperatura tende a diminuir, isto é, o efeito da recuperação

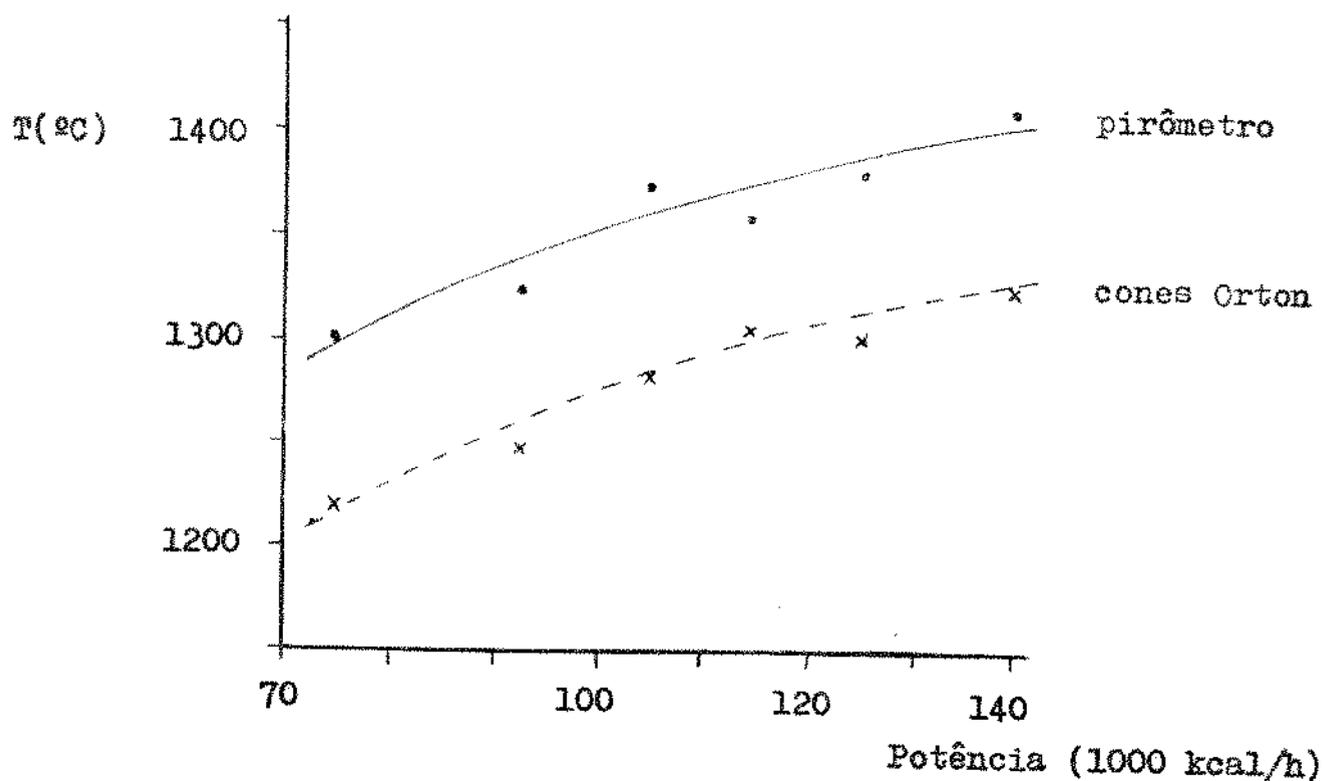


Figura 8 - Temperaturas máximas obtidas no forno.

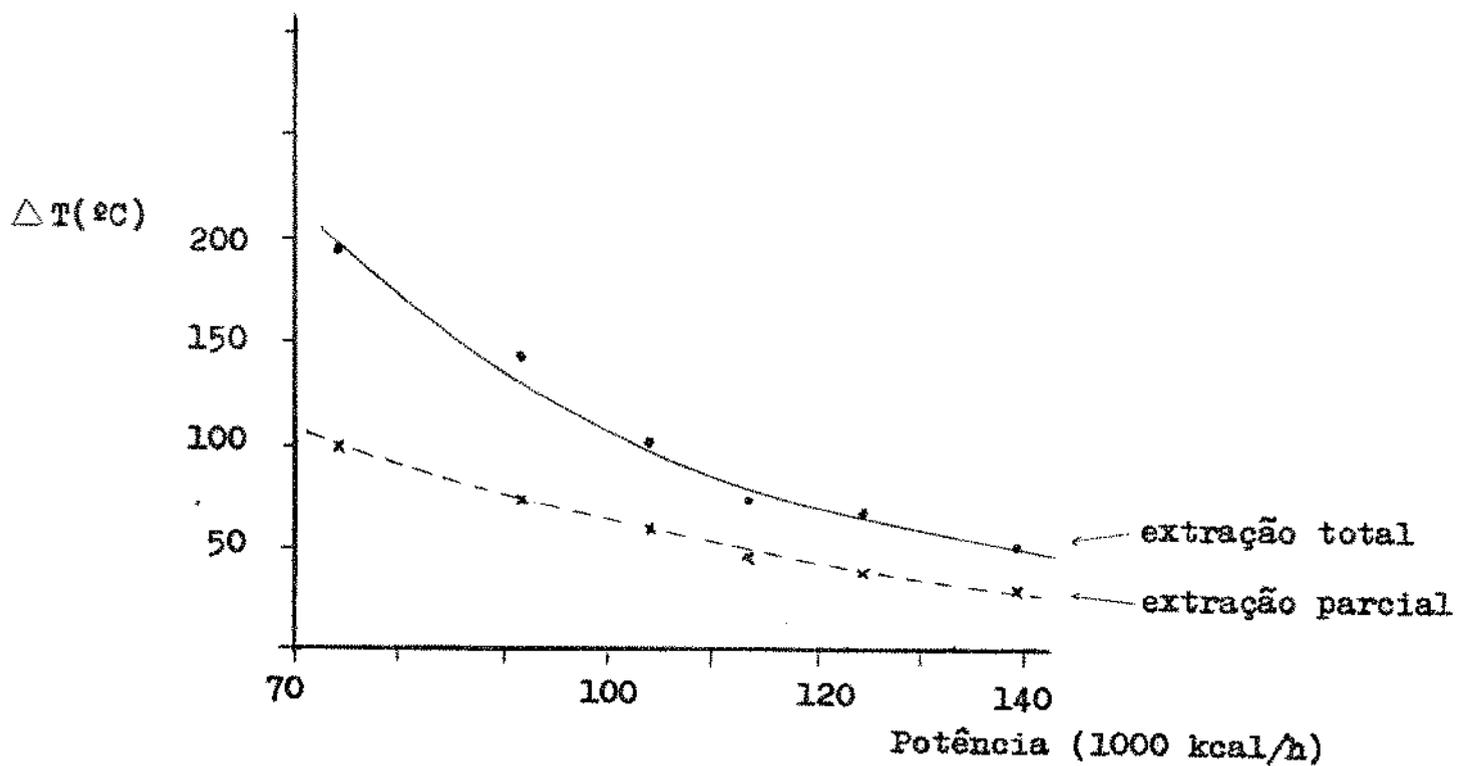


Figura 9 - Aumento da temperatura máxima do forno em comparação à operação sem recuperação de calor.

de calor vai perdendo lugar ao efeito de uma maior injeção de energia dentro do forno face as perdas de calor deste.

O nível de temperatura possível de se obter dentro de um forno depende bastante das próprias características do forno. Um rápido balanço de energia no forno nos dá idéia do comportamento da temperatura de equilíbrio deste em relação a potência utilizada:

$$\text{Energia entrando} = \text{variação da energia interna} + \text{energia saindo}$$

Para simplificar podemos negligenciar a variação da energia interna, no caso de uma carga já aquecida e temperatura em equilíbrio com a temperatura do forno. Como "energia saindo do forno" temos a entalpia dos gases de exaustão e as perdas por convecção através das paredes externas, ambas proporcionais a temperatura T do forno. Temos ainda perdas por radiação, proporcional a temperatura T elevada a quarta potência:

$$\text{Potência} = C_1 T + C_2 T^4$$

onde: C_1 e C_2 são fatores de proporcionalidade.

Assim, um aumento de potência dentro do forno não aumenta linearmente sua temperatura de equilíbrio, mas exponencialmente, onde este expoente deve ter valores da ordem de $1/4$ a $1/3$.

A figura 10 mostra as temperaturas de forno nas três situações de extração de produtos experimentada. A análise quantitativa só vale para o forno experimentado, mas de um modo geral, pode-se comparar o consumo de energia necessário para se obter uma determinada temperatura no forno quando se recupera ou não calor dos produtos de combustão via queimador auto-recuperativo. No nosso forno, para se obter 1300°C , utiliza-se 50% a mais de combustível quando não se recupera calor. Talvez seja muito difícil atingir-se 1400 ou 1500°C no forno em questão a não ser por recuperação de calor, ou seja, diminuindo as perdas de energia

por entalpia dos gases de combustão, já que as perdas por radiação através das paredes não é possível diminuir, a não ser que se utilize um melhor isolamento térmico.

Grande economia de energia pode ser feita com recuperação de calor. Com queimadores auto-recuperativos, em muitos casos, esta economia pode ser mais significativa do que o uso de recuperadores convencionais na saída dos produtos de combustão do forno. Devido ao fato de que recuperador e queimador são uma só peça, a possibilidade de melhor aproveitamento de calor pode ser maior com este tipo de equipamento. Não existem perdas de calor pelo ar já pré-aquecido, o qual não aconteceria se tivéssemos a necessidade de conduzir este ar saindo de um recuperador de chaminé até o ponto de uso. Além do que, a temperatura dos produtos entrando no recuperador é sempre alta, já que a extração é feita diretamente das proximidades da chama.

V.5 - TEMPERATURAS DOS PRODUTOS DE COMBUSTÃO

A figura 11 mostra as temperaturas de entrada dos produtos de combustão no recuperador de calor em função da potência de operação, a qual podemos comparar com as temperaturas máximas obtidas no forno. Os produtos entraram de 800 a 950°C (chegando a 1000°C em condições especiais), com temperaturas maiores para maiores potências.

Se os produtos de combustão chegaram até 1400°C, dentro do forno, até que retorne ao queimador, isto é, na entrada do recuperador, experimentam uma queda da ordem de 400 a 500°C, devido provavelmente as perdas de energia por radiação pelas paredes do forno.

A figura 12 mostra as quedas de temperatura dos produtos de combustão na passagem pelo recuperador, nas condições de extração total e extração parcial. Enquanto na extração total, os produtos tiveram quedas de temperaturas de 250 a 450°C, na extração parcial situou-se na faixa dos 300 até 600°C, diferenças medidas entre a entrada e a saída do recuperador. Isto significa que as temperaturas de saída dos produtos de combustão são sempre mais baixas com extração parcial do que com extração total. Já que o

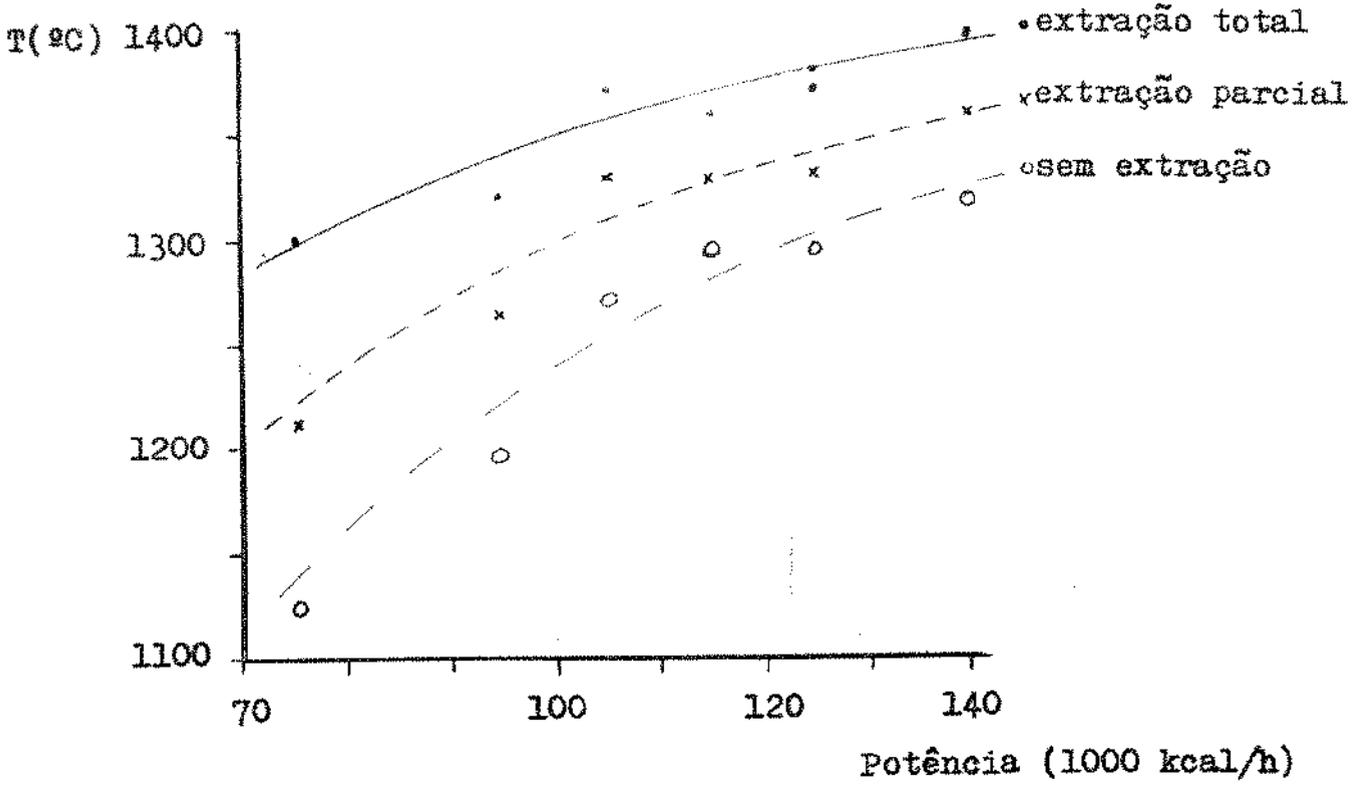


Figura 10 - Temperaturas obtidas no forno em 3 situações de extração dos produtos de combustão.

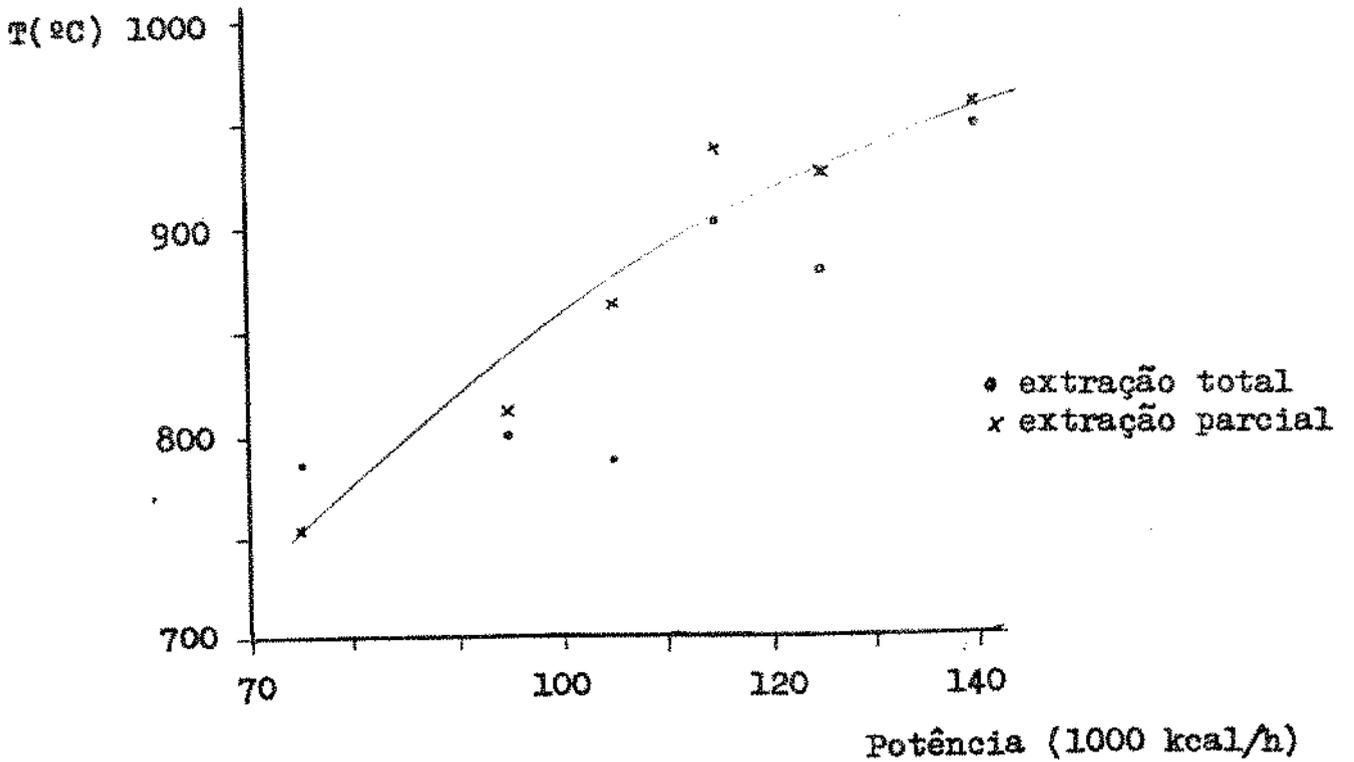


Figura 11 - Temperatura de entrada dos produtos de combustão.

desempenho do recuperador em extração parcial mostrou-se proporcionalmente melhor que em extração total, parece lógico que os produtos de combustão transfiram mais calor por unidade de massa.

A mais baixa temperatura de saída dos produtos foi de 370°C , e neste caso, a temperatura de entrada no recuperador estava por volta de 950°C . Isto indica grande potência de aplicação de queimadores auto-recuperativos com extração parcial dos produtos de combustão. Em muitos casos não é possível a extração total dos produtos, como em fornos que necessitam operar com portas abrindo-se constantemente, pois a manutenção de pressão positiva dentro do forno implicaria em vazamentos de produtos para o exterior. Por outro lado, a tentativa de extração total através de um potente ejetor provocaria entrada de ar frio, diminuindo-se os efeitos da recuperação de calor. Outro caso seria a necessidade dos produtos de combustão efetuarem o pré-aquecimento da carga.

A extração parcial pode eficientemente economizar energia ou aumentar a temperatura de operação do forno através do pré-aquecimento do ar de combustão.

V.6 - PERDAS DE CARGA

A figura 13 apresenta o gráfico da perda de carga no lado do ar de combustão em função da potência de operação. Enquanto a perda de pressão pelo ar de combustão chegou até 600 mm C.A. os produtos de combustão chegaram a um máximo de 50 mm C.A. Assim, foi concluído que a maior perda de pressão no lado do ar não é tanto pela passagem anular, mas pela brusca expansão e contração nos furos injetores.

Os furos injetores tinham inicialmente diâmetro de 9mm. Com aumento do diâmetro original para 12 mm, aumentou-se em 80% a área de passagem, e foi conseguido perdas de pressão 30% menores.

A entrada tangencial do ar pode ter contribuído para perda de pressão por turbulência provocada, mas há a compensação de maior transferência de calor por convecção, aumentada pela própria turbulência. O cálculo teórico destes efeitos é complicado e a avaliação das vantagens da entrada tangencial teria que ser feita experimentalmente.

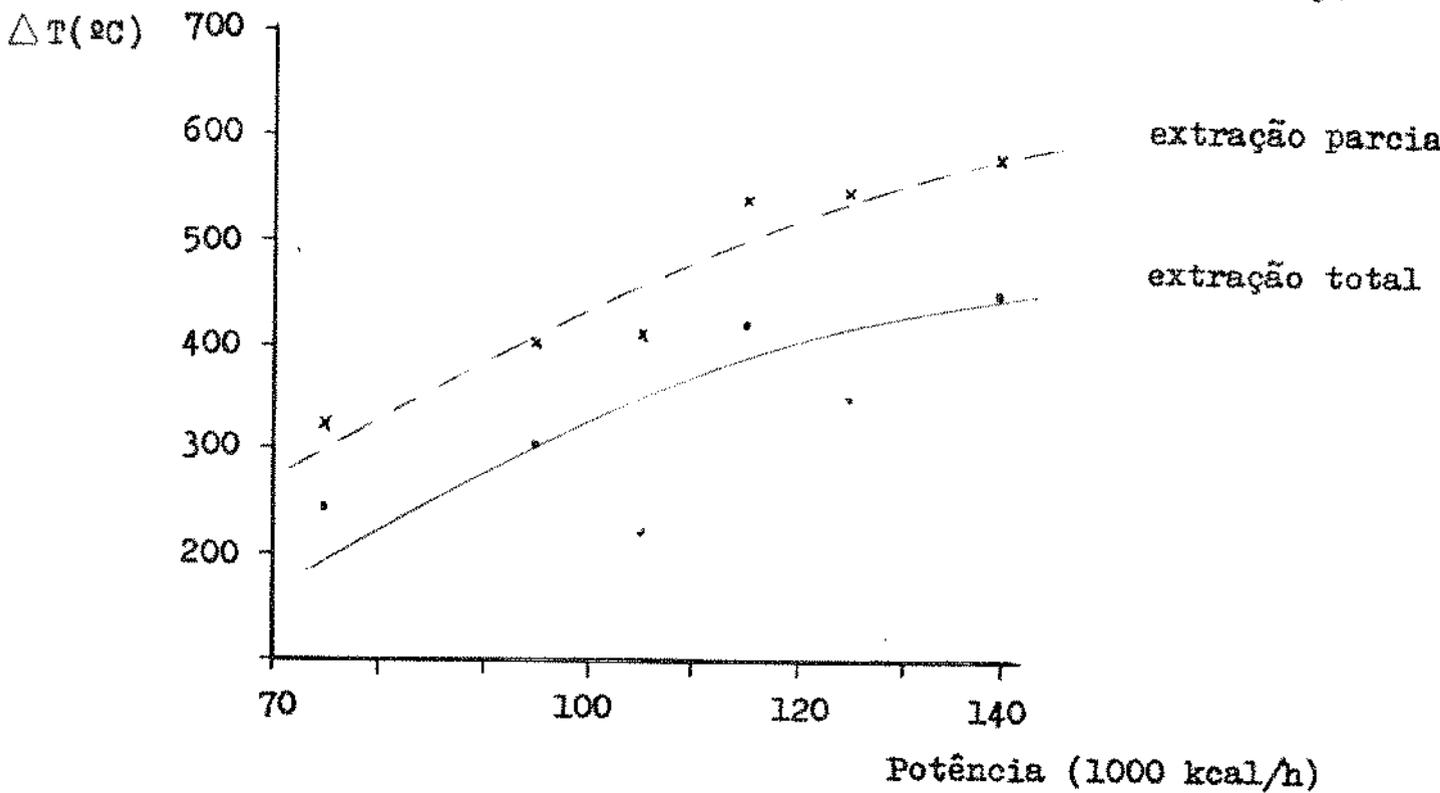


Figura 12 - Variação da temperatura dos produtos de combustão entre a entrada e saída do recuperador.

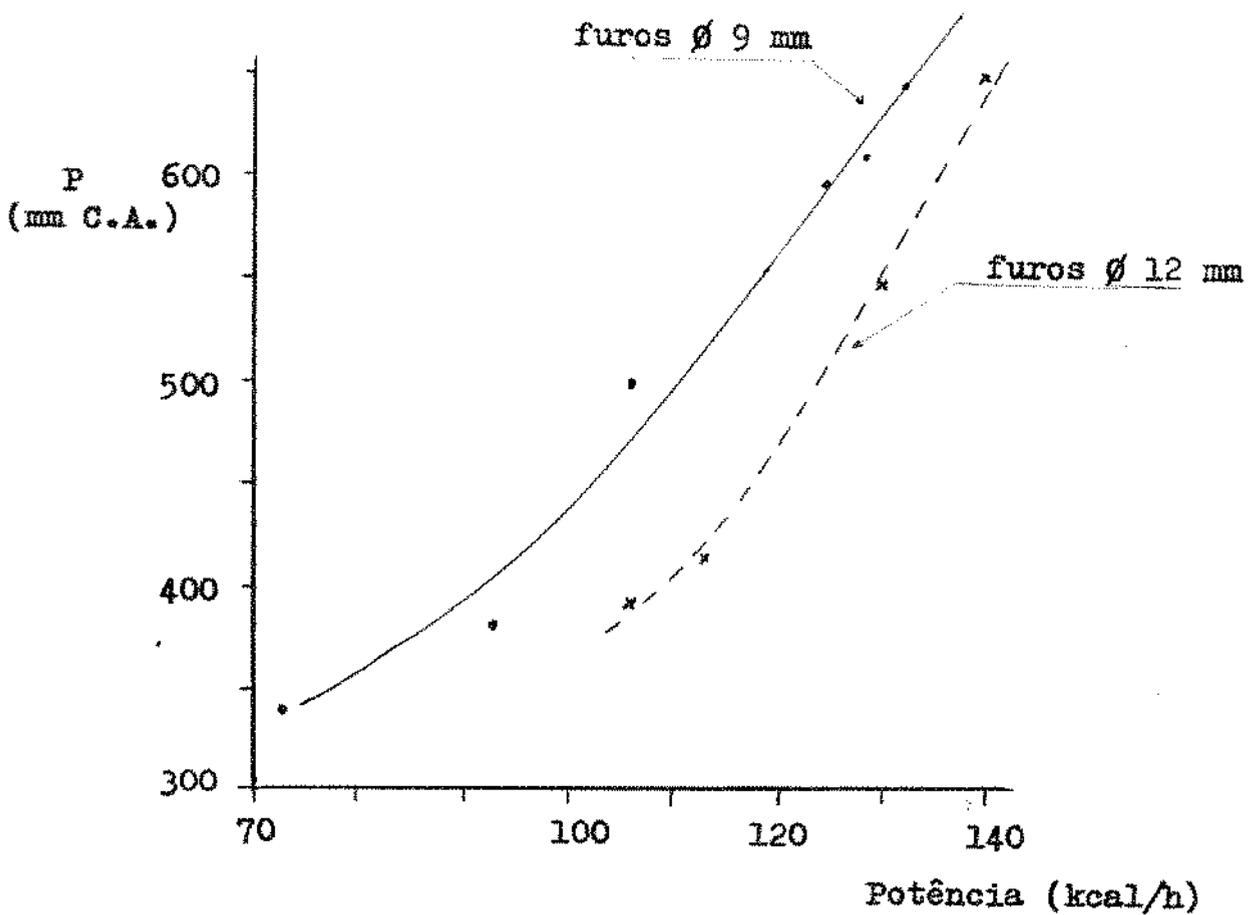


Figura 13 - Perda de carga do ar de combustão, no queimador autorecuperativo.

Consideramos possível diminuir os valores da perda de carga no equipamento, a fim de viabilizar a utilização de ventiladores de menores potências e diminuir os custos de operação. Já que grande parte da perda de carga foi provocada pela passagem nos furos injetores, modificações no projeto do bocal do queimador, e não do recuperador, devem ser estudadas a fim de minimizar a perda de pressão, mas manter ainda turbulência no bocal para boa estabilidade da chama.

V.7 - BALANÇO TÉRMICO NO RECUPERADOR

A tabela 3 apresenta dados de diversos testes onde estão calculados as trocas de calor pelos 3 fluidos. Efetuando-se balanços térmicos, a maioria dos testes indicou uma perda de energia dos produtos de combustão da ordem de 30%. Entende-se aqui como perda de energia a diferença entre o calor perdido pelos produtos de combustão e o calor ganho pelo ar e gás combustível.

De fato, apesar de bom isolamento térmico no recuperador, calor foi perdido pelo flange de montagem do queimador na parede do forno, que chegou a ficar ao rubro em todos os testes, indicando temperatura da ordem de 550°C [7]. Observando a figura 3 que nos mostra o flange soldado ao queimador, vemos que o flange está localizado muito próximo da entrada dos produtos. Calor dos produtos é conduzido através do flange, que por sua vez perde calor por radiação e convecção natural para o exterior.

Consideramos possível minimizar estas perdas diminuindo a transmissão de calor pelo flange, a qual pode ser feita por revestimento isolante ou por uma outra montagem que evite ou diminua a soldagem direta do flange no tubo por onde passam os produtos de combustão. Isolamento térmico direto no modelo testado não foi feito por temer-se um sobre-aquecimento no flange, o qual era constituído de aço carbono comum, e comprometer sua resistência mecânica, bem como dos parafusos de montagem.

A mesma tabela apresenta a energia por entalpia dos fluidos entrando na câmara de combustão. A energia recuperada, isto é, o pré-aquecimento representou uma média de 18% da potência de operação, calculada aqui em função do poder calorífico do gás. Em

relação a energia total entrando na câmara de combustão, isto é, a entalpia de combustão mais as entalpias dos fluidos, a energia recuperada representou 15% do total. O efeito do pré-aquecimento foi teoricamente o mesmo que um incremento de até 20% no poder calorífico do gás combustível.

Tabela 3 - Índices de recuperação de calor em diversos testes.

Teste Nº	POTÊNCIA (kcal/h)	$\frac{\Delta E(\text{gás+ar})}{\Delta E(\text{produtos})}$	$\frac{\Delta E(\text{gás+ar})}{E \text{ total}}$	$\frac{\Delta E(\text{gás+ar})}{\text{Potencia}}$
3	72500	1,16	0,17	0,18
14	91700	0,91	0,14	0,16
18	124000	0,77	0,14	0,16
21	140000	0,68	0,16	0,19
24	106000	0,71	0,15	0,18
27	115000	0,67	0,13	0,16
29	131000	0,72	0,15	0,18

$\Delta E(\text{gás+ar})$: variação das entalpias do ar e do gás, na passagem pelo recuperador.

$\Delta E(\text{produtos})$: variação da entalpia dos produtos de combustão, na passagem pelo recuperador

E_{total} : energia total entrando no forno (PCI+entalpias dos fluidos).

CAPÍTULO VI

SIMULAÇÃO TEÓRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO RECUPERADOR

VI.1 - MODELO MATEMÁTICO

Com a finalidade de prever o comportamento do recuperador de calor, mediante condições de trabalho especificadas foi colocado em programa de computação um modelo matemático que simula a transferência de calor.

Conhecidos os fluxos de massa de cada fluido, e a geometria do recuperador é possível prever-se a transferência de calor através da solução de um conjunto de equações onde as incógnitas são as temperaturas superficiais das paredes do trocador. Estas equações são montadas estabelecendo-se balanços térmicos entre os fluidos e os elementos de transmissão de calor, e estão relacionadas no "Anexo 1".

O modelo do recuperador é considerado 3 tubos concêntricos, como já descrito anteriormente, de mesmo comprimento. São efetuadas 4 simplificações para efeito de cálculo:

- 1 - Nenhum calor é perdido para o exterior através da parede externa do tubo dos produtos de combustão, isto é, é considerado isolamento perfeito.
- 2 - Não há calor conduzido ao longo do trocador, apenas na direção radial.
- 3 - A troca de calor por radiação só é considerada na direção radial do recuperador.
- 4 - Os efeitos da troca de calor nas câmaras de entrada e saída dos fluidos são considerados aqui como que se estas câmaras fossem uma extensão do recuperador propriamente dito.

A proposição inicial do modelo matemático não levava em consideração alguns fatores que mais tarde foram incorporados ao modelo, para melhor adequação aos resultados experimentais. A

transferência de calor nas câmaras de entrada e saída dos fluidos não era inicialmente considerada. O cálculo da troca de calor era feito só no comprimento do recuperador onde haviam os 3 tubos concêntricos.

Outro aperfeiçoamento foi a introdução de efeitos de entrada térmico e hidrodinâmicos no cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção, que inicialmente eram calculados como escoamento plenamente desenvolvido. A variação das emissividades dos gases e das superfícies com a temperatura também foram incorporadas ao modelo e ofereceram ótimos resultados em relação a proposição inicial.

VI.2 - MÉTODO DE CÁLCULO POR COMPUTADOR

O cálculo da transferência de calor é feito no computador, dividindo-se o trocador em "n" secções, e calculando-se passo a passo as temperaturas em cada secção cilíndrica.

Partindo-se da imposição das temperaturas de entrada do gás combustível e do ar, e da temperatura de saída dos produtos de combustão, ou seja, as temperaturas dos fluidos no extremo externo do recuperador, são feitos cálculos sucessivos e efetuados balanços térmicos. A temperatura de saída de uma secção é a temperatura de entrada da próxima. Assim, podemos ter ao longo do recuperador as temperaturas dos fluidos e as temperaturas superficiais das paredes. A resolução do sistema de equações não lineares é executada por uma sub-rotina que emprega o método de Newton para equações não lineares. O diagrama de blocos simplificado é apresentado na figura 14.

Uma das características deste cálculo, e que de certa maneira obriga a utilização de métodos computacionais ao invés dos tradicionais, é o fato da grande variação das propriedades dos fluidos, já que estes experimentam grande variação de temperatura. Todas as propriedades de transporte (viscosidade, condutibilidade, emissividade, etc.) tiveram que ser colocadas no programa de computador em função das temperaturas.

Foi feita uma pesquisa bibliográfica para coleção das propriedades de transporte dentro da grande faixa de temperatura

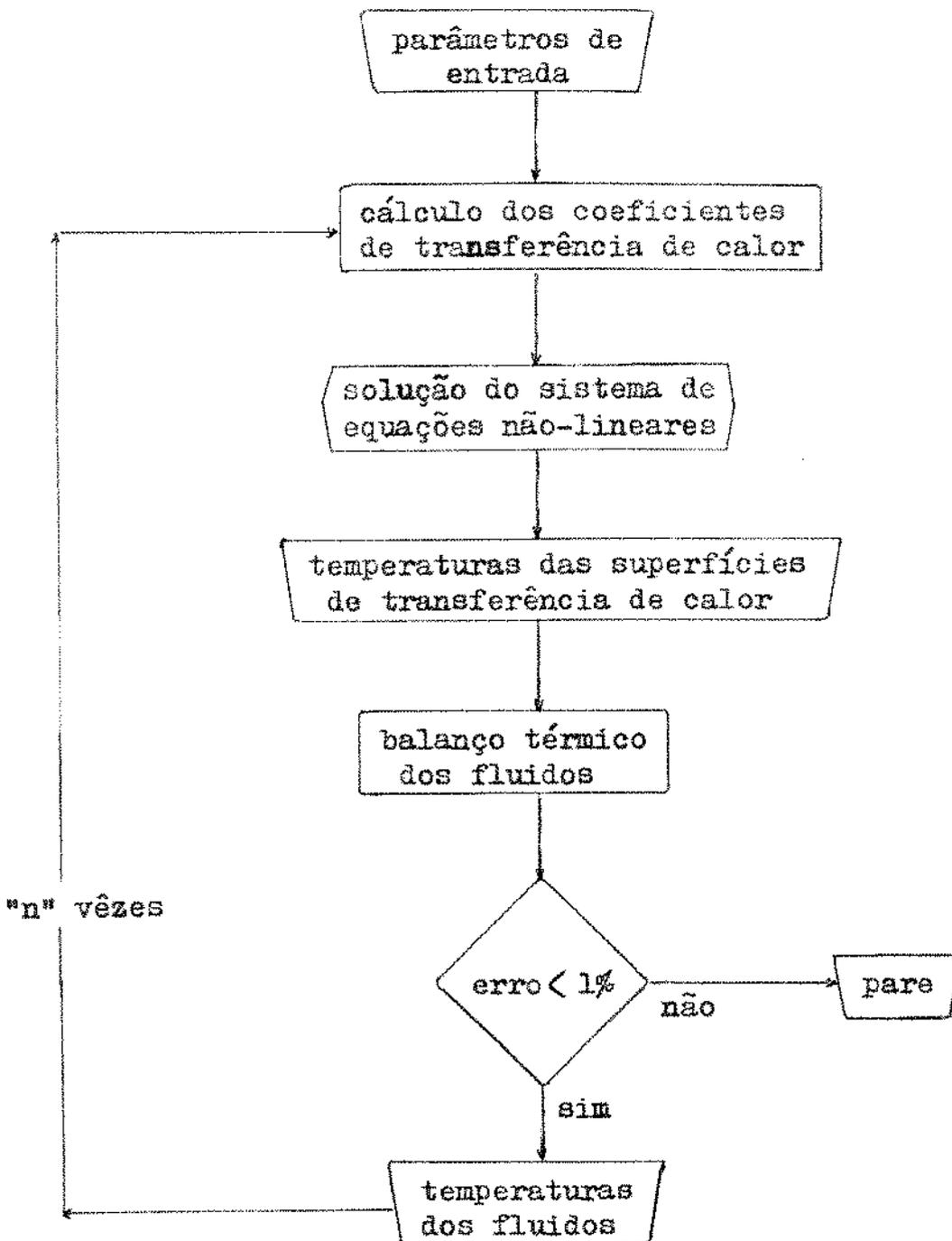


Figura 14 - Diagrama de blocos simplificado do programa de computador.

de trabalho dos fluidos (0 a 1000°C). Uma parte dos dados foram encontrados nas referências 13, 14 e 15 e o restante, ou foi extrapolado segundo tabelas que não forneciam em toda faixa necessária, ou foram calculados segundo métodos de predição de propriedades de transporte contidos nas referências 15 e 16.

VI.3 - AVALIAÇÃO DOS COEFICIENTES DE CONVECÇÃO

A avaliação dos coeficientes de convecção depende inicialmente da classificação do escoamento se laminar, transicional ou turbulento. Em nosso recuperador de calor, devido a escolha das vazões de gás e ar, e a sua própria geometria, o escoamento pode ser tanto laminar quanto turbulento.

A transição de laminar para turbulento é admitida tradicionalmente, para o caso de escoamento em dutos, como iniciando-se a partir de número de Reynolds entre 2100 e 2300 [17,18,19]. Se efeitos de entrada estão presentes, como contração ou expansão bruscas, a faixa de transição pode iniciar-se para número de Reynolds menores que 2000 [20].

Em nosso trabalho foi escolhido o intervalo de número de Reynolds de 2000 a 2300 como faixa de transição de escoamento laminar para turbulento. Não foi possível encontrar-se na literatura equações que avaliam o número de Nusselt no escoamento transicional. Assim, foi admitido como limite laminar/turbulento o número de Reynolds igual a 2000. Nesta região de Reynolds, números de Nusselt calculados como escoamento laminar ou turbulento não diferem muito. Levando-se em consideração a natureza dos fluxos, com entradas bruscas e estreitas, injeção tangencial de ar, etc., optou-se por admitir como turbulento escoamento situado acima do limite laminar ($Re > 2000$).

Escoamento totalmente desenvolvido

Para escoamento totalmente desenvolvido, foram escolhidas as seguintes correlações para avaliação dos coeficientes de convecção:

$$\text{Laminar: } Nu = 0,5 Re^{0,3} Pr^{0,3} \quad (\text{Ref. 22})$$

$$\text{Turbulento: } Nu = 0,022 Re^{0,8} Pr^{0,5} \quad (\text{Ref. 19})$$

Entrada térmica e hidrodinâmica

A influência do comprimento de entrada térmica e hidrodinâmica não pode ser desprezada, já que o escoamento pode necessitar de alguns diâmetros de comprimento para se tornar totalmente desenvolvido. Para fluidos com número de Prandtl menor que 1 (ar e gases), o perfil de velocidades se desenvolve muito mais rapidamente que o perfil de temperatura [19].

Em nossos cálculos aplicamos correções para a avaliação de Nusselt onde consideramos efeitos combinados de entrada térmica e hidrodinâmica, compilados por Kays & Crawford [19].

Os dados são fornecidos por tabelas e estas foram aproximadas por equações para facilitar a aplicação em computador. Tais tabelas fornecem os valores do número de Nusselt local, em função da geometria, dos números de Prandtl e Reynolds, e de diversas condições de troca de calor.

Para o caso de laminar, as tabelas foram desenvolvidas analiticamente, através de métodos numéricos. Para o caso turbulento, foram utilizados resultados experimentais.

As equações escolhidas estão relacionadas no "Anexo 2".

Variação das propriedades com a temperatura

Apesar de nos cálculos com computador, a variação das propriedades dos fluidos com a temperatura é considerada em cada secção, onde são efetuado balanços de energia, quando se calcula coeficientes de convecção através de equações experimentais, algumas correções devem ser feitas a fim de se considerar diferenças de temperaturas entre as temperaturas de referência dos fluidos e as temperaturas das superfícies de troca de calor.

Tais correções foram feitas como recomendadas e compiladas por Kays & Crawford [19].

Laminar:

para gases, não é necessário correção.

Turbulento:

- resfriamento: não corrigir
- aquecimento: multilicar por $\left(\frac{T_0}{T_m}\right)^{-0,5}$

onde T_0 : temperatura da superfície de troca de calor
 T_m : temperatura média do fluido.

VI.4 - AVALIAÇÃO DOS COEFICIENTES DE RADIAÇÃO

Foi necessária a avaliação de 5 coeficientes de radiação, onde estes deveriam incluir as influências do fator de forma e das emissividades das superfícies. Há de se considerar ainda a presença de um meio participante, ou seja, os produtos de combustão e o gás combustível, onde gases como CO_2 , H_2O e CO não podem ser considerados totalmente transparentes a radiação térmica.

As equações utilizadas estão relacionadas no "Anexo 3".

Radiação térmica dos gases

Os cálculos de radiação envolvendo gases foram feitos segundo Hottel [22]. Os fatores de radiação entre 2 superfícies se paradas por um gás absorvente podem ser calculados multiplicando-se os fatores de forma pela transmitância total do gás.

A absorptividade total do gás depende da temperatura, das pressões parciais dos componentes e de um parâmetro geométrico, a espessura da camada de gás.

No caso dos produtos de combustão, a absorptividade foi calculada considerando-se composição constante, a partir da combustão estequiométrica do gás combustível, e a espessura ótica calculada para o caso do recuperador em questão. Pela grande variação de temperatura que sofrem os produtos de combustão, a absorptividade foi calculada em diversas temperaturas na faixa de 350 a 1000°C, e seus resultados foram aproximados por uma equação linear para utilização em computador.

Para o gás combustível, a variação de temperatura não é tão grande, e assim foi calculado um valor de absorptividade cons

tante, que vale para o intervalo de 200 a 450^oC, corrigida em função das temperaturas das paredes em contato com o gás.

Radiação entre superfícies

A troca de radiação térmica entre superfícies incluem os cálculos de fatores de forma, os quais foram feitos segundo referências 21 e 22. Outro parâmetro importante é o valor da emissividade da superfície, o qual mostrou forte influência nos resultados da simulação teórica.

A pesquisa de valores de emissividade na literatura apresenta dados discrepantes para aço inoxidável tipo 310. Hottel compilou valores da ordem de 0,90 a 0,97, ao passo que Siegel e Howell fornece 0,39 para emissividade total. Cada uma destas tabelas fornece condições diferentes de superfícies.

A influência da rugosidade da superfície e da presença de impurezas, como óxidos, é muito forte e introduz grande variação em valores de emissividades totais, bem como, há também variação em função da temperatura [21]. Uma compilação mais recente, feita por Touloukian e Dewitt [23], fornece um gráfico de emissividade hemisférica total do aço inoxidável tipo 310, em função da temperatura para 3 condições distintas:

- 1 - não oxidado
- 2 - oxidado a 1255^oK, durante uma hora
- 3 - tratado com jato de areia e oxidado a 1255^oK, durante uma hora.

Ainda assim, a dúvida é assumir quais condições se aplica ao nosso caso. Aço inoxidável tipo 310 tem formação considerável de óxido a partir de 1370^oK [24]. Em operação normal, somente alguma região do recuperador atingiu temperaturas maiores que 1255^oK.

Diversos comportamentos de emissividades foram utilizados para a simulação teórica. Os valores fornecidos por Hottel dão resultados um pouco diferentes dos conseguidos experimentalmente. Os valores fornecidos por Touloukian e Dewitt dão resultados mais próximos dos resultados experimentais e o comportamento de emissividade assumido neste trabalho e cujos resultados são apresentados é a condição de superfície oxidada a 1255^oK, como mostra a fig. 15.

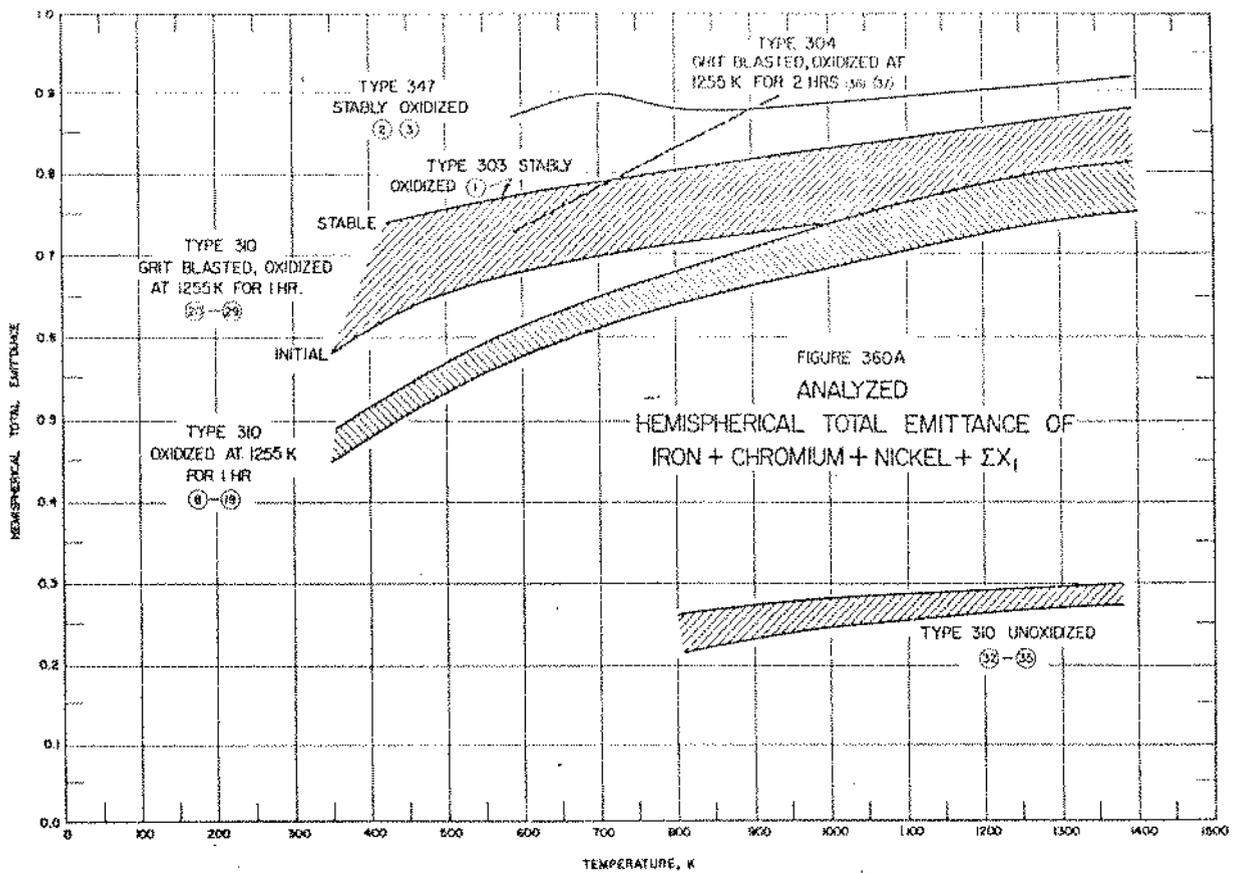


Figura 15 - Emissividade do aço inoxidável tipo 310, em função da temperatura. (Reproduzido da referência nº23)

CAPÍTULO VII

RESULTADOS DA SIMULAÇÃO TEÓRICA

As figuras 16 e 17 mostram resultados comparativos entre os dados experimentais e as simulações teóricas em computador, do pré-aquecimento do ar e equivalente em ar. A simulação teórica foi efetuada tendo como parâmetros de entrada as mesmas condições medidas nos experimentos: vazão de gás combustível, temperaturas de entrada do ar, entrada do gás combustível e temperatura de entrada dos produtos de combustão no recuperador. A partir destes dados, o objetivo foi calcular as temperaturas de saída do ar e do gás combustível, já pré-aquecido. A forma ligeiramente irregular da curva obtida por computador deve-se ao fato de que alguns parâmetros de entrada não foram mantidos constantes e sim acompanharam seus valores medidos experimentalmente, os quais sofreram alguma variação.

Os resultados teóricos mostraram-se semelhantes aos obtidos experimentalmente, tornando possível assim, o projeto de queimadores auto-recuperativos através de simulação teórica, mediante parâmetros de entrada conhecidos. Uma observação deve ser feita quanto ao comprimento do trocador de calor utilizado na simulação teórica. A hipótese inicial não levava em consideração as câmaras de entrada e saída do ar e dos produtos de combustão. Isto conduzia sempre a resultados teóricos mais conservativos que os experimentais. Nestes espaços deve ocorrer sempre alguma transferência de calor entre os fluidos e as paredes, fato não previsto na simulação original. Por outro lado, devido ao formato geométrico das câmaras e às próprias condições de fluxo, com expansões e contrações abruptas, fica difícil expressar as trocas de calor que aí poderiam ocorrer com equações já conhecidas, além do que o trabalho adicional que seria necessário talvez não fosse justificado pela possível melhora dos resultados. Assim, optamos por estender o comprimento teórico do recuperador de calor incluindo as câmaras de plenum, como que se nestas ocorressem trocas de calor da mesma maneira que nos espaços anulares. O fato é que os resultados assim obtidos aproximaram-se mais das medidas

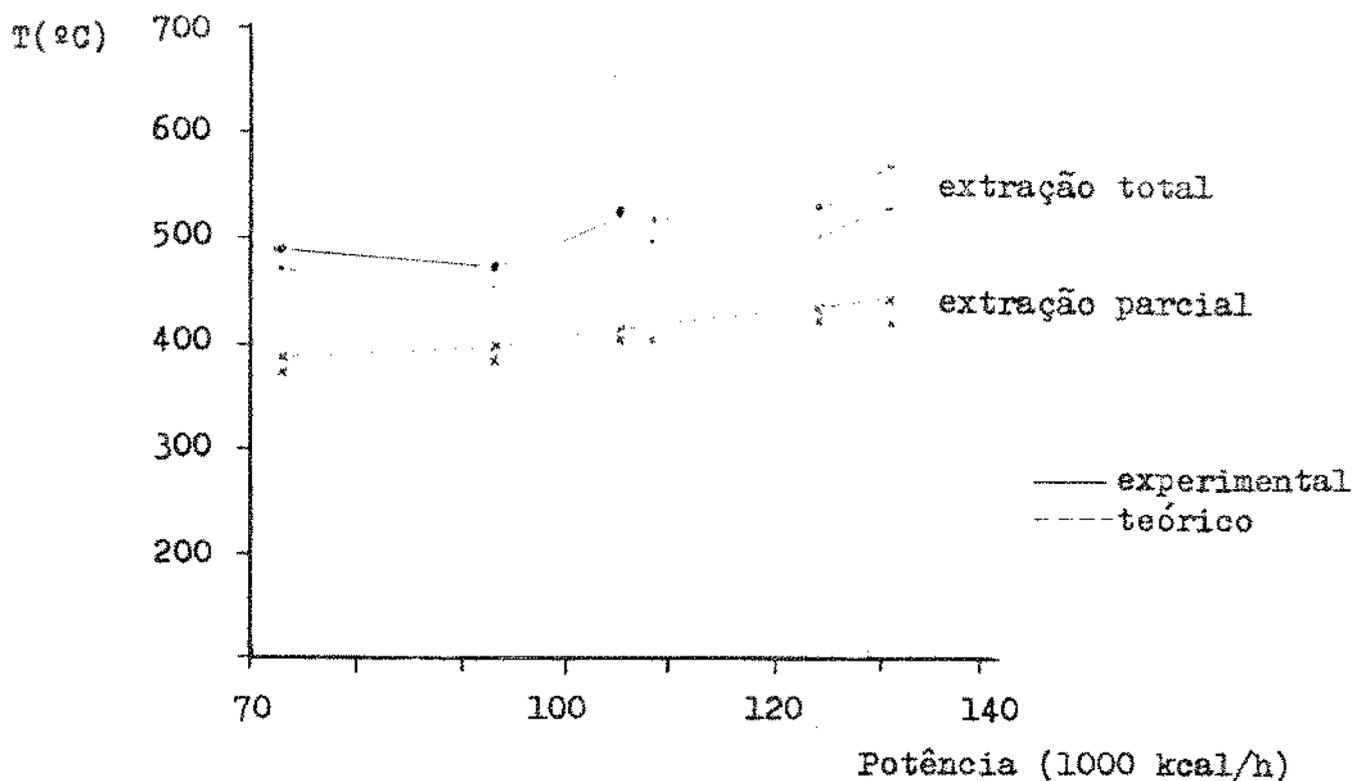


Figura 16 - Simulação do pré-aquecimento do ar em comparação com resultados experimentais.

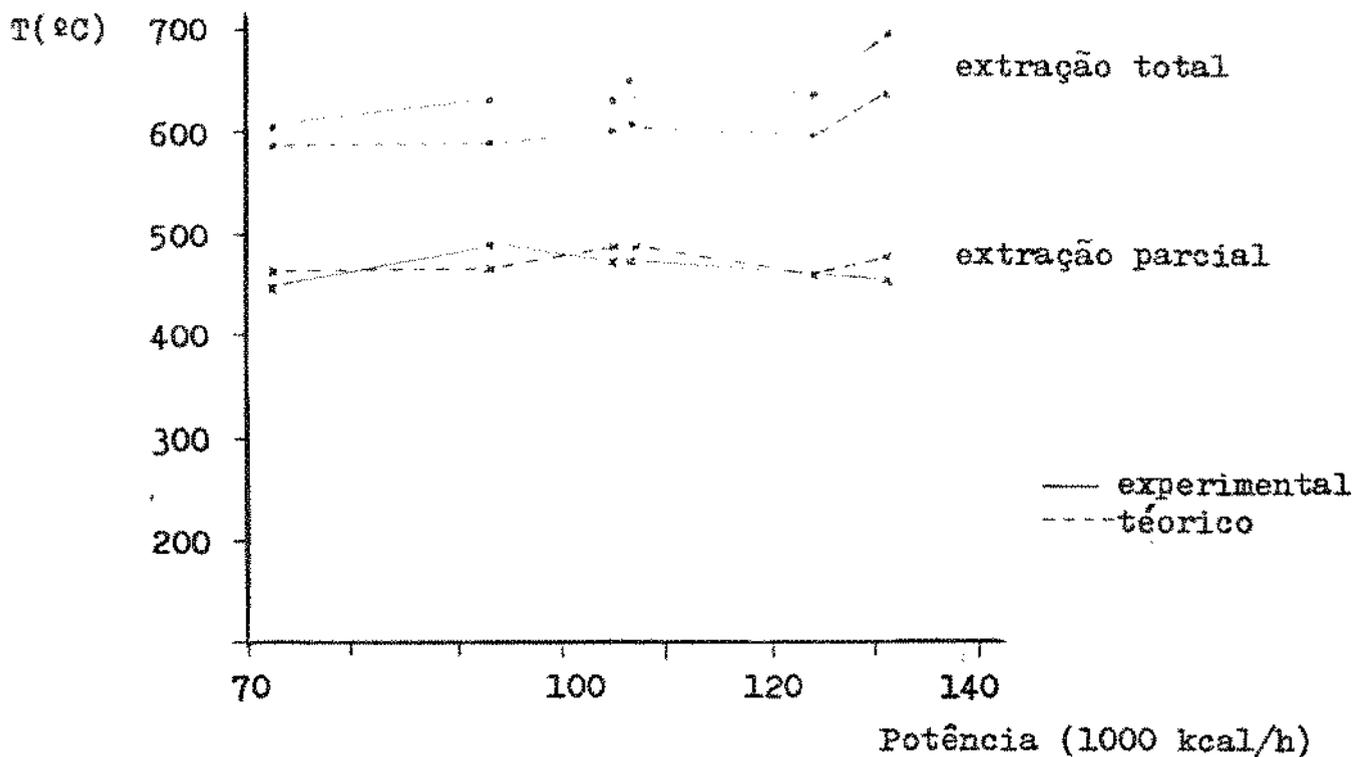


Figura 17 - Simulação do pré-aquecimento "equivalente em ar" em comparação com resultados experimentais.

experimentais, e são estas que são aqui apresentadas.

A figura 18 mostra resultados teóricos do pré-aquecimento do ar em função da temperatura de entrada dos produtos de combustão. Observa-se que para uma mesma temperatura de entrada dos produtos, o pré-aquecimento do ar aumenta com a diminuição da potência de operação. O simples aumento das vazões, o qual proporciona um aumento dos coeficientes de troca de calor por convecção não melhora o desempenho do recuperador.

A radiação térmica tem fundamental importância no processo de transferência de calor para o ar. Mesmo sendo o ar transparente a radiação, as temperaturas superficiais das paredes em contato com o ar são influenciadas pela temperatura superficial da parede isolada e em contato com os produtos de combustão. Assim, em potências mais baixas, a diminuição dos coeficientes de convecção é mais do que compensada pelo aumento das temperaturas das paredes, resultando em maior transferência de calor para o ar por unidade de massa passando pelo recuperador.

A figura 19 apresenta o perfil de temperaturas dos fluidos e das paredes ao longo do recuperador, obtido por simulação em computador.

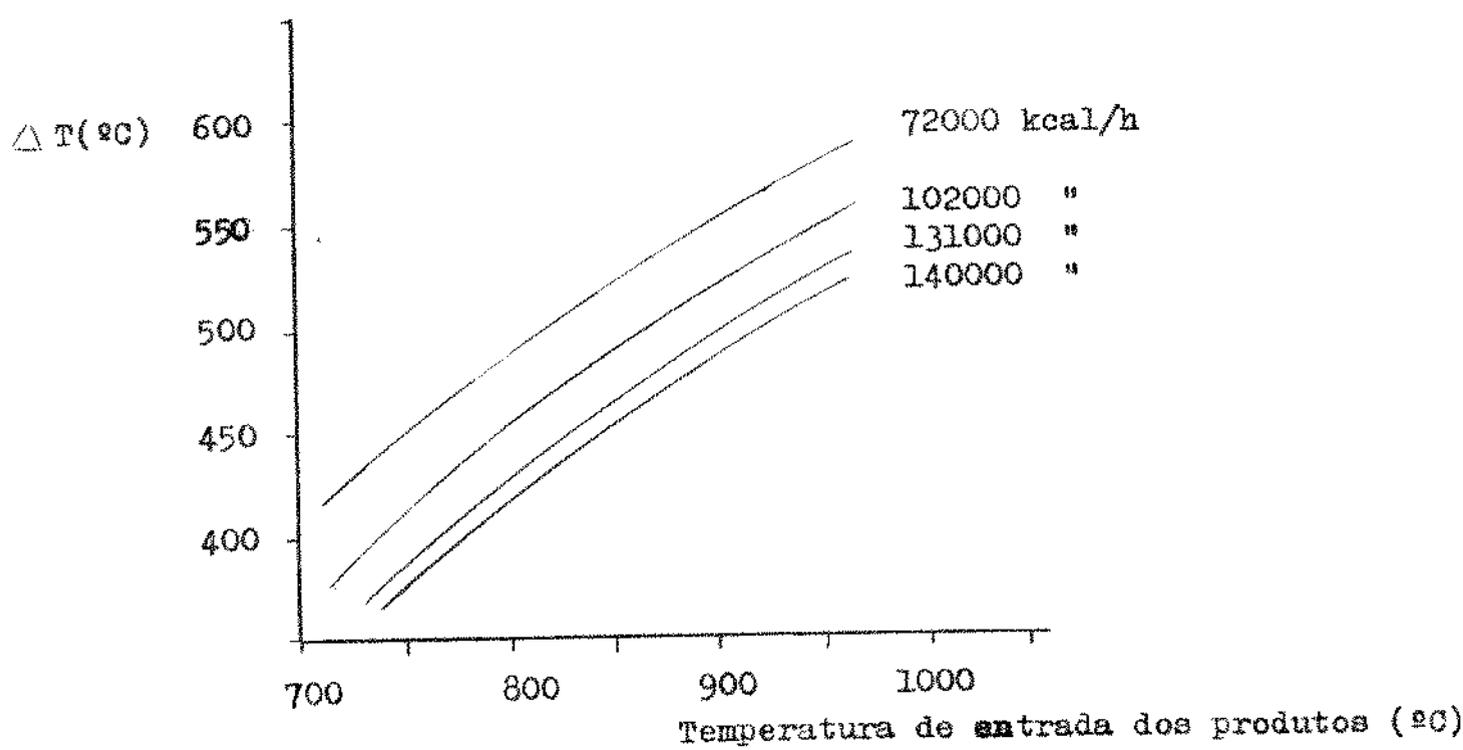


Figura 18 - Simulação teórica do pré-aquecimento do ar em função da temperatura de entrada dos produtos de combustão para diversas potências de operação.

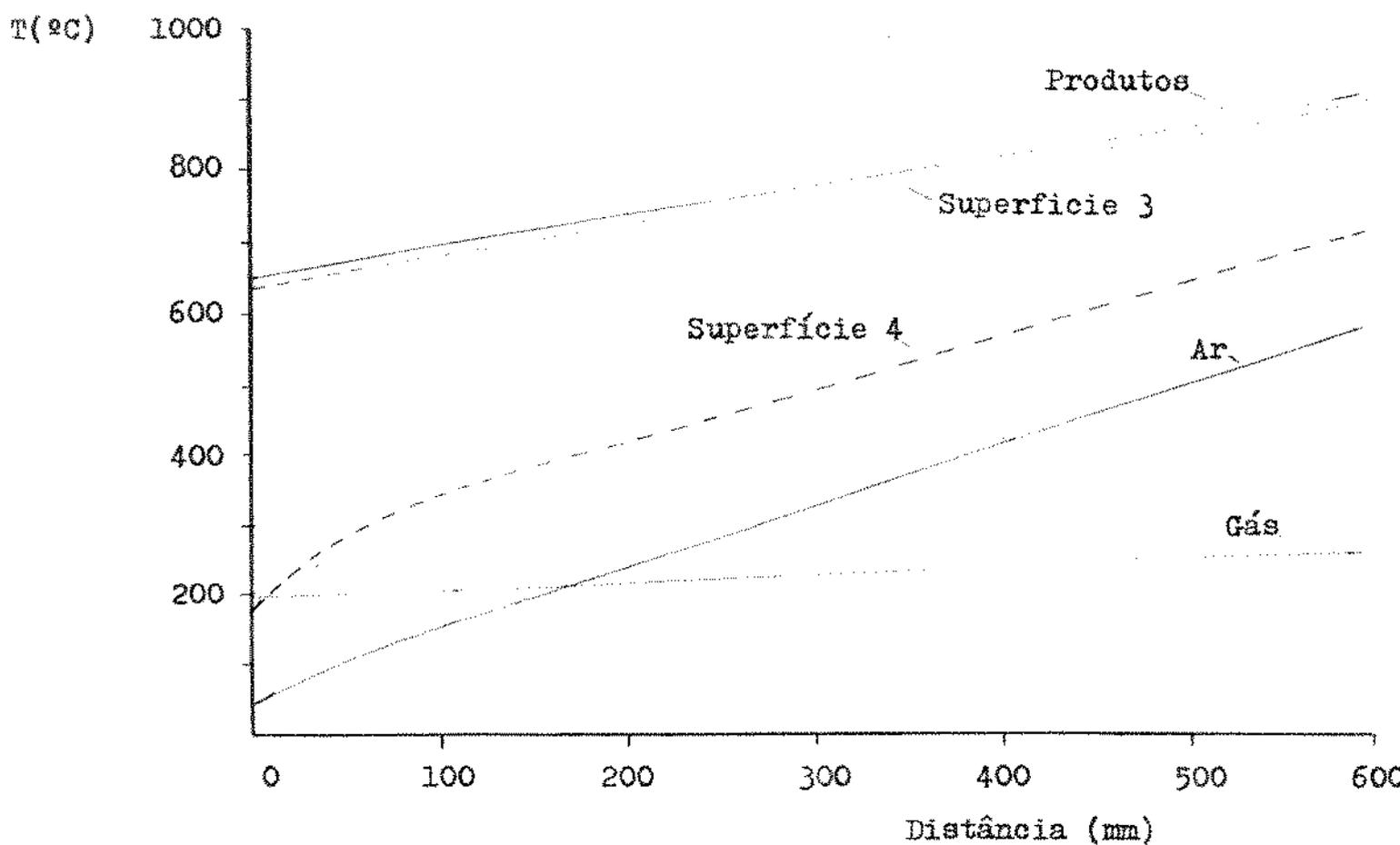


Figura 19 - Perfil de temperaturas ao longo do recuperador a partir da entrada do ar de combustão (simulação).
 Potência de operação: 100.000 kcal/h
 Obs.: as superfícies 3 e 4 são as que estão em contacto direto com o ar de combustão.

CAPÍTULO VIII

CONCLUSÕES

O queimador auto-recuperativo, utilizando gás de baixo poder calorífico, apresenta desempenho semelhante aos modelos existentes projetados para gás natural, além de proporcionar um aumento da temperatura máxima de operação de fornos, a qual normalmente é menor do que as obtidas com gás natural.

O pré-aquecimento chegou até 700°C no "equivalente em ar" quando se usa extração total dos produtos de combustão pelo recuperador, não mostrando variação sensível com a potência de operação do forno.

O queimador foi testado com extração parcial dos produtos de combustão, onde 50% da massa de produtos era extraído pelo recuperador. Os resultados obtidos, em termos de pré-aquecimento, foram apenas 15 a 20% mais baixos do que os conseguidos com 100% da massa de produtos passando pelo recuperador, indicando grande potencial de utilização deste equipamento em fornos onde não é possível a extração total dos produtos de combustão.

A temperatura máxima obtida no forno de testes foi cerca de 1400°C , e depende da potência de operação, além das próprias características do forno. No equipamento testado, para se atingir 1300°C no forno foi consumido 50% menos combustível quando se usa recuperação de calor.

Os níveis de pré-aquecimento do ar dependem do recuperador de calor, da temperatura de entrada dos produtos de combustão e das condições de extração dos produtos, se parcial ou total. A temperatura de entrada dos produtos dependem da potência de operação e da própria temperatura do forno. Apesar de ter sido obtido até 1400°C dentro do forno, a temperatura de entrada dos produtos não ultrapassou 1000°C , devido provavelmente a perdas por radiação e convecção através das paredes.

A alta perda de carga do ar de combustão ocorreu princi

palmente no bocal do queimador, através da passagem pelos furos injetores, e este problema pode ser resolvido com modificações no bocal do queimador, a fim de se obter menores perdas de pressão e ainda manter boa estabilidade de chama, através de turbulência ou outros recursos.

O modelo para simulação em computador, em sua forma final, mostrou-se ajustado aos resultados experimentais, e parece possível o projeto e dimensionamento de queimadores auto-recuperativos através deste recurso. A análise teórica apresentou uma grande influência da transferência de calor por radiação entre as superfícies de aquecimento, enquanto a transferência de calor para os fluidos foi em grande parte por convecção térmica, sendo que a escolha ou avaliação das emissividades das superfícies envolvidas tem grande importância nos resultados.

O aumento da temperatura de operação de fornos, através de queimadores auto-recuperativos, pode proporcionar a substituição de derivados de petróleo por gases de baixo poder calorífico em processos onde existe a necessidade de temperaturas maiores que 1100°C , como em alguns fornos cerâmicos ou metalúrgicos.

BIBLIOGRAFIA

- [1] CODETEC - Cia de Desenvolvimento Tecnológico, "O gás de madeira como combustível", publicação interna.
- [2] Termoquip Energia Alternativa Ltda., "Gaseificação da madeira, um processo para produção de gás combustível industrial", publicação interna.
- [3] HARRISON, W.P., "Heat recovery by self-recuperative burners", Journal of Institute of Fuel, 1967, 2, 54 a 60.
- [4] MASTERS, J., et alii, "The use of modelling techniques in the design and application of recuperative burners", Journal of Institute of Energy, 1979(12), 196 a 204.
- [5] HARRISON, W.P., et alii, "The design of self-recuperative burners", Journal of Institute of Gas Engineering, 1970, 10(8), 538 a 563.
- [6] LEWIS, B., and von ELBE, G., "Combustion, Flames and Explosions of Gases", Academic Press, 1961, N. York.
- [7] PRIESTLEY, J.J., "Industrial Gas Heating, Design and Application", Ernest Benn Ltd., 1973, London.
- [8] CHIGIER, N., "Energy, Combustion and Enviroment", McGraw-Hill, 1981.
- [9] KRIVANDIN, V. and MARKOV, B., "Metallurgical Furnaces", Mir Publishers, 1980, Moscow.
- [10] SPINKS, L.K., "Principles and Practives of Flowmeter Engineering", Foxbobo Co, Mass., 1972.
- [11] KAYS, W.M., and LONDON, A.L., "Compact Heat Exchangers", Mc Graw-Hill, 1964.

- [12] DUARTE, M.M.L., "Estudos sobre gaseificação de madeira em gaseificador tipo co-corrente", tese de mestrado, UNICAMP, 1983.
- [13] RAZNJEVIC, K., "Tables et diagrammes thermodynamiques", Edition Eyrolles, Paris, 1970.
- [14] SILVA, R.B., "Manual de Termodinâmica e Transmissão de Calor", Grêmio Politécnico, 1979, S. Paulo.
- [15] PERRY, R.H. and CHILTON, C.H., "Manual de Engenharia Química", Guanabara Dois, 1980, R.J.
- [16] BIRD, R.B., STEWART, W.E. and LIGHTFOOT, E.N., "Fenômenos de Transporte", Ed. Reverté, 1980, Barcelona.
- [17] KREITH, F., "Princípios de Transmissão de Calor", Ed. Edgard Blücher, 1977, SP.
- [18] HOLMAN, J.P., "Transferência de Calor", McGraw-Hill, 1983, SP.
- [19] KAYS, W.M. and CRAWFORD, M.E., "Convective Heat and Mass Transfer", McGraw-Hill, 1980.
- [20] OZISIK, M.N., "Transferência de Calor", McGraw-Hill, 1979, Bogotá.
- [21] SIEGEL, R. and HOWELL, J.R., "Thermal Radiation Heat Transfer", McGraw-Hill, 1972.
- [22] Mc ADAMS, W.H., "Transmisión de Calor", McGraw-Hill, 1964, Madrid.
- [23] TOULOUKIAN, Y.S. and DEWITT, D.P., "Thermal Radiative Properties, Metallic Elements and Alloys", Plenum Press, 1970.
- [24] United States Steel Corporation, "Steels, for Elevated Temperature Service", Pensylvannia, 1965.
- [25] ROCHA, T., Comunicação pessoal.

ANEXO 1

ANÁLISE TEÓRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO RECUPERADOR

O balanço térmico no recuperador foi feito calculando-se as trocas de calor em cada superfície de parede do recuperador e considerando-se um elemento de secção de comprimento δx :

Superfície 1: tubo dos produtos de combustão, lado interno

convecção + radiação entre superfície e produtos de combustão + radiação entre superfícies 1 e 2 = 0

$$h_p A_1 (T_1 - T_p) + \sigma A_1 F_{p1} (T_1^4 - T_p^4) + \sigma A_1 F_{12} (T_1^4 - T_2^4) = 0$$

Superfície 2: tubo de ar, lado externo

convecção + radiação entre superfície 2 e produtos + radiação entre superfícies 2 e 1 + condução através da parede do tubo = 0

$$h_a A_2 (T_2 - T_p) + \sigma A_2 F_{p2} (T_2^4 - T_p^4) + \sigma A_2 F_{21} (T_2^4 - T_1^4) + \frac{2k\pi (T_2 - T_3) \delta x}{\ln D_2/D_3} = 0$$

Superfície 3: tubo de ar, lado interno

condução através das paredes do tubo + convecção + radiação entre superfícies 3 e 4 = 0

$$\frac{2k\pi (T_3 - T_2) \delta x}{\ln D_2/D_3} + h_a A_3 (T_3 - T_a) + \sigma A_3 F_{34} (T_3^4 - T_4^4) = 0$$

Superfície 4: Tubo de gás, lado externo

convecção + radiação entre superfícies 3 e 4 + condução através das paredes do tubo = 0

$$h_a A_4 (T_4 - T_a) + \sigma A_4 F_{43} (T_4^4 - T_3^4) + \frac{2k\pi (T_4 - T_5) \delta x}{\ln D_4/D_5} = 0$$

Superfície 5: tubo de gás, lado interno

condução através do tubo + convecção + radiação entre gás e superfície 5 = 0

$$\frac{2k\pi (T_5 - T_4) \delta x}{\ln D_4/D_5} + h_g A_5 (T_5 - T_g) + \sigma A_5 F_{5g} (T_5^4 - T_g^4) = 0$$

Após resolução das equações anteriores, onde determinam-se as temperaturas superficiais T_1, T_2, T_3, T_4, T_5 , é possível calcular-se as novas temperaturas dos fluidos, efetuando-se balanços de energia em cada fluido: produtos de combustão, ar e gás combustível.

Produtos de combustão:

Variação das entalpias dos produtos + convecção para superfície 1 + convecção para superfície 2 + radiação para superfície 1 + radiação para superfície 2 = 0

$$\dot{m}_p C_p \Delta T_p + h_p A_1 (T_p - T_1) + h_p A_2 (T_p - T_2) + \sigma A_1 F_{p1} (T_p^4 - T_1^4) + \sigma A_2 F_{p2} (T_p^4 - T_2^4) = 0$$

Ar de combustão:

variação da entalpia do ar + convecção para superfície 3 + convecção para superfície 4 = 0

$$\dot{m}_a C_a \Delta T_a + h_a A_3 (T_a - T_3) + h_a A_4 (T_a - T_4) = 0$$

Gás combustível

variação da entalpia do gás + convecção da superfície 5 + radiação da superfície 5 = 0

$$\dot{m}_g C_g \Delta T_g + h_g A_5 (T_g - T_5) + F_{5g} (T_g^4 - T_5^4) = 0$$

A verificação dos resultados calculados deve ser feita por um balanço de energia nos 3 fluidos:

$$\dot{m}_p C_p \Delta T_p + \dot{m}_a C_a \Delta T_a + \dot{m}_g C_g \Delta T_g = 0$$

Em nosso programa de computador foi admitido erro máximo de 1%:

$$\frac{\dot{m}_a C_a \Delta T_a + \dot{m}_g C_g \Delta T_g}{\dot{m}_p C_p \Delta T_p} < 1\%$$

Nomenclatura

- A : área de transferência de calor
- C : calor específico do fluido
- D : diâmetro do tubo
- F : fator de radiação global
- T : temperaturas absolutas
- h : coeficiente de transferência de calor por convecção
- k : condutibilidade térmica do material do tubo
- \dot{m} : fluxo de massa
- δx : comprimento da secção transversal
- σ : constante de Stefan-Boltzmann

Índices

- a : ar
- g : gás combustível
- p : produtos de combustão
- 1,2,3,4,5 : superfícies de transferência de calor (ver figura 1)

ANEXO 2

EQUAÇÕES PARA CORREÇÃO DOS COEFICIENTES DE CONVECÇÃO NA REGIÃO DE ENTRADA TÉRMICA E HIDRODINÂMICA

Estas equações são originadas da compilação feita por Kays & Crawford [19]. As correções para o regime laminar são originalmente apresentadas sob a forma de tabelas, as quais foram elaboradas através de métodos numéricos. As correções para o regime turbulento são apresentadas em gráfico e são resultados experimentais para diversos tipos de entradas térmica e hidrodinâmica. Todos estes dados foram aproximados por equações, através do método da regressão linear, para utilização mais fácil em computador. As equações tem intervalo de validade limitada. Abaixo do limite inferior o número de Nusselt adotado é igual ao valor calculado para o próprio limite inferior. Acima do limite superior, vale a condição de escoamento plenamente desenvolvido.

Regime laminar

- Produtos de combustão (espaço anular, um lado isolado termicamente):

$$\frac{Nu_x}{Nu_\infty} = 0,59 x^{*(-0,25)} \quad 0,002 < x^* < 0,1$$

onde $x^* = \frac{2x}{D Re Pr}$

- Ar de combustão (espaço anular)

$$\frac{Nu_x}{Nu_\infty} = 0,61 x^{*(-0,215)} \quad 0,002 < x^* < 0,1$$

- Gás combustível (tubo circular)

$$\frac{Nu_x}{Nu_\infty} = 0,73 \ x^* (-0,24) \quad 0,002 < x^* < 0,265$$

Regime Turbulento

- Produto de combustão

$$\frac{Nu_x}{Nu_\infty} = 2,4 \left(\frac{x}{D}\right)^{-0,4} \quad 1 < \frac{x}{D} < 10$$

- Ar de combustão

idem

- Gás combustível

$$\frac{Nu_x}{Nu_\infty} = 2,3 \left(\frac{x}{D}\right)^{-0,333}$$

Nomenclatura

Nu_x : número de Nusselt local

Nu_∞ : número de Nusselt para escoamento plenamente desenvolvido

Re : número de Reynolds

Pr : número de Prandtl

D : diâmetro característico

x : distância a partir da entrada

ANEXO 3

AVALIAÇÃO DOS COEFICIENTES DE RADIAÇÃO

Foi necessária a avaliação de 5 coeficientes de radiação, onde estes deveriam incluir as influências do fator geométrico de forma, das emissividades das superfícies e das absorvidades dos gases entre as superfícies.

São estes os coeficientes de radiação:

F_{p1} : produtos de combustão para a superfície 1

F_{p2} : produtos de combustão para a superfície 2

F_{12} : superfície 1 para superfície 2

F_{34} : superfície 3 para superfície 4

F_{g5} : superfície 5 para o gás combustível

Radiação para os produtos de combustão:

A transferência líquida de calor por radiação pode ser dada por [22]:

$$\dot{q}/A = \sigma \epsilon \left(\frac{4+a+b-c}{4} \right) (T_g^4 - T_1^4)$$

onde a, b e c são coeficientes de influência.

Os coeficientes de radiação ficam sendo:

$$F_{p1} = F_{p2} = 0,9 \alpha_p \quad \text{onde} \quad \alpha_p \equiv \epsilon_p$$

A emissividade dos produtos de combustão foi calculada entre as temperaturas de 623 a 1173^oK, tendo variação de 0,052 a 0,035. Foi aproximada linearmente pela seguinte equação:

$$\epsilon_p = 0,07 - (2,83 \times 10^{-5}) T_p \quad 623 < T_p < 1173^\circ\text{K}$$

Radiação entre superfícies:

Os fatores de radiação entre 2 superfícies separadas por um gás absorvente podem ser calculados multiplicando-se os fatores geométricos de forma pela transmitância total do gás [22]. No caso de espaço anular, para 2 superfícies concêntricas temos [21].

$$F_{12} = \left(\frac{1}{\epsilon_2 f_{12} \tau_p} + \frac{1}{\epsilon_1} - 1 \right)^{-1}$$

onde $f_{12} = D_2/D_1$ (Ref. 21)

As superfícies 3 e 4 estão separadas por uma camada de ar, o qual pode ser considerado não absorvente em relação a radiação térmica.

$$F_{34} = \left(\frac{1}{\epsilon_4 f_{34}} + \frac{1}{\epsilon_3} - 1 \right)^{-1}$$

onde $f_{34} = D_4/D_3$

Radiação para o gás combustível:

A emissividade do gás combustível foi calculada para temperatura de 350°C , e assumida como válida entre 200 a 450°C . A absorptividade total do gás, a partir de valores de emissividade deve ser corrigida em função das temperaturas das paredes. A equação final ficou:

$$F_{g5} = 0,15 \left(\frac{T_g}{T_p} \right)^{0,6}$$

Nomenclatura:

- \dot{q}/A : fluxo de calor por unidade de área
T : temperatura absoluta
D : diâmetro do tubo
f : fator geométrico de forma
e : emissividade de superfície ou gás
 τ : transmitância
 α : absortividade

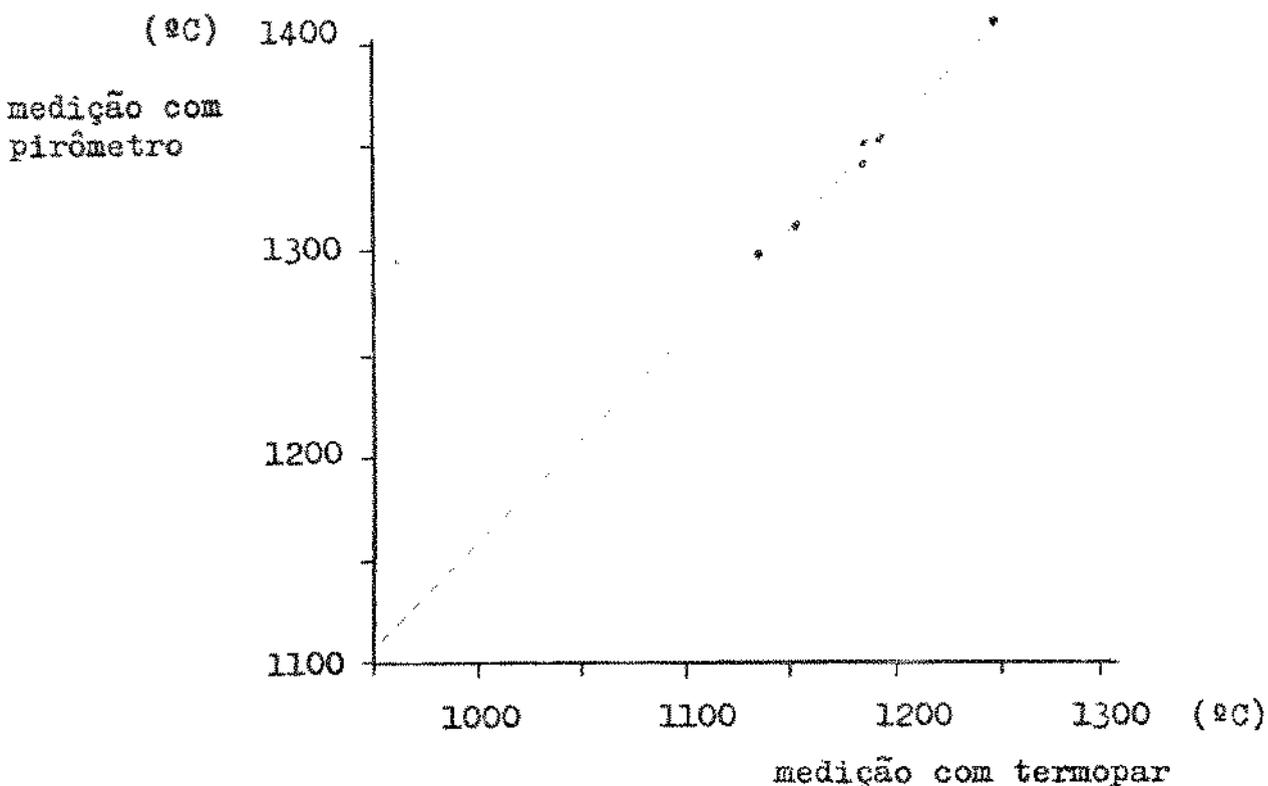
Índices:

- 1,2,3,4,5 : superfícies de transferência de calor (figura 1)
p : produtos de combustão
g : gás combustível.

ANEXO 4

CORREÇÃO DAS TEMPERATURAS MEDIDAS COM TERMOPAR PARA ESTIMATIVA DA TEMPERATURA DO FORNO

As temperaturas do forno, por problemas operacionais, foram medidas com pirômetro somente na condição de extração total dos produtos de combustão, ou seja, no final de cada série de testes. Para avaliação da temperatura do forno em outras condições, ou seja, nas situações de extração parcial ou sem extração de produtos via recuperador, possuímos as medidas obtidas com termopar. Pela localização da ponta do termoelemento dentro do forno, atrás da pilha de tijolos refratários que simulava uma carga de aquecimento, as medidas obtidas com termopar foram sistematicamente menores que as obtidas com a leitura do pirômetro. Foi montada uma curva de correção, onde comparamos as medidas de temperaturas com termopar com as respectivas medidas com pirômetro, obtidas nos testes com extração total dos produtos. Através desta curva de correção, que exibiu uma variação linear, foram estimadas as temperaturas do forno nas outras situações de testes, conforme figura abaixo:



ANEXO 5

AVALIAÇÃO DOS ERROS DE MEDIDAS DE TEMPERATURA

As medidas de temperatura dos fluidos, obtidas através de termopar estão suscetíveis a erro devido a radiação de superfície e volumes com temperaturas diferentes da temperatura dos fluidos. Na medição da temperatura de entrada dos produtos de combustão existe a influência da radiação da chama dentro do forno e na medição da temperatura de saída do ar, temos a radiação das paredes do próprio anulo e câmara de expansão do ar.

A avaliação dos erros de medida devido a radiação foi efetuada comparando-se o calor trocado por convecção entre fluido e a ponta do termopar com o calor trocado por radiação entre o termopar e a chama (ou as paredes do conduto de ar). Esta avaliação é dado por Preobrazhenky (1) como:

$$T = - \frac{C\epsilon}{h} (T_t^4 - T_f^4)$$

Onde: C = Constante de Stepan Boltzmann.
 ϵ = Emissividade do termopar.
 h = Coeficiente de convecção entre termopar e fluido.
 T_t = Temperatura do termopar.
 T_f = Temperatura do forno ou das paredes do anulo de ar.

Os termopares utilizados foram com capa externa de aço inoxidável tipo 310, polido (portanto não oxidado), apresentando, assim, emissividade da ordem de 0,25 (fig. 15).

AVALIAÇÃO DOS COEFICIENTES DE CONVECÇÃO

Os erros cometidos ficam fortemente dependentes do número de Reynolds no termopar.

No caso da temperatura de entrada dos produtos de combustão foram utilizados dois termopares.

A radiação da chama pode alterar a medição obtida com o termopar externo ao queimador (fig. 1). O termopar mais interno tem seu ângulo de visão em relação a chama sensivelmente diminuído, minimizando desta maneira a influência da radiação.

A avaliação do número de Reynolds no termopar externo fica dificultada pela avaliação da velocidade do fluido na ponta do termopar. A velocidade média dos produtos de combustão, para efeito de cálculos, foi admitida como sendo igual a velocidade média no anulo dos produtos, como forma de considerar a turbulência existente nesta região de entrada.

Do cálculo final do erro absoluto foi descontado 25°K, já que a temperatura de entrada dos produtos de combustão foi a média entre as temperaturas obtidas com os termopares interno e externo ao anulo dos produtos. A diferença entre as duas medidas apresentou um valor constante da ordem de 50°K, originando, portanto, uma diferença constante de 25°K entre o valor assumido e o valor medido pelo termopar externo.

No caso da temperatura de saída do ar, o termopar está localizado na câmara de expansão do ar. O coeficiente de convecção calculado na velocidade média do ar na secção transversal da câmara de ar está subestimado em função da própria turbulência originada da brusca expansão e contração na saída do ar (observar a geometria do queimador, fig. 1). Para efeito de cálculo, o coeficiente de convecção foi admitido como o valor médio entre o coeficiente calculado no anulo de ar e o coeficiente de convecção calculado na velocidade média do ar na câmara de expansão.

Os erros de medição foram avaliados em 2 condições extremas: mínima vazão de gases (menor potência de operação) e na máxima temperatura do forno (máxima potência de operação).

Os resultados estão tabelados a seguir.

Referência:

- (1) Preobrazhenky, V.P.; "Measurements & Instrumentation in Heat Engineering", Mir Publishers, 1980, Moscow.

POTÊNCIA (Kcal/h)

	74000 extração parcial	131000 extração parcial	74000 extração total	131000 extração total
h calculado	445	641	360	488
Temp. forno (°K)	1470	1620	---	---
Temp. paredes (°K)	---	---	920	1040
Temp. termopar (°K) PRODUTOS	1020	1220	---	---
Temp. termopar (°K) AR	---	---	820	860
Erro Absoluto (°K) (-25°K)	73	64	9	16
Erro Relativo	7,2 %	5,3 %	1 %	1,9 %

h = Coeficiente de convecção (kcal/hm² °K)

ANEXO 6

RESULTADOS EXPERIMENTAIS SELECIONADOS

TEMPERATURAS OBTIDAS NOS TESTES, EM REGIME PERMANENTE DE OPERAÇÃO

Extração total dos produtos de combustão

TESTE Nº	FLUXO (kg/h)		TEMPERATURAS (°C)						
	GÁS	AR	Ts AR	Te PROD	Ts PROD	Te GÁS	Ts GÁS	T FORNO	
3	72,5	88,0	532	786	540	185	290	1300	
7	101,2	104,7	571	784	570	245	330	1330	
14	91,7	91,8	520	800	505	210	330	1325	
18	123,4	121,7	575	875	525	267	345	1370	
21	130,7	141,4	620	950	490	225	335	1370	
24	106,3	115,0	560	895	487	195	310	1350	
27	114,6	119,2	654	965	567	421	420	1350	
29	130,7	142,5	667	990	585	440	417	1400	

Extração parcial dos produtos de combustão

TESTE Nº	FLUXO (kg/h)		TEMPERATURAS (°C)						
	GÁS	AR	Ts AR	Te PROD	Ts PROD	Te GÁS	Ts GÁS	T FORNO	
2	72,5	93,5	415	760	445	180	245	1210	
5	107,5	107,5	445	860	450	235	290	1260	
9	124,5	131,4	455	890	442	285	325	1300	
13	91,7	96,7	435	815	420	210	290	1260	
17	125,6	133,3	460	925	370	254	302	1310	
20	130,7	148,5	442	960	375	217	272	1330	
26	114,6	121,3	575	960	440	385	385	1290	

PERDA DE CARGA NO QUEIMADOR

TESTE Nº	FLUXO (kg/h)			PERDA DE CARGA (mm C.A.)			
	GÁS	AR		AR	PRODUTOS	TOTAL	
3	72,5	88		340	21	361	
7	101,2	104,7		500	29	529	
14	91,7	91,8		377	20	397	
21	130,7	141,4		561	29	590	
24	106,3	114,9		368	19	387	
27	114,6	119,2		420	7	427	
29	142,5	142,5		575	27	602	

Obs.: a partir do teste nº 21 foram aumentados os furos de injeção de ar do queimador.