

MINISTÉRIO DA CIÊNCIA E TECNOLOGIA
INSTITUTO NACIONAL DE PESQUISAS ESPACIAIS

INPE- 5534-TDI/522

ESTUDO DA FREQUÊNCIA E AMPLITUDE DE PRESSÃO ACÚSTICA EM
COMBUSTORES PULSANTES TIPO TUBO DE RIJKE

Lourdes Junko Momma

Dissertação de Mestrado em Ciência Espacial/
Combustão, orientada pelo Dr. João Andrade de Carvalho Júnior,
aprovada em março de 1993.

INPE
São José dos Campos
março de 1993

662.612.31

MOMMA, L.J.

Estudo da frequência e amplitude de
pressão acústica em combustores pulsantes
tipo tubo de Rijke. / Lourdes Junko Momma.
-- São José dos Campos: INPE, 1994. 132p.
(INPE-5534-TDI/522)

1. Combustores pulsantes. 2. Pressão
acústica. I. Título.

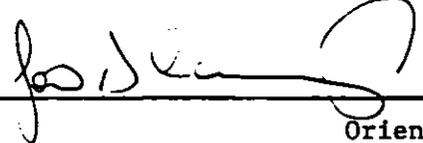
Aprovada pela Banca Examinadora
em cumprimento a requisito exigido
para a obtenção do Título de Mestre
em Ciência Espacial

Dr. Heraldo da Silva Couto



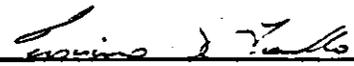
Presidente

Dr. João Andrade de Carvalho Júnior



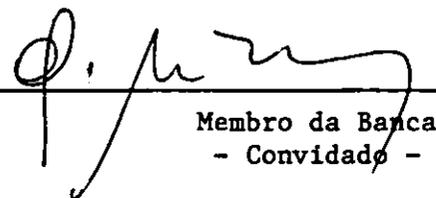
Orientador

Dr. Jerônimo dos Santos Travelho



Membro da Banca

Dr. Paulo Magalhães Filho



Membro da Banca
- Convidado -

Candidata: Lourdes Junko Momma

São José dos Campos, 01 de março de 1993

Dedico este trabalho com meus profundos agradecimentos e reconhecimentos: a meus pais e meu querido filho Giacomo pelo amor, apoio e paciência, ao Victor, em especial, pelo companheirismo, incentivo, compreensão, apoio sempre presente que me inspiraram a nunca desanimar, além da participação intensiva na elaboração deste trabalho.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Dr. João Andrade de Carvalho Júnior, ao qual admiro e respeito e que me incentivou desde o início do curso, agradeço imensamente pela excelente orientação, apoio técnico e financeiro, paciência nos momentos de dificuldades e amizade.

Ao Mestre Marco Aurélio Ferreira pelos brilhantes ensinamentos e acompanhamentos nos trabalhos experimentais.

Ao Mestre Cláudio Bressan pelo apoio técnico e agilização nos trabalhos experimentais.

Ao Eleasar Martins Marins pela assiduidade, "prestatividade" e competência nos trabalhos valiosíssimos do sistema de aquisição de dados.

Ao Francisco Carlos Nogueira de Almeida pelos eficientes trabalhos na confecção dos dispositivos necessários para a realização dos experimentos.

Ao Dr. Heraldo da Silva Couto pelos inúmeros materiais de pesquisa, gentilmente concedidos, os quais forneceram-me valiosas informações.

Ao Antonio Gomes Comonian pelos excelentes desenhos e presteza.

Ao Dr. Leon Roque Sinay e ao Dr. Demétrio Bastos Netto pelo apoio financeiro e pelos inesquecíveis incentivos nos momentos difíceis.

Ao amigo Carlos Eduardo Serafico de Souza Migueis pelo apoio e encorajamento.

Aos amigos Maria Ignês, Maria Aparecida, Jorge Luis, Pedro, Palmeira, Soró, Vânia e Dinorah que prontamente providenciaram todo o material necessário para o bom andamento deste trabalho.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior, Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, Fundação para o Desenvolvimento Científico e Tecnológico e Fundação de Ciência e Aplicações à Tecnologia.

Finalmente, agradeço aos amigos do LCP que durante o curso, sempre me receberam com carinho e amizade.

RESUMO

Desenvolveu-se este trabalho experimental visando o estudo das características do desempenho do combustor pulsante tipo tubo de Rijke operado com gás. O combustível utilizado foi o GLP. A configuração do obstáculo, posicionado a 1/4 do comprimento do combustor, foi diversificada da seguinte forma: queimador sem os tubos de distribuição, distribuidor sem grade, distribuidor com grade e leito de esferas de argila expandida. Atingiram-se os mais elevados níveis de amplitudes de pressão acústica, operando-se com o leito de esferas, obtendo-se, no centro do tubo, a máxima amplitude de pressão igual a 44 mBar. As frequências de oscilações acústicas variaram de 66 a 78 Hz. Observou-se a possibilidade de se atingir frequências iguais às obtidas em queimas de sólidos e líquidos no mesmo combustor.

STUDY OF ACUSTIC PRESSURE AMPLITUDE AND FREQUENCE
IN A RIJKE TYPE PULSATING COMBUSTOR

ABSTRACT

This experimetal work studies the performance characteristics of a gas-operated Rijke-tube type pulsating combustors. Liquid Petroleum Gas (LPG) was used as fuel. The configuration of the burning bed, located at $1/4$ of the combustor lenght, was diversified as follows: a) burner whitout distribution tubes, b) grateless distributor, c) distributor with grate and d) bed of expanded clay spheres. In this latter mode of operation, the acoustic pressure highest amplitude levels were attained. In the tube center the maximum amplitude of pressure of 44 mBar was attained. The acoustic frequencies varied in the range of 66 to 78 Hz. The possibility of reaching similar frequencies by burning solids and liquids was observed.

SUMÁRIO

	<u>Pág.</u>
LISTA DE FIGURAS.....	xv
LISTA DE TABELAS.....	xxi
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xxiii
<u>CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO</u>	1
<u>CAPÍTULO 2 - ARRANJO EXPERIMENTAL</u>	13
2.1 - Combustor tipo tubo de Rijke e instrumentação.....	13
2.2 - Linhas de alimentação de gás combustível e de ar.....	20
2.3 - Sistema de aquisição de dados.....	24
2.4 - Características do combustível.....	27
2.5 - Procedimento experimental.....	28
2.5.1 - Tipos de experimentos.....	28
2.5.2 - Ignição.....	29
<u>CAPÍTULO 3 - RESULTADOS E DISCUSSÃO</u>	31
3.1 - Ensaio sem os tubos do distribuidor.....	32
3.2 - Ensaio sem a tela metálica.....	35
3.2.1 - Distribuidor com 12 tubos e α constante.....	35
3.2.2 - Distribuidor com 12 tubos e α variável.....	38
3.2.3 - Distribuidor com 6 tubos e α variável.....	43
3.3 - Ensaio com a tela metálica.....	48
3.3.1 - Ensaio com α constante.....	48
3.3.2 - Ensaio com α variável.....	52
3.4 - Ensaio com esferas de argila expandida.....	55
3.4.1 - Ensaio com uma camada de esferas e α constante.....	55
3.4.2 - Ensaio com uma camada de esferas e α variável.....	59
3.4.3 - Ensaio com três camadas de esferas colocadas antes de iniciar os testes e α constante.....	64

3.4.4 - Ensaio com três camadas de esferas colocadas no decorrer do teste e α constante.....	69
3.4.5 - Ensaio com três camadas de esferas colocadas no decorrer do teste e α variável.....	71
3.5 - Observações gerais.....	75
<u>CAPÍTULO 4 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....</u>	<u>79</u>
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	87
APÊNDICE A - GRÁFICOS OBTIDOS DURANTE OS ENSAIOS.....	93

LISTA DE FIGURAS

	<u>Pág.</u>
1.1 - Esquema de um combustor tipo um quarto de onda e sua estrutura de onda acústica associada.....	4
1.2 - Esquema dos tubos de Rijke e de Bosscha e Riess e suas estruturas da onda de pressão e de velocidade.....	9
2.1 - Combustor tipo tubo de Rijke e instrumentação associada....	14
2.2 - Combustor pulsante do INPE (tubo de Rijke).....	15
2.3 - Distribuidor de gás.....	16
2.4 - Ponta de prova.....	17
2.5 - Linha de amostragem e tratamento de gases.....	18
2.6 - Painel de controle da linha de amostragem e tratamento de gases.....	18
2.7 - Analisador de oxigênio.....	19
2.8 - Linha de alimentação de combustível, de ar e de água.....	20
2.9 - Medidores de pressão.....	21
2.10 - Sistema de placas de orifício da linha de combustível.....	23
2.11 - Sistema de aquisição de dados.....	25
2.12 - Esquema da montagem da instrumentação.....	26
3.1 - Variação das amplitudes de pressão acústica com a vazão de GLP. Ensaio sem tela com 12 tubos e α constante.....	35
3.2 - Variação das temperaturas dos gases e da frequência com a vazão de GLP. Ensaio sem tela com 12 tubos e α constante..	36
3.3 - Variação das temperaturas e da vazão da água de refrigeração com a vazão de GLP. Ensaio sem tela com 12 tubos e α constante.....	37
3.4 - Variação do teor de oxigênio dos produtos de combustão e da vazão de ar com a vazão de GLP. Ensaio sem tela, com 12 tubos e α constante.....	38
3.5 - Variação das amplitudes de pressão acústica com α . Ensaio sem tela, com 12 tubos e α variável.....	39
3.6 - Variação das temperaturas dos gases com α . Ensaio sem tela, com 12 tubos e α variável.....	40

3.7 - Variação das temperaturas e da vazão de água de refrigeração com α . Ensaio sem tela, com 12 tubos e α variável.....	41
3.8 - Variação do teor de oxigênio dos produtos de combustão, da frequência e da vazão de ar com α . Ensaio sem tela, com 12 tubos e α variável.....	42
3.9 - Variação das amplitudes de pressão acústica com α . Ensaio sem tela, com 6 tubos e α variável.....	43
3.10 - Variação das temperaturas dos gases com α . Ensaio sem tela, com 6 tubos e α variável.....	44
3.11 - Variação das temperaturas e da vazão da água de refrigeração com α . Ensaio sem tela, com 6 tubos e α variável.....	45
3.12 - Variação do teor de oxigênio dos produtos de combustão, da frequência e da vazão de ar com α . Ensaio sem tela, com 6 tubos e α variável.....	47
3.13 - Variação das amplitudes de pressão acústica com a vazão de GLP. Ensaio com tela e α constante.....	48
3.14 - Variação das temperaturas dos gases com a vazão de GLP. Ensaio com tela e α constante.....	49
3.15 - Variação das temperaturas e da vazão de água de refrigeração com a vazão de GLP. Ensaio com tela e α constante.....	50
3.16 - Variação do teor de oxigênio dos produtos de combustão, da frequência e da vazão de ar com a vazão de GLP. Ensaio com tela e α constante.....	51
3.17 - Variação das amplitudes de pressão acústica com α . Ensaio com tela e α variável.....	52
3.18 - Variação das temperaturas dos gases com α . Ensaio com tela e α variável.....	53
3.19 - Variação das temperaturas e da vazão da água de refrigeração com α . Ensaio com tela e α variável.....	54
3.20 - Variação do teor de oxigênio dos produtos de combustão, da frequência e da vazão de ar com α . Ensaio com tela e α variável.....	55

3.21 - Variação das amplitudes de pressão acústicas com a vazão de GLP. Ensaio com uma camada de esferas de argila expandida e α constante.....	56
3.22 - Variação das temperaturas dos gases com a vazão de GLP. Ensaio com uma camada de esferas de argila expandida e α constante.....	57
3.23 - Variação das temperaturas de entrada e saída e da vazão da água de refrigeração com a vazão de GLP. Ensaio com uma camada de esferas de argila expandida e α constante...	58
3.24 - Variação do teor de oxigênio dos produtos de combustão, da frequência e da vazão de ar com a vazão de GLP. Ensaio com uma camada de esferas de argila expandida e α constante.....	59
3.25 - Variação das amplitudes de pressão acústica com α . Ensaio com uma camada de esferas de argila expandida e α variável	60
3.26 - Variação das temperaturas dos gases com α . Ensaio com uma camada de esferas de argila expandida e α variável.....	61
3.27 - Variação das temperaturas e da vazão da água de refrigeração com α . Ensaio com uma camada de esferas de argila expandida e α variável.....	61
3.28 - Variação do teor de oxigênio dos produtos de combustão, da frequência e da vazão de ar com α . Ensaio com uma camada de esferas de argila expandida e α variável.....	62
3.29 - Comportamento das ondas de pressão: a) com 1,2% de O_2 , b) com 4,6% de O_2 , c) com 6,4% de O_2 e d) com 9,9% de O_2 ..	63
3.30 - Variação das amplitudes de pressão acústica com a vazão de GLP. Ensaio com 3 camadas de esferas de argila expandida colocadas antes de iniciar os testes e α constante.....	65
3.31 - Variação das temperaturas dos gases com a vazão de GLP. Ensaio com três camadas de esferas de argila expandida colocadas antes de iniciar os testes e α constante.....	66

3.32 - Variação das temperaturas e da vazão da água de refrigeração com a vazão de GLP. Ensaio com três camadas de esferas de argila expandida colocadas antes de iniciar os testes e α constante.....	67
3.33 - Variação do teor de oxigênio do gás de combustão, da frequência e da vazão de ar com a vazão de GLP. Ensaio com três camadas de esferas de argila expandida colocadas antes de iniciar os testes e α constante.....	68
3.34 - Variação das amplitudes de pressão acústica com α . Ensaio com três camadas de esferas de argila expandida colocadas no decorrer dos testes e α variável.....	72
3.35 - Variação das temperaturas dos gases com α . Ensaio com três camadas de esferas de argila expandida colocadas no decorrer dos testes e α variável.....	73
3.36 - Variação das temperaturas e da vazão da água de refrigeração com α . Ensaio com três camadas de esferas de argila expandida colocadas no decorrer dos testes e α variável.....	74
3.37 - Variação do teor de oxigênio dos produtos de combustão, da frequência e da vazão de ar com α . Ensaio com três camadas de esferas de argila expandida colocadas no decorrer dos testes e α variável.....	75
4.1 - Comparação das amplitudes de pressão acústica obtidas nos ensaios com α constante. Amplitudes de pressão medidas a 160 cm acima da base do tubo.....	80
4.2 - Comparação das amplitudes de pressão acústicas obtidas nos ensaios com α variável. Amplitudes de pressão medidas a 160 cm acima da base do tubo.....	81
A.1 - Ensaio sem tela. Distribuidor com 12 tubos e α variável....	94
A.2 - Ensaio sem tela. Distribuidor com 6 tubos e α variável....	97
A.3 - Ensaio com tela e α constante, intervalo de tempo de 0 a 180 min;ensaio com tela e α variável, intervalo de tempo de 181 a 240 min.....	100
A.4 - Ensaio com uma camada de esferas de argila e α constante...	103
A.5 - Ensaio com uma camada de esferas de argila e α variável....	106

A.6 - Ensaio com três camadas de esferas de argila colocadas no decorrer do teste e α constante, intervalo de tempo de 34 a 90 min; ensaio com três camadas de esferas de argila colocadas no decorrer do teste e α variável, intervalo de tempo de 90 a 240 min.....	109
A.7 - Ensaio com três camadas de esferas de argila colocadas antes do início do teste e α constante.....	112

LISTA DE TABELAS

	<u>Pág.</u>
2.1 - Composição Típica de GLP de refinaria, tipo propano-butano.	27
3.1 - Ensaio sem os tubos do distribuidor.....	34
3.2 - Ensaio com três camadas de esferas de argila expandida colocadas no decorrer do teste. Com α constante.....	70

LISTA DE SÍMBOLOS

c	- Calor específico, cal/ g °C
D	- Diâmetro do tubo, mm
g	- Aceleração da gravidade, m/s ²
H	- Altura de desnível do manômetro, m
K	- Coeficiente de descarga, adimensional
L	- Comprimento do tubo, cm
\dot{m}	- Vazão mássica, g/s
P_1	- Pressão à montante da placa, N/m ²
P_2	- Pressão à jusante da placa, N/m ²
P'_1	- Amplitude de pressão acústica a 15 cm acima da base do tubo, mBar
P'_2	- Amplitude de pressão acústica a 58 cm acima da base do tubo, mBar
P'_3	- Amplitude de pressão acústica a 160 cm acima da base do tubo, mBar
P'_4	- Amplitude de pressão acústica a 80 cm acima da base do tubo, mBar
R_D	- Número de Reynolds antes da placa de orifício, adimensional
S	- Área, m ²
Y	- Coeficiente de expansão, adimensional
α	- Razão ar/combustível normalizada, adimensional
β	- Razão do diâmetro do orifício para o diâmetro do tubo, adimensional
ΔH	- Poder calorífico, cal/g
ΔT	- Diferença de temperatura, °C
η_T	- Eficiência térmica, adimensional
γ	- Razão de calores específicos do gás, adimensional
ρ_1	- Massa específica do gás antes da placa de orifício, Kg/m ³
ρ_L	- Massa específica do líquido manométrico, Kg/m ³

Índices Inferiores

água	- Água
ar	- Ar
C	- Combustível
ESTEIQ.	- Estequiométrico
L	- Líquido manométrico
orif.	- Orifício
GASES	- Gases de combustão

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

A combustão pulsante é um processo de queima que ocorre sob condições oscilatórias, isto é, as variáveis de estado (pressão, temperatura, etc) que descrevem as condições na zona de queima mudam periodicamente com o tempo.

O fenômeno é estudado desde o século dezoito e o interesse no mesmo tem sido renovado nos dias atuais devido às indicações de que sua aplicação na geração de energia pode oferecer as seguintes vantagens: economia de combustível, formação reduzida de poluentes, aumento das taxas de transferência de calor convectiva, escória reduzida e investimento de capital reduzido quando comparado às técnicas convencionais.

A chama musical ou cantante é, provavelmente, o primeiro exemplo conhecido de combustão pulsante, a qual foi relatada por Byron Higgins em 1777 (em Wood, 1966; Tyndall, 1970). Som de considerável amplitude pode ser gerado, quando uma chama é ancorada em um queimador de gás colocado dentro de um tubo. O som gerado é devido à excitação do modo acústico fundamental ou de um dos harmônicos do tubo, e sua ocorrência depende das características do queimador e da chama. Porém, passaram-se cerca de 100 anos para se começar a considerar os aspectos positivos e úteis das oscilações excitadas por combustão.

Um dado processo é responsável pela ocorrência de queima pulsante quando a resposta do sistema às oscilações do escoamento no combustor causa a liberação de calor durante a fase de compressão da onda de pressão acústica no combustor. Como o processo de combustão difere de um combustor a outro, os mecanismos que controlam a ocorrência da combustão pulsante dependem do tipo de combustível, do projeto do combustor e assim por diante. Zinn (1986) descreve alguns processos cujas respostas são responsáveis pela ocorrência das oscilações de combustão, a saber, oscilação dos sistemas de suprimento

de combustível e ar (Crocco and Cheng, 1956), aquecimento periódico do combustível pelas oscilações de velocidade (Carrier, 1955; Culick, 1970; Price, 1979; Zinn et al., 1979; Severyanin, 1982) e variação periódica da área da chama (Kaskan, 1953).

Além da liberação de calor oscilatória, a adição de massa, sob forma pulsativa, ao gás, também, é capaz de proporcionar a energia necessária para sustentar as oscilações da fase gasosa (Temkin, 1981). Em um combustor, a adição de massa transiente ao escoamento de gás pode ocorrer quando um combustível líquido ou sólido queima em um campo de escoamento oscilatório. Isto ocorre em motores foguete a propelente sólido instáveis, onde uma taxa de liberação de massa oscilatória, na superfície de queima do propelente, é o mecanismo que contribui para a ocorrência de oscilações de pressão indesejáveis, na câmara (McClure et al., 1960; McClure, 1962).

Uma condição necessária para a ocorrência de queima oscilatória é que o processo de combustão responda às oscilações do escoamento fornecendo-lhes energia térmica. Um critério simples, que determina se a oscilação de pressão será amplificada ou não, devido ao processo de adição de calor, foi estabelecido por Lord Rayleigh, 1945. Segundo Rayleigh, um processo de combustão exibirá caráter oscilatório quando o máximo e o mínimo da taxa de liberação de calor coincidirem com a fase de compressão e de rarefação da onda de pressão acústica, respectivamente; neste caso, as oscilações acústicas de pressão serão amplificadas. Ocorrendo o inverso, a oscilação de pressão será atenuada. Por outro lado, a frequência da oscilação, modificar-se-á se a adição de calor ao gás ocorrer instantaneamente quando a amplitude da oscilação de pressão for zero.

Rayleigh, no entanto, não forneceu uma prova matemática de tal critério. Putnam e Dennis (1953) colocaram o critério de Rayleigh em uma forma matemática precisa, que estabelece que a

amplitude de oscilação crescerá quando

$$\oint Q P' dt > 0 , \quad (1.1)$$

onde Q é a taxa de energia instantânea adicionada, P' a diferença entre a pressão instantânea e a pressão média (pressão acústica), t o tempo e \oint a integração sobre um ciclo de oscilação.

O critério de Rayleigh é uma condição necessária para a ocorrência de oscilações acústicas, mas não suficiente, uma vez que o mesmo não elucida o mecanismo responsável pelo surgimento das oscilações.

A integral da expressão (1.1) previamente sugerida por Putnam e Dennis foi obtida por Chu (1956) a partir das equações de conservação e representa, para um aquecedor plano, o aumento da energia total após cada ciclo de oscilação. Do ponto de vista da estabilidade de sistemas contendo uma fonte de calor, um sistema dinâmico começará a oscilar com amplitude crescente se a energia for fornecida ao sistema de tal forma que haja um aumento líquido da energia mecânica total do sistema após cada ciclo de oscilação. A vibração é finalmente mantida em um dado nível, quando a energia mecânica fornecida ao sistema por ciclo de oscilação é exatamente igual à soma daquela dissipada por viscosidade e daquela irradiada do sistema por ciclo.

Muitos dispositivos, que visam aproveitar os efeitos da combustão pulsante, têm sido propostos para uma grande variedade de aplicações. Alguns têm sido investigados experimentalmente, com vários graus de sucesso, sendo as aplicações mais importantes as das áreas de propulsão, geração de vapor, aquecimento de água, geração de ar quente, aumento de pressão a volume constante via combustão.

A aplicação mais conhecida da combustão pulsante é a bomba voadora germânica V1, basicamente um combustor pulsante de válvula mecânica usado para propelir um pequeno avião com uma carga

explosiva (Schmidt, 1957; Gosslau, 1957), cujo motor possui um comprimento igual a um quarto do comprimento de onda e a oscilação acústica tem um antinodo de pressão na extremidade (fechada) onde se encontra a válvula e um nodo na extremidade aberta, conforme mostrado na Figura 1.1.

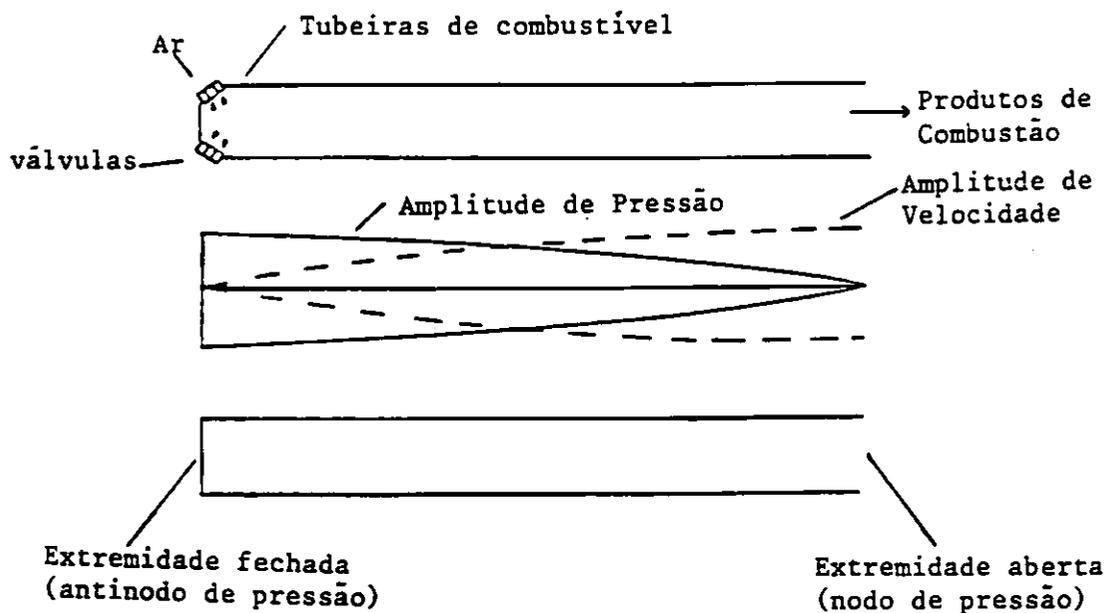


Fig. 1.1 - Esquema de um combustor tipo um quarto de onda e sua estrutura de onda acústica associada.

O princípio de operação deste combustor tipo um quarto de onda consiste das seguintes fases: ignição, admissão, retro-escoamento e compressão. Inicialmente uma mistura combustível é admitida para o interior do combustor, cuja queima é iniciada por uma vela de ignição. O processo de combustão ocorrente está associado com um aumento de pressão, o qual resulta no fechamento das válvulas "flapper" e no movimento dos gases em direção à extremidade de exaustão. A inércia dos gases movendo-se para fora, eventualmente, produz uma pressão menor que a ambiente na câmara de combustão. Quando isto ocorre, as válvulas "flapper" se abrem e admitem ar fresco para dentro do combustor. Este se mistura com o combustível que se introduz no combustor a partir de um reservatório separado que é capaz de responder às variações de pressão na câmara de combustão. A baixa pressão no combustor, também, resulta em uma inversão no sentido do escoamento dos gases no duto de

exaustão. Este retro-escoamento dos produtos de combustão resulta em pré-compressão da mistura combustível na câmara. A pré-compressão juntamente com o contato da mistura combustível com as superfícies quentes e produtos residuais da queima do ciclo anterior, conduz à ignição da mistura combustível e conseqüente aumento da pressão no interior do combustor. O processo de combustão periódica resultante, agora se auto-repetirá indefinidamente sem a necessidade do uso de uma vela de ignição.

A alta intensidade de combustão, que ocorre em um combustor pulsante, oferece possíveis benefícios, tanto em custo como em tamanho, para os aparelhos para geração de vapor. Carvão pulverizado (Sommers, 1961), gás e óleo (Babkin, 1965) foram usados como combustíveis para esta finalidade em combustores tipo quarto de onda.

Reynst (1961) sugeriu uma grande variedade de aquecedores de água. Reynst relatou uma frequência de 200 Hz para uma unidade de um metro de altura com uma taxa de liberação de calor de 45 MW/ m^3 . A unidade contém um interessante gerador de vórtices. Relatou-se que os ruídos desta unidade eram ouvidos a várias milhas de distância, tornando-a extremamente mal sucedida, do ponto de vista da poluição sonora.

Visto que o ar quente pode ser usado para uma vasta gama de aplicações, os aquecedores de ar são divididos nas seguintes classes: aquecimento de ambientes (Kam, 1958; Huber, 1964, 1965, 1969), secagem e transporte de alimentos (Persechino, 1957) e lignita (Ellman et al., 1966, 1969), geração de fumaça (Persechino, 1957), e derretimento de gelo (Muller, 1967).

Reynst (1961) foi o defensor da idéia do uso da combustão pulsante para a queima de combustível, com ar previamente comprimido, para obter um aumento de pressão do gás antes da expansão no interior da turbina, em vez da queda de pressão e perda de eficiência que ocorriam com os sistemas de combustão convencionais que operam a pressão constante.

Pode-se produzir combustores pulsantes que queimem quaisquer tipos de combustíveis e dentre a grande variedade de aplicações que foram sugeridas, somente algumas são válidas para exploração adicional.

Para aquecimento residencial, parece não haver competitividade entre as unidades pulsantes e as convencionais para aquecimento a gás, a menos que a combustão pulsante seja usada, também, para bombear ar aquecido ou resfriado através da residência (Putnam, 1979). Se for considerada a geração de água quente ou de vapor aquecido, o tamanho reduzido de uma unidade de aquecimento pulsante e o maior custo da unidade de aquecimento convencional tornam o combustor pulsante mais atrativo.

No campo comercial, aplicam-se os mesmos comentários acima (Putnam, 1979). Contudo, existe possibilidade de mercado para unidades de aquecimento independentes para trabalhos em construção e em outras aplicações onde fontes de calor portáteis e temporárias sejam necessárias.

Na área industrial, o uso da combustão pulsante oferece uma importante aplicação na utilização dos gases quentes, oriundos da combustão em pressões ligeiramente acima da atmosférica, para trocadores de calor (Putnam, 1979). Seu uso elimina a presença de sopradores, devido ao ganho de pressão no combustor, resultando em economia de energia e investimento reduzido de capital. A presença de oscilações de velocidade no combustor melhora os processos de mistura que, por sua vez, resulta em um processo de combustão mais intenso e eficiente. O processo de mistura intensificado pode, também, reduzir o excesso de ar necessário, o que leva a um aumento da eficiência térmica da instalação, pela diminuição das perdas associadas com o aquecimento do excesso de ar. O aumento da eficiência de combustão, também, pode reduzir a formação de fuligem e de monóxido de carbono e a redução no excesso de ar necessário pode reduzir a produção de óxidos de nitrogênio. Também, as pulsações do escoamento no combustor podem ser usadas para intensificar os processos de transferência de calor

convectiva que conduzem à redução na área de transferência. Finalmente, o movimento oscilatório do escoamento resulta em uma ação de escovação que auxilia na limpeza das superfícies de transferência de calor.

Em todas as aplicações da combustão pulsante surge o problema de ruídos indesejáveis. Putnam (1979) ao descrever as aplicações, mencionou o problema de ruídos como um fator desencorajador do uso da queima pulsante. Níveis de ruído de 130 dB e acima deste são, frequentemente, citados na literatura. Também, são citadas as vibrações do corpo do combustor e do equipamento associado. A emissão de ruído é agravada em muitos casos onde os queimadores usam aeroválvula, a qual permite que as perturbações geradas internamente sejam propagadas livremente, tanto pela entrada como pela saída. Níveis altos de ruído são mais toleráveis no meio militar ou industrial do que em produtos de consumo.

É essencial transferir, tanto quanto possível, a energia liberada da combustão para a corrente de exaustão. Contudo, a maior parte das aplicações de consumo e industriais é para sistemas de transferência de calor em que as paredes do queimador se constituem na superfície de transferência de calor primária. As taxas de transferência de calor crescem com o aumento da amplitude. Então, do ponto de vista estritamente técnico, da eficiência de projeto, grandes amplitudes são desejáveis porque reduzem o tamanho e a massa do queimador requerido, para proporcionar uma dada quantidade de calor. Mas do ponto de vista prático, o ruído é um critério de projeto mais importante ao consumidor e para muitas aplicações industriais do que a minimização do tamanho e do peso.

A maior diferença entre o ruído produzido por um combustor convencional e por um combustor pulsante geometricamente similar é que o processo de combustão pulsante proporciona uma fonte de ruído com ordem de magnitude mais intensa de 15 a 30 dB acima da do combustor convencional operando à mesma taxa de queima (Persechino, 1957). Giammar e Putnam (1978) relataram que quando dois combustores eram acoplados entre as câmaras de combustão pelo próprio comprimento

do tubo, a amplitude do modo fundamental poderia ser reduzida em cerca de 10 dB, na frequência fundamental de 220 Hz. Os queimadores pulsantes pareados, operando no modo de fases opostas, têm recebido atenção considerável, devido à redução de ruído pelo cancelamento de fase.

Um outro tipo de combustor pulsante que tem merecido atenção especial ultimamente é o combustor tipo tubo de Rijke. O tubo de Rijke (Lord Rayleigh, 1945; Wood, 1966) foi descoberto em 1859 por Rijke, o qual notou que fortes oscilações acústicas eram excitadas quando uma tela metálica aquecida era colocada na metade inferior de um tubo vertical aberto em ambas as extremidades, dentro do qual escoava ar frio, de baixo para cima.

Experimentos correlatos foram conduzidos por Bosscha e Riess (Lord Rayleigh, 1945) que, independentemente, descobriram que as oscilações acústicas, também, eram excitadas quando um escoamento, para cima, de ar quente, era resfriado por uma grade, na metade superior de um tubo aberto nas extremidades. Também, observou-se que as oscilações do primeiro harmônico não eram excitadas caso se efetuasse o aquecimento na metade superior ou o resfriamento na metade inferior. Estes resultados sugerem que pulsações de maior amplitude podem ser alcançadas, com um tubo aberto em ambas as extremidades, onde o escoamento, é aquecido na metade inferior e resfriado na metade superior. Uma análise teórica que mostra as condições necessárias para a excitação de máximos de amplitude de pressão em um tubo de Rijke foi realizada por Carvalho et al. (1989). Esta análise, mostra que a localização do aquecedor para produzir a máxima intensificação das oscilações do primeiro harmônico é $L/4$, onde L é o comprimento do tubo, conforme mostrado na Figura 1.2. Em combustores pulsantes tipo Rijke com queima de sólidos, a grade metálica do tubo de Rijke original é substituída por um leito de combustão.

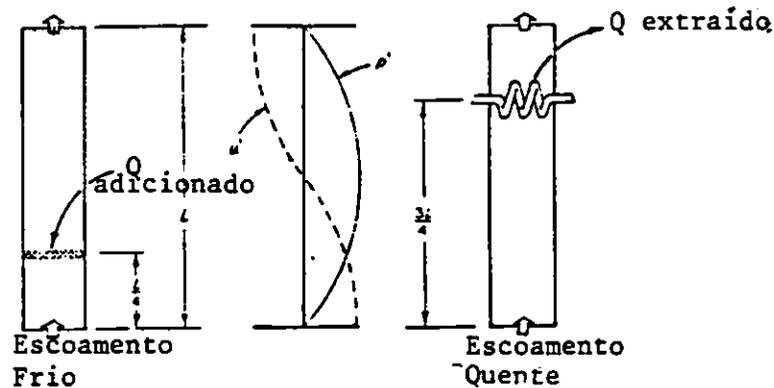


Fig. 1.2 - Esquemas dos tubos de Rijke e de Bosscha e Riess e suas estruturas da onda de pressão e de velocidade.

Recentemente, um grande número de trabalhos teóricos e experimentais a respeito do desenvolvimento de combustores do tipo tubo de Rijke é encontrado na literatura (Severyanin, 1982; Zinn et al., 1982 a., 1982 b.; Carvalho, 1983; Carvalho et al., 1984, 1987, 1989; Wang, 1985; Couto, 1989; Ferreira, 1989; Ferreira et al., 1990; Torres, 1990).

Carvalho (1983) e Carvalho et al. (1987) descrevem as diferenças observadas, em queima de carvão, na presença e ausência de pulsação, em equipamentos tipo Rijke. A condição não pulsante foi provocada ao se abrir um pequeno orifício, na parede do combustor, a algumas polegadas acima do leito de combustão. Sob operação pulsante, a chama tornou-se agitada e alcançou uma distância relativamente curta acima do leito. Ademais, as paredes ao redor do leito de combustão adquiriram a cor vermelho brilhante, poucos minutos após o início do teste. O fluxo de exaustão, por sua vez, foi de consistência transparente e não enfumaçado. Contrastando, sob operação na ausência de pulsações, a chama tornou-se relativamente longa e eventualmente estendia-se além do plano de saída do combustor. Observou-se, finalmente, que a coloração das paredes ao redor do leito não se modificou e os gases de exaustão tornaram-se enfumaçados.

Dadas as observações anteriores, as interpretações qualitativas indicam que a presença de pulsações intensifica as taxas

de combustão das partículas de carvão e de transferência de calor convectiva dos gases quentes à parede. O aumento da taxa de combustão conduz à combustão completa do carvão em uma distância relativamente curta acima do leito, a despeito das altas taxas de transferência de calor à parede. Esta intensificação da taxa de combustão é, também, responsável pela ausência de fumaça nos gases de exaustão. Em suma, a operação sob condição pulsante em equipamentos tipo tubo de Rijke resulta em elevada eficiência de combustão, alta intensidade de combustão, transferência de calor convectiva elevada às paredes do combustor e baixa produção de particulados.

No entanto, apesar das vantagens proporcionadas pela queima de sólidos sob condição pulsante, surge o problema de acúmulo de matéria inerte que provoca, após um certo tempo de operação, o colapso das oscilações, do arraste de partículas de carvão parcialmente queimadas, conduzindo a perdas de eficiência do combustor e à eventual fusão de cinzas que provoca a formação de canais preferenciais de escoamento de ar. Estes canais preferenciais são responsáveis pela heterogeneidade da relação entre ar e combustível nas várias regiões do leito de combustão (Carvalho, 1983; Ferreira, 1989; Ferreira et al., 1990).

Ferreira et al. (1990), na descrição dos resultados de desempenho da queima de turfa em combustores tipo Rijke, depararam-se com o problema da fusão de cinzas no leito de combustão. Os autores discutem que, dependendo das características do combustível, torna-se necessário equipar o combustor com um removedor de cinzas ou operá-lo com elevados fluxos de ar e combustível. Na combustão de turfas sob regime pulsante pode-se alcançar, facilmente, taxas de liberação de calor de magnitude superior a 2 MW/m^2 . As operações no mesmo combustor com casca de dendê como combustível proporcionaram taxas de liberação de calor da mesma ordem e até mesmo superiores a esta, quando não havia problemas causados pela fusão de cinzas (Torres, 1990).

Estimou-se que, na combustão oscilatória de turfas, a quantidade de material depositado no leito foi pequena, correspondendo

a uma camada de 1 a 2 cm de altura. Contudo, durante o teste realizado na ausência de oscilações, detectou-se que muito mais material acumulava-se no leito. Portanto, em termos de fusão de cinzas, apesar da perda de carga do escoamento e diminuição da amplitude de pressão as quais implicam em redução da eficiência de queima pulsante, a vantagem da combustão oscilatória ainda prevalece.

Os experimentos do presente trabalho serão conduzidos no combustor modular tipo tubo de Rijke, já utilizado para o desenvolvimento de diversos trabalhos de pesquisa experimental e analítico sobre queima pulsante de combustíveis sólidos e líquidos, (Ferreira, 1989; Couto, 1989, Ferreira et al., 1990; Torres, 1990). O trabalho refere-se à queima de combustível gasoso, visando a comparação dos dados a serem obtidos com os das queimas de combustíveis sólidos e líquidos, anteriormente efetuadas neste mesmo combustor.

Um dos problemas encontrados durante a queima de combustível sólido é a fusão de cinzas no leito, a qual provoca perda de carga no escoamento, redução da amplitude de pressão acústica e alteração da frequência no combustor, os quais se resumem em perda de eficiência. Logo, um aspecto relevante deste estudo experimental é a análise do desempenho do combustor operando sob forma pulsante, no qual a queima seja ideal, isto é, na ausência de fusão de cinzas no leito, ocorrente em queimas de combustíveis sólidos. Portanto, para isto foi efetuada a simulação da combustão de sólidos, fazendo-se a queima de combustível gasoso (gás liquefeito de petróleo) na presença de esferas de argila expandida em uma tela metálica posicionada a uma distância de um quarto do comprimento do tubo a partir da extremidade inferior do combustor tipo tubo de Rijke.

As condições para a queima de gás foram as mesmas para a de sólido, ou seja, trabalhou-se com chama por difusão e o leito de sólidos foi simulado pela grade metálica juntamente com as esferas de argila expandida. Com a finalidade de permitir um estudo detalhado a respeito de queima de combustível gasoso, durante a execução dos testes, várias situações foram exploradas, isto é, as queimas foram

realizadas na presença e ausência da tela metálica bem como na presença do conjunto tela metálica-esferas de argila expandida. Fez-se, também, variações nas versões do distribuidor de gás combustível. Foram analisados os parâmetros de desempenho do combustor, mais precisamente a frequência e a amplitude de pressão acústicas obtidas para operações com diferentes razões ar/combustível e diferentes vazões de gás. A configuração modificada do combustor tipo Rijke para operação com gás mostrou-se bastante conveniente por proporcionar controle efetivo tanto do excesso de ar como da vazão de combustível.

CAPÍTULO 2

ARRANJO EXPERIMENTAL

2.1 - Combustor tipo tubo de Rijke e instrumentação.

O combustor tipo tubo de Rijke e a instrumentação a ele associada são apresentados na Figura 2.1 e Figura 2.2. O combustor é modular, de aço 1020, com 320 cm de comprimento máximo e 20 cm de diâmetro interno. Sob este dispositivo encontra-se uma câmara de desacoplamento de 65 cm de diâmetro interno e 120 cm de altura, para permitir tanto a simulação da condição de contorno de tubo aberto na extremidade inferior como o controle do fluxo de ar e de gás combustível. Alguns módulos são revestidos com camisa d'água para refrigeração de suas paredes.

Uma grade metálica é usada como suporte para o leito de esferas de argila expandida de 19,4 mm de diâmetro característico médio.

Um distribuidor de gás, Figura 2.3, foi projetado para fornecer uma boa distribuição do combustível na região do leito. O distribuidor consiste de tubos de aço de 6 mm de diâmetro interno e 72 mm de comprimento dispostos de forma radialmente uniforme. O número máximo de tubos é 12, sendo possíveis, também, as versões de 6, 4, 3 e 0 tubos. Em cada tubo há 8 orifícios de 1 mm de diâmetro, igualmente espaçados, distribuídos ao longo de seu comprimento.

Tanto a grade metálica como o distribuidor de gás estão acoplados a um sistema cujo mecanismo de suspensão é similar ao de um telescópio, de forma que ambos possam ser posicionados em qualquer altura desejada. Em todos os ensaios do presente trabalho, tanto a grade metálica como o distribuidor de gás estão posicionados a aproximadamente 70 cm acima da base do tubo.

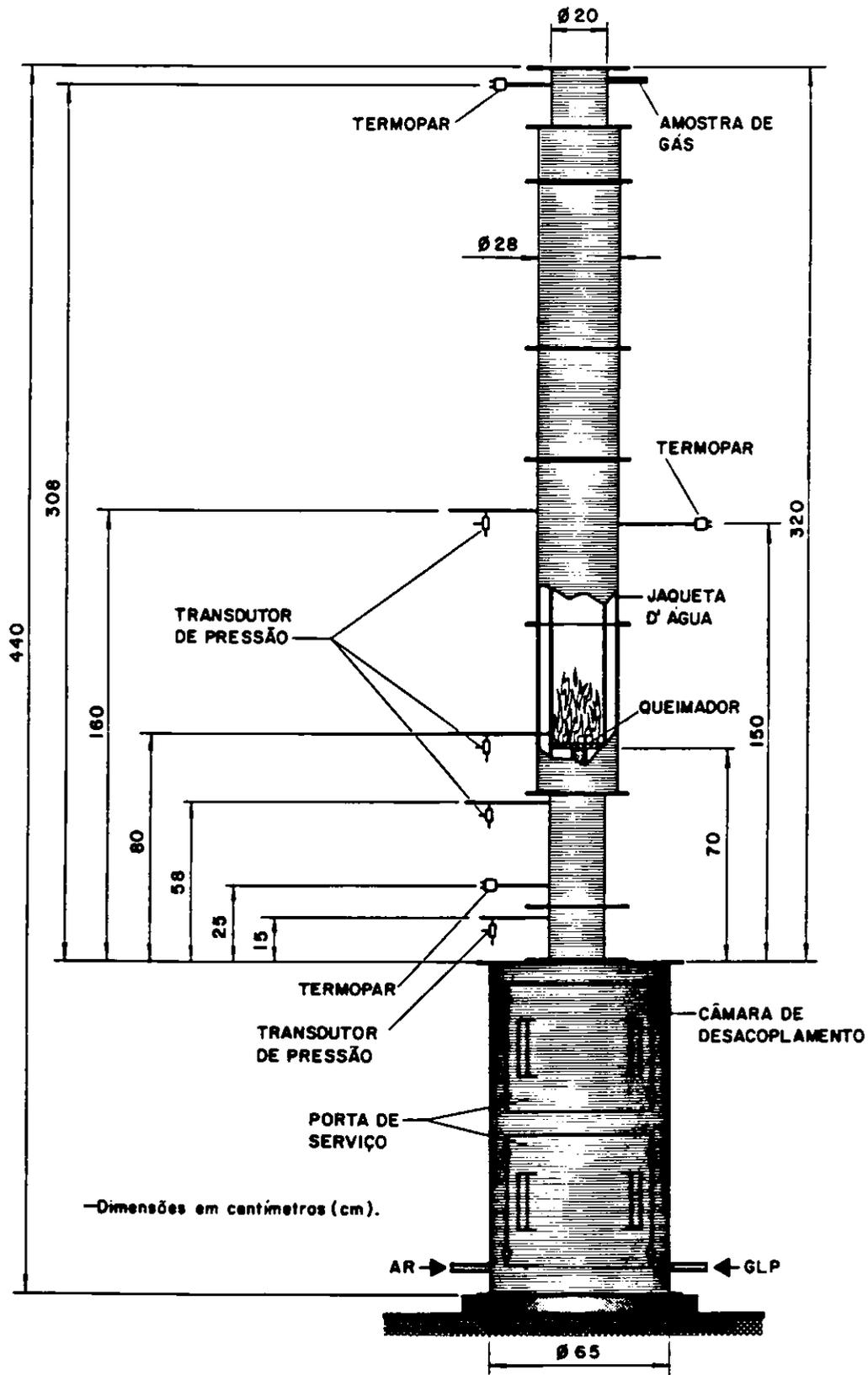


Fig. 2.1 - Combustor tipo tubo de Rijke e instrumentação associada.

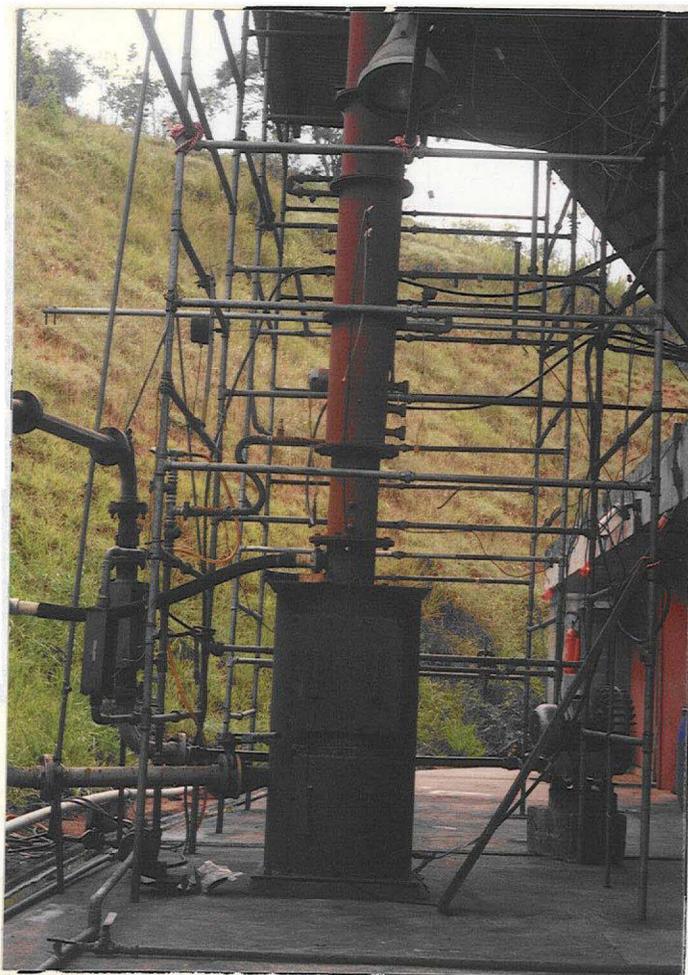


Fig. 2.2 - Combustor pulsante do INPE (tubo de Rijke).



Fig. 2.3 - Distribuidor de gás.

Na parede do combustor estão fixados três termopares chromel-alumel tipo K, bitola 1,5 mm, para medidas de temperaturas dos gases dentro do combustor nos seguintes locais: a 25 cm, 150 cm e 308 cm acima da base do tubo; nas posições de entrada e saída da água de refrigeração estão fixados os termopares chromel-alumel tipo K, bitola 6 mm. Os cabos de extensão são do mesmo material que o do termopar chromel-alumel. Tais termopares estão ligados ao sistema de aquisição de dados o qual fornece a leitura das temperaturas medidas. Os termopares são diretamente ligados ao HP sem compensação térmica porque o aparelho possui a compensação interna.

As amplitudes de pressão acústica são monitoradas por transdutores de pressão piezoelétricos Kistler tipo 7261 sendo que um deles está posicionado a 160cm acima da base do tubo, ou seja, na seção média deste, que corresponde aproximadamente ao local onde a amplitude de pressão acústica do modo fundamental de oscilação é máxima. Os demais transdutores de pressão estão instalados a 15 cm, 58 cm e 80 cm acima da base do tubo. Os sinais dos transdutores de pressão seguem

para um amplificador de carga Kistler tipo 5006 e posteriormente são transferidos para uma tela do osciloscópio Tektronix modelo 7633 para a visualização das amplitudes e frequências da pressão acústica. A leitura das frequências da oscilação de pressão é efetuada por intermédio de frequencímetros Tektronix modelo FD15 e Analog modelo F1800.

As medidas dos teores de oxigênio dos produtos de combustão são efetuadas aspirando-se, continuamente, amostras dos gases de combustão através de uma ponta de prova, Figura 2.4, situada a 25 cm abaixo do topo do combustor. Os produtos da combustão recolhidos pela ponta de prova passam pela linha de amostragem e tratamento, através da qual as partículas em suspensão e o vapor de água são removidos. Na Figura 2.5 é apresentada a linha de amostragem e tratamento dos gases e na Figura 2.6 o painel de controle desta linha. O teor de oxigênio é obtido utilizando-se um analisador termomagnético, marca Junkalor, modelo Permolyt 2, mostrado na Figura 2.7. Para as análises, a faixa de operação deste instrumento é de 0 a 10% . O sinal de saída do instrumento é ajustado para a faixa de 0 a 5 VCC, na respectiva escala de operação.

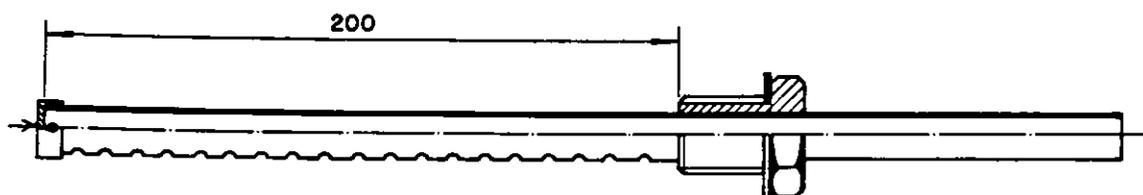


Fig. 2.4 - Ponta de prova.

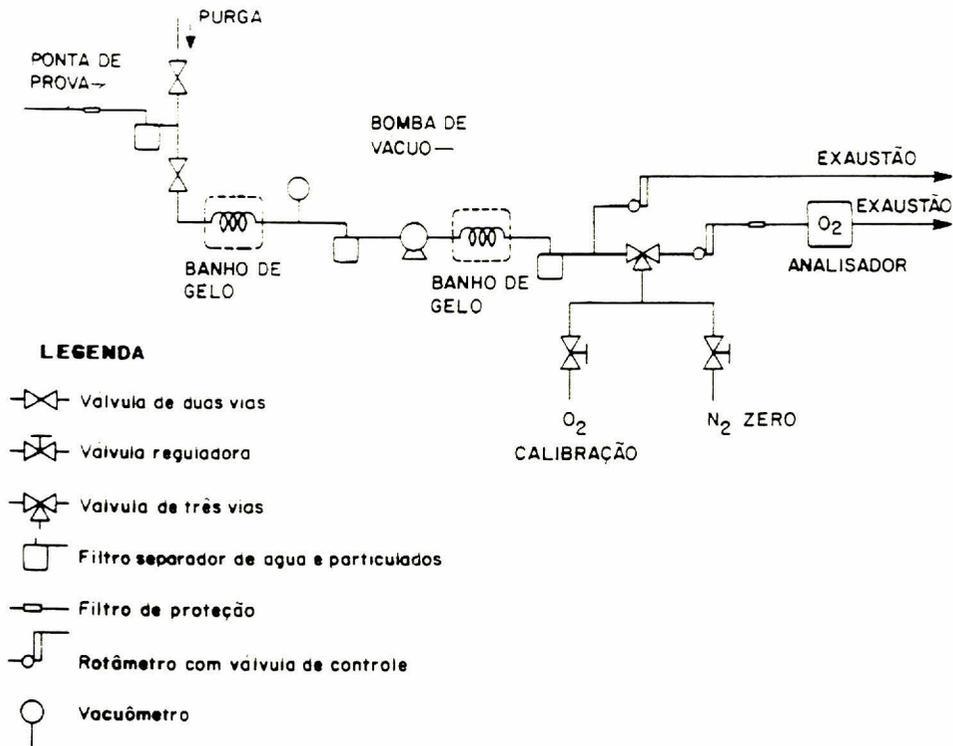


Fig. 2.5 - Linha de amostragem e tratamento de gases.

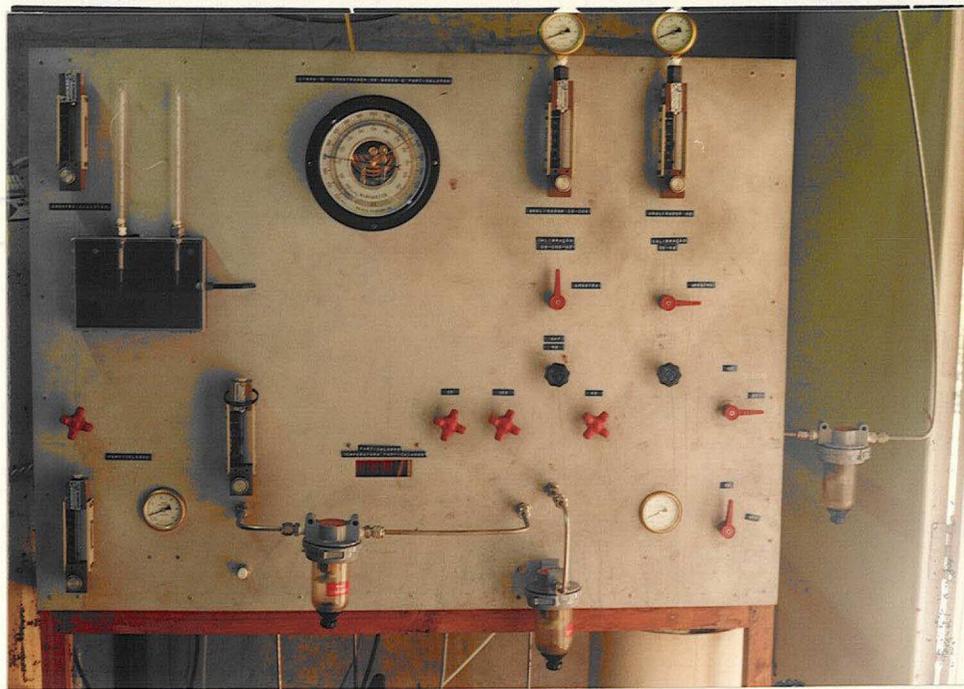


Fig. 2.6 - Painel de controle da linha de amostragem e tratamento de gases.

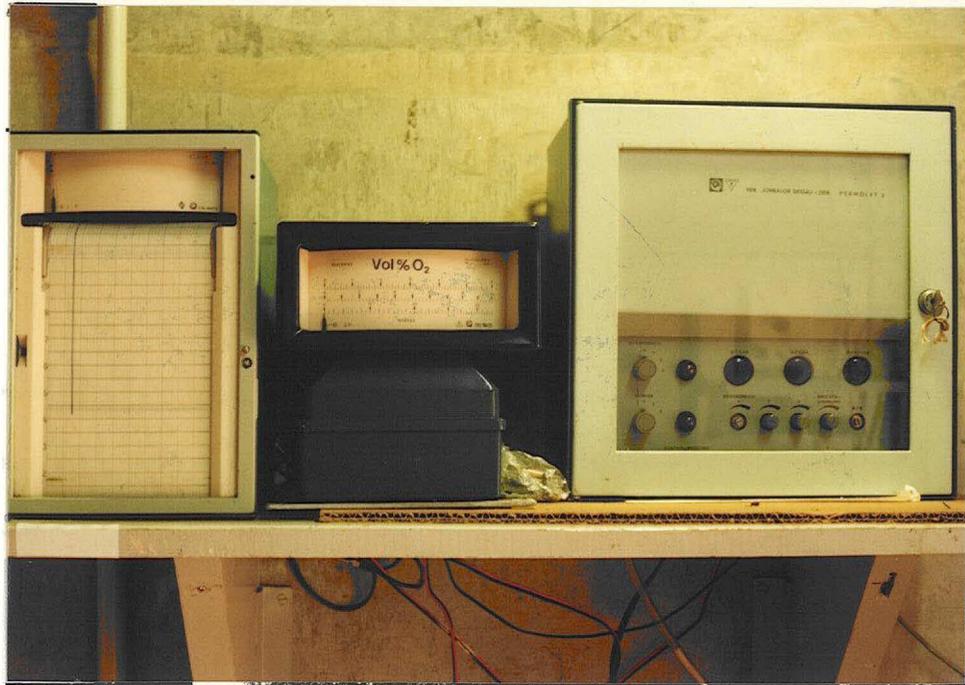


Fig. 2.7 - Analisador de oxigênio.

2.2 - Linhas de alimentação de gás combustível e de ar

Para assegurar boa precisão na medida da vazão, utiliza-se sistema de placas de orifício na linha de ar bem como na linha de combustível, conforme mostrado na Figura 2.8.

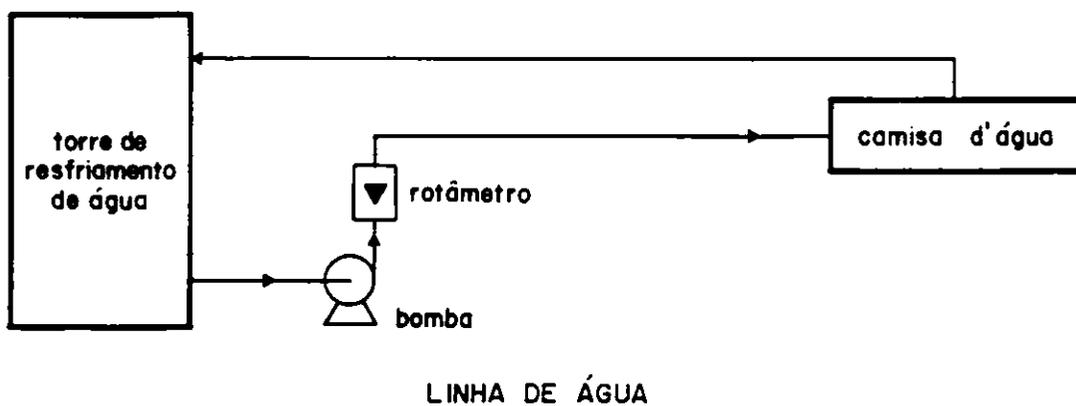
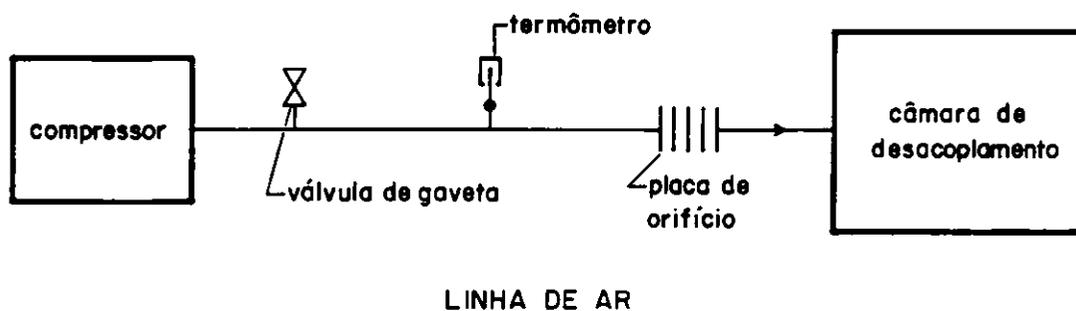
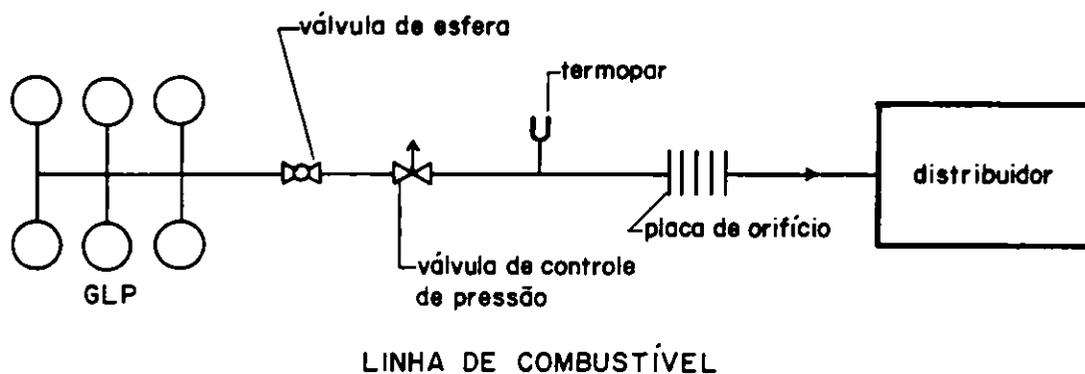


Fig. 2.8 - Linhas de alimentação de combustível, de ar e de água.

Tais sistemas são usados de forma a provocar uma queda de pressão do fluido dentro de tubos, quando escoar através de um orifício. A leitura da queda de pressão é feita através de um manômetro de vidro em forma de U, mostrado na Figura 2.9, cujos ramos são instalados à montante e à jusante da placa de orifício.

A uma determinada distância antes da placa de orifício, instala-se um termopar cuja leitura é feita no sistema de aquisição de dados e outro manômetro em forma de U, em que um dos ramos é aberto para a atmosfera, os quais fornecem a temperatura e a pressão, respectivamente, antes da placa, para possibilitar o cálculo da densidade naquele local.

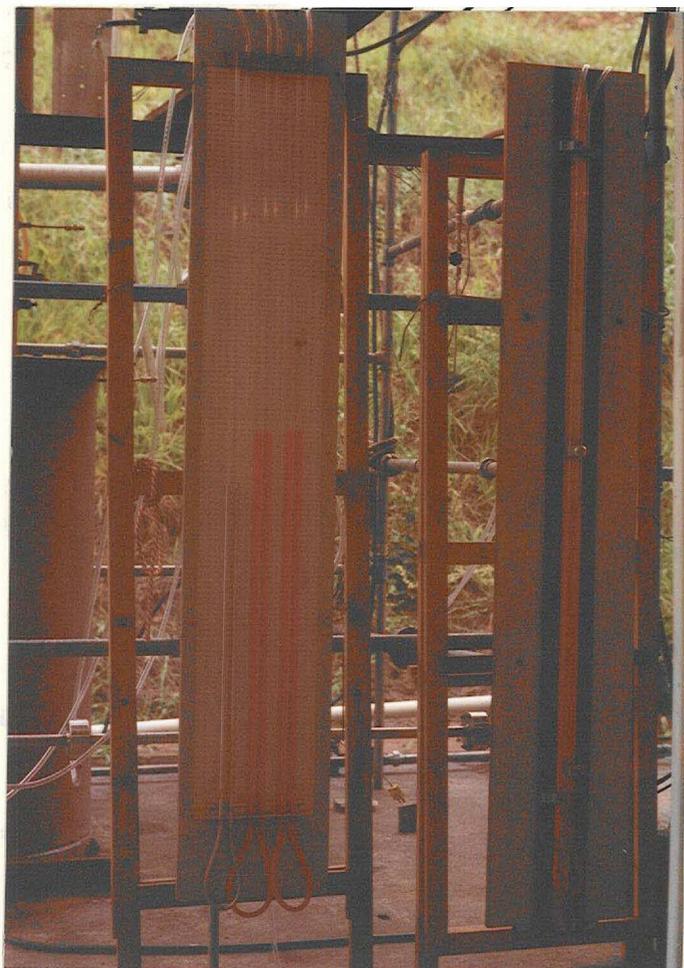


Fig. 2.9 - Medidores de pressão.

Uma vez conhecidas a queda de pressão e a densidade, obtém-se a vazão mássica através da seguinte equação:

$$\dot{m} = K Y S_{\text{orif}} \sqrt{2 \rho_1 (P_1 - P_2)} \quad , \quad (2.1)$$

onde, \dot{m} é a vazão mássica, K o coeficiente de descarga, Y o coeficiente de expansão, S_{orif} a área do orifício, ρ_1 massa específica do gás antes da placa de orifício, e $(P_1 - P_2)$ a queda de pressão através do orifício.

O sistema de medição de vazão usado na linha de alimentação de combustível é o de placas de orifício para tubulações de pequenos diâmetros (inferior a 40 mm) (Delmée, 1982). Este sistema, apresentado na Figura 2.10, consiste de uma tubulação de 19 mm de diâmetro interno e uma placa com orifício de 5,7 mm de diâmetro.

Para este caso, utilizam-se as seguintes relações para o coeficiente de descarga:

$$K = K_0 + B \sqrt{\frac{10^6}{R_D}} \quad , \quad (2.2)$$

$$K_0 = 0,5991 + \frac{0,1118}{D} + \left(0,3155 + \frac{0,4445}{D} \right) \left(\beta^4 + 2\beta^{16} \right) \quad (2.3)$$

e

$$B = \frac{0,0132}{D} - 0,000192 + \left(0,01648 - \frac{0,02946}{D} \right) \left(\beta^4 + 4\beta^{16} \right) \quad , \quad (2.4)$$

onde R_D é o número de Reynolds na seção antes da placa de orifício baseado no diâmetro D , D o diâmetro do tubo em mm, e β a razão do diâmetro do orifício para o do tubo.

O coeficiente de expansão a ser aplicado é dado por:

$$Y = 1 - \left(0,3707 + 0,3184 \beta^4 \right) \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/\gamma} \right]^{0,935}, \quad (2.5)$$

para $P_2/P_1 > 0,75$, onde γ é a razão de calores específicos do gás.

A altura de desnível H , no manômetro, é obtida de :

$$P_1 - P_2 = g \rho_L H, \quad (2.6)$$

onde, ρ_L é a massa específica do líquido manométrico e g aceleração da gravidade.

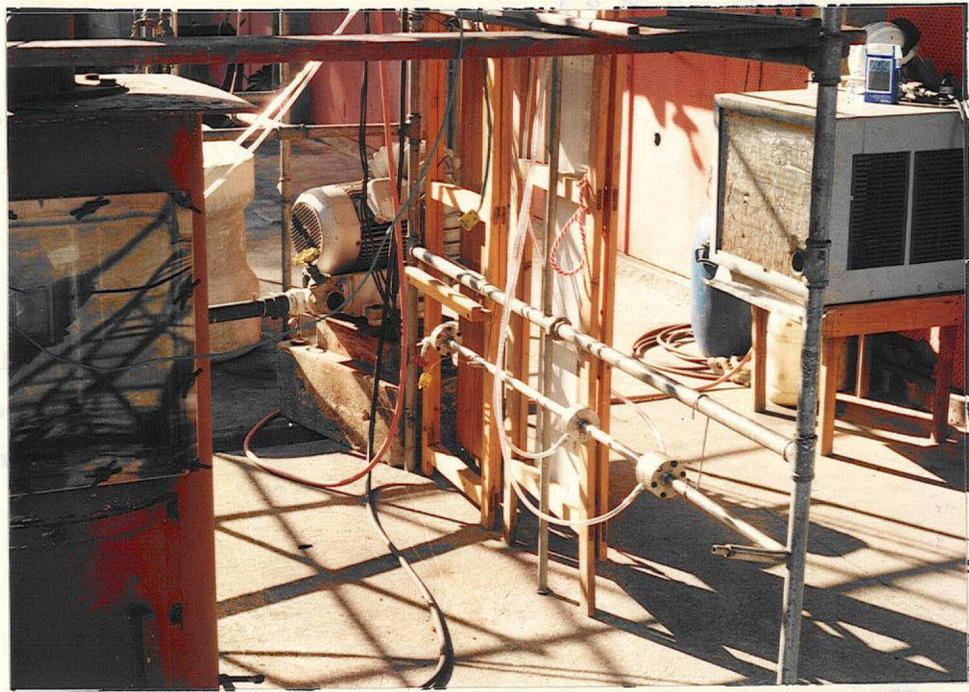


Fig. 2.10 - Sistema de placas de orifício da linha de combustível.

O ar para combustão é suprido por um compressor radial marca Ibram, modelo Cr-8, cuja vazão é controlada por uma válvula de gaveta, através do desvio do fluxo da linha, e a medição da vazão é efetuada por um dispositivo de placa de orifício. Este dispositivo consiste de um tubo de 44,4 mm de diâmetro interno no qual coloca-se uma placa com orifício de 15,54 mm. Para o sistema de placa de

orifícios na linha de ar, as relações usadas são dadas por:

$$K_o = \left(0,6014 - 0,01352 D^{-0,25} \right) + \left(0,376 + 0,07257 D^{-0,25} \right) \times \left(\frac{0,00025}{D^2 \beta^2 + 0,0025 D} + \beta^4 + 1,5 \beta^{16} \right), \quad (2.7)$$

$$B = \left(0,0002 + \frac{0,0011}{D} \right) + \left(0,0038 + \frac{0,0004}{D} \right) \left[\beta^2 + \left(16,5 + 5D \right) \beta^{16} \right] \quad (2.8)$$

e

$$Y = 1 - \left(0,41 + 0,35 \beta^4 \right) \frac{P_1 - P_2}{P_1 \gamma_{ar}}, \quad (2.9)$$

onde γ_{ar} é a razão de calores específicos do ar. A vazão mássica e o coeficiente de descarga são calculados das equações (2.1) e (2.2), respectivamente.

Utilizando-se um programa computacional padrão (Ferreira,1991), o qual relaciona as expressões para o cálculo de placas de orifício para cada linha (com algumas modificações para o da linha de combustível), fêz-se estimativas preliminares a partir das vazões mássicas conhecidas, obtendo valores de β iguais a 0,3 e 0,6 para o combustível e ar, respectivamente, os quais fornecem alturas adequadas para as leituras nos manômetros.

2.3 - Sistema de aquisição de dados

Dois sistemas de aquisição de dados, mostrados na Figura 2.11, estão interligados, sendo o sistema principal um modelo HP 6954 constituído de um computador HP 9000, série 300 e de um multiprogramador com placa de aquisição. Neste trabalho utiliza-se a placa "temperature scanner" e um multímetro digital para a medição da temperatura, pressão (voltagem AC) e porcentagem de O_2 (voltagem DC).

temperatura, pressão (voltagem AC) e porcentagem de O_2 (voltagem DC).

O sistema secundário, cujo modelo é o HP 3421A, é controlado por um computador portátil HP 75C. Neste sistema são feitas as leituras das frequências, as quais são transmitidas para o programa principal no computador HP 9000, através de uma interface.

Os dados são adquiridos, ao longo do teste, de um total de 500 varreduras. Em cada varredura faz-se as leituras de 6 termopares, 4 transdutores de pressão (pressões e frequências acústicas) e uma saída do analisador de O_2 , conforme esquematizado na Figura 2.12. O tempo para uma varredura é 30 segundos. Após cada varredura, todos os dados são impressos em papel. Após o encerramento dos ensaios, os dados obtidos são arquivados no computador principal.

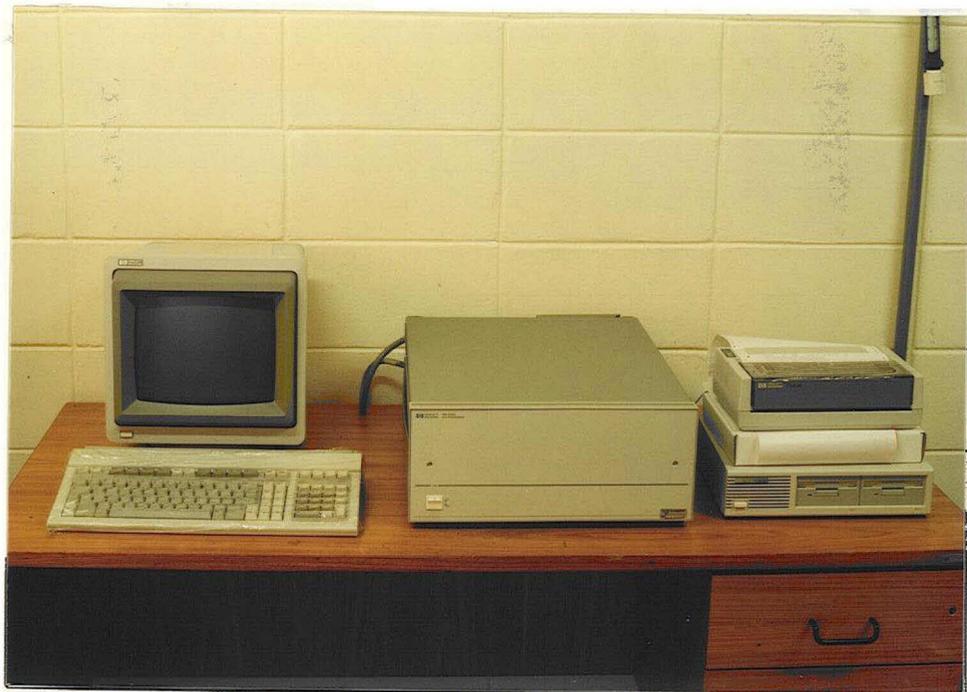


Fig. 2.11 - Sistema de aquisição de dados.

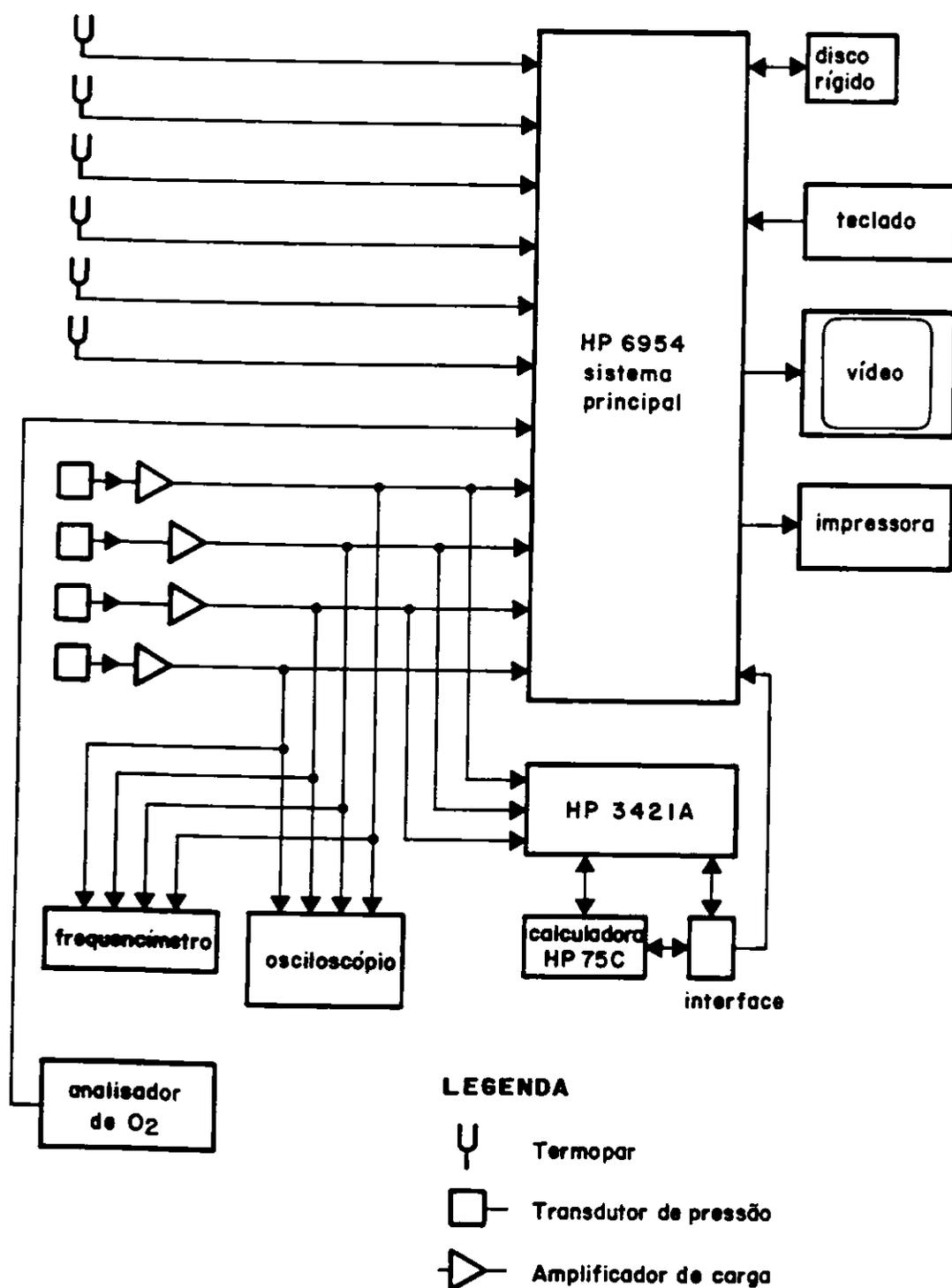


Fig 2.12 - Esquema da montagem da instrumentação.

Durante cada teste, são fornecidos, pelo sistema de aquisição de dados, gráficos de porcentagem de O₂, temperatura da água de saída, amplitude de pressão acústica no centro do tubo e temperatura

dos gases de combustão, todos em relação ao tempo, os quais facilitam o controle e análise do teste em execução. Estes gráficos são apresentados no Apêndice do presente trabalho.

2.4 - Características do combustível

O gás combustível utilizado nos ensaios experimentais é o gás liquefeito de petróleo (GLP) devido ao seu baixo custo. O GLP é constituído de vários hidrocarbonetos e a composição típica apresentada abaixo, usada para a base de cálculo deste trabalho, foi obtida do IBP, 1986.

TABELA 2.1 - COMPOSIÇÃO TÍPICA DE GLP DE REFINARIA,
TIPO PROPANO-BUTANO

COMPONENTES:	% VOL.
Etano	0,03
Propano	14,34
Propeno	30,47
Butano	23,33
Buteno	31,76
Pentano	0,07

FONTE: IBP (1986), p. 27.

Algumas características e propriedades do GLP são relacionadas abaixo:

- peso molecular médio: 50,58;
- poder calorífico inferior: 10.950 Kcal/Kg;
- razão de calores específicos: 1,1214.

2.5 - Procedimento experimental

2.5.1 - Tipos de experimentos

Os ensaios experimentais foram executados, visando, basicamente, o estudo de quatro grupos diferentes de condições de testes, classificados como:

- 1) ensaios sem os tubos do distribuidor;
- 2) ensaios sem a tela metálica;
- 3) ensaios com a tela metálica;
- 4) ensaios com o leito de esferas.

O grupo 1 inclui os experimentos sem a tela metálica, como também aqueles com a tela metálica e esferas de argila expandida colocadas sobre a tela no decorrer da queima. O distribuidor de gás, situado a aproximadamente 70 cm acima da base do tubo, foi usado na versão de número de tubos igual a zero.

Para o grupo 2 usou-se o distribuidor constituído de 12 tubos, ou seja, com o número máximo de tubos. Nos testes, efetuaram-se variações das vazões de ar, de combustível e da água de refrigeração, mantendo-se constante a porcentagem de O_2 dos gases de exaustão.

Ainda, com o distribuidor nesta mesma versão, realizou-se um teste com variação da vazão de ar e da porcentagem de O_2 mantendo-se constantes a vazão do gás combustível e da água de refrigeração.

A versão do distribuidor constituído de 6 tubos também foi usada. Para este caso, a vazão de gás permaneceu inalterada, contudo, apenas a vazão do ar oxidante foi variada.

Nos ensaios do grupo 3 utilizou-se a grade metálica juntamente com o distribuidor de gás. Em alguns experimentos, efetuaram-se variações das vazões de ar, combustível e água, mantendo-se constante a porcentagem do gás oxigênio dos produtos de

combustão. Em outros experimentos, mantiveram-se inalteradas as vazões do combustível e da água de refrigeração, variando-se apenas a quantidade de ar.

Nos ensaios do grupo 4, esferas de argila foram colocadas sobre a grade metálica. Nos primeiros ensaios foram utilizadas esferas de cerâmica, porém, posteriormente, estas foram substituídas por esferas de argila expandida visando uma melhor simulação dos combustíveis sólidos. Em todos os ensaios, dois casos foram analisados, a saber: variações das vazões de combustível, de ar e de água, mantendo-se constante a porcentagem de O_2 dos produtos de combustão e variação apenas da vazão de ar, permanecendo invariáveis as vazões do gás combustível e da água.

Para o primeiro caso, foram executados testes com uma a três camadas de esferas, sendo que em alguns experimentos as camadas foram colocadas no decorrer da queima e em outros estas foram colocadas antes da ignição.

2.5.2 - Ignição

A ignição era efetuada facilmente, usando-se uma pequena tocha a qual era previamente embebida em álcool. Imediatamente após a introdução da tocha acesa, através de uma das janelas do combustor, para dentro deste, no qual escoava ar, abria-se a válvula do gás combustível. Logo em seguida a janela era fechada.



CAPÍTULO 3

RESULTADOS E DISCUSSÃO

No presente capítulo serão apresentados e discutidos os resultados obtidos dos vários ensaios executados, os quais foram distribuídos nos quatro grupos apresentados no capítulo anterior.

Os ensaios destes grupos foram classificados em testes realizados com a razão ar/combustível normalizada, α , constante ou variável. A razão ar/combustível normalizada é a razão $(\dot{m}_{AR}/\dot{m}_C)/(\dot{m}_{AR}/\dot{m}_C)_{ESTEQ.}$, onde \dot{m}_{AR} é a vazão mássica de ar, \dot{m}_C é a vazão mássica de combustível e $(\dot{m}_{AR}/\dot{m}_C)_{ESTEQ.}$ é a razão ar/combustível estequiométrica.

Os resultados são apresentados através dos gráficos que mostram a variação dos seguintes parâmetros: amplitudes de pressão acústicas, temperatura dos gases de combustão, temperatura e vazão da água de refrigeração, porcentagem de oxigênio dos produtos de combustão, frequência acústica e vazão de ar. No caso de α constante, a variação dos parâmetros citados é avaliada em função da vazão do gás combustível, e no caso de α variável tais parâmetros são analisados em função do próprio α .

Nos testes realizados com a razão ar/combustível normalizada constante, operou-se com variação tanto da vazão de combustível como de ar, de forma a manter tal razão em torno de 1,10. Conseqüentemente as alterações destas vazões determinaram a variação da vazão da água de refrigeração de 8 l/min (133,3 g/s) até 16 l/min (266,67 g/s), de maneira a não permitir que a água na jaqueta atingisse a sua temperatura de ebulição.

Nos testes em que a razão ar/combustível normalizada não foi mantida constante, operou-se com vazão constante de combustível em torno de 1,20 g/s, incrementando-se a vazão de ar. Para esta vazão de combustível, a vazão requerida da água de refrigeração foi de 8 l/min

(133,3 g/s) e, assim, operou-se com o menor valor da vazão de combustível a fim de assegurar longos períodos de testes, os quais não ocorreria caso fossem utilizadas altas vazões. Operações em altas vazões foram evitadas para não permitir a ocorrência de congelamento do gás na tubulação.

3.1 - ENSAIOS SEM OS TUBOS DO DISTRIBUIDOR

O primeiro conjunto de testes foi realizado sem os tubos do distribuidor, em configurações sem e com a tela para suporte das camadas de esferas de argila. No segundo caso, os ensaios foram realizados com 0, 1 e 2 camadas de esferas que eram jogadas pela extremidade superior do tubo.

Com o bico injetor sem os tubos, não houve oscilações acústicas em momento algum, sem e com a tela, por mais que se variasse a razão ar/combustível e a vazão de gás. Com esta configuração, a chama estava concentrada ao longo do eixo do tubo, tendo maior comprimento que as chamas divididas para a mesma vazão de gás. Com a distribuição de calor em uma região mais longa do tubo, é indicativo que o calor disponível em região determinada pelo critério de Rayleigh (na metade inferior do tubo) não era suficiente para excitação e manutenção das oscilações.

Oscilações acústicas ocorreram em todos os ensaios com as camadas de esferas de argila, conforme mostrado na Tabela 3.1. Os subscritos da pressão acústica denotam a posição da tomada de pressão, sendo 1 a 150 mm da base do tubo, 2 a 580 mm, 3 a 1600 mm (seção média) e 4 a 800 mm. Em todos os testes, a vazão de GLP foi mantida em torno de 1,18 a 1,19 g/s, variando-se a vazão de ar.

Como se pode observar dos resultados apresentados na Tabela 3.1, para uma camada de esferas não há informação conclusiva com relação à tendência da pressão acústica conforme a razão ar/combustível aumenta. No entanto, com a colocação da segunda camada, a amplitude de pressão diminui devido à maior perda de carga provocada por um leito

mais espesso. Pode-se concluir que o obstáculo é necessário para gerar as perturbações que serão amplificadas pelo calor liberado pelo processo de combustão. No entanto, a espessura e a granulometria das partículas do obstáculo são fatores de amortecimento e, certamente, existirá uma dimensão ótima para cada tipo de leito e condição de operação do combustor pulsante. Todos os valores medidos da pressão acústica foram bem menores que os valores correspondentes aos testes conduzidos com os tubos do distribuidor, conforme será visto nos itens subsequentes.

Também estão apresentadas na Tabela 3.1 as concentrações médias de oxigênio nos produtos de combustão, as frequências das oscilações e as diferenças entre as temperaturas de entrada e saída da água de refrigeração e sua vazão. Os teores de oxigênio indicam coerência com os excessos de ar pré-estabelecidos pelas vazões de ar e de GLP. As frequências estiveram todas na faixa 69 a 72 Hz. aproximadamente as mesmas observadas quando das queimas de carvão vegetal, casca de dendê e turfa peletizada no mesmo combustor. As diferenças entre as temperaturas de entrada e saída da água, cuja vazão foi mantida em 8 litros/minuto (133,3 g/s), estiveram na faixa 42 a 56°C.

TABELA 3.1 - ENSAIOS SEM OS TUBOS DO DISTRIBUIDOR

No. de camadas	α	\dot{m}_{GLP} g/s	\dot{m}_{AR} g/s	ΔT_{H_2O} °C	P' ₁ mBar	P' ₂ mBar	P' ₃ mBar	P' ₄ mBar	% O ₂	FREQÜÊNCIA Hz	VAZÃO DE H ₂ O l/min.
0	1,07	1,19	19,10	51	Ausência de oscilação				1,4	—	8
1	1,07	1,18	19,05	56	3,2	9,2	9,8	9,4	1,8	69	8
1	1,29	1,18	22,88	54	2,4	5,5	7,4	6,5	5,3	69	8
1	1,42	1,18	25,30	51	3,4	7,1	9,7	8,5	6,6	69	8
1	1,59	1,18	28,23	50	2,5	8,1	8,8	9,0	8,6	70	8
2	1,58	1,18	28,15	42	0,9	2,4	4,1	3,0	8,4	72	8

3.2 - ENSAIOS SEM A TELA METÁLICA

3.2.1 - DISTRIBUIDOR COM 12 TUBOS E α CONSTANTE

Para esta situação observa-se que as amplitudes de pressão acústica crescem com o aumento da vazão de combustível até \dot{m}_c aproximadamente 2,2 g/s, após a qual observa-se pouco crescimento das amplitudes, sugerindo assim uma estabilização dos valores das mesmas, como mostrado na Figura 3.1. Esta estabilização provavelmente se deve ao fato da chama estar ocupando toda a extensão do tubo, para o caso de altas vazões de ar e combustível. Esta observação concorda com o princípio de Bosscha e Riess que afirma que um aquecimento na metade superior do tubo de Rijke implica em amortecimento das oscilações acústicas. A amplitude máxima obtida, no centro do combustor, foi aproximadamente 30 mBar. As frequências das oscilações variaram entre 67 e 74 Hz.

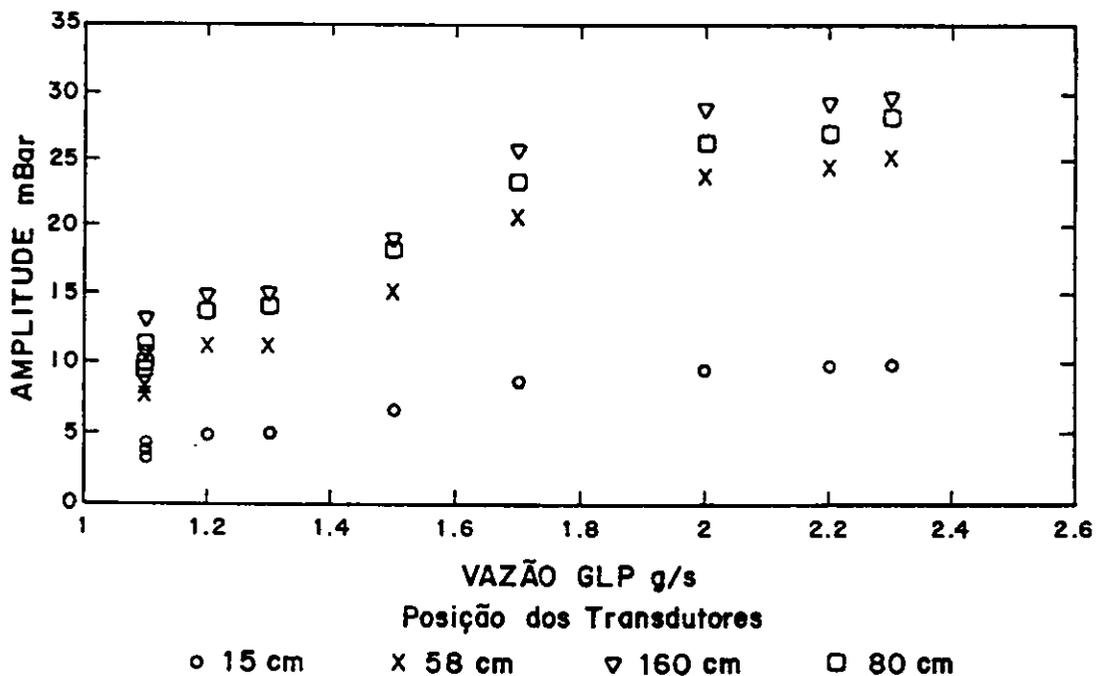


Fig. 3.1 - Variação das amplitudes de pressão acústica com a vazão de GLP. Ensaio sem tela, com 12 tubos e α constante.

Na Figura 3.2, observa-se que a temperatura dos gases de combustão cresce com o aumento das vazões de combustível. Nota-se que a diferença de temperaturas entre a saída e o centro do tubo diminui com o aumento da vazão de combustível, conforme esperado.

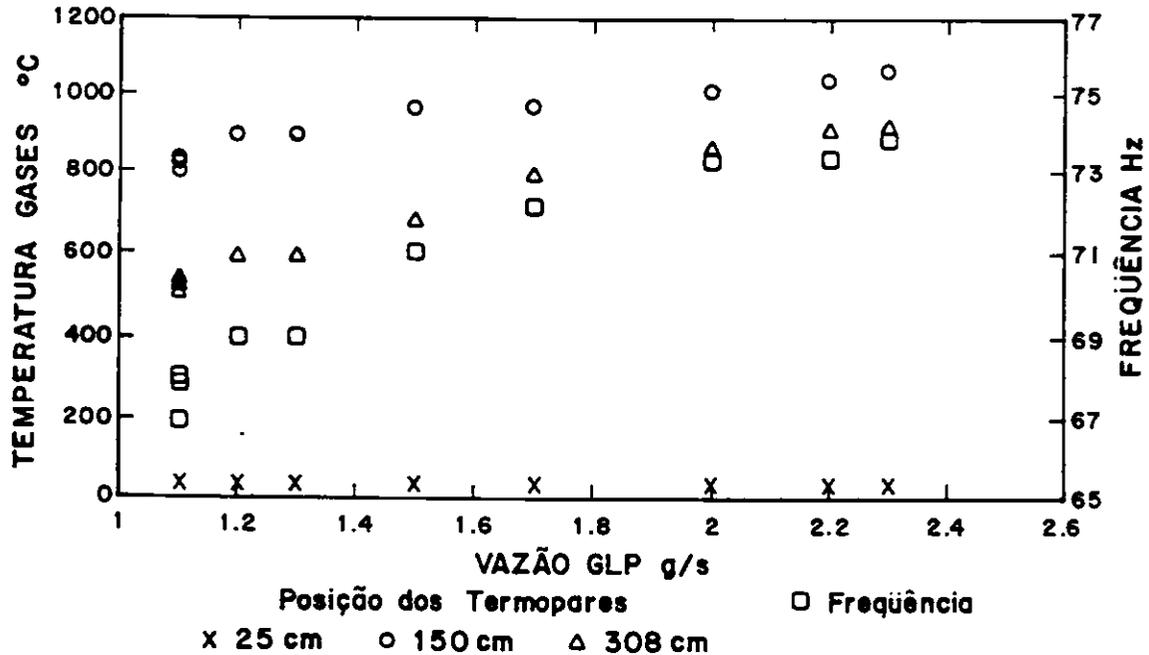


Fig. 3.2 - Variação das temperaturas dos gases e da frequência com a vazão de GLP. Ensaio sem tela, com 12 tubos e α constante.

A temperatura na saída da água de refrigeração pouco variou, conforme mostra a Figura 3.3 permanecendo em torno de 80°C. Consequentemente, a variação de temperatura entre a saída e entrada da água permaneceu em média em 57°C.

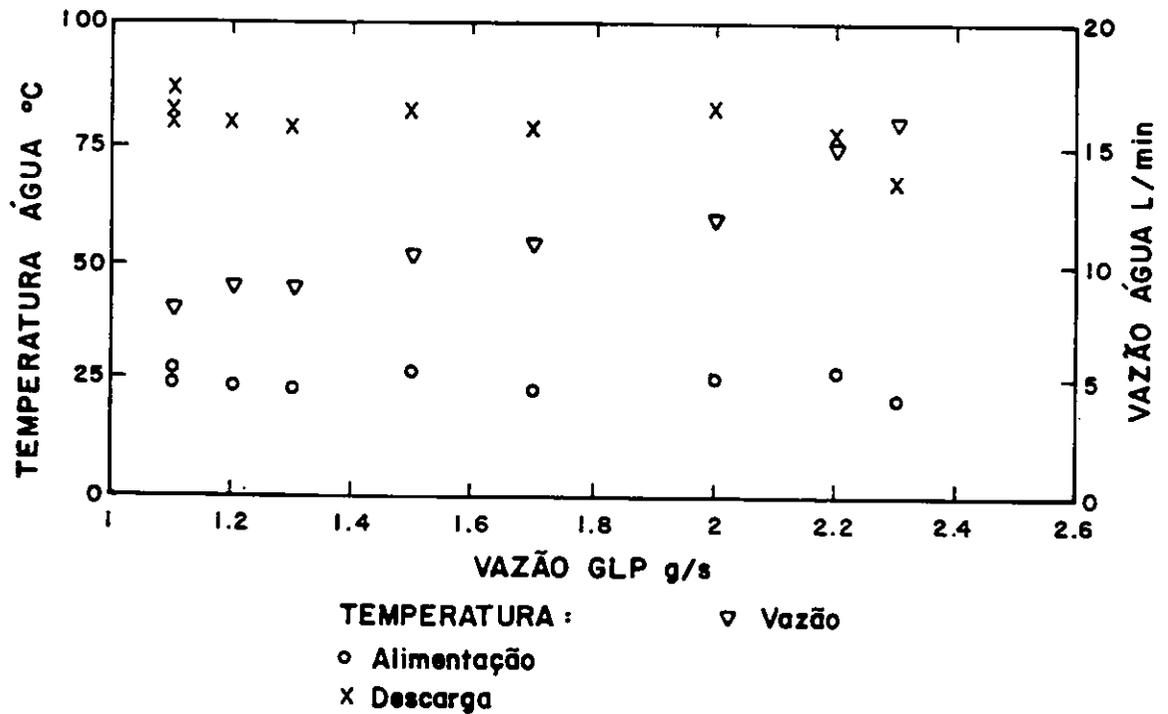


Fig. 3.3 - Variação das temperaturas e da vazão da água de refrigeração com a vazão de GLP. Ensaio sem tela, com 12 tubos e α constante.

A porcentagem média de oxigênio nos gases de combustão, de acordo com a Figura 3.4, foi mantida entre 0,2 e 2 % , na maior parte das vezes entre 0,5 e 1,5 %.

Nos experimentos realizados, observou-se que as queimas, apesar da presença das oscilações, eram bastante enfumaçadas e somente após o aumento do excesso de ar a fumaça era eliminada e as amplitudes de pressão acústicas incrementadas. Notou-se que, em um dos testes, ao ignitar-se em baixas vazões de ar e combustível, o regime oscilatório era impossível de ser atingido. Somente após o aumento destas vazões as pulsações se iniciaram. Em outro teste, apesar da ignição ocorrer com altas vazões de ar e combustível, as oscilações iniciais apresentaram baixas amplitudes de pressão, sendo amplificadas somente após a injeção de ar comprimido no orifício destinado a um dos transdutores de pressão. Este fato indica que quaisquer perturbações são capazes de alterar os níveis de amplitudes de pressão.

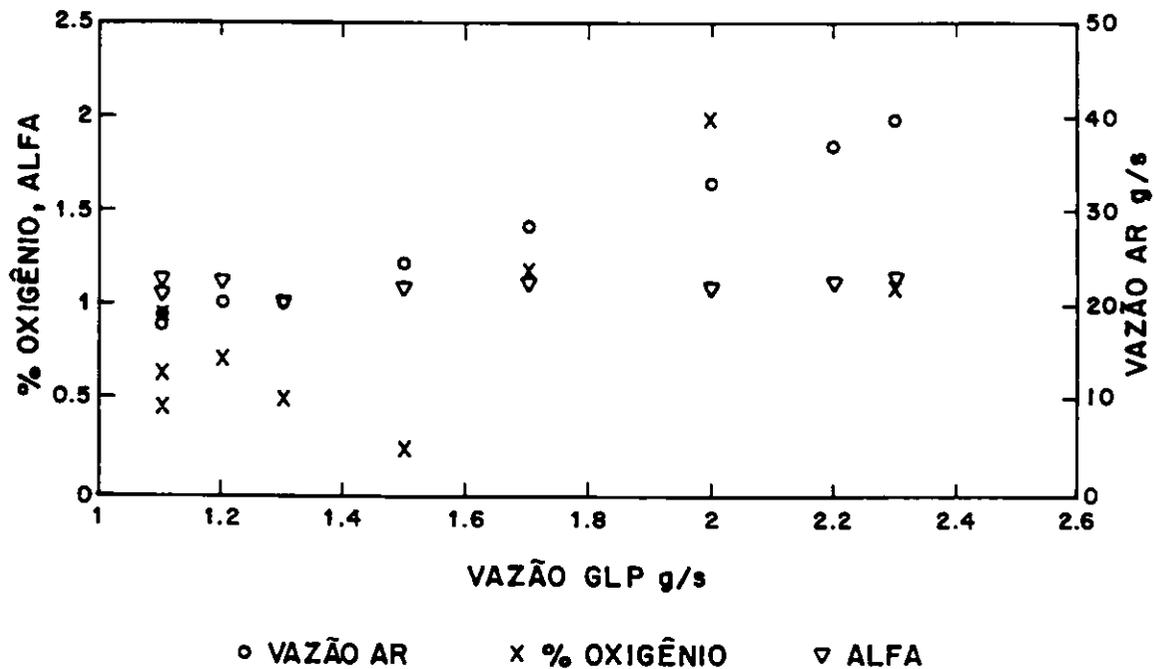


Fig. 3.4 - Variação do teor de oxigênio dos produtos de combustão e da vazão de ar com a vazão de GLP. Ensaio sem tela, com 12 tubos e α constante.

3.2.2 - DISTRIBUIDOR COM 12 TUBOS E α VARIÁVEL

Para os testes executados nestas condições, sendo a vazão de GLP mantida em torno de 1,2 g/s, observa-se que, conforme o gráfico da Figura 3.5, as amplitudes de pressão acústica crescem à medida que a razão ar/combustível normalizada é aumentada. Este crescimento da amplitude de pressão se deve ao aumento da velocidade dos gases no tubo, caso similar ao de uma flauta. A combustão, porém, é necessária para gerar as perturbações e assim manter as oscilações acústicas. No centro do combustor, a máxima amplitude de pressão obtida foi 27,2 mbar correspondendo ao valor de α igual a 1,91.

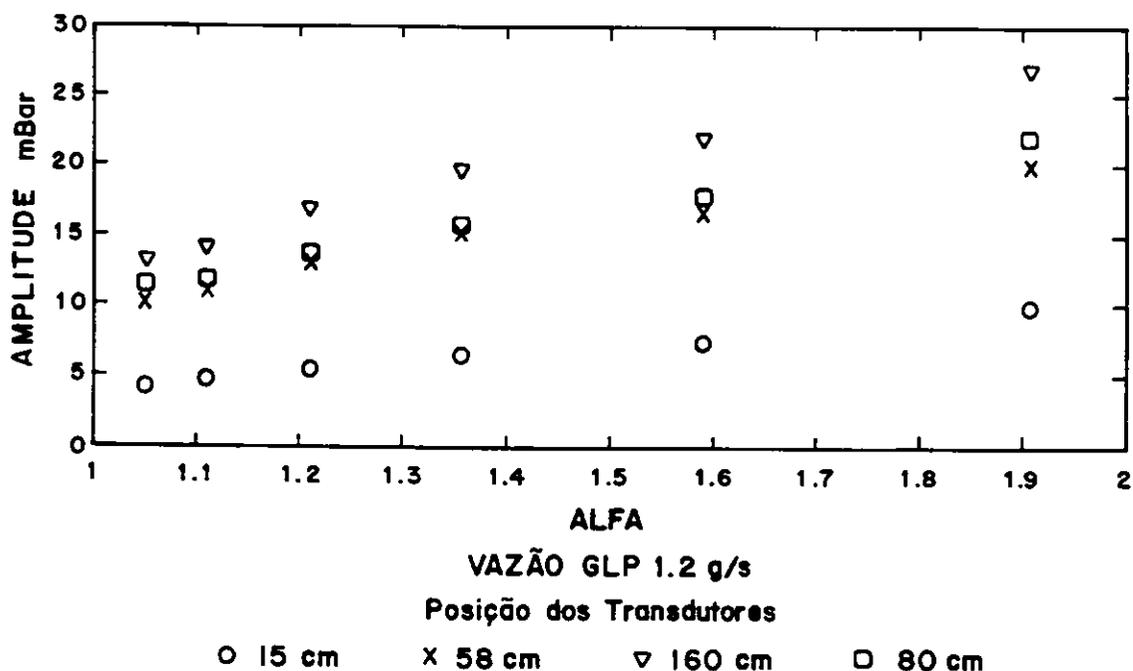


Fig. 3.5 - Variação das amplitudes de pressão acústica com α . Ensaios sem tela, com 12 tubos e α variável.

Na Figura 3.6 são apresentadas as temperaturas dos gases de combustão na seção média e na saída do combustor. Na seção média do tubo, a temperatura dos gases aumenta de 777°C até 830°C , que é a temperatura máxima atingida, quando α aumenta de 1,05 a 1,21. Isto se justifica face ao aumento da eficiência de combustão e a variações do comprimento de chama conforme α aumenta. Posteriormente a temperatura naquele local experimenta um leve declínio à medida que a vazão de ar cresce, fato explicado pela maior disponibilidade de oxidante.

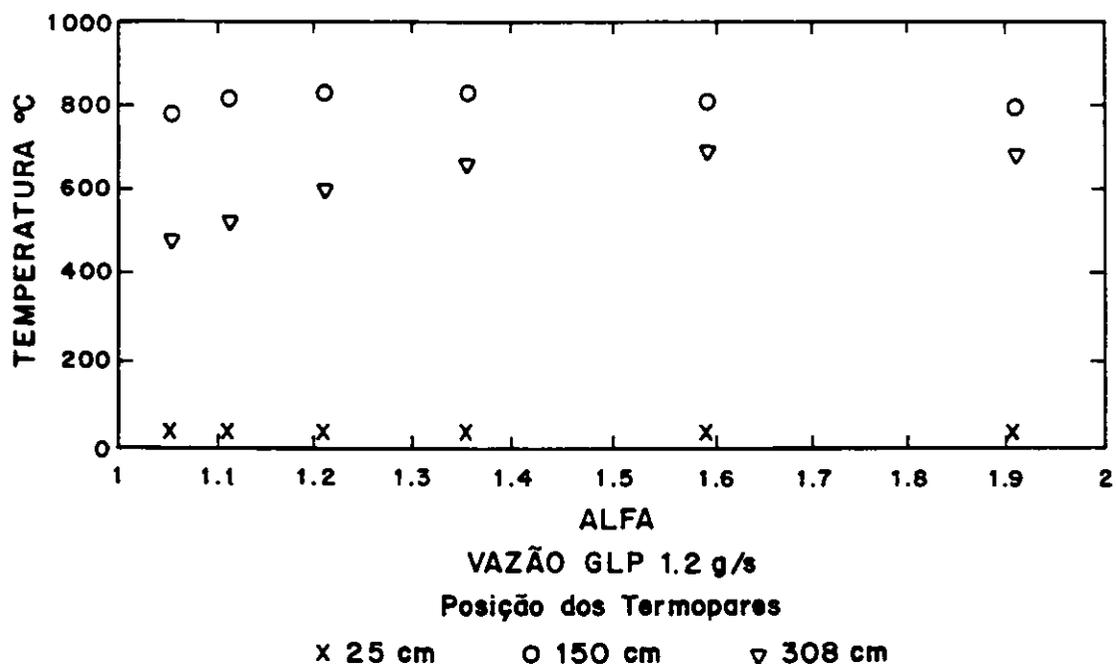


Fig. 3.6 - Variação das temperaturas dos gases com α . Ensaio sem tela, com 12 tubos e α variável.

Quanto à temperatura dos gases na saída do tubo, inicialmente há uma forte elevação de 474 até 656°C à medida que α aumenta de 1,05 até 1,36. Esta elevação íngreme da temperatura é justificada pelo fato de que o aumento da vazão de ar tende a elevar a eficiência de combustão, assim liberando mais calor. Posteriormente, a elevação desta temperatura segue uma tendência mais suave e estável com o aumento do excesso de oxidante. Apesar do maior excesso de ar, que tenderia a diminuir a temperatura dos gases na saída do tubo após a eficiência de combustão atingir um valor limite, as taxas de transferência de calor para a parede diminuem em vista da diluição.

As temperaturas da água de refrigeração são mostradas na Figura 3.7. As diferenças entre as temperaturas de entrada e saída da água diminuíram à medida que se aumentou a vazão de ar, de 63°C até 44°C.

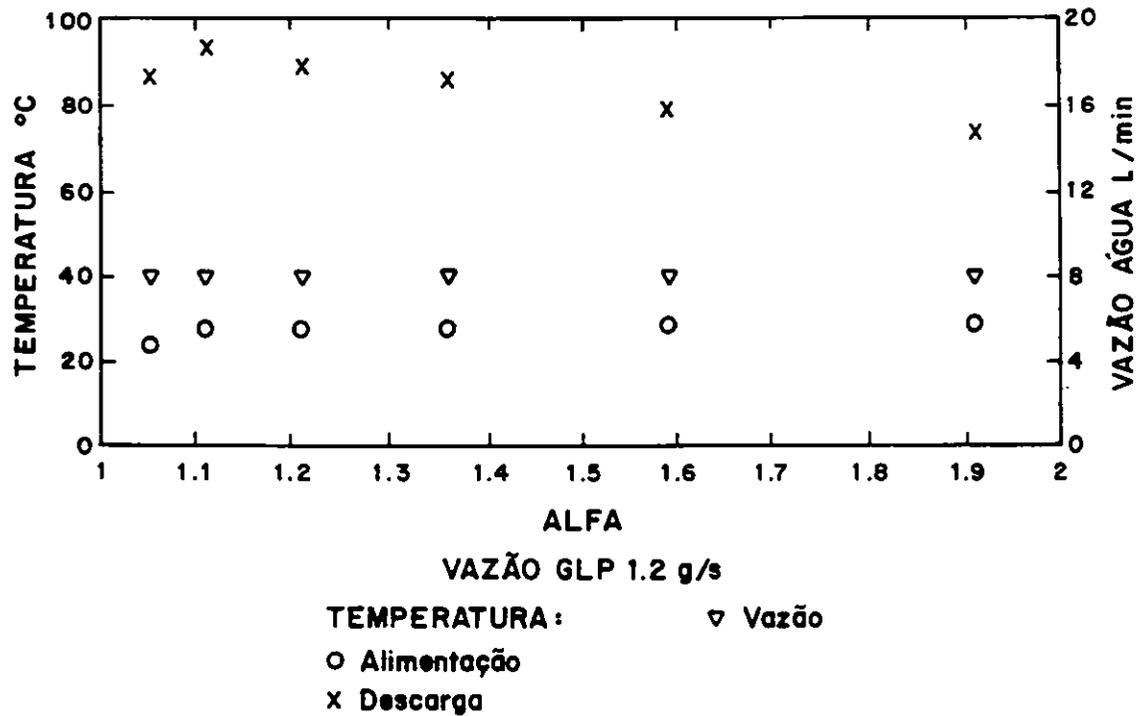


Fig. 3.7 - Variação das temperaturas e da vazão da água de refrigeração com α . Ensaio sem tela, com 12 tubos e α variável.

A porcentagem de O_2 nos produtos de combustão variou de 0,3 a 9,7 %, conforme mostrado na Figura 3.8. Esta figura também mostra que as frequências aumentaram de 67 Hz a 72 Hz conforme α foi aumentado.

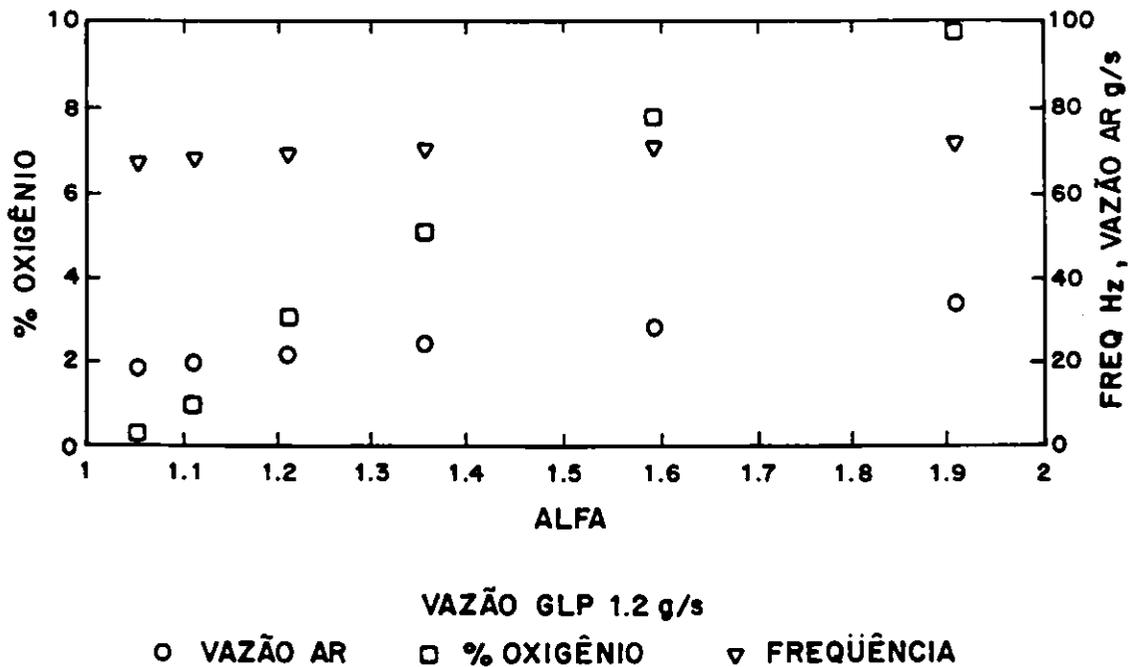


Fig. 3.8 - Variação do teor de oxigênio dos produtos de combustão, da freqüência e da vazão de ar com α . Ensaio sem tela, com 12 tubos e α variável.

A ignição nestes testes foi efetuada em regime de baixas vazões de ar e as oscilações iniciaram-se imediatamente após a ignição. No entanto, a queima se apresentava enfumaçada. Com o aumento do excesso de ar, a fumaça foi eliminada.

Para observação do efeito da variação da vazão de água sobre a amplitude de pressão acústica, elevou-se somente a vazão de água de 8 l/min (133,3 g/s) para 23 l/min (383,3 g/s). Verificou-se que com este procedimento o valor da amplitude de pressão, acima do distribuidor apresentou oscilações, conforme apresentado no apêndice A, Figura A.1 (no intervalo de 196 minutos a 213 minutos de teste), apesar de permanecerem os mesmos níveis de pressão. Porém com o retorno, após alguns minutos, para a vazão de água igual a 8 l/min (133,3 g/s), o valor da amplitude de pressão tornou-se mais estável.

3.2.3 - DISTRIBUIDOR COM 6 TUBOS E α VARIÁVEL

Os primeiros resultados para o distribuidor de 6 tubos são apresentados na Figura 3.9, de onde se observa que as amplitudes de pressão acústica na seção média do tubo aumentam com o aumento de α até aproximadamente α igual a 1,34, correspondente à máxima amplitude, no centro do tubo, igual a 29,7 mBar. Posteriormente, à medida que se aumentou a vazão de ar, as amplitudes decresceram em todas as posições, tendendo a valores constantes para α superior a 1,7. Este resultado difere daquele anteriormente apresentado para 12 tubos (Figura 3.5) em dois aspectos: a) um máximo de amplitude é atingido para α em torno de 1,3 e b) as amplitudes são maiores. As razões para estas diferenças provavelmente estão relacionadas com as configurações de chama e com a perdas de carga através do queimador para os dois casos.

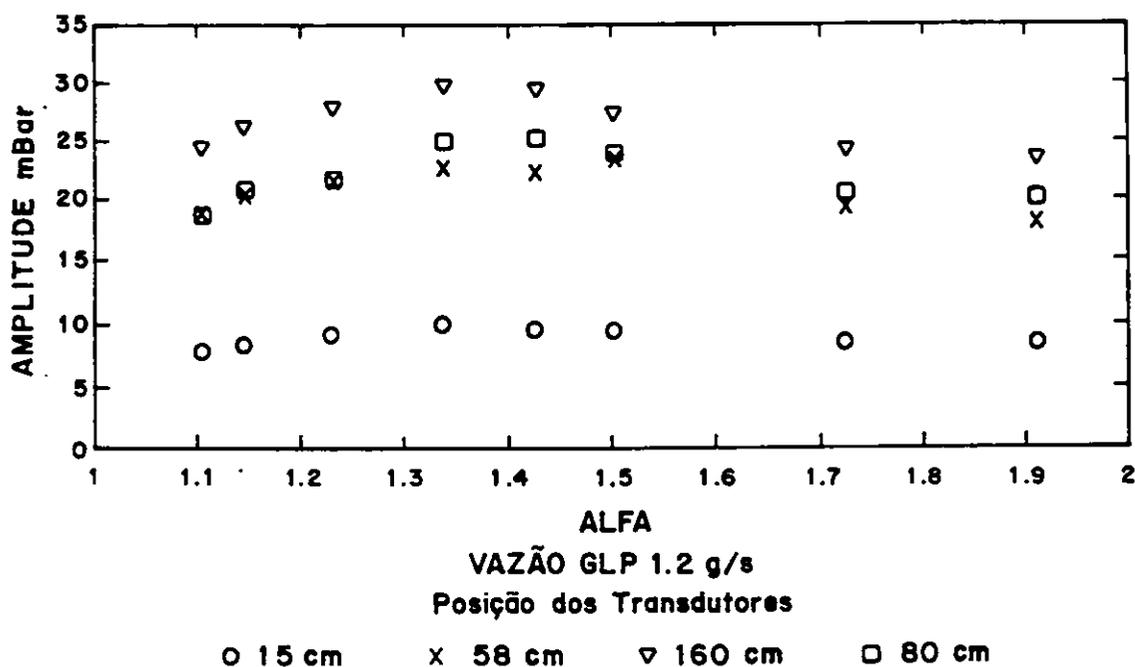


Fig. 3.9 - Variação das amplitudes de pressão acústica com α . Ensaio sem tela, com 6 tubos e α variável.

Com relação à temperatura dos gases de combustão, observa-se na Figura 3.10 que a temperatura no centro do combustor manteve-se praticamente constante em 850°C com o aumento da razão

ar/combustível normalizada até esta razão assumir o valor 1,43, e, em seguida, diminuiu lentamente. Todavia a temperatura medida na saída do combustor, elevou-se até a razão ar/combustível normalizada assumir o valor 1,43 correspondendo à temperatura dos gases no centro igual a 657°C. Esta temperatura não se alterou, mesmo com os aumentos posteriores da razão ar/combustível normalizada. Uma comparação com os dados para 12 tubos (Figura 3.6) mostra que não houve alterações substanciais entre as temperaturas dos gases obtidas para as duas configurações do queimador.

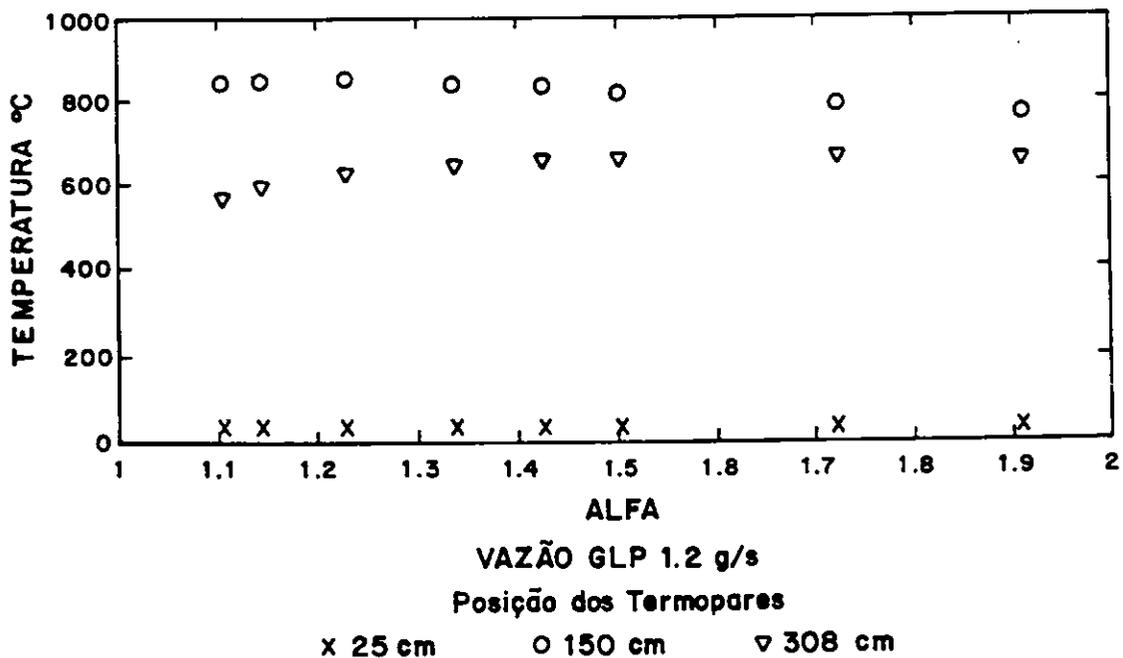


Fig. 3.10 - Variação das temperaturas dos gases com α . Ensaio sem tela, com 6 tubos e α variável.

As diferenças entre as temperaturas de saída e de entrada da água de refrigeração, apresentadas na Figura 3.11, diminuíram com o aumento da razão ar/combustível normalizada de 65 a 47°C. A eficiência térmica da jaqueta de água, ou sua capacidade de extrair calor do escoamento de gás, diminuiu conforme a vazão de gás aumenta para uma mesma taxa de combustão de GLP. Isto é esperado porque parte do calor é usada para esquentar a maior quantidade de nitrogênio e o excesso de oxigênio que não reage com o combustível. Estas diferenças de

temperatura também são praticamente as mesmas observadas para os testes com 12 tubos (Figura 3.7), para os quais a vazão de água também foi de 8 l/min (133,3 g/s), indicando que uma mesma taxa de calor é transferida para a água de refrigeração em ambos os casos. Assim, não se pode inferir que as diferenças em amplitudes de pressão observadas para queimadores com distribuidor de 6 e 12 tubos têm alguma relação com a taxa global de transferência de calor para a água. O mesmo não se pode dizer com relação às distribuições longitudinais da taxa de transferência de calor, que certamente serão diferentes para os dois casos aqui discutidos.

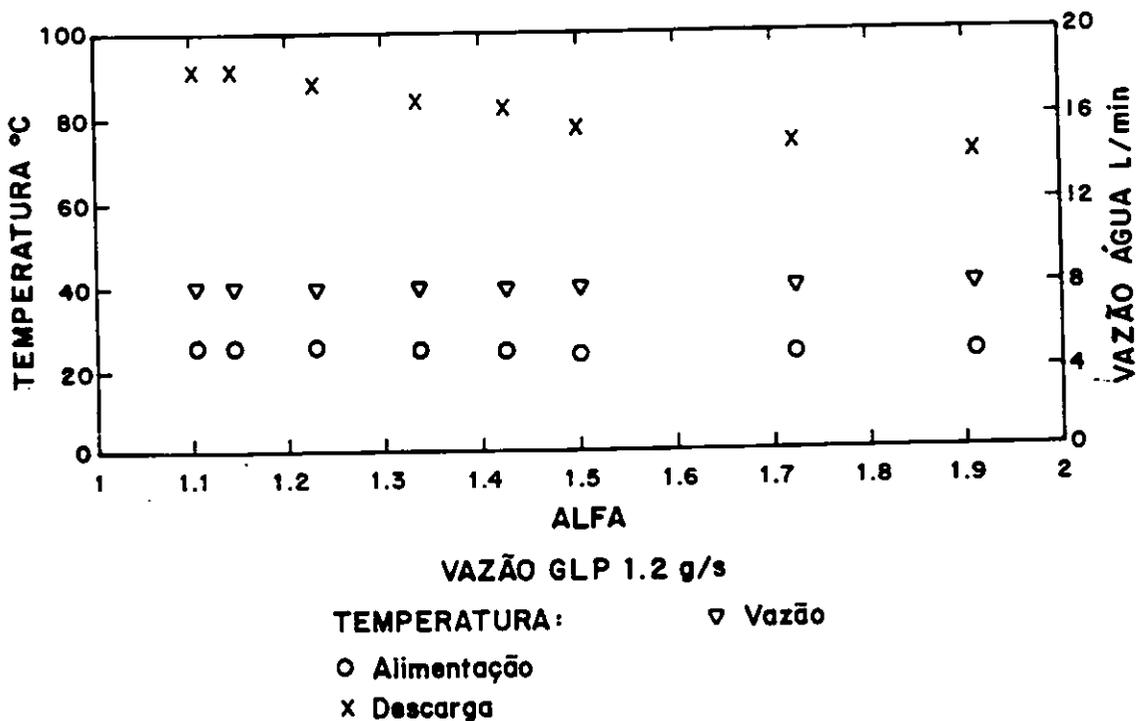


Fig. 3.11 - Variação das temperaturas e da vazão da água de refrigeração com α . Ensaio sem tela, com 6 tubos e α variável.

A eficiência térmica obtida com o uso da jaqueta pode ser calculada por

$$\eta_T = \frac{\dot{m}_{\text{água}} c_{\text{água}} \Delta T}{\dot{m}_c \Delta H_c}, \quad (3.1)$$

onde $\dot{m}_{\text{água}}$ e \dot{m}_c são as vazões de água e combustível, respectivamente, $c_{\text{água}}$ é o calor específico da água (1 cal/g °C), ΔT a diferença de temperatura e ΔH_c o poder calorífico do GLP. Sendo ΔH_c da ordem de 10950 cal/g (IBP, 1986), para uma vazão de GLP de 1,2 g/s e uma vazão de água de refrigeração de 8 Kg/min (133,3 g/s), a eficiência térmica fica

$$\eta_T = \frac{133,3\Delta T}{1,2 \times 10950} = 10,14 \times 10^{-3} \Delta T. \quad (3.2)$$

Vemos, assim, que a eficiência térmica neste caso varia de 48 % a 66 %.

Durante os experimentos, a vazão de ar foi aumentada de forma a aumentar a porcentagem de oxigênio nos produtos de combustão de 0,3 a 9,7 % correspondentes à variação da razão ar/combustível de 1,10 a 1,91, conforme se pode observar na Figura 3.12. Nesta mesma figura, observa-se que a frequência das oscilações acústicas manteve-se constante em 69 Hz, muito embora a vazão de ar fosse aumentada.

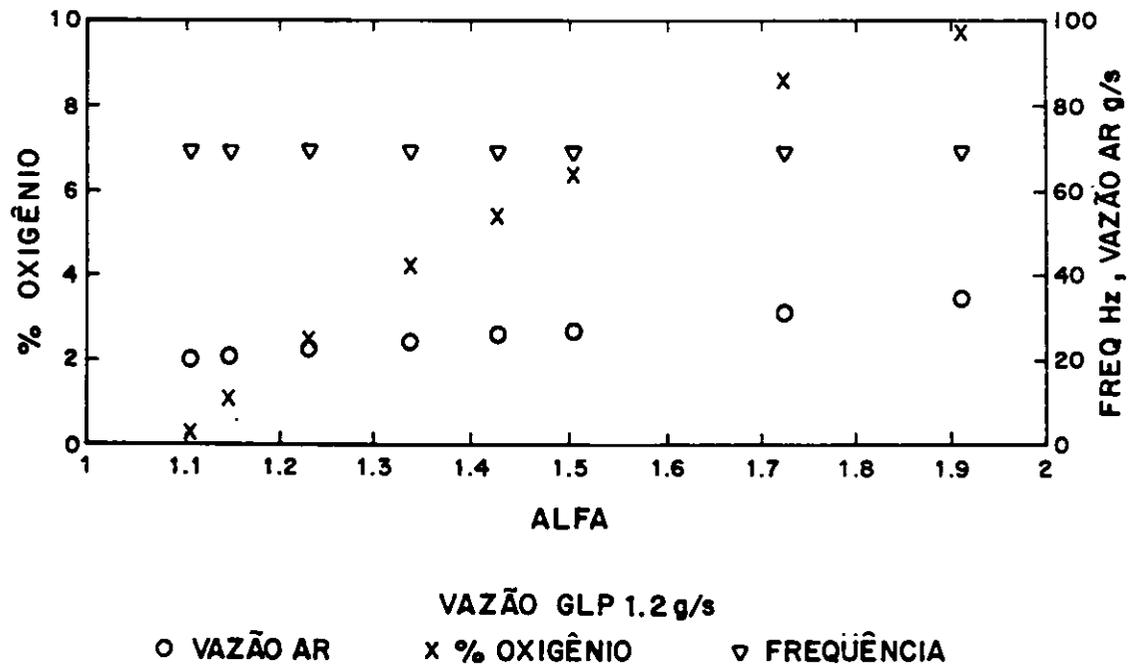


Fig. 3.12 - Variação do teor de oxigênio dos produtos de combustão, da frequência e da vazão de ar com α . Ensaio sem tela, com 6 tubos e α variável.

Logo após a ignição executada com baixa vazão de ar, as oscilações não ocorriam. O regime pulsativo iniciava-se somente após o aumento desta vazão. Para baixos valores de excesso de ar, ou seja, para α menor ou igual a 1,23, correspondente à porcentagem de oxigênio menor ou igual a 2,5 %, a queima produzia fumaça.

Na Figura A2 do Apêndice A, observa-se que as oscilações estavam instáveis, isto é, o nível de amplitude de pressão não se mantinha desde o início até a razão ar/combustível diminuir para 1,23, correspondendo à porcentagem de oxigênio igual a 2,5 % (aproximadamente 110 minutos de teste). Após este ponto, para baixos valores de excesso de ar, os níveis de amplitude de pressão acústica mantiveram-se estáveis.

3.3 - ENSAIOS COM A TELA METÁLICA

3.3.1 - ENSAIOS COM α CONSTANTE

Estes ensaios foram realizados com α em torno de 1,08 a 1,10 e com o queimador com distribuidor de 12 tubos. A Figura 3.13 apresenta a variação da amplitude de pressão com a vazão de GLP, mostrando um crescimento até a vazão alcançar 2,01 g/s. Qualquer incremento posterior na vazão do combustível não alterou os níveis das amplitudes de pressão, as quais permaneciam aproximadamente constantes, mas tendendo ao declínio. A máxima amplitude de pressão acústica alcançada, na seção média do tubo, foi 34,9 mBar. Os níveis das amplitudes de pressão acústica medidos em todos os pontos do combustor foram mais elevados que os obtidos nos ensaios executados sem a tela metálica nas mesmas condições de α constante.

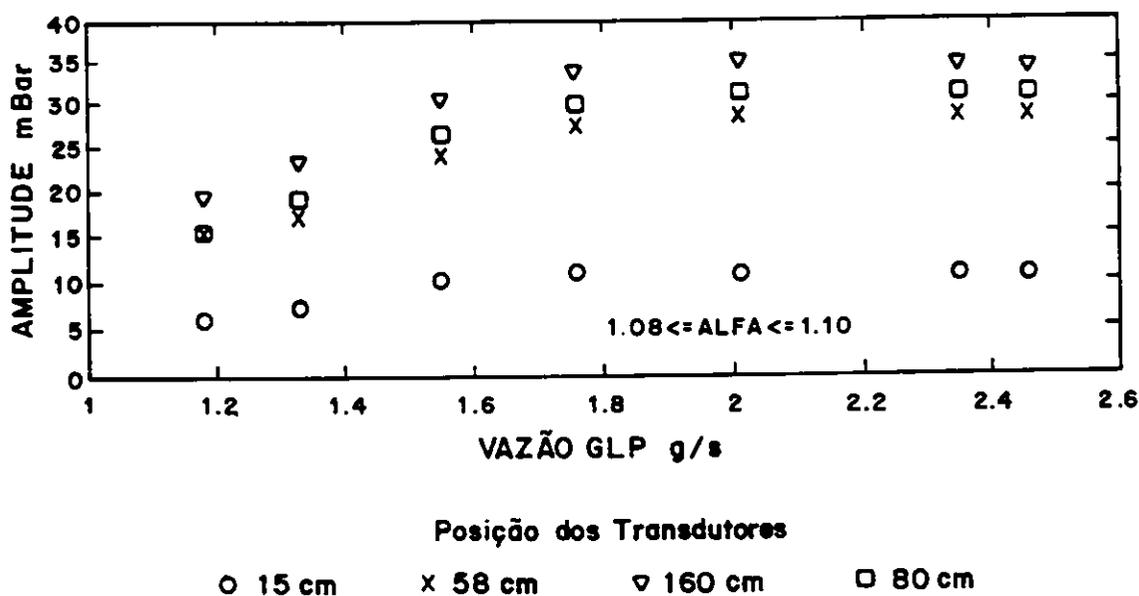


Fig. 3.13 - Variação das amplitudes de pressão acústica com a vazão de GLP. Ensaio com tela e α constante.

O comportamento da amplitude de pressão descrito aqui provavelmente ocorre pela ação conjunta de dois fatores: a) a presença da tela na passagem do ar gera um maior número de vórtices ou

perturbações no escoamento, criando possibilidades para a existência de um maior número de perturbações na frequência natural fundamental do tubo, que serão amplificadas e b) com a geração de um maior número de vórtices, a mistura de combustível e ar é melhorada, o que concentra melhor o calor gerado na região $L/4$, o local em que a fonte de calor melhor amplifica as oscilações. Deve-se salientar que, além destes fatores, a tela não é suficiente para produzir uma perda de carga no escoamento a ponto de amortecer as oscilações.

A Figura 3.14 mostra que as temperaturas dos gases de combustão no centro e na saída do combustor aumentam com a vazão de gás. Contudo a diferença entre elas diminui indicando que para altas vazões, a chama ocupa todo o comprimento do tubo.

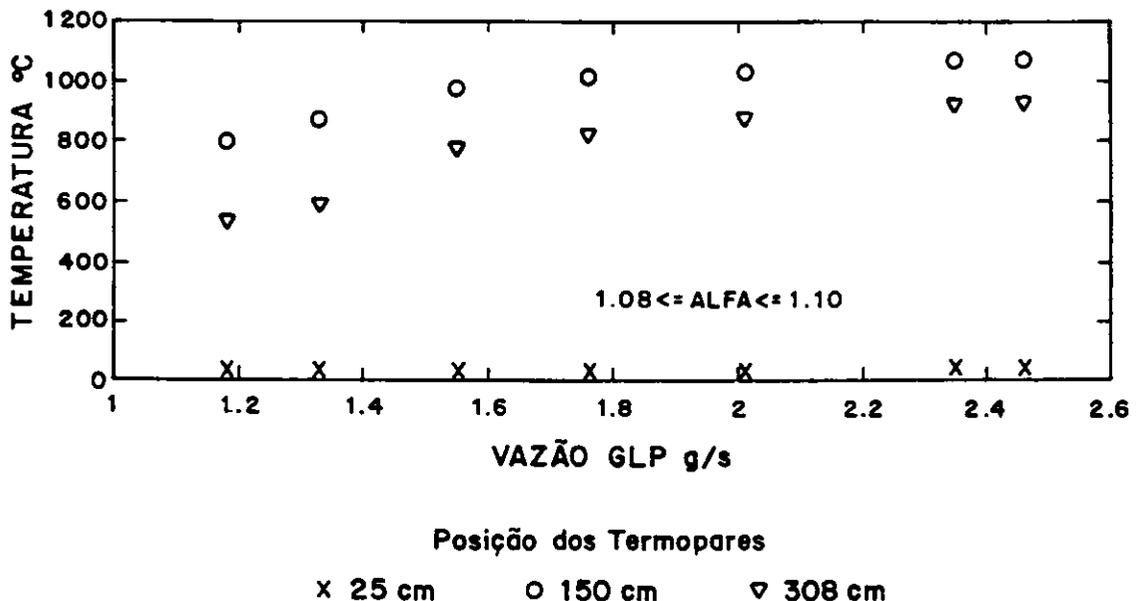


Fig. 3.14 - Variação das temperaturas dos gases com a vazão de GLP. Ensaio com tela e α constante.

Em vista dos gráficos e das observações acima apresentados, e mais o fato que as queimas executadas foram enfumaçadas, inclusive chegando a gerar problemas com relação ao acúmulo de fuligem tanto na grade metálica como no visor do combustor, pode-se concluir que a estabilização das amplitudes de pressão, em

altas vazões de ar e combustível, relaciona-se ao amortecimento causado pelo aquecimento na metade superior do combustor e perda de carga devido ao acúmulo de fuligem na grade.

A Figura 3.15 apresenta as temperaturas de entrada e saída e as vazões da água de refrigeração. As diferenças entre as temperaturas de saída e de entrada da água diminuíram com o aumento da vazão de gás combustível, de 61 a 46°C. Um cálculo da eficiência térmica característica do sistema operando com α constante será realizado posteriormente.

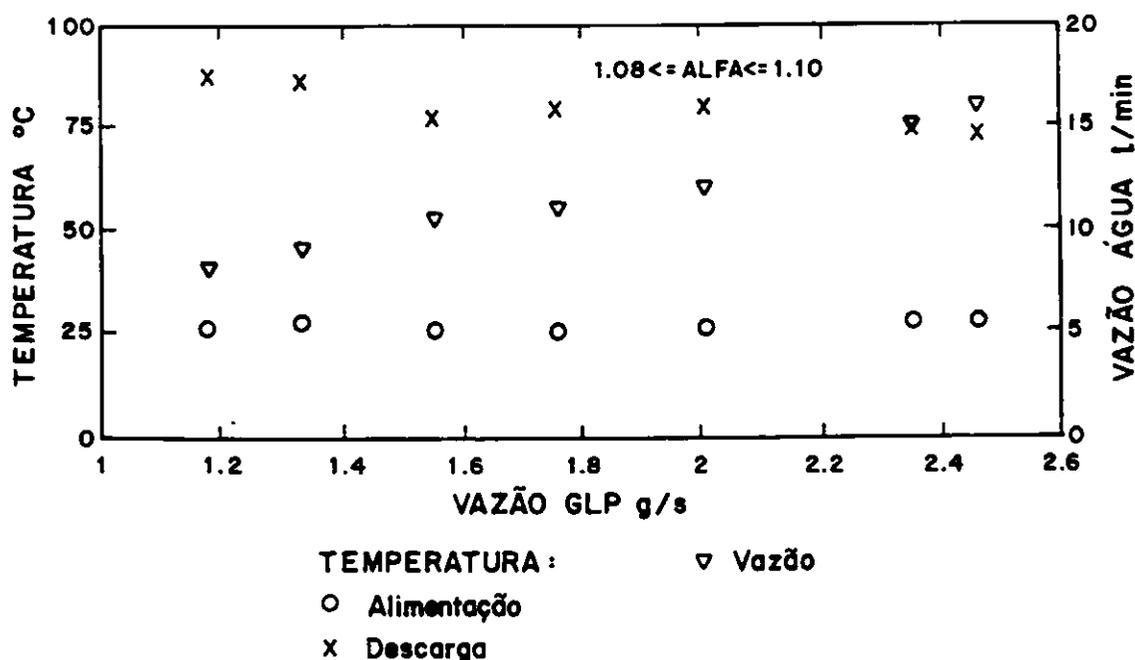


Fig. 3.15 - Variação das temperaturas e da vazão da água de refrigeração com a vazão de GLP. Ensaio com tela e α constante.

Na Figura 3.16 observa-se que a frequência das oscilações acústicas aumentou de 68 a 75 Hz, conforme se incrementou a vazão do combustível de 1,18 a 2,46 g/s, e a vazão de ar de 18,9 a 40 g/s, mantendo-se constante a porcentagem de oxigênio nos gases de exaustão em 1,1 %.

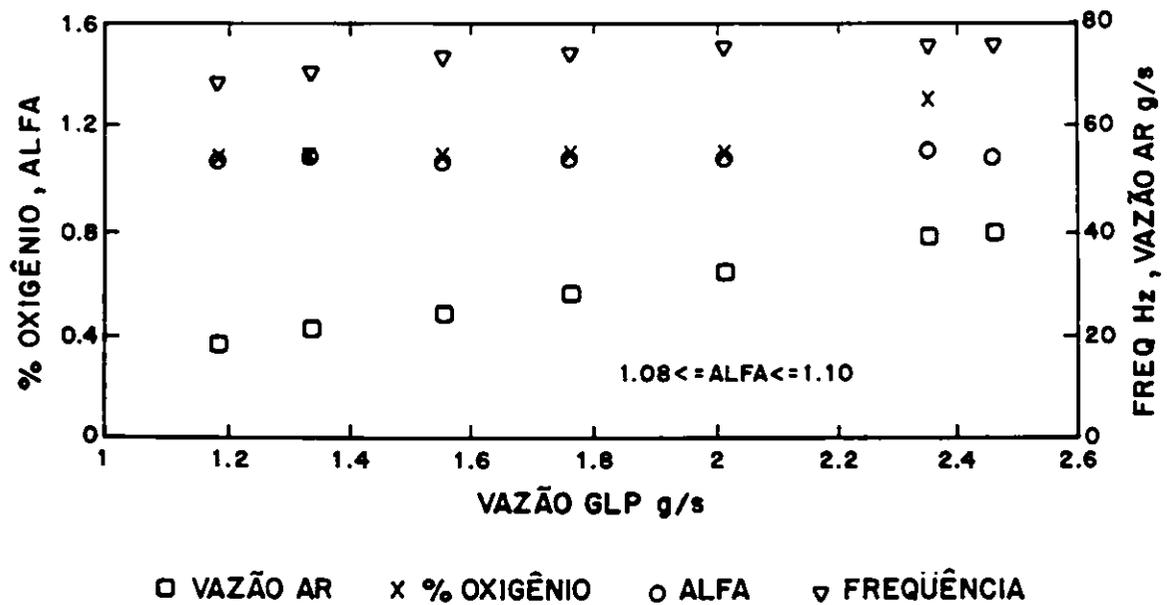


Fig. 3.16 - Variação do teor de oxigênio dos produtos de combustão, da freqüência e da vazão de ar com a vazão de GLP. Ensaio com tela e α constante.

Em um dos testes, as oscilações se iniciaram logo após a ignição, com as mais baixas vazões de ar e combustível, porém logo cessaram, exigindo-se, assim, o aumento destas vazões para o reinício das pulsações. Em outro experimento, as oscilações não se iniciaram no momento da ignição em baixas vazões de ar e combustível, sendo necessária a injeção de ar comprimido pelo orifício destinado a um dos sensores de pressão, obtendo-se oscilações instáveis, as quais foram estabilizadas logo após o primeiro aumento do excesso de ar. Estes fatos evidenciam que, em operação sob baixas vazões de combustível, deve-se proceder com grandes excessos de oxidante para que as pulsações sejam estáveis.

Para altas vazões de ar e combustível, em operações próximas da estequiometria, o regime pulsativo se mantinha, apesar de persistir a formação de fumaça.

Os testes exigiram constantes limpezas dos sensores de pressão porque o sistema de coleta de dados acusava freqüentes quedas

das amplitudes de pressão acústica. Estas quedas são virtuais porque a condensação da água dos produtos de combustão nos transdutores de pressão interferiram nas leituras.

3.3.2 - ENSAIOS COM α VARIÁVEL

Estes testes foram realizados com uma vazão de GLP de 1,18 g/s.

O efeito do excesso de ar sobre a amplitude de pressão é mostrado na Figura 3.17. As amplitudes de pressão acústica crescem com o aumento da razão ar combustível normalizada. A máxima amplitude de pressão alcançada no centro do tubo foi 33 mBar. Novamente observamos que os níveis de amplitudes de pressão foram mais elevados que aqueles obtidos nos testes efetuados sem a tela metálica nas mesmas condições, isto é, com α variável. Este fato é justificado pelas mesmas razões citadas no item anterior.

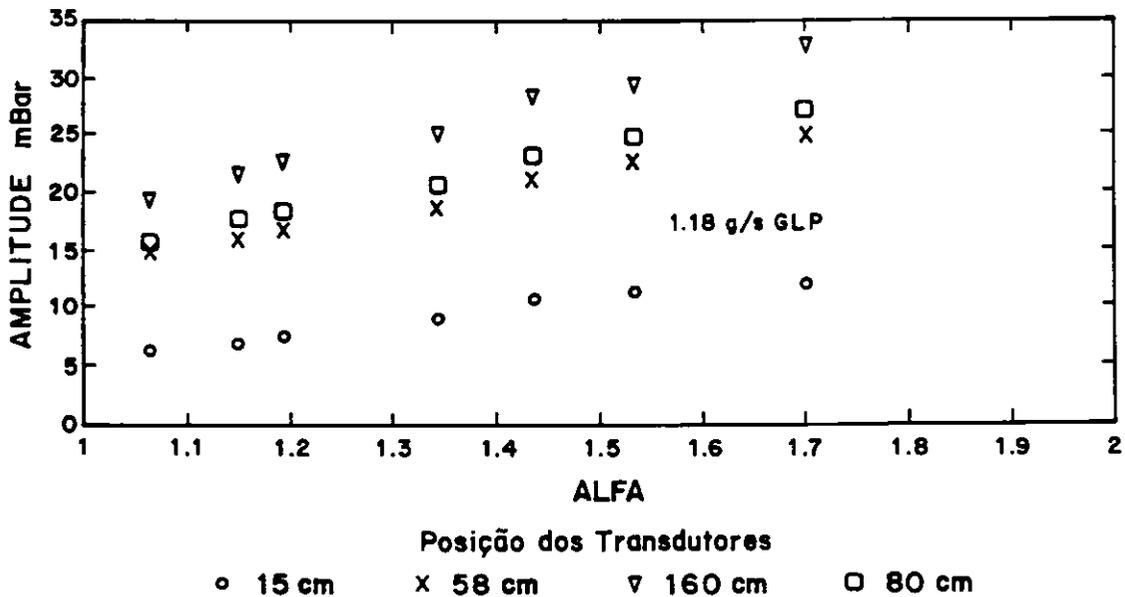


Fig. 3.17 - Variação das amplitudes de pressão acústica com α . Ensaios com tela e α variável.

A temperatura dos gases de combustão na saída do tubo cresceu até atingir 667°C correspondendo a α igual a 1,44, tendendo a se manter constante neste valor mesmo com o aumento na razão ar/combustível normalizada conforme mostra a Figura 3.18 . Contudo, a temperatura no meio do tubo aumentou até 880°C para α igual a 1,34 e, posteriormente, decresceu ligeiramente até 864°C para α igual a 1,70.

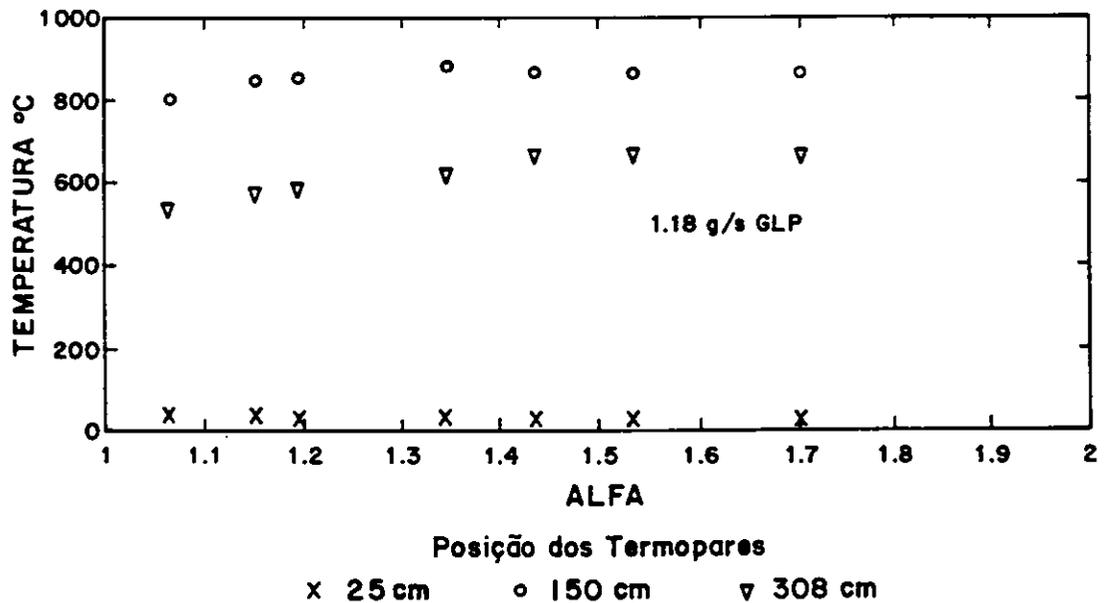


Fig. 3.18 - Variação das temperaturas dos gases com α . Ensaio com tela e α variável.

Para este conjunto de testes, as temperaturas de entrada e saída e a vazão da água de refrigeração são apresentadas na Figura 3.19. A diferença entre as temperaturas de entrada e saída da água diminuiu de 61 para 45°C à medida que se aumentou a vazão de ar. Aqui, também, a eficiência térmica da jaqueta diminuiu com o aumento de α .

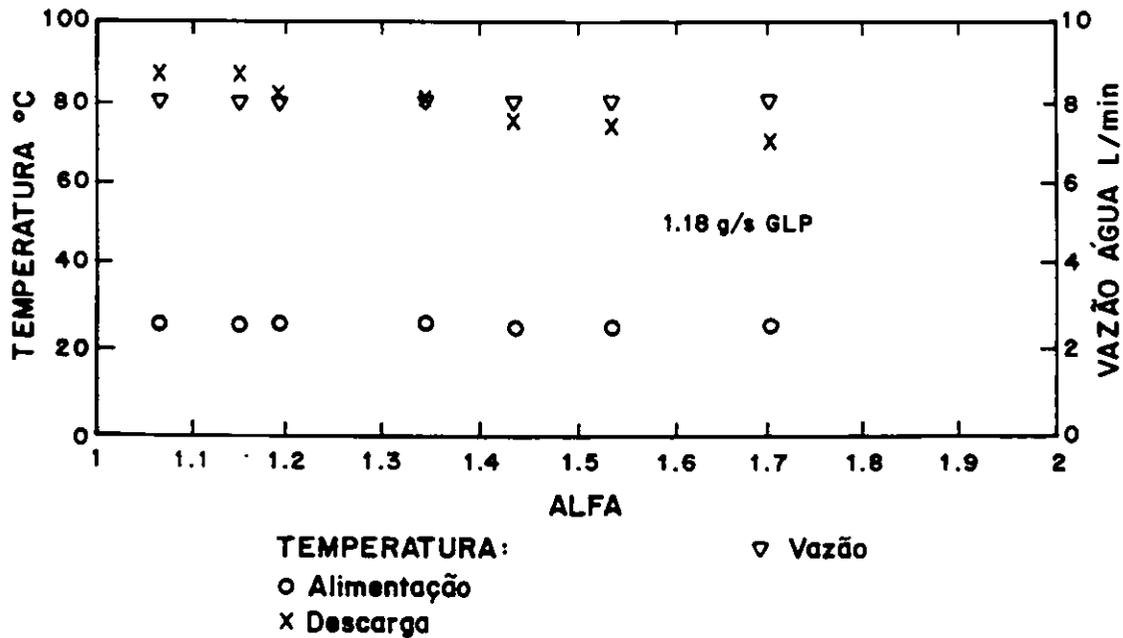


Fig. 3.19 - Variação das temperaturas e da vazão da água de refrigeração com α . Ensaio com tela e α variável.

A Figura 3.20 mostra que as frequências das oscilações, aumentaram de 68 a 72 Hz com o aumento da vazão de ar. Também é observado da mesma figura que o aumento da vazão de ar de 18,88 para 30,47 g/s implicou no aumento do teor de oxigênio nos gases de exaustão de 1,1 a 9,0 %, conforme esperado.

Os testes desta série não apresentaram repetibilidade quanto às amplitudes de pressão acústica, embora as frequências das oscilações coincidissem para cada razão ar/combustível. Provavelmente as diferenças das amplitudes de pressão sejam atribuídas à diferença de composição do combustível para cada teste, ou seja, em um dos testes os hidrocarbonetos utilizados sejam os mais leves, e em outros os mais pesados. Outro argumento para estas diferenças das amplitudes de pressão está relacionado com a ignição. Dependendo do procedimento de ignição as pulsações podem alcançar níveis diferentes de amplitudes de pressão acústica.

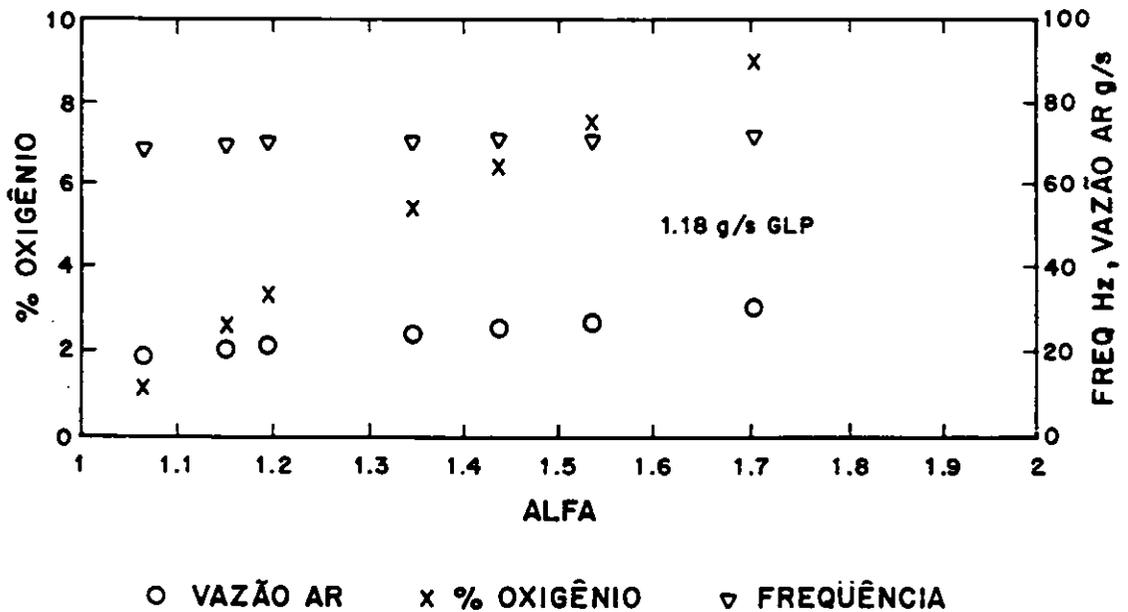


Fig. 3.20 - Variação do teor de oxigênio dos produtos de combustão, da freqüência e da vazão de ar com α . Ensaio com tela e α variável.

3.4 - ENSAIOS COM ESFERAS DE ARGILA EXPANDIDA

3.4.1 - ENSAIOS COM UMA CAMADA DE ESFERAS E α CONSTANTE

As amplitudes de pressão acústica para diversas posições no tubo são mostradas na Figura 3.21 como função da vazão de GLP, para α aproximadamente constante (no intervalo $1,01 < \alpha < 1,08$). Níveis de amplitude de pressão acústica mais elevados que os anteriormente apresentados foram registrados, atingindo-se o valor máximo de aproximadamente 43 mBar na seção média do tubo. De todos os ensaios executados, os níveis mais altos das amplitudes de pressão acústica obtidos ocorreram nos ensaios com apenas uma camada de esferas no leito. Provavelmente esta configuração de uma camada de esferas no leito é a mais indicada para se obter uma maior taxa de geração de vórtices, uma melhor mistura de combustível e oxidante, resultando em uma melhor distribuição de calor no leito, favorecendo assim o atingimento dos altos níveis acústicos das amplitudes de pressão.

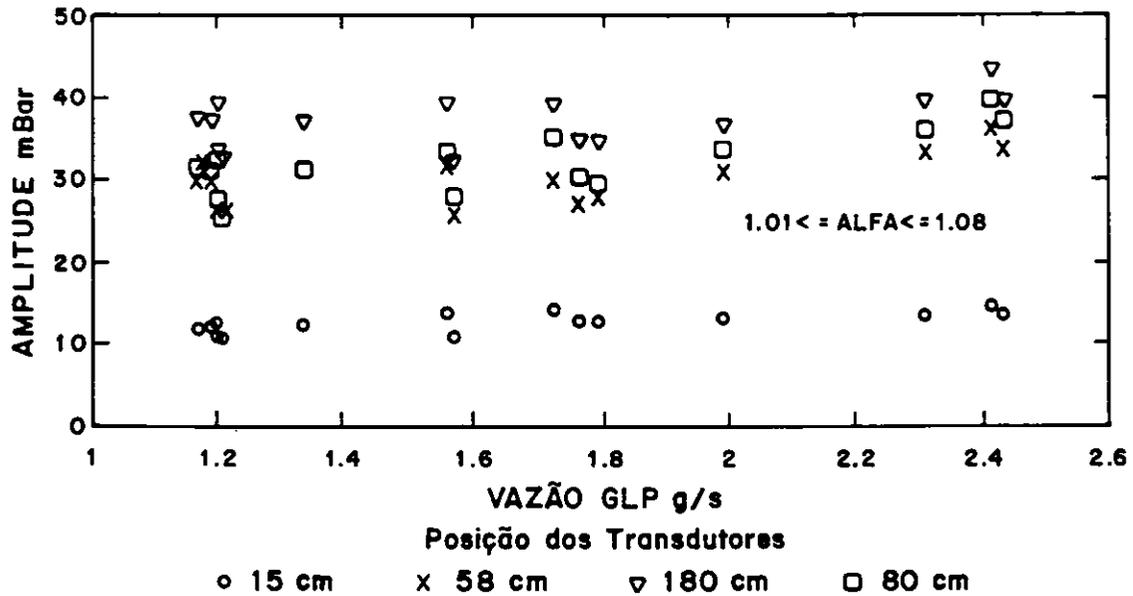


Fig. 3.21 - Variação das amplitudes de pressão acústica com a vazão de GLP. Ensaio com uma camada de esferas de argila expandida e α constante.

As temperaturas dos gases de combustão na seção média e na saída do tubo crescem com o aumento das vazões de combustível e ar, atingindo o máximo valor de 1000°C no centro do combustor e 886°C na saída deste, no momento em que a vazão de combustível é a máxima, ou seja, $2,43\text{ g/s}$, conforme mostrado na Figura 3.22. Observa-se que estas temperaturas são menores que aquelas obtidas em ensaios sem e com a tela metálica. Isto evidencia a existência de perda de calor da chama para as esferas de argila.

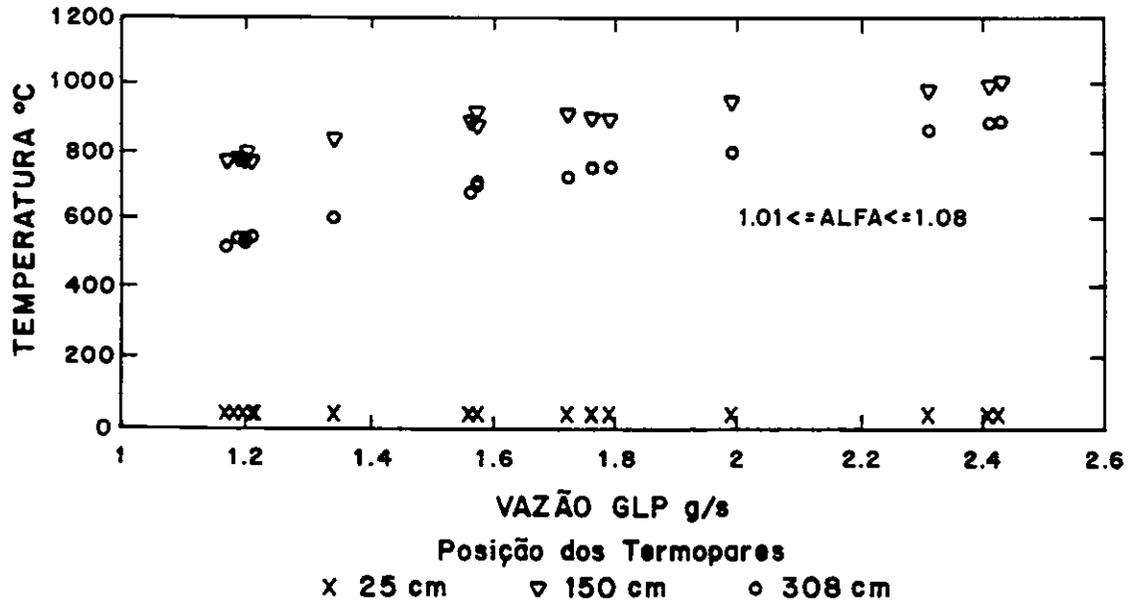


Fig. 3.22 - Variação das temperaturas dos gases com a vazão de GLP. Ensaio com uma camada de esferas de argila expandida e α constante.

O gráfico da Figura 3.23 mostra as temperaturas de entrada e saída e a vazão da água de refrigeração como função da vazão de GLP. A vazão da água de refrigeração foi aumentada de 8 a 16 l/min (133,3 g/s a 266,7 g/s) conforme a vazão de GLP era elevada.

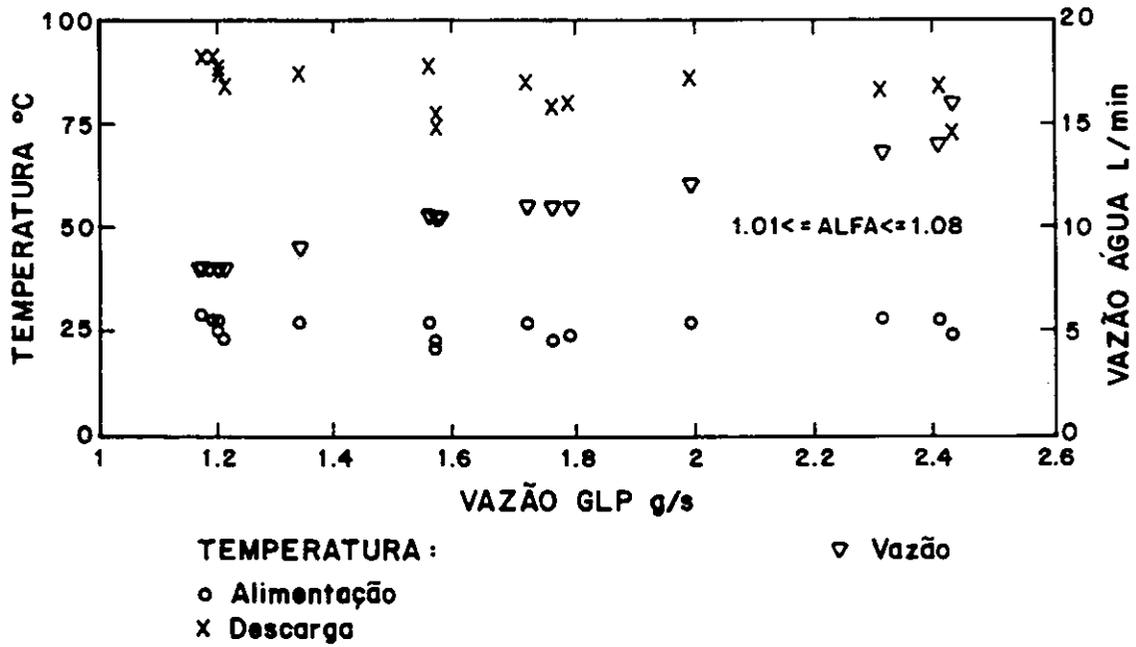


Fig. 3.23 - Variação das temperaturas de entrada e saída e da vazão da água de refrigeração com a vazão de GLP. Ensaio com uma camada de esferas de argila expandida e α constante.

Dados de frequência, teor de oxigênio e vazão de ar são mostrados na Figura 3.24. A frequência situou-se entre 67 e 75 Hz. A vazão de ar variou de 18,8 a 38,7 g/s.

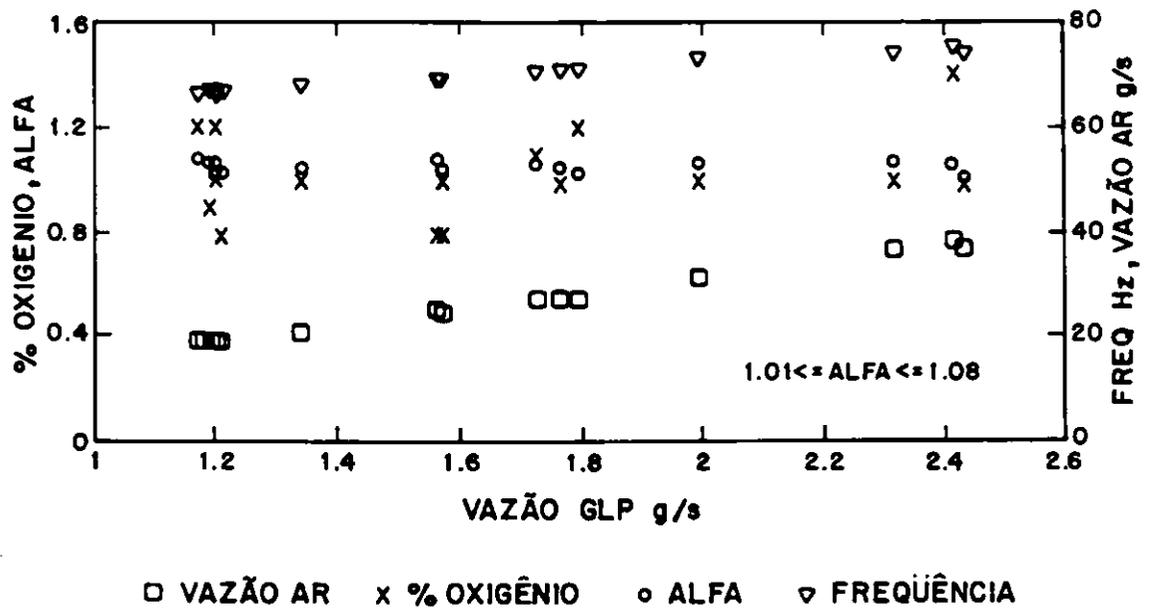


Fig. 3.24 - Variação do teor de oxigênio dos produtos de combustão, da frequência e da vazão de ar com a vazão de GLP. Ensaio com uma camada de esferas de argila expandida e α constante.

Durante os ensaios, verificou-se no monitor do osciloscópio que, sob operações próximas da estequiometria, houve a formação de dois picos na onda da pressão acústica da entrada do tubo. Este fato é indicativo de que houve a excitação de mais outro harmônico, além do harmônico fundamental, ou a captação de uma onda acústica de reflexão pelo transdutor de pressão. Aumentando-se para o máximo valor da vazão de combustível com um excesso de ar correspondente a 6,6% de oxigênio nos produtos de combustão, ou seja, com α igual a 1,37, atingiram-se altos níveis de pressão acústica, da ordem de 48 mBar, além da formação de 3 picos na onda de pressão acústica na entrada do tubo, com deformação das ondas de pressão nas posições vizinhas do leito de esferas, ou seja, antes e depois do leito.

3.4.2 - ENSAIOS COM UMA CAMADA DE ESFERAS E α VARIÁVEL

As amplitudes de pressão acústica obtidas nesta série de testes são mostradas, em função de α , na Figura 3.25, de onde se

observa um máximo para α em torno de 1,50. Um valor de amplitude de pressão de 43,5 mBar na seção média do tubo foi medido para $\alpha = 1,56$.

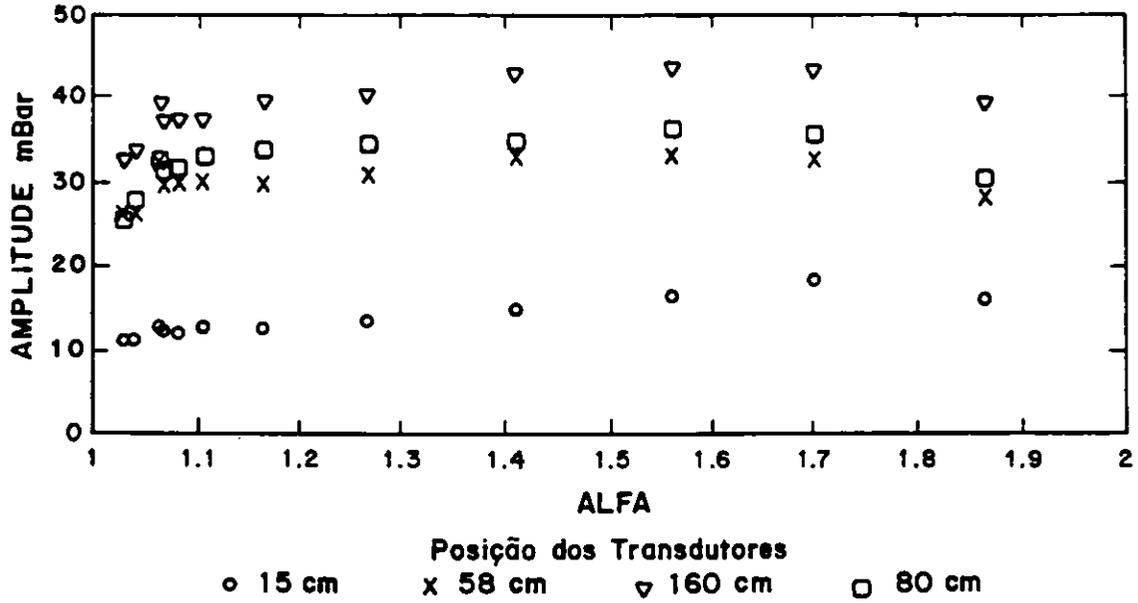


Fig. 3.25 - Variação das amplitudes de pressão acústica com α . Ensaio com uma camada de esferas de argila expandida e α variável.

Os dados de temperatura tanto do gás como da água de refrigeração são apresentados nos gráficos das Figuras 3.26 e 3.27. As mesmas características anteriormente discutidas para estes parâmetros foram observadas nesta série de testes.

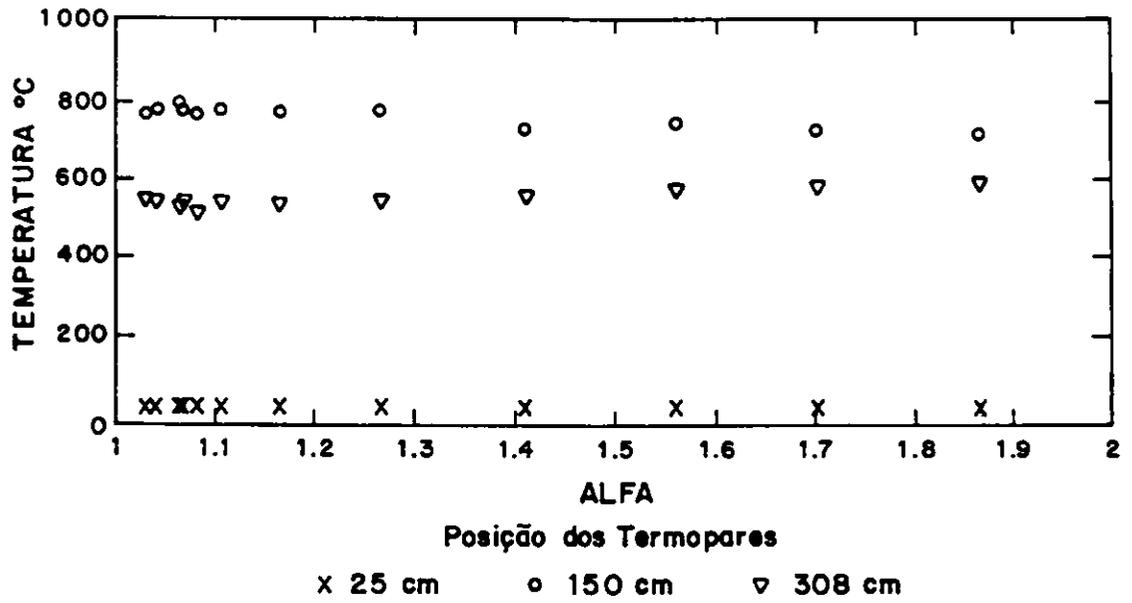


Fig. 3.26 - Variação das temperaturas dos gases com α . Ensaio com uma camada de esferas de argila expandida e α variável.

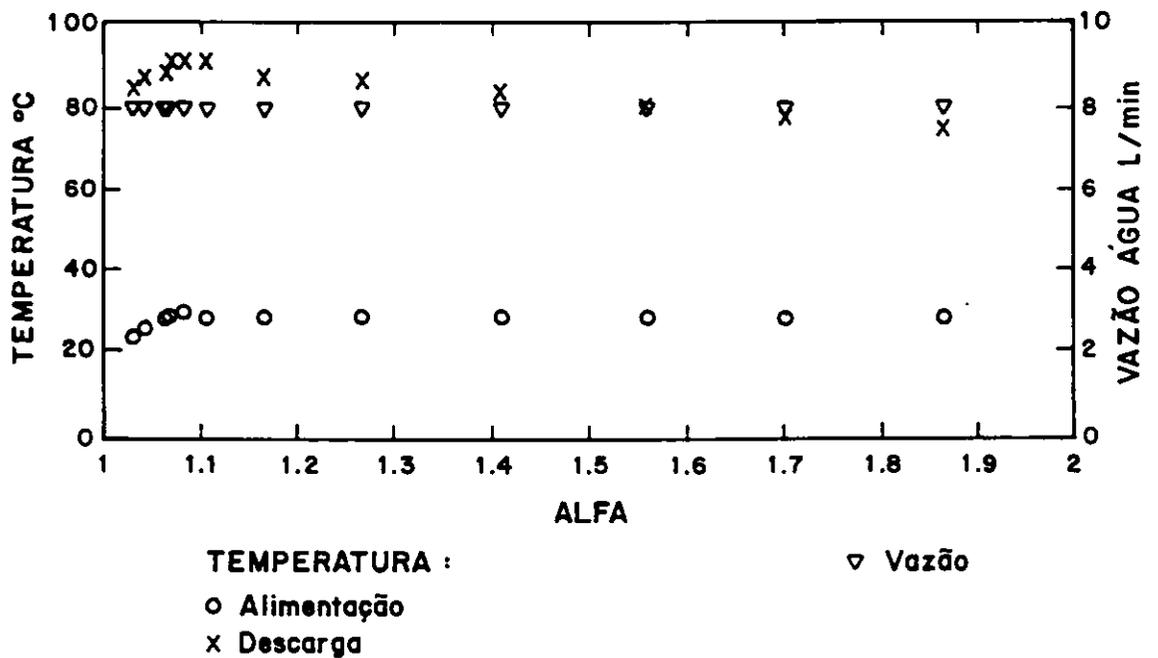


Fig. 3.27 - Variação das temperaturas e da vazão da água de refrigeração com α . Ensaio com uma camada de esferas de argila expandida e α variável.

A frequência das oscilações situou-se entre 66 e 71 Hz, um intervalo um pouco abaixo daquele observado para a série de testes com α constante, conforme se pode observar na Figura 3.28. A mesma figura mostra que a vazão de ar variou entre 19,2 e 33,4 g/s, o que produziu uma variação no teor de oxigênio de 0,9 a 9,9 % nos gases de combustão.

Em todos os testes realizados nesta série, as oscilações se iniciaram logo após a ignição e a queima apresentou-se totalmente isenta de fumaça.

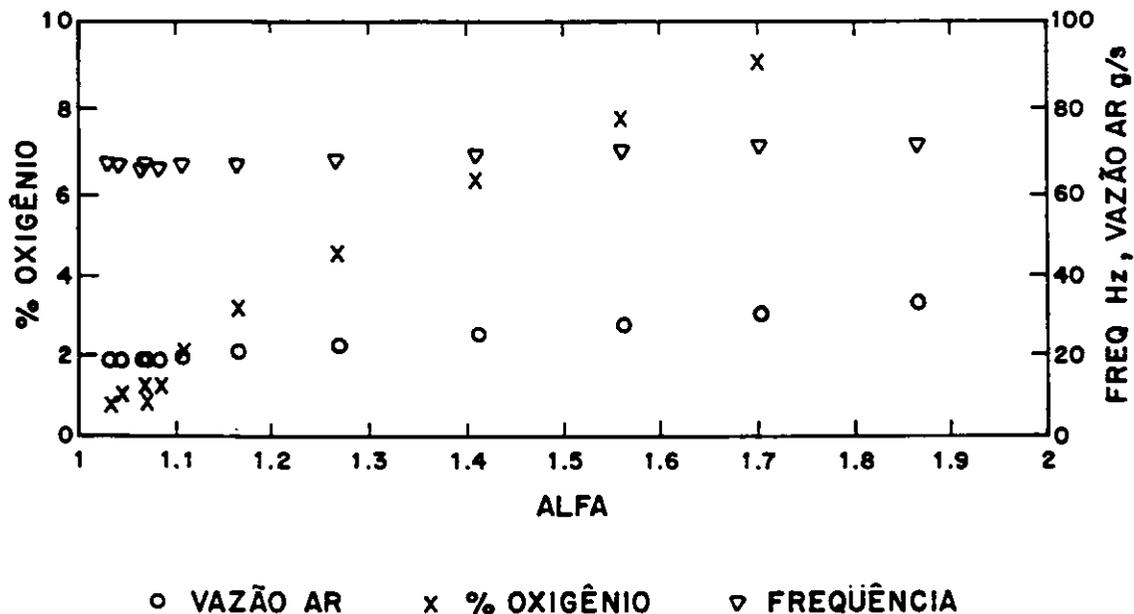
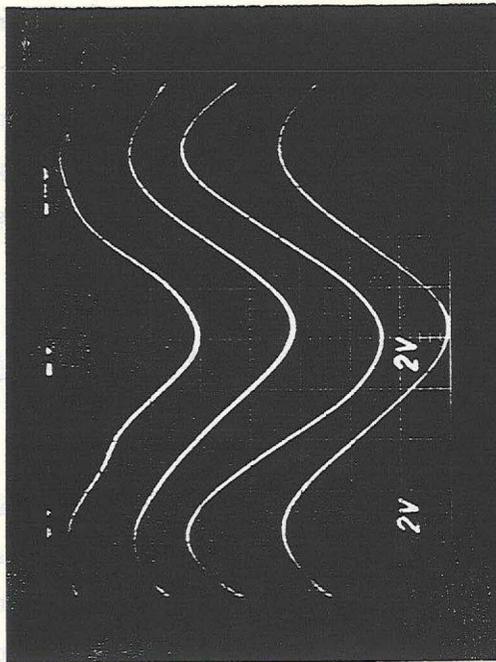
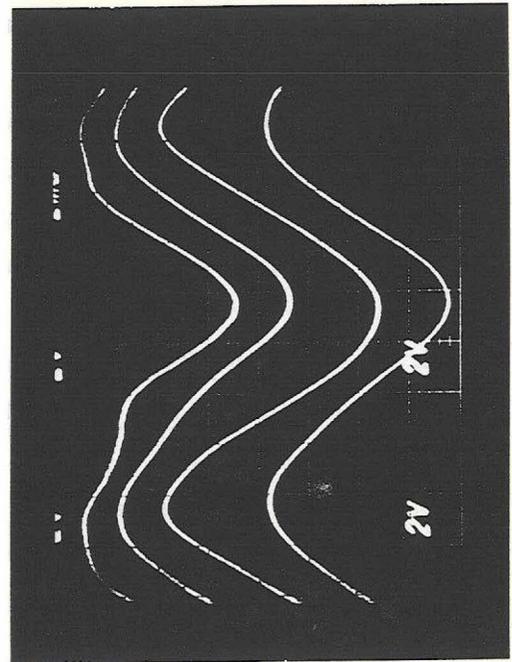


Fig. 3.28 - Variação do teor de oxigênio dos produtos de combustão, da frequência e da vazão de ar com α . Ensaio com uma camada de esferas de argila expandida e α variável.

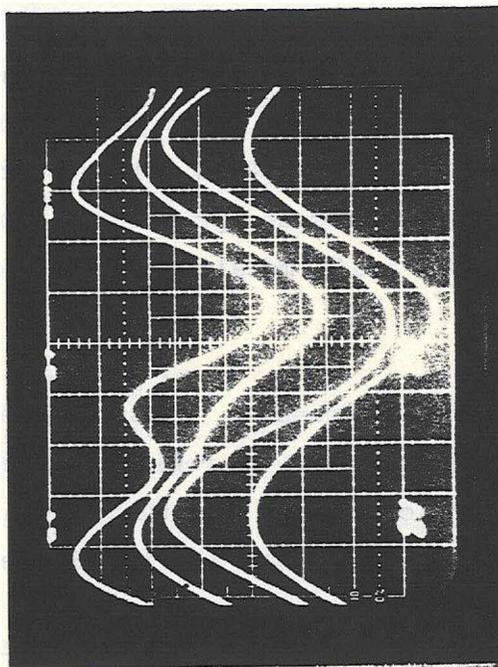
Observou-se que a onda de pressão na entrada do tubo distorcia-se à medida que a vazão de ar era aumentada, tendendo à formação de dois picos, como mostrado na Figura 3.29.



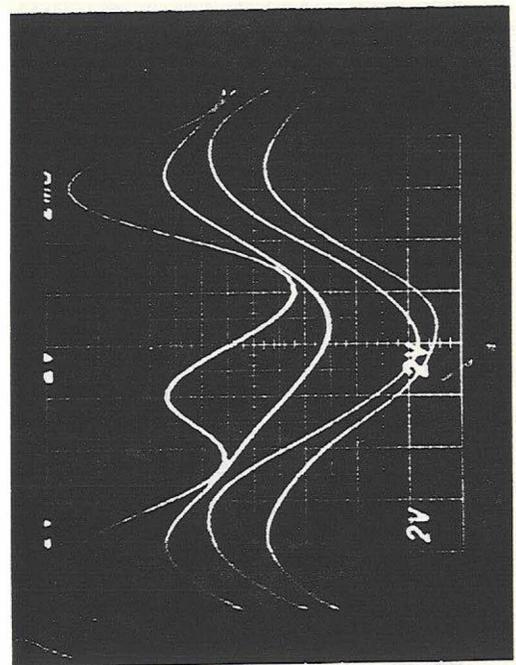
a)



b)



c)



d)

Fig. 3.29 - Comportamento das ondas de pressão: a) com 1,2 % de O_2 , b) com 4,6 % de O_2 , c) com 7,8 % de O_2 e d) com 9,9% de O_2 .

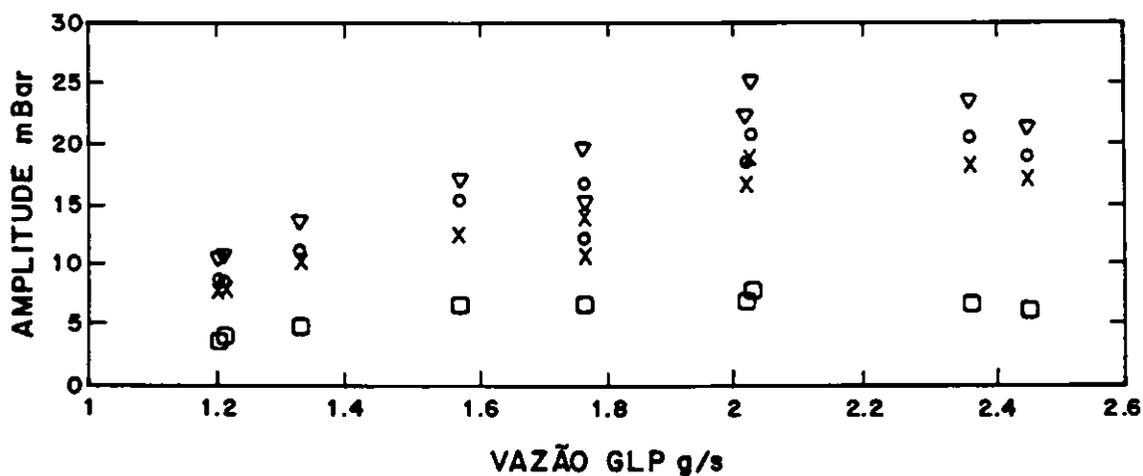
Com aproximadamente 7,8 % de O_2 observou-se claramente tanto a combinação de duas ondas de pressão acústica na entrada do tubo, como também a deformação da onda de pressão formada à montante do leito de esferas. Durante a queima, as esferas de argila expandida saltitavam sobre a grade, exatamente como ocorria com os combustíveis sólidos anteriormente utilizados neste mesmo combustor.

3.4.3 - ENSAIOS COM TRÊS CAMADAS DE ESFERAS COLOCADAS ANTES DE INICIAR OS TESTES E α CONSTANTE

Os testes com três camadas de esferas de argila foram realizados através de dois procedimentos: a) colocando as camadas antes do acendimento do queimador e b) colocando as camadas no decorrer dos testes. Para o primeiro caso, foram realizados experimentos apenas com α constante. No segundo caso, as situações com α constante e α variável foram investigadas.

A Figura 3.30 mostra a variação da amplitude de pressão com a vazão de GLP para $\alpha = 1,10$. Observa-se a passagem por um máximo para vazão de GLP em torno de 2 g/s. Na seção média do combustor, a máxima amplitude alcançada foi 25,3 mBar. Para altas vazões de combustível, as curvas das amplitudes de pressão apresentaram uma queda ocasionada pela fusão das esferas na grade metálica devido ao longo período de operação.

Os níveis das amplitudes de pressão, registrados em todos os pontos do combustor, foram mais baixos que os registrados em todos os testes executados nas mesmas condições de α constante, com apenas uma camada de esferas de argila expandida, sem e com a tela metálica. Isto se deve ao fato que, apesar do número maior de esferas retendo calor no leito, há perdas de carga no escoamento, porque o número maior de esferas implica em maior obstáculo ao escoamento.



Posição dos Transdutores

□ 15 cm x 58 cm ▽ 160 cm ○ 80 cm

Fig. 3.30 - Variação das amplitudes de pressão acústica com a vazão de GLP. Ensaio com três camadas de esferas de argila expandida colocadas antes de iniciar os testes e α constante.

As temperaturas dos gases de combustão aumentaram com o aumento da vazão de combustível, como mostra a Figura 3.31. Na seção central do tubo a temperatura atingiu 998°C para uma vazão de GLP igual a $2,36\text{ g/s}$, tendendo a uma estabilização para vazões maiores do combustível. A temperatura na saída do tubo atingiu 816°C para uma vazão de GLP igual a $2,45\text{ g/s}$.

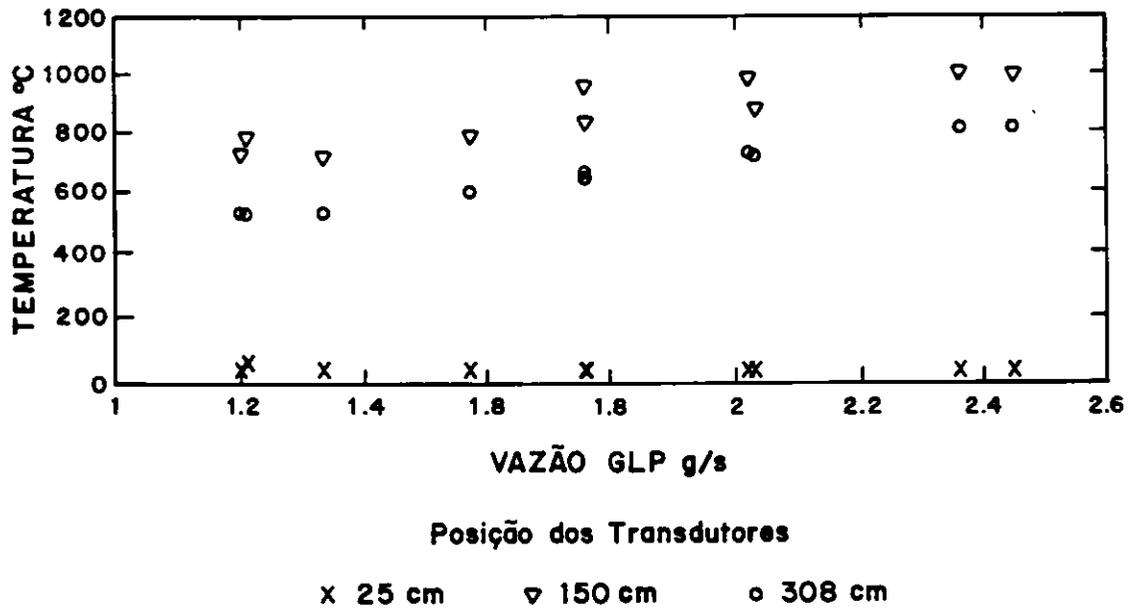


Fig. 3.31 - Variação das temperaturas dos gases com a vazão de GLP. Ensaio com três camadas de esferas de argila expandida colocadas antes de iniciar os testes e α constante.

As temperaturas de entrada e saída da água de refrigeração são apresentadas na Figura 3.32. Neste caso, o aumento da vazão da água foi justamente o necessário para manter a diferença entre as temperaturas de entrada e saída em torno de 62 a 64°C. Observa-se também que a vazão de água para manter esta diferença de temperatura variou linearmente com a vazão de GLP.

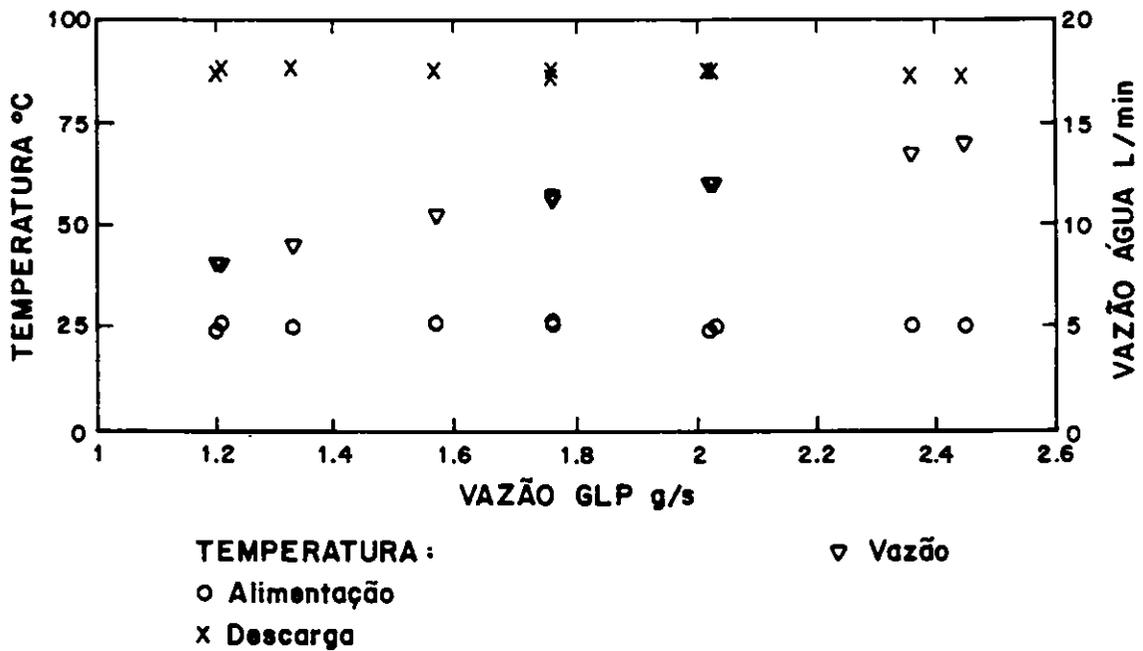


Fig. 3.32 - Variação das temperaturas e da vazão da água de refrigeração com a vazão de GLP. Ensaio com três camadas de esferas de argila expandida colocadas antes de iniciar os testes e α constante.

Uma reta aproximada que exprime esta dependência é

$$\dot{m}_{\text{água}} = [4,36(\dot{m}_c - 1,54) + 10] \frac{10^3}{60} = (72,67\dot{m}_c - 54,76) , \quad (3.3)$$

onde o fator $10^3/60$ transforma Kg/min em g/s. A eficiência térmica neste caso fica

$$\eta_T = \frac{(72,6\dot{m}_c - 54,76) \times 1 \times 63}{\dot{m}_c \times 10950} = 0,418 + \frac{0,315}{\dot{m}_c} . \quad (3.4)$$

Observa-se, então, que a eficiência térmica, neste caso, aumenta com o aumento de \dot{m}_c . Para vazões de GLP em torno de 1,2 g/s, a eficiência térmica é da ordem de 68 %. Para vazões de GLP em torno de 2,4 g/s, a eficiência térmica diminui para 55 %. É importante salientar que a função da jaqueta de água é a de proteger a parede do tubo.

A frequência da oscilação acústica aumentou com a vazão de combustível e ar de 68 a 78 Hz como apresenta a Figura 3.33. A vazão de ar foi elevada de 19,77 até 40,99 g/s de maneira a manter o valor de α em torno de 1,10 e o teor de oxigênio em 1,0%.

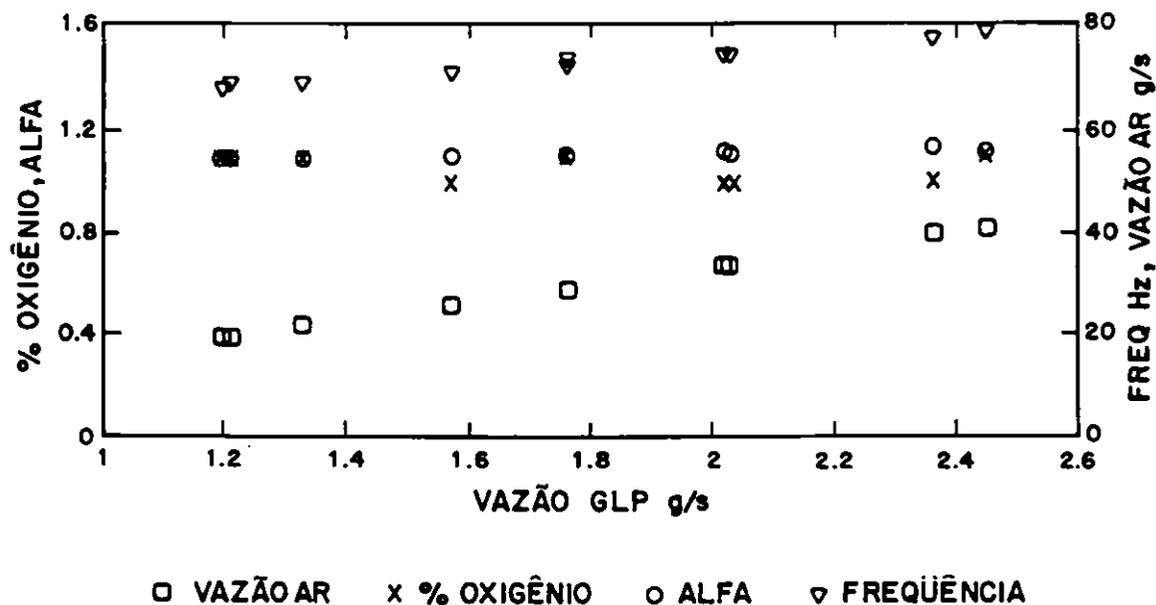


Fig. 3.33 - Variação do teor de oxigênio do gás de combustão, da frequência e da vazão de ar com a vazão de GLP. Ensaio com três camadas de esferas de argila expandida colocadas antes de iniciar os testes e α constante.

O regime pulsativo era facilmente atingido tão logo se efetuasse a ignição e as queimas eram isentas de fumaça. A onda de pressão próxima à entrada do tubo, inicialmente, apresentava-se distorcida, evidenciando posteriormente a formação de dois picos, à medida que se aumentava as vazões de ar e combustível. Durante os testes foi necessária, por várias vezes, a remoção da água que rapidamente se formava no receptáculo do filtro. Ao final dos testes, foram confirmados o entupimento da grade, o excesso de fuligem sobre o distribuidor e as esferas de argila fundidas, sendo que grande parte delas estava aderida à parede.

Nas condições de vazão de combustível igual a 2,03 g/s e de ar igual a 33,9 g/s (12 l/min, 200 g/s, de água), pôde-se observar o avermelhamento da parede do combustor ao redor da grade, mostrando, assim, as maiores taxas de transferência de calor naquela região.

3.4.4 - ENSAIOS COM TRÊS CAMADAS DE ESFERAS COLOCADAS NO DECORRER DO TESTE E α CONSTANTE

As camadas num total de três foram colocadas durante os testes. Os dados obtidos nestes ensaios são apresentados na Tabela 3.2.

Em um dos testes, a razão ar/combustível normalizada manteve-se constante em torno de 1,35. As vazões de GLP e de ar também foram mantidas constantes em 1,20 g/s e 24,5 g/s, respectivamente. A porcentagem de O₂ nos produtos de combustão permaneceu invariável em torno de 5,1 %. A vazão da água de refrigeração foi mantida em 8 l/min (133,3 g/s).

No período em que o combustor operava sem as esferas de argila expandida, isto é, somente com a tela metálica, a amplitude de pressão acústica registrada no centro do tubo foi 13,8 mBar. Porém, ao jogar, pela extremidade superior do tubo, a primeira camada de esferas de argila, observou-se que a amplitude de pressão acústica elevou-se para 17 mBar, confirmando assim a afirmação apresentada no item 3.4.1 de que a melhor configuração de leito para se obter altos níveis de amplitudes de pressão é a com uma camada de esferas de argila.

Sobretudo, ao jogar-se a segunda camada de esferas de argila, os níveis das amplitudes de pressão decresceram, atingindo, no centro do tubo, 14,8 mBar. Posteriormente, jogando-se a terceira camada de esferas, provocou-se novamente a queda dos níveis das amplitudes de pressão, obtendo-se no centro do tubo 13,2 mBar.

TABELA 3.2 - ENSAIOS COM TRÊS CAMADAS DE ESFERAS DE ARGILA EXPANDIDA COLOCADAS NO DECORRER DO TESTE. COM α CONSTANTE.

No. de camadas	α	\dot{m}_{GLP} g/s	\dot{m}_{AR} g/s	ΔT_{H_2O} °C	T _{GASES Entr.} °C	T _{GASES Meio} °C	T _{GASES Saída} °C	P' ₁ mBar	P' ₂ mBar	P' ₃ mBar	P' ₄ mBar	% O ₂	FREQÜÊNCIA Hz	VAZÃO DE H ₂ O l/min.
0	1,35	1,21	24,52	52	41	801	582	4,6	10,5	13,8	11,2	4,5	70	8
1	1,35	1,20	24,45	53	42	816	634	6,3	12,6	17,0	13,8	5,2	71	8
2	1,36	1,20	24,50	57	47	752	562	6,0	11,4	14,8	11,8	5,1	70	8
3	1,36	1,20	24,51	59	51	763	525	5,5	9,7	13,2	10,6	5,1	70	8

Colocada a primeira camada de esferas de argila expandida, a temperatura dos gases de combustão no centro e na saída do combustor atingiram os máximos valores 816 e 634°C, respectivamente. Aumentando-se o número de camadas de esferas de argila, estas temperaturas decresceram.

A diferença de temperatura da água de refrigeração entre a entrada e a saída aumentou de 52 a 59°C, à medida que foram colocadas as esferas. A frequência permaneceu constante em 70 Hz, mesmo com o aumento do número de camadas.

Outro fato observado é que na queima com a tela somente, as ondas de pressão apresentavam apenas um pico. No entanto, na operação com uma camada de esferas de argila, observaram-se ligeiras tendências à formação de dois picos na onda de pressão próxima à entrada do tubo. E com duas camadas de esferas a tendência à formação de dois picos era mais acentuada, e as ondas de pressão antes e depois da tela apresentavam-se ligeiramente deformadas. No caso de três camadas de esferas, os dois picos já estavam bem evidentes e as deformações das ondas de pressão à montante e à jusante da tela apresentavam-se mais acentuadas.

3.4.5 - ENSAIOS COM TRÊS CAMADAS DE ESFERAS COLOCADAS NO DECORRER DO TESTE E α VARIÁVEL

Os dados fornecidos nos gráficos são os relativos àqueles obtidos após as três camadas já terem sido jogadas para dentro do combustor. A vazão de GLP foi mantida constante em 1,2 g/s.

Com a elevação da razão ar/combustível normalizada, observaram-se aumentos das amplitudes de pressão acústicas em todos os pontos medidos, como mostrado na Figura 3.34. Os níveis das amplitudes de pressão foram os mais baixos alcançados dentre todos os casos aqui estudados na condição de α variável, isto é, em testes sem tela, com tela e com uma camada de esferas. Isto confirma, novamente, o fato que três camadas de esferas obstruem o escoamento dos gases, provocando

perda de carga, apesar de concentrar o calor na posição do leito. No centro do tubo, para o valor máximo da razão ar/combustível igual a 1,86, obteve-se a amplitude máxima de 15,5 mBar.

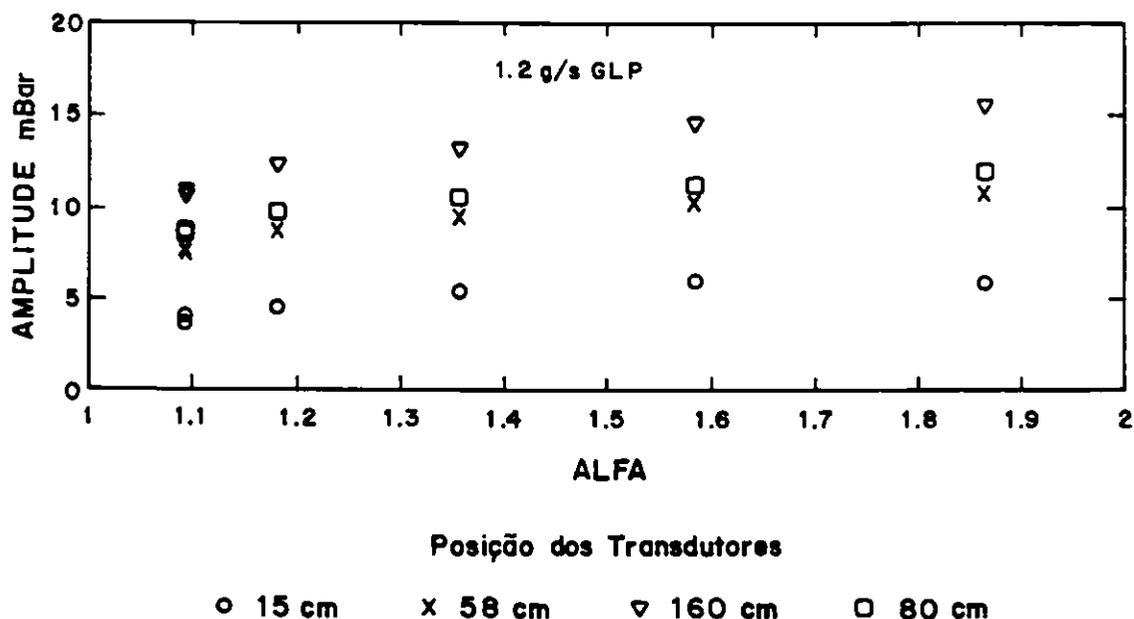


Fig. 3.34 - Variação das amplitudes de pressão acústica com α . Ensaios com três camadas de esferas de argila expandida colocadas no decorrer dos testes e α variável.

Os dados de temperatura dos gases estão apresentados na Figura 3.35. Nota-se, da figura, que a temperatura dos gases de combustão no centro do tubo primeiramente aumenta até α chegar a 1,20, provavelmente devido a estequiometria ser alcançada neste ponto, e depois decresce à medida que se aumenta o valor da razão ar/combustível normalizada, isto é, decresce de 810 a 699°C. Porém a temperatura dos gases de combustão na saída do tubo aumenta com o aumento da razão ar/combustível, variando de 521 a 548°C.

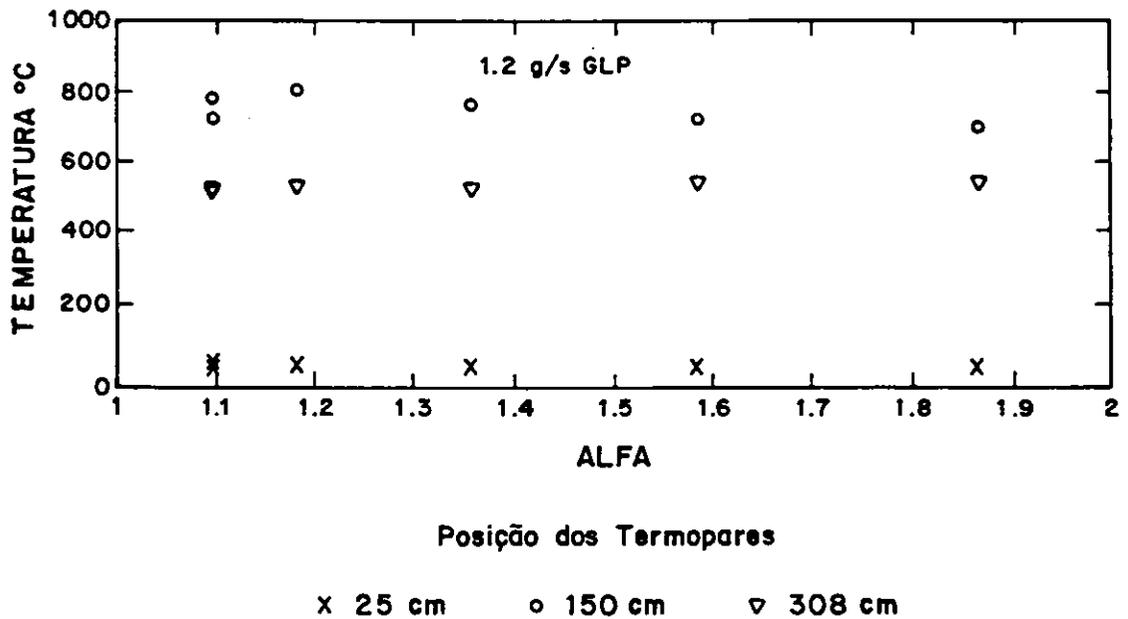


Fig. 3.35 - Variação das temperaturas dos gases com α . Ensaio com três camadas de esferas de argila expandida colocadas no decorrer dos testes e α variável.

A diferença entre as temperaturas de entrada e saída da água de refrigeração variou de 62 a 50 °C com o aumento da razão ar/combustível, como apresentado na Figura 3.36. A eficiência térmica, calculada pela Equação (3.1) variou de 63 a 51 %.

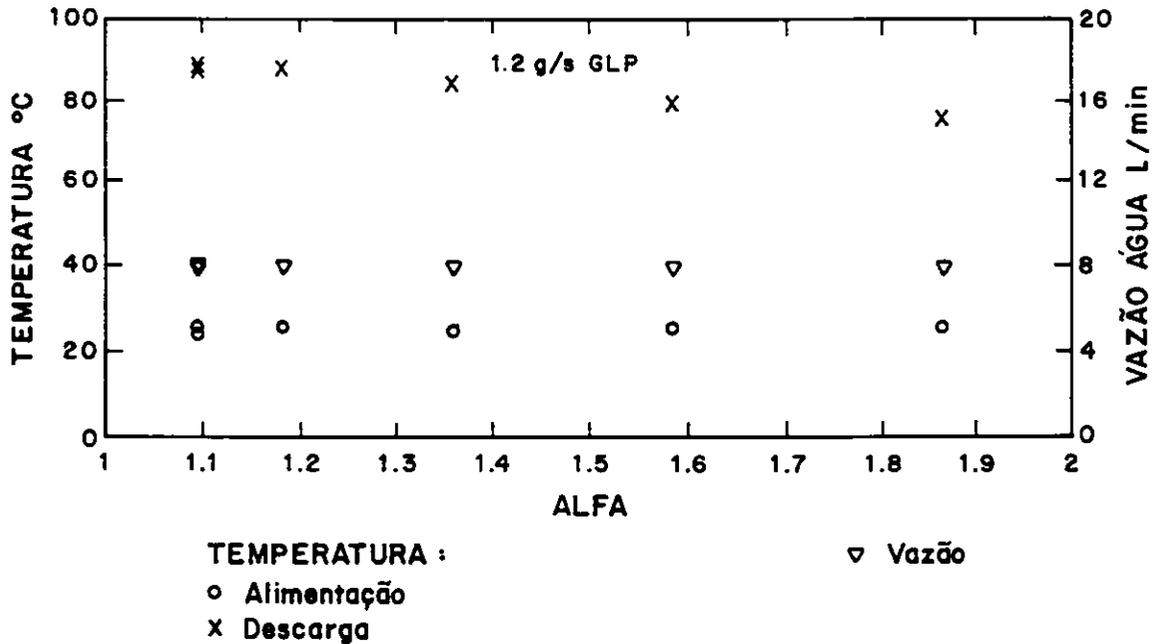


Fig. 3.36 - Variação das temperaturas e da vazão da água de refrigeração com α . Ensaio com três camadas de esferas de argila expandida colocadas no decorrer dos testes e α variável.

Observa-se na Figura 3.37 o aumento da frequência de oscilação com aumento da vazão de ar, de 69 a 71 Hz. Ainda nesta figura é dado o aumento do teor de oxigênio, nos gases de exaustão, de 1,1 a 9,6 %, correspondendo à variação da razão ar/combustível normalizada de 1,09 a 1,86.

Com a mais baixa vazão de GLP utilizada - 1,20 g/s - observou-se facilmente o comportamento das ondas de pressão. No caso de 1,1 % de O_2 ($\alpha = 1,09$) observou-se a deformação somente da onda próxima à entrada do combustor. Para 2,7 % de O_2 ($\alpha = 1,18$) notou-se uma tendência maior à formação de dois picos nesta mesma onda e ligeira deformação na onda à montante da tela metálica. Com 7,6% de O_2 ($\alpha = 1,58$) os dois picos na onda próxima à entrada do tubo já estavam formados e havia ligeiras deformações nas ondas à montante e à jusante da tela. Com 9,6% de O_2 ($\alpha = 1,86$), foram observados dois picos bem evidenciados na onda próxima à entrada do tubo, fortes tendências à

formação de dois picos nas ondas à montante e à jusante da tela e ligeira deformação na onda no centro do tubo.

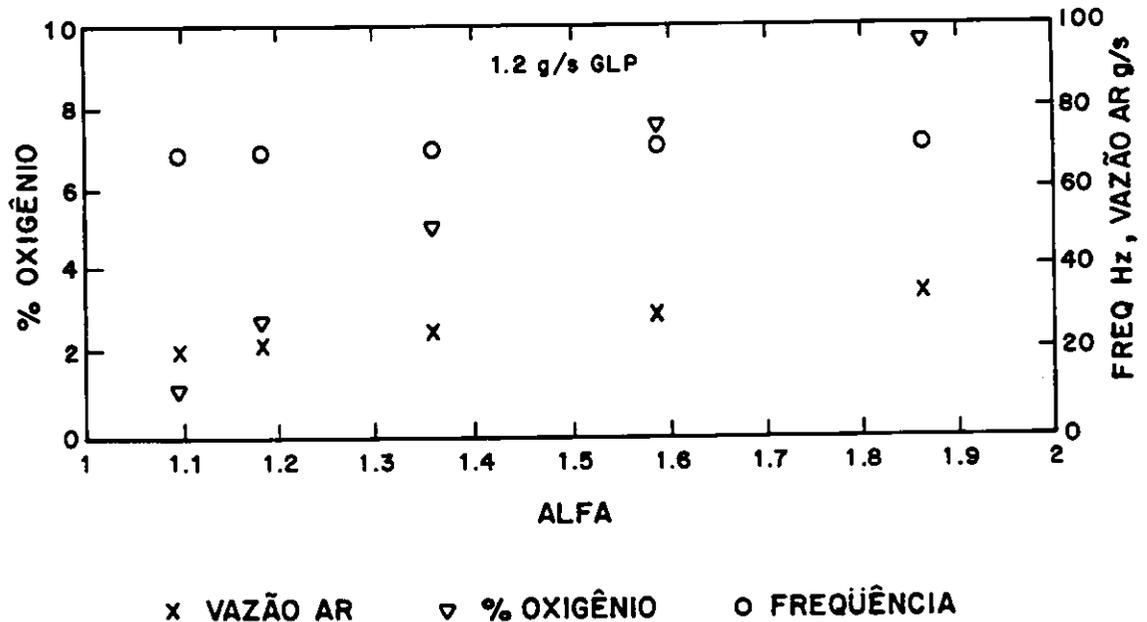


Fig. 3.37 - Variação do teor de oxigênio do gás de combustão, da freqüência e da vazão de ar com α . Ensaio com três camadas de esferas de argila expandida colocadas no decorrer dos testes e α variável.

Com mais combustível (vazão de GLP = 1,76 g/s) observou-se que as deformações não eram tão evidentes em todas as ondas, até com 5,1 % de O_2 ($\alpha = 1,35$), notando-se que apenas a onda próxima à entrada do combustor apresentava ligeira deformação.

Após o teste, ao se retirar a grade metálica do combustor observou-se que as esferas haviam se fundido e a grade estava quebrada.

3.5 - OBSERVAÇÕES GERAIS

Em todos os experimentos, eventualmente, era efetuada a limpeza dos transdutores de pressão devido à condensação da água dos produtos de combustão, nos tubos que conectavam os sensores à parede do combustor. A água condensada interferia nas medidas das amplitudes de

pressão acústica, cujas leituras indicavam valores inferiores aos reais.

Os cilindros de GLP foram colocados dentro de um recipiente com água à temperatura média de 30 °C, com o objetivo de evitar a expansão dos gás dentro dos cilindros e conseqüentemente o seu congelamento.

No princípio, foram utilizadas esferas de cerâmica com diâmetro médio de 16 mm. Posteriormente, estas foram substituídas por esferas de argila expandida por simularem melhor as características físicas do combustível sólido, como por exemplo a massa específica. No período em que as queimas foram executadas com pedras de cerâmica, alguns resultados interessantes foram constatados. Um efeito notado em um dos experimentos foi que durante a queima com baixas vazões de ar e GLP, ao se efetuar rápida ignição após rápido apagamento (apagamento de aproximadamente 4 s) os níveis das amplitudes de pressão se elevaram substancialmente, chegando a variar, no centro do tubo, de 21 mBar a 41 mBar após dois sucessivos procedimentos de apagamento e ignição rápida. Observou-se, também, que a diferença de temperatura dos gases entre a saída e seção média do tubo aumentou, de 170 a 300 °C aproximadamente.

Porém em outro teste com esferas de cerâmica, em baixas vazões de ar e combustível com aproximadamente 1,0 % de O₂, o procedimento foi repetido por duas vezes e os resultados foram distintos do anterior.

Na primeira vez que o procedimento foi efetuado, os níveis de pressão se mantiveram inalterados em 22 mBar por durante 4 minutos e a diferença de temperatura entre a saída e seção média do tubo diminuíram, de 290 a 250 °C, aproximadamente. Depois as amplitudes começaram a diminuir até 13 mBar e a diferença de temperatura dos gases diminuiu mais ainda, até 150 °C. Na segunda vez, os níveis de pressão não se modificaram e a diferença de temperatura dos gases estabilizou em 135 °C, mas a queima se tornou enfumaçada. Com o aumento do excesso de ar, 7,4% de O₂ e α igual a 1,53, as amplitudes chegaram a 44 mBar.

Com relação às amplitudes de pressão acústica em queimas de combustíveis sólidos no mesmo combustor utilizado no presente trabalho, segundo Torres et al, 1992, as amplitudes máximas de pressão obtidas foram: para casca de dendê, 40 mBar, para carvão, 29 mBar e para turfa peletizada, 30 mBar, sendo que nos dois primeiros estes dados referem-se aos obtidos em operação com 10% de excesso de ar. Nos ensaios com GLP, operando-se com a mesma porcentagem de excesso de ar, utilizando-se a configuração de leito que favoreceu a obtenção das maiores amplitudes de pressão, ou seja, com uma camada de esferas de argila, a máxima amplitude de pressão alcançada foi 38 mBar. Ainda vale ressaltar que para maiores excessos de ar foi possível atingir amplitudes da ordem de 44 mBar. Em queimas de combustível líquido no mesmo combustor, Couto, 1989, obteve amplitudes máximas em torno de 30 mBar.



CAPÍTULO 4

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

A queima de gás no combustor pulsante tipo tubo de Rijke foi relativamente simples porque, para sua efetivação, o aparelho foi adaptado a dispositivos simples. O controle da alimentação do combustível foi facilitado pelo uso de válvulas, sendo a ignição efetuada sem dificuldades. As amplitudes de pressão rapidamente alcançavam patamares estáveis e foi possível a realização dos ensaios por longos períodos, sem interrupção.

A partir dos vários experimentos realizados e da análise dos parâmetros obtidos, principalmente amplitudes de pressão, frequências acústicas e temperaturas dos gases, as conclusões mais relevantes são apresentadas abaixo.

Em testes com tela metálica, a iniciação e a estabilização das oscilações, quando a ignição era efetuada em baixas vazões de ar e GLP, eram difíceis de se conseguir. Era necessário gerar perturbações, através da injeção de ar comprimido pelo sensores de pressão ou através do aumento do excesso de ar. Para estabilizar as pulsações era necessário aumentar a vazão de ar e GLP imediatamente após a ocorrência das mesmas. Presume-se que a ignição é um fator importante para geração e manutenção das oscilações. Provavelmente nestes testes com a tela, o calor gerado pela combustão com baixas vazões de ar e combustível não eram suficientes para a manutenção das pulsações ou até mesmo para a geração destas. Existe uma quantidade de calor limite necessária para que o processo oscilatório ocorra.

Os resultados indicam que o comportamento das amplitudes de pressão acústica depende da quantidade de obstáculos colocados a aproximadamente $1/4$ do comprimento do tubo. Ao que tudo indica, a melhor configuração do obstáculo é o conjunto distribuidor com 12 tubos juntamente com a tela metálica e uma camada de esferas de argila expandida, o qual favoreceu o desenvolvimento dos mais altos

níveis de amplitudes de pressão, tanto em operações com a razão ar/combustível constante ou variável, como mostrado na Figura 4.1 e 4.2.

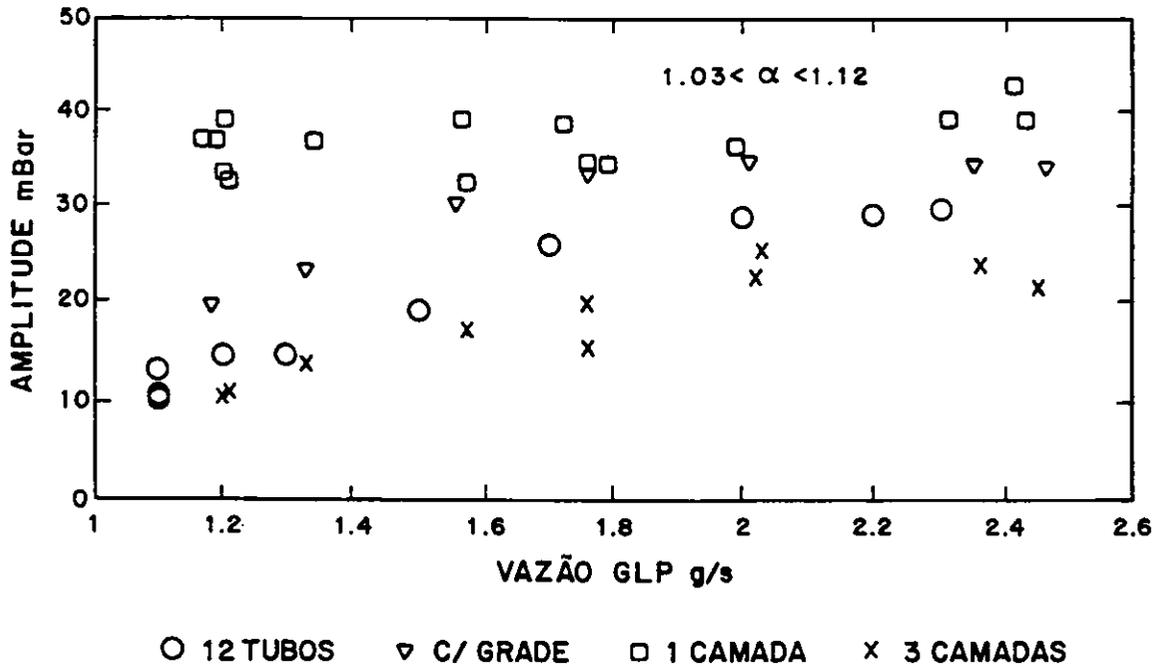


Fig. 4.1 - Comparação das amplitudes de pressão acústica obtidas nos ensaios com α constante. Amplitudes de pressão medidas a 160 cm acima da base do tubo.

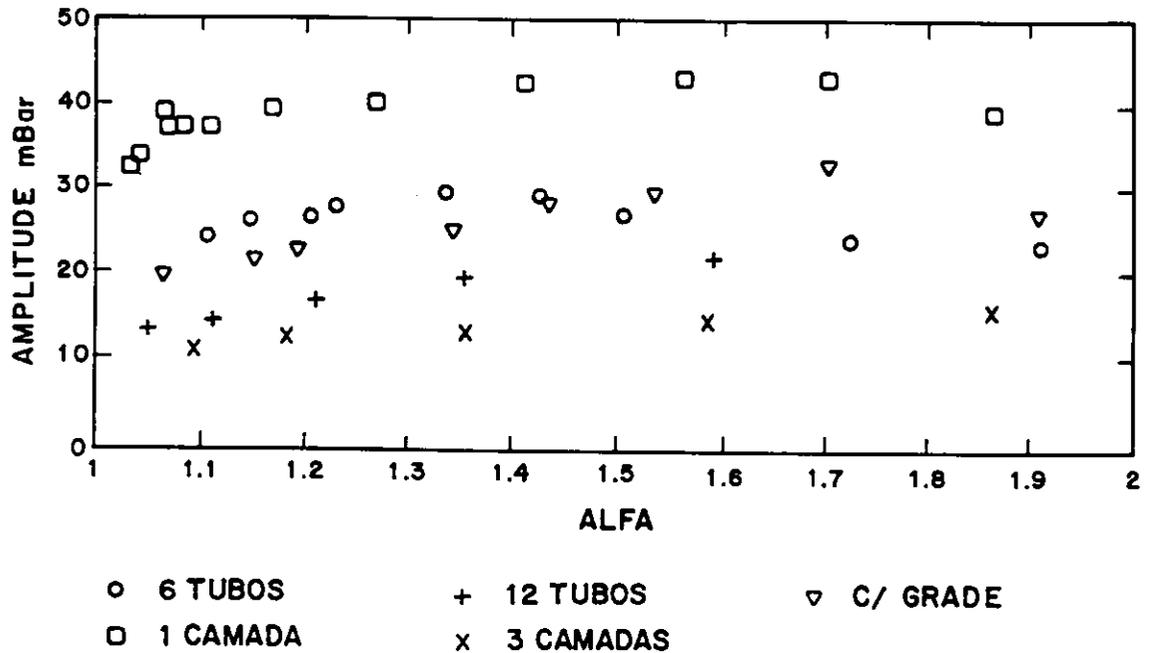


Fig. 4.2 - Comparação das amplitudes de pressão acústica obtidas nos ensaios com α variável. Amplitudes de pressão medidas a 160 cm acima da base do tubo.

De uma maneira geral, a tendência das amplitudes de pressão acústica, em todos os casos analisados, é a de inicialmente crescer com o aumento da vazão de combustível ou da razão ar/combustível normalizada até um máximo valor, em torno do qual há uma certa estabilização para posteriormente decrescer. Há indícios que esta tendência esteja relacionada com a temperatura no interior do combustor. Observa-se que a diferença de temperatura dos gases entre a saída e a seção média do tubo decresce, em todos os casos.

Para o caso de α constante, esta diminuição da diferença das temperaturas dos gases decorre do crescimento da chama. O crescimento é confirmado tanto visualmente como pelos dados das temperaturas no centro e na saída do tubo que sempre crescem com o aumento das vazões de ar e GLP. A chama começa a procurar ocupar toda a extensão do tubo, à medida que se aumentam as vazões de ar e combustível, diminuindo então o gradiente de temperatura entre a posição 1/4 do comprimento do tubo e a saída do mesmo. Assim, a máxima

liberação de calor deixa de ocorrer na metade inferior do tubo como estabelecido por Rijke. Conseqüentemente, o amortecimento das oscilações é favorecido. Evidentemente, há diversos fatores que também favorecem o amortecimento, dependendo do caso. Para o caso, por exemplo, de leito com esferas de argila, após longos períodos de operação, a fusão destas provoca o entupimento da grade acarretando em perda de carga no escoamento e conseqüentemente conduzindo ao amortecimento das oscilações.

Para o caso de α variável, também ocorre o decréscimo da diferença de temperaturas dos gases na saída e no centro do combustor. Contudo, observa-se que a temperatura no centro do tubo sempre diminui conforme se aumenta α , enquanto na saída a temperatura ou cresce ou mantém-se aproximadamente estável. Estes dados indicam que ocorre diminuição do comprimento da chama com o incremento da vazão de oxidante, concentrando-se a troca de calor nas regiões mais próximas à metade inferior do tubo. Desta maneira, as amplitudes crescem até um valor limite, diferente para cada configuração de obstáculo, e posteriormente tendem a decrescer quando as vazões de oxidante são mais elevadas, devido à perda de calor da chama para o excesso de ar, e aquecimento por convecção dos gases da parte superior do tubo, os quais diminuem o gradiente de temperatura entre a metade inferior e a saída do combustor. Assim, à medida que as temperaturas nos diversos pontos do combustor tornam-se próximas e não mais ocorrendo máxima liberação de calor na metade inferior do tubo, as amplitudes tendem a decrescer.

A ponta de prova, usada para aspirar os produtos de combustão, situada inicialmente a 10 cm abaixo do topo do tubo, foi posicionada a 25 cm abaixo deste porque dependendo da pressão acústica, uma certa quantidade de ar atmosférico entrava através da ponta de prova e, dessa maneira, o analisador de gases acusava maior teor de O_2 .

Alguns testes em mesmas condições de operação não apresentaram repetibilidade, isto é, os dados de níveis de amplitudes de pressão e as temperaturas dos gases de combustão obtidos foram distintos, porém as tendências quanto ao crescimento ou declínio das

curvas foram as mesmas. Uma possível razão para tal é uma possível variação na composição do GLP. Como o GLP é constituído de vários gases, é possível que primeiramente saiam os mais leves e depois os mais pesados.

Em termos de amplitudes de pressão, a queima de gás aproxima-se mais da queima de sólidos do que da queima de líquidos. Observa-se, que o leito com uma camada de esferas de argila simulou bem o leito de combustível sólido, porque as amplitudes de pressão obtidas na queima de gás se aproximaram bastante das obtidas nas queimas dos diversos combustíveis sólidos. Conclui-se que em leitos na ausência de fusão de cinzas, como simulado pelo leito de esferas de argila, pode-se alcançar níveis mais elevados de amplitudes de pressão, da ordem de 44 mBar, como obtido neste trabalho.

Em combustão de sólidos, as frequências de oscilações, obtidas por Torres et al., 1992, Ferreira et al., 1990, Ferreira e Carvalho, 1990, variaram entre 65 a 70 Hz. Couto, 1989, por sua vez, em experimentos com combustível líquido, obteve frequências mais elevadas, da ordem de 79 Hz. As frequências obtidas na queima de GLP, variaram de 66 a 78 Hz. Observa-se assim que, em combustão de gases, torna-se possível obter as mesmas frequências alcançadas em queimas tanto de sólidos como de líquido.

Para a configuração de leito com uma camada de esferas de argila, a qual é a que melhor simula o leito de combustível sólido ausente de fusão de cinzas, obtiveram-se frequências acústicas no intervalo de 67 a 75 Hz, sendo que as frequências aumentavam conforme

se aumentava as vazões de ar e GLP. Assim, presume-se que seja possível obter-se frequências mais elevadas que 70 Hz, em queimas de sólidos, caso se consiga resolver o problema de fusão de cinzas no leito de combustão.

Constatou-se de todos os ensaios, exceto para o teste sem tela, com 6 tubos e α variável no qual obteve-se a frequência de 69 Hz constante durante todo o ensaio, que o crescimento das frequências de oscilações está relacionada com o aumento das vazões tanto de ar como de combustível, ou seja, quanto maiores as vazões destes, maiores eram as frequências.

De todas as configurações de obstáculo, a que mais favoreceu o alcance de altas frequências foi a do leito com três camadas de esferas de argila, chegando a 78 Hz para altas vazões de GLP.

Para evitar o problema da dificuldade de estabilização das oscilações, ocorrido em alguns ensaios, principalmente em testes com tela, sob operação com baixas vazões de ar e combustível, sugere-se, em experimentos com α variável, o uso de vazões de combustível superiores ao valor analisado neste trabalho de pesquisa, ou seja, 1,2 g/s. Assim, será possível o estudo mais detalhado dos parâmetros de desempenho, sob condições oscilatórias estáveis. Contudo, como os ensaios no combustor exigem longos períodos de operação, provavelmente o problema de expansão e congelamento do gás combustível serão maiores para maiores vazões deste. Possivelmente serão necessários muitos cilindros de combustível ligados em paralelo colocados, como foi efetuado neste trabalho, em um banho de água mantido à temperatura de aproximadamente 30°C.

No caso em que se for trabalhar com GLP, é recomendável providenciar a aparelhagem adequada para análises da composição do gás. Recomenda-se, também, que tais análises sejam efetuadas no início e no final de cada teste, a fim de se verificar se efetivamente a mudança de composição do GLP influi nos parâmetros de interesse, tais como amplitude de pressão, frequência e temperaturas dos gases.



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Babkin, Yu.L. Pulsating combustion chambers as furnaces for steam boilers. *Thermal Engineering*, 12:31-36, 1965.
- Carrier, G.F. The mechanics of the Rijke tube. *Quarterly Applied Mathematics*, 12(4):383-395, 1955.
- Carvalho Jr., J.A. Investigation of the characteristics of a coal burning Rijke type pulsating combustor. (Ph.D.Thesis) - Georgia Institute of Technology, Georgia, 1983
- Carvalho Jr., J.A. et al. Controlling mechanisms and performance of coal burning Rijke type pulsating combustors. In: international Symposium on Combustion, 20., Pittsburgh, PA, 1983. *Proceedings*. Pittsburgh, PA, Combustion Institute, 1984, p.2011-2017.
- Carvalho Jr., J.A.; Miller, N.; Daniel, B.R.; Zinn, B.T. Combustion characteristics of unpulverized coal under pulsating and non pulsating conditions. *Fuel*, 66(1):4-8, 1987.
- Carvalho Jr, J.A.; Ferreira, M.A.; Bressan, C.; Ferreira, J.L.G. Definition of heater location to drive maximum amplitude acoustic oscillations in a Rijke tube. *Combustion and Flame*, 76:17-27, 1989.
- Chu, B-T. Stability of systems containing a heat source - The Rayleigh criterion. Washington, D.C., NACA, 1956. (NACA-RM-56D27)
- Couto, H.S. Queima de combustíveis líquidos em combustores pulsantes tipo tubo de Rijke (Tese de doutorado) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 1989.
- Crocco, L.; Cheng, S. Theory of Combustion Instability in Liquid Propellant Rocket Motors. *Journal of the American Rocket Society*, 30(2):159-168, 1960.

- Culick, F.E.C. Stability of longitudinal oscillation with pressure and velocity coupling in a solid propellant Rocket. *Combustion Science and Technology*, 2:179 - 201, 1970.
- Delmée, G.J. Manual de medição de vazão. São Paulo, Edgard Blücher, 1983.
- Ellman, R.C.; Belter, J.W.; Dockter, L. Adapting a pulse-jet combustion system to entrained drying of lignite. In: International Coal Preparation Congress, 5., Pittsburg, PA, 1966. *Proceedings*. Pittsburgh, PA, 1966, p.463-476. (Paper G6).
- Ellman, R.C.; Belter, J.W.; Dockter, L. Operating experience with lignite-fueled pulse-jet engines. New York, American Society of Mechanical Engineers, 1969, (Paper 69 - WA - FU - 4).
- Ferreira, M.A. Combustão pulsante de carvão vegetal em tubo de Rijke. (Dissertação de Mestrado) - Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá - UNESP, Guaratinguetá, 1989.
- Ferreira, M.A. Programa para dimensionamento de linha de alimentação. Cachoeira Paulista, nov. 1991, Comunicação Pessoal.
- Ferreira, M.A. ; Bressan, C.; Victório, J.R.S.; Carvalho Jr., J.A.; Heiskanen, V.P. Burning of finnish peat pellets in brazilian experimental pulsating combuster. III ENCIT, Itapema, 1990.
- Giammar, R.D.; Putnam, A.A. Noise reduction using paired pulse combustion. *Journal of Energy*, 2:319-320, 1978.
- Gosslau, F. Development of V-1 Pulse Jet. In: *History of German Guided Missiles Development*. New York, Th. Benecke, Th. A. W. Quick, Ed. E. Appelhaus & Co., 1957, 400 - 418, (AGARDograph No. 20).
- Huber, L. Pulsator-fired heater for service vehicles. *Automobil - Technische Zeitschrift*, 66(2):31-37, 1964.

- Huber, L. New development with the everspächer - pulsating combustor. *Automobil - Technische Zeitschrift*, 67(9):1-4, 1965.
- Huber, L. Gas-fired pulsating combustor. *Heiz- Lüft-Haustechn*, 20:436-439, 1969.
- Instituto Brasileiro do Petróleo - PETROBRÁS. Gás Liquefeito de Petróleo. 1986.Cap. 3.
- Kam, W.I.E. Heating and ventilating apparatus. U.S. Patent 2, 839, 046, June 17, 1958.
- Kaskan, W.E. An investigation of vibrating flames. In: International Symposium on Combustion, Cambridge, MA, 1952. *Proceedings*. Baltimore, The Williams & Wilkins, 1953, p.575-591.
- Lord Rayleigh *The theory of sound*. New York, Dover, p.224-235, 1945.
- Mc Clure, F.T. *Sound*. *Science*, 135(2):771-776, 1962.
- Mc Clure, F.T.; Hart, R.W.; Bird, J.F. Solid propellant rocket research *Progress in Astronautics and Rocketry*, New York, Academic, 1960. V.1, p.295-358.
- Muller, J. L. The development of a resonant combustion heater for drying applications. *The South African Mechanical Engineering*, 16(7):137-146, 1967.
- Persechino, M.A. Valveless pulse jet de-icer application. Naval Research Laboratory, 1957, (Report 5024).
- Persechino, M.A. Experimental valveless pulse jet diesel-fueled fog generator U.S. Naval Research Laboratory, 1959, (Report 5414).
- Price, E.W. Velocity coupling in oscillatory combustion of solid propellant. *AIAA Journal*, 17(07):799-800, 1979.

- Putnam, A.A. General survey of pulse combustion. In: International Symposium on Pulsating Combustion, 1., Battele, 1970, Proceedings. 1971.
- Putnam, A.A; Dennis, W.R. A Study of Burner Oscillations of the organ-pipe type. Transaction of the ASME, 75(1):15-28, 1953.
- Reynst, F.H. Pulsating combustion. New York, Pergamon, 1961.
- Schmidt, P. On the history of the development of the Schmidt tube. In: History of German Guided Missiles Development. New York, Th. Benecke, Th. A. W. Quick, Ed. E. Appelhaus & Co., 375-399, 1957, (AGARDograph No. 20).
- Severyanin, V.S. Application of pulsating combustion in industrial installations. In: Symposium on Pulse Combustion Applications, 1., Atlanta, 1982. Proceedings. Atlanta, NTIS, 1982, p. 7.1-7.23 (NTIS paper N,7).
- Sommers, H. (1961). "Experiences with Pulsating Tube Firing in an Experimental Installation", "Pulsating Combustion, The Collected Works of F. H. Reynst" (Ed M. W. Thring). pp. 262 - 274. Pergamon.
- Temkin, S. Elements of acoustics. New York, John Wiley & Sons, 1981.
- Torres, E.A. Pulsating combustion of "dendê" peel (Dissertação de Mestrado) - Universidade de São Paulo, São Paulo, 1990.
- Torres, E.A.; Victório, J.R.S.; Ferreira, M.A.; Carvalho Jr., J.A. Pulsating combustion of palm oil fruit bark. Fuel, 71:257-261, 1992.
- Tyndall, J. Sound. Physical Sciences, 30(2):231-257, 1970.
- Wang, M.R. Mechanisms and performance of coal burning Rijke type pulsating combustors. (Ph.D. Thesis) - Georgia Institute of Technology, Georgia, 1985.

Wood, A. *Acoustics*. New York, Dover, 1966.

Zinn, B.T. Pulsating combustion. In: *Advanced Combustion Methods*. Atlanta, GA, 1986, p.113-181.

Zinn, B.T., et al. Development of a pulsating combustor for burning of wood. In: *Symposium on Pulse Combustion Applications*. Atlanta, GA, Mar. 2-3, 1982. *Proceedings*, 1. Atlanta, GA, 1982, p. 11-1 - 11-7

Zinn, B.T.; Daniel, B.R.; Sheshadri, T.S. Application of pulsating combustion in the burning of solid fuels. In: *Symposium on Pulse Combustion Technology for Heating Applications*. Argonne, IL, Nov. 29-30, 1979. *Proceedings*. Atlanta, GA, 1979, p. 239-247.

Zinn, B.T.; Miller, N.; Carvalho Jr., J.A.; Daniel, B.R. Pulsating combustion of coal in a Rijke type combustor. In: *International Symposium on Combustion*, 19., Haifa, Israel, 1982. *Proceedings*. Pittsburgh, PA, Combustion Institute, 1982, p.1197-1203.



APÊNDICE AGRÁFICOS OBTIDOS DURANTE OS ENSAIOS

Neste Apêndice são apresentados os gráficos, fornecidos pelo sistema de aquisição de dados durante os ensaios, dos parâmetros mais relevantes, em função do tempo de operação. Estes parâmetros são os seguintes: T_2 é a temperatura de saída da água da Jaqueta, T_4 a temperatura de saída dos gases de combustão, P_3 a amplitude de pressão acústica na posição acima da tela e O_2 a porcentagem de oxigênio nos produtos de combustão.

Em geral, a aferição do equipamento de análise de oxigênio era efetuada nos primeiros dez minutos. Na análise da curva de porcentagem de oxigênio deve-se considerar que as oscilações se iniciaram no momento em que surgirem nos gráficos a curva de amplitude de pressão acústica, P_3 .

Para cada ensaio os gráficos são apresentados da seguinte forma: o primeiro deles mostra uma visão global do teste todo e os demais apresentam as curvas em intervalos de sessenta minutos cada um.

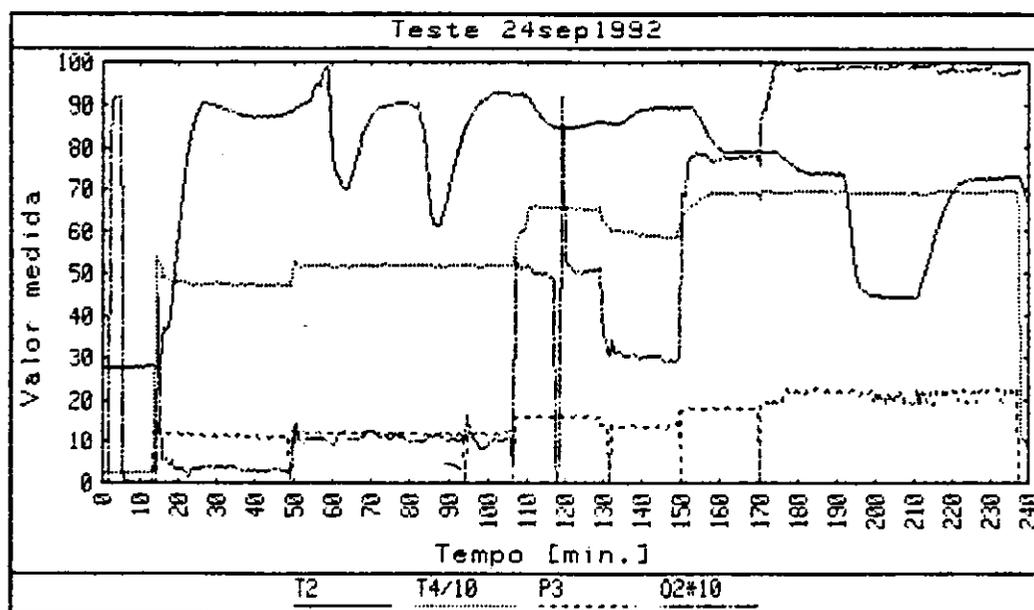


Fig. A.1 - Ensaio sem tela. Distribuidor com 12 tubos e α variável.
(continua)

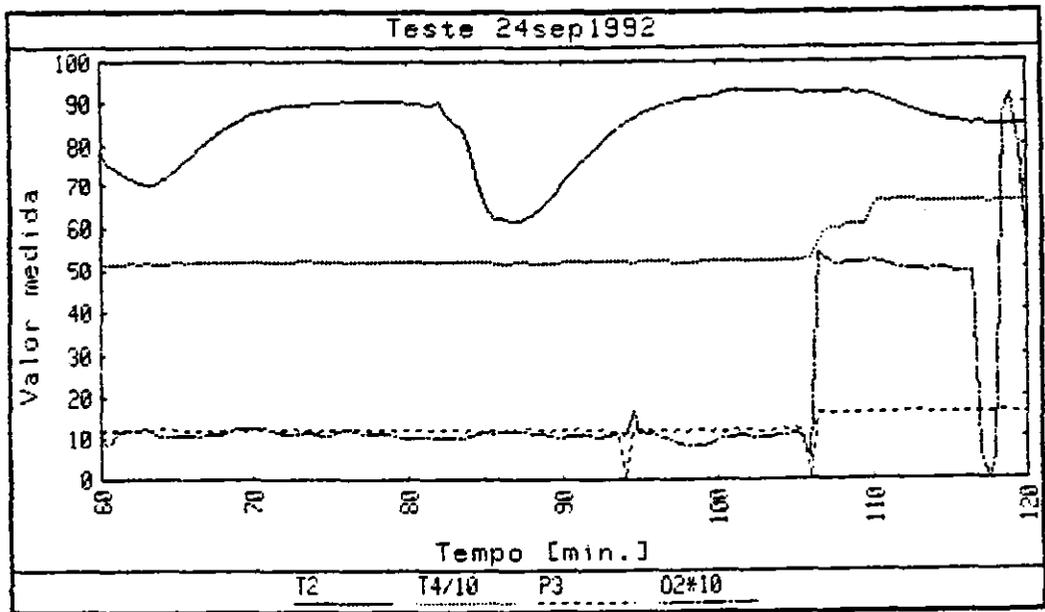
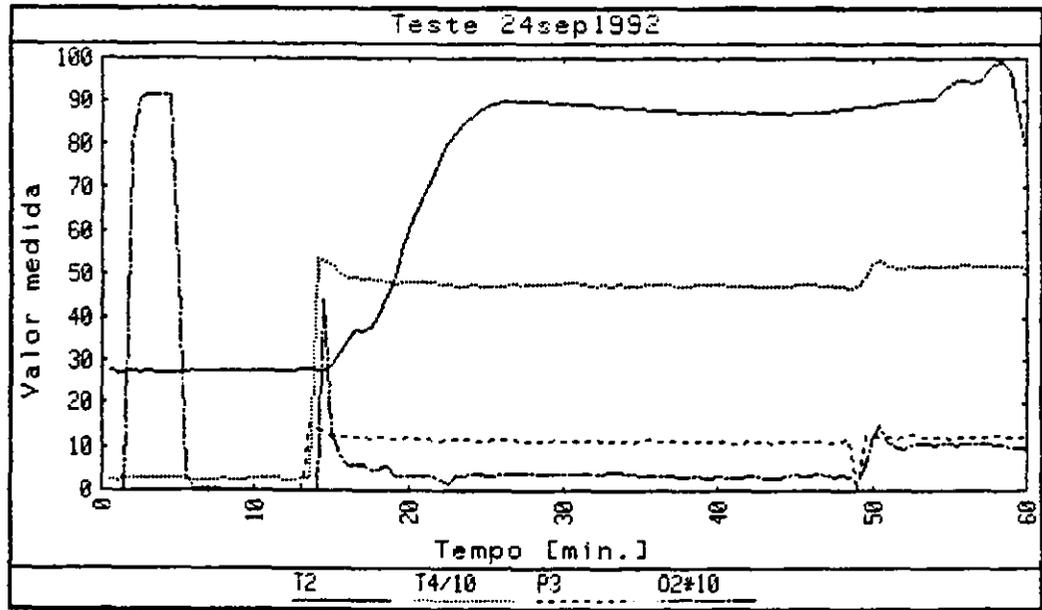


Fig. A.1 - Continuação.
(continua)

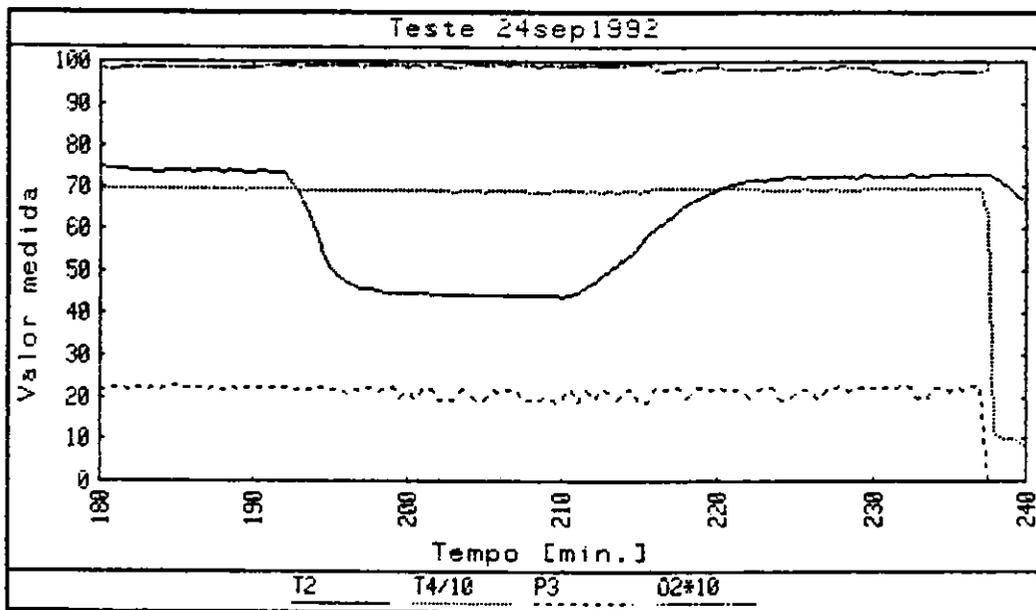
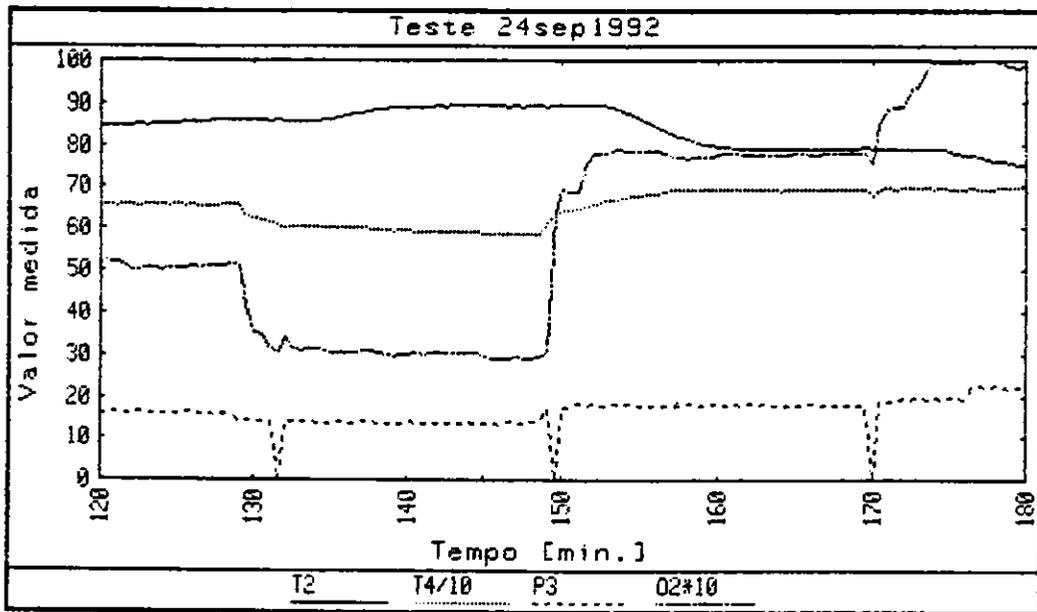


Figura A.1 - Conclusão.

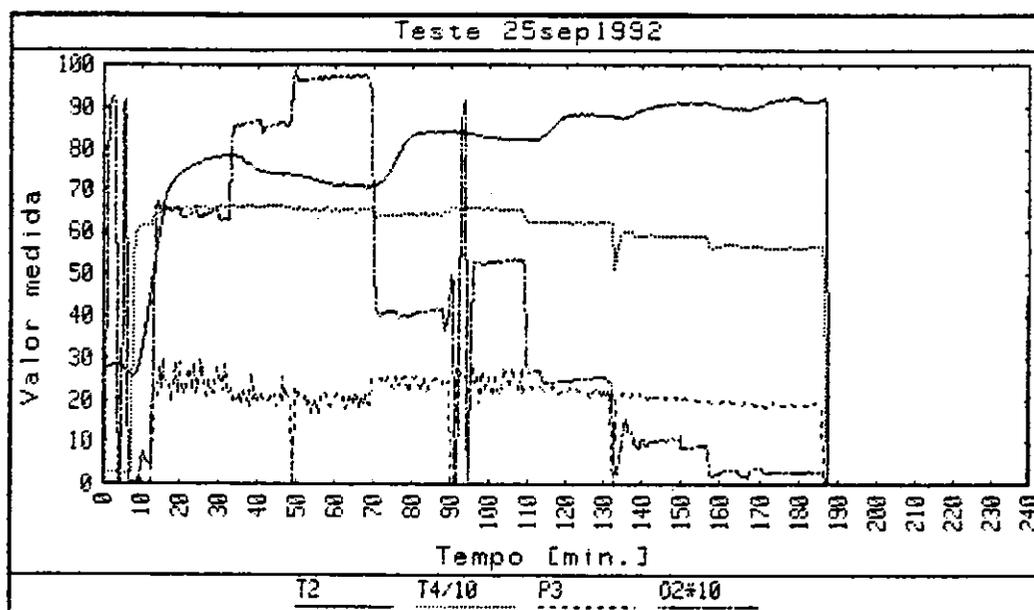


Fig. A.2 - Ensaio sem tela. Distribuidor com 6 tubos e α variável.
(continua)

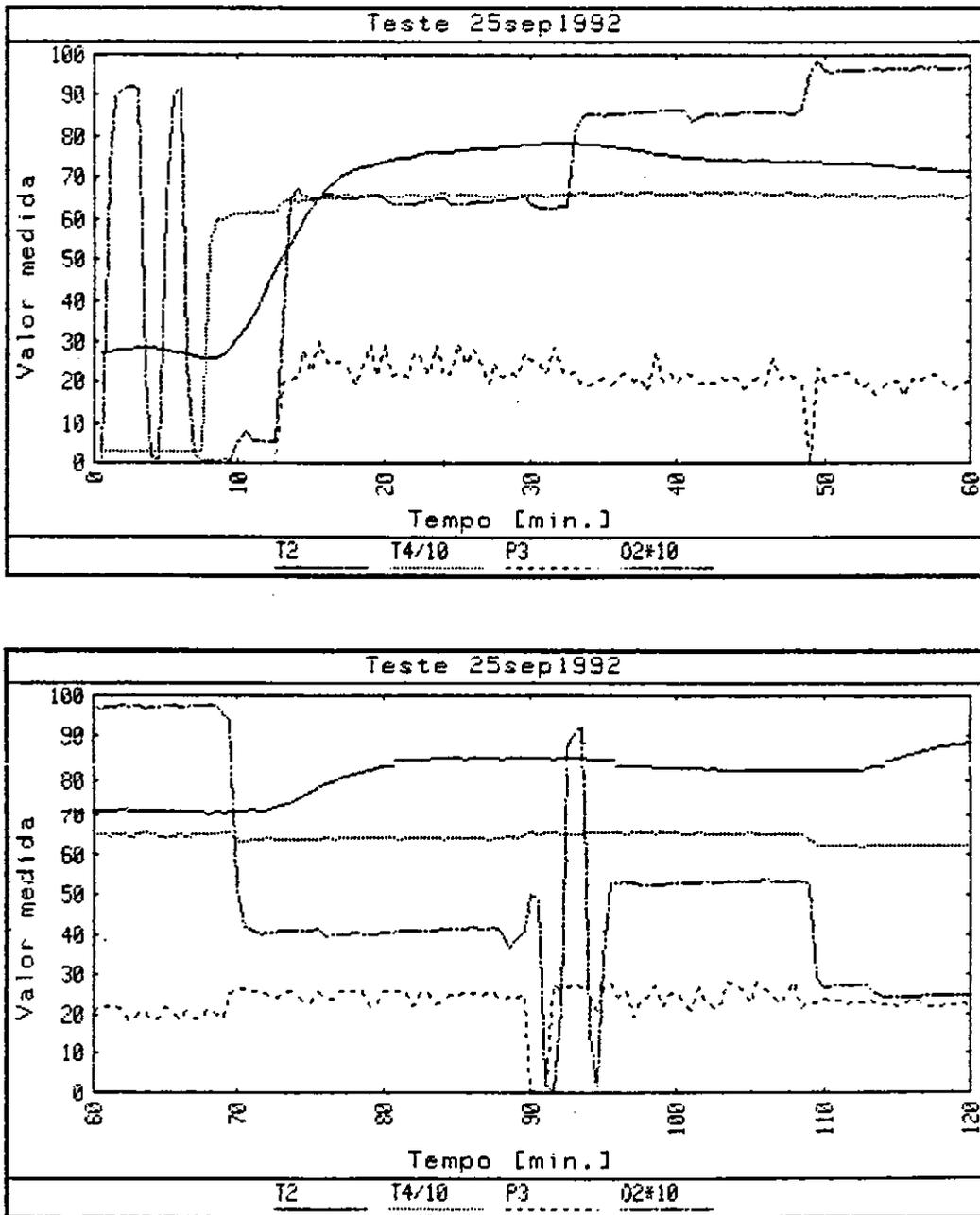


Fig. A.2 - Continuação.
(continua)

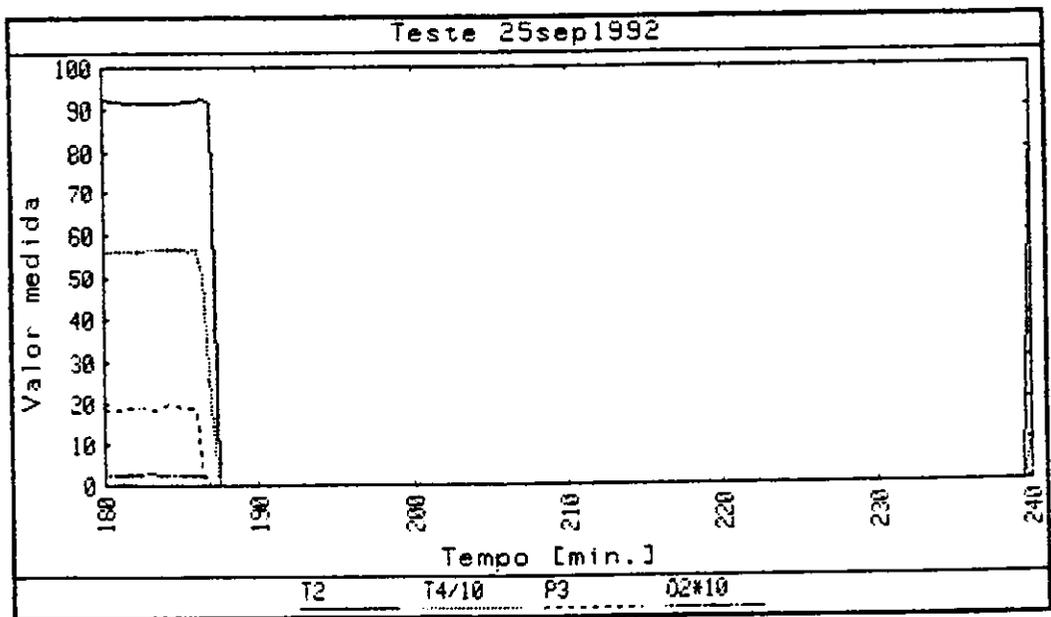
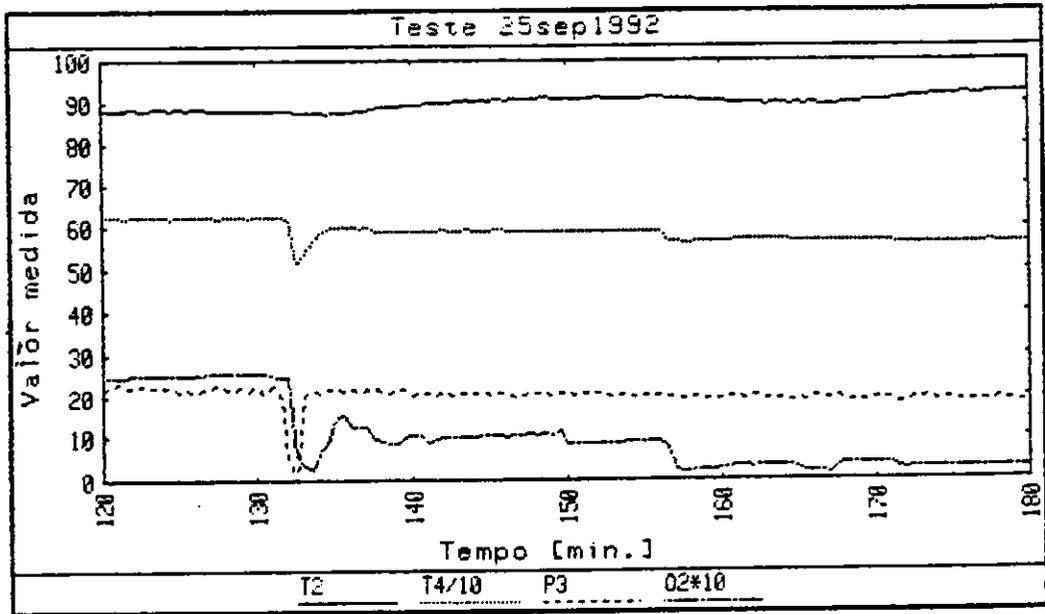


Fig. A.2 - Conclusão.

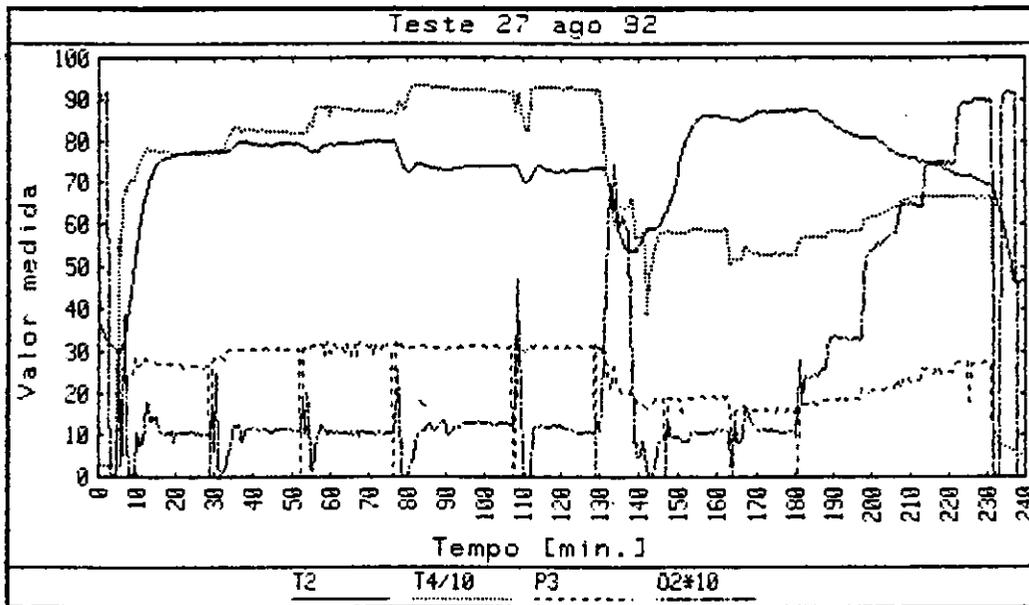


Fig. A.3 - Ensaio com tela e α constante, intervalo de tempo de 0 a 180 min; ensaio com tela e α variável, intervalo de tempo de 181 a 240 min.

(continua)

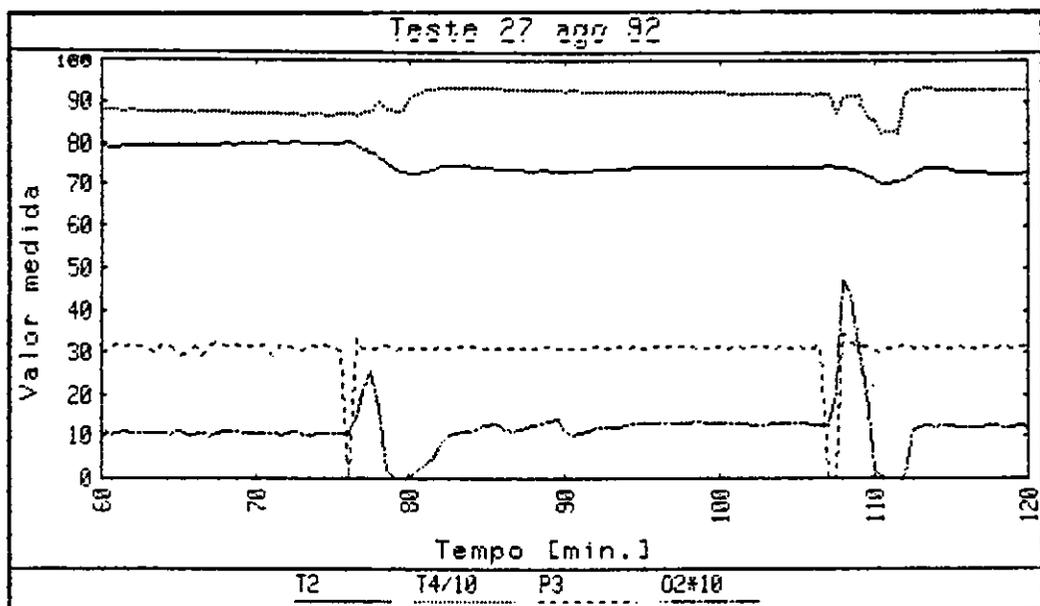
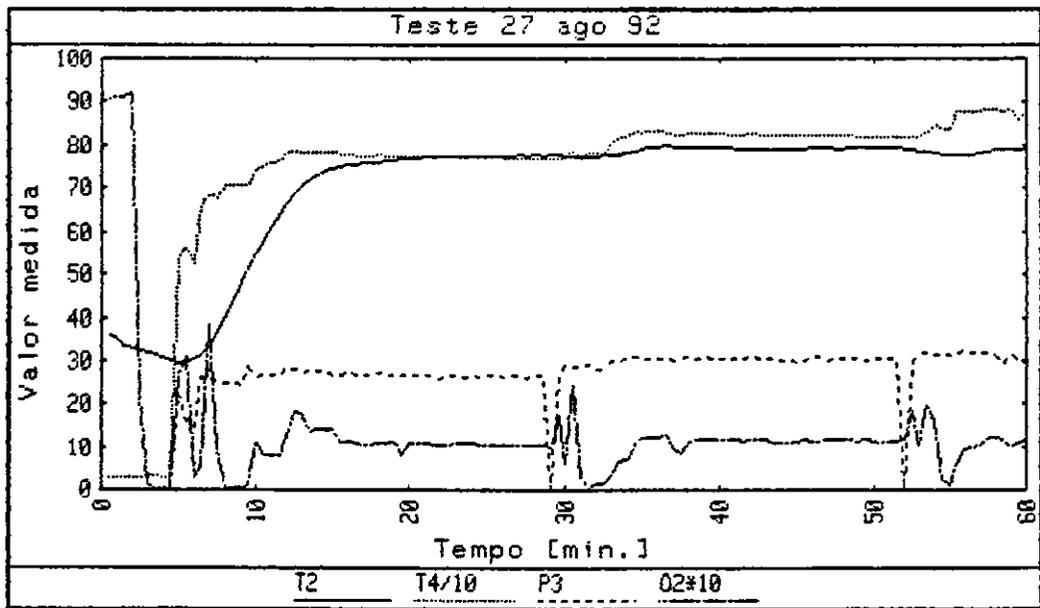


Fig. A.3 - Continuação.
(continua)

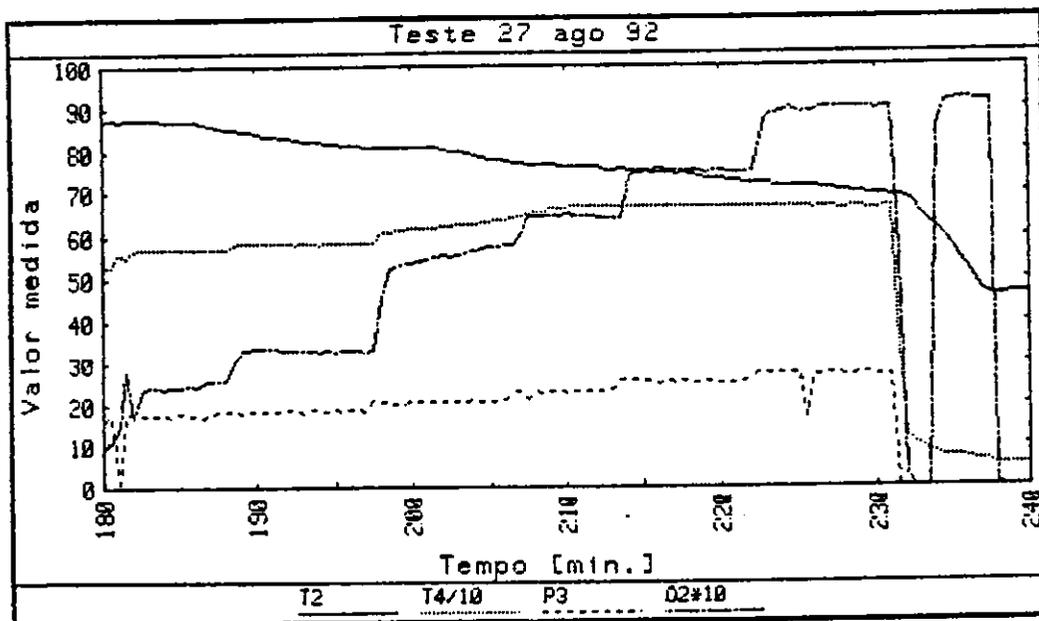
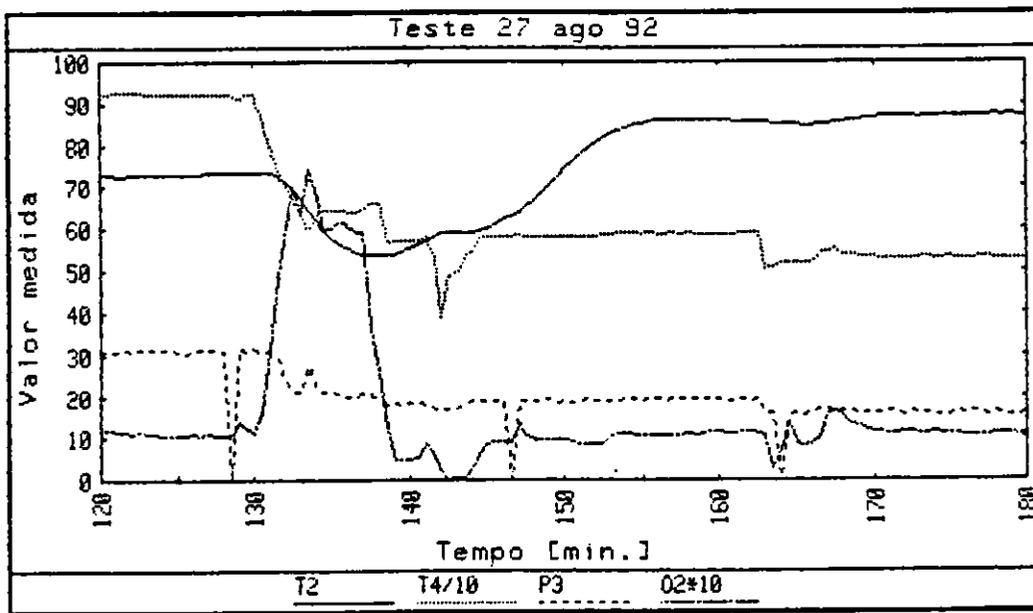


Fig. A.3 - Conclusão.

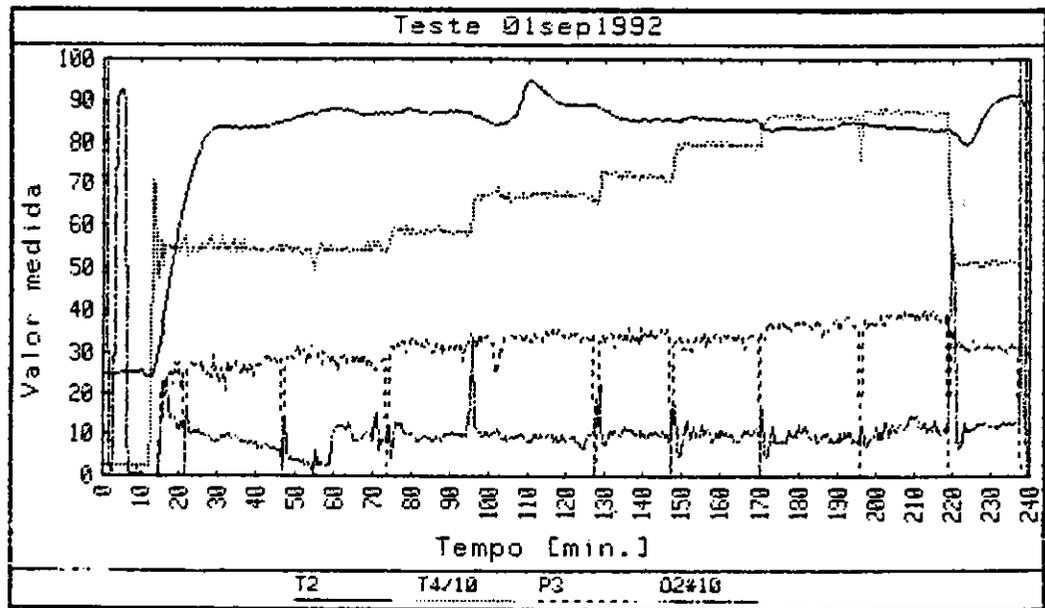


Fig. A.4 - Ensaio com uma camada de esferas de argila e α constante.

(continua)

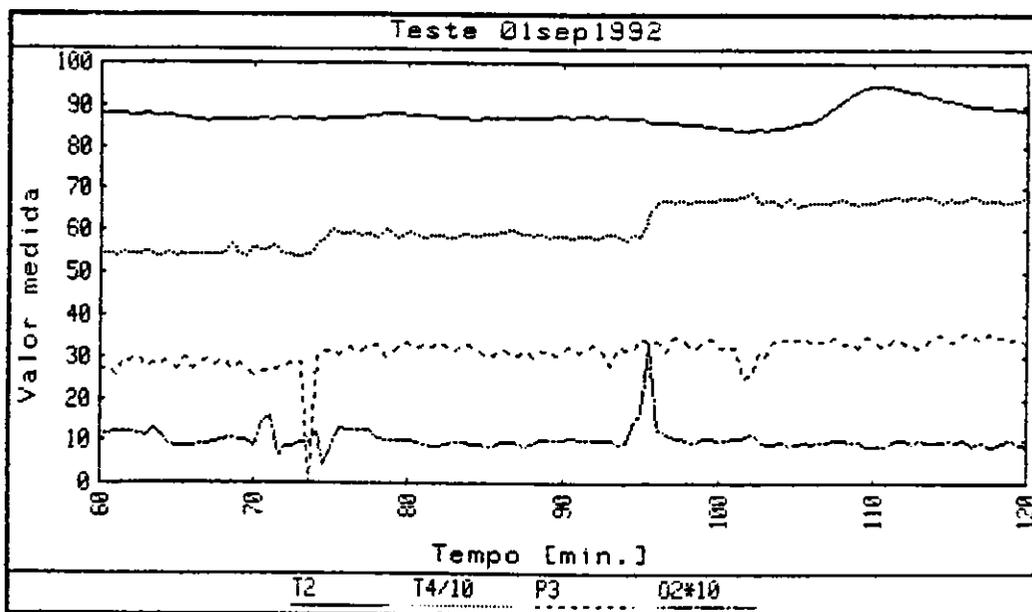
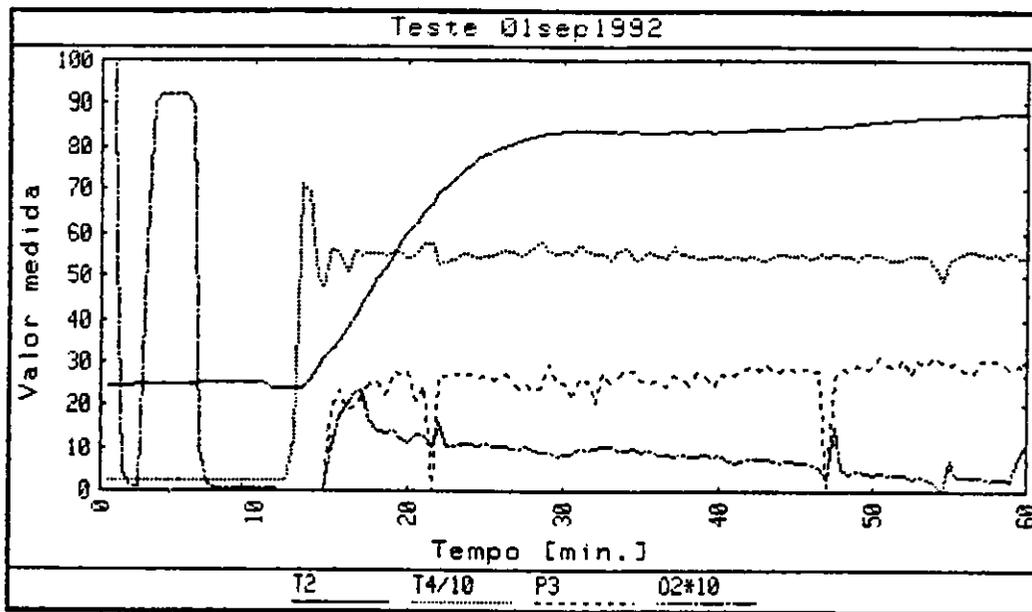


Fig. A.4 - Continuação.
(continua)

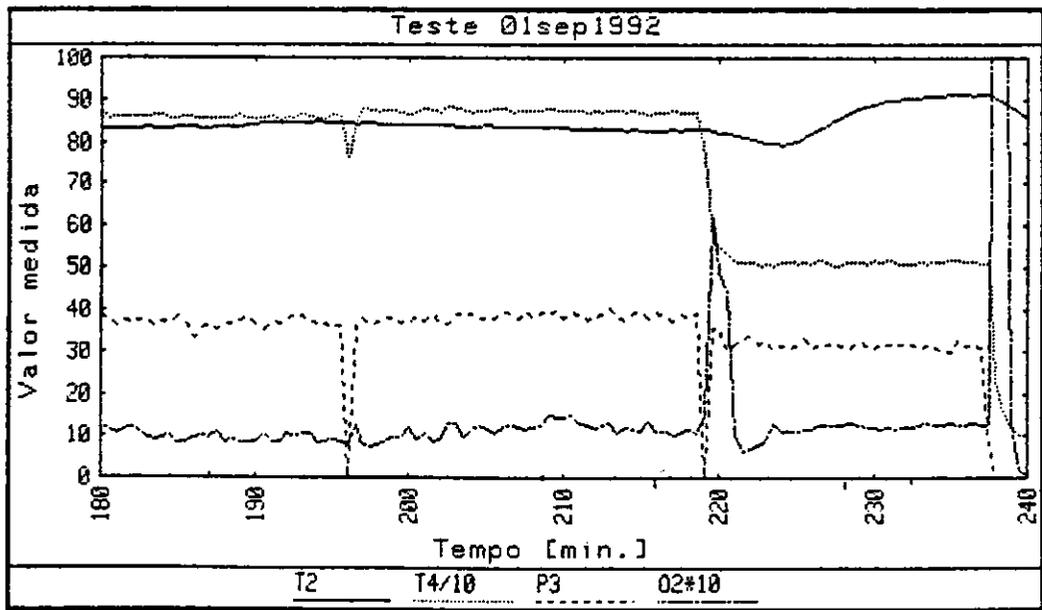
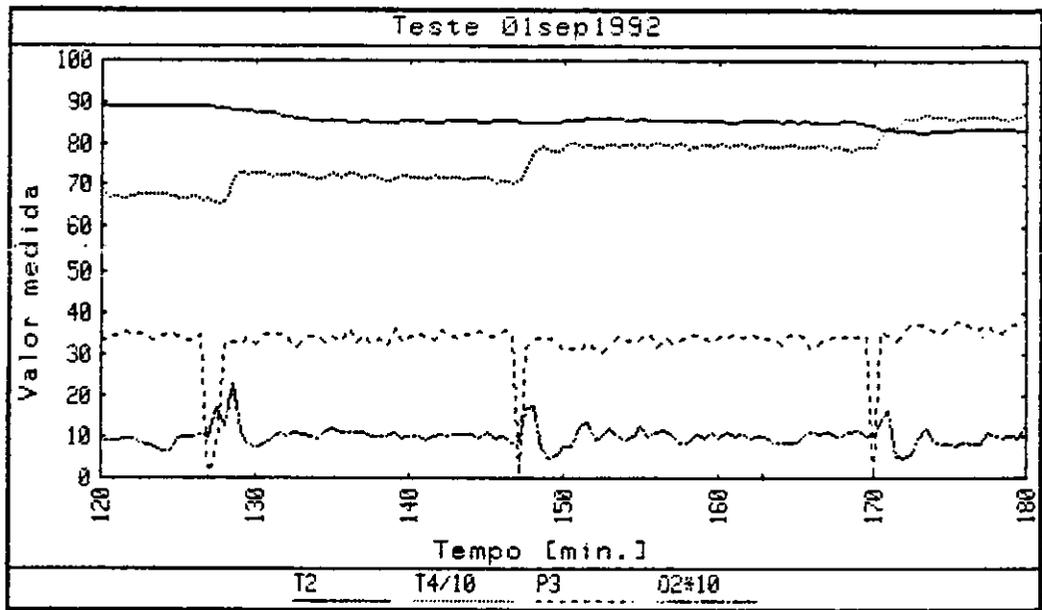


Fig. A.4 - Conclusão.

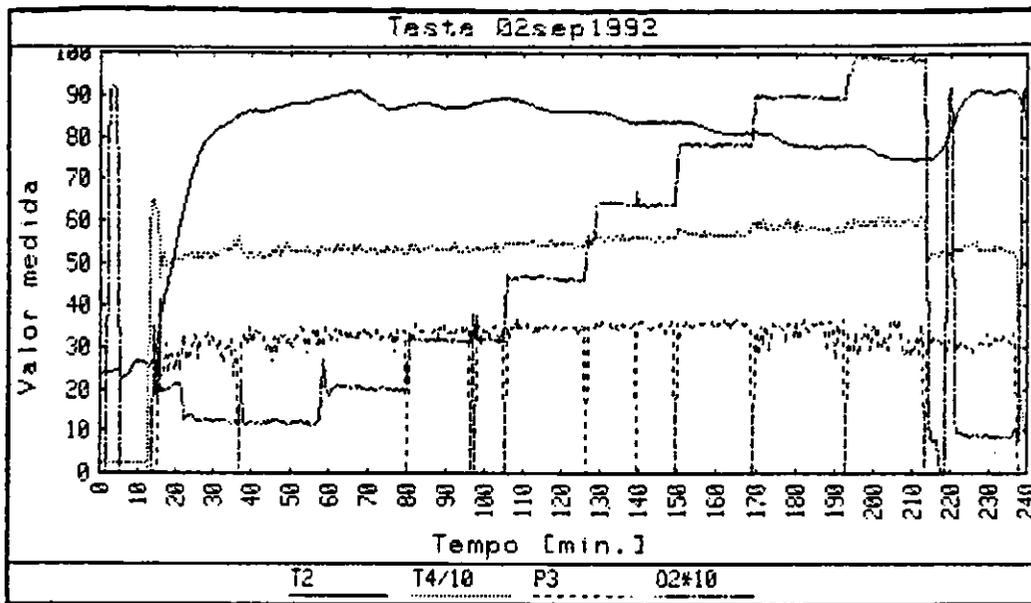


Fig. A.5 - Ensaio com uma camada de esferas de argila e α variável.
(continua)

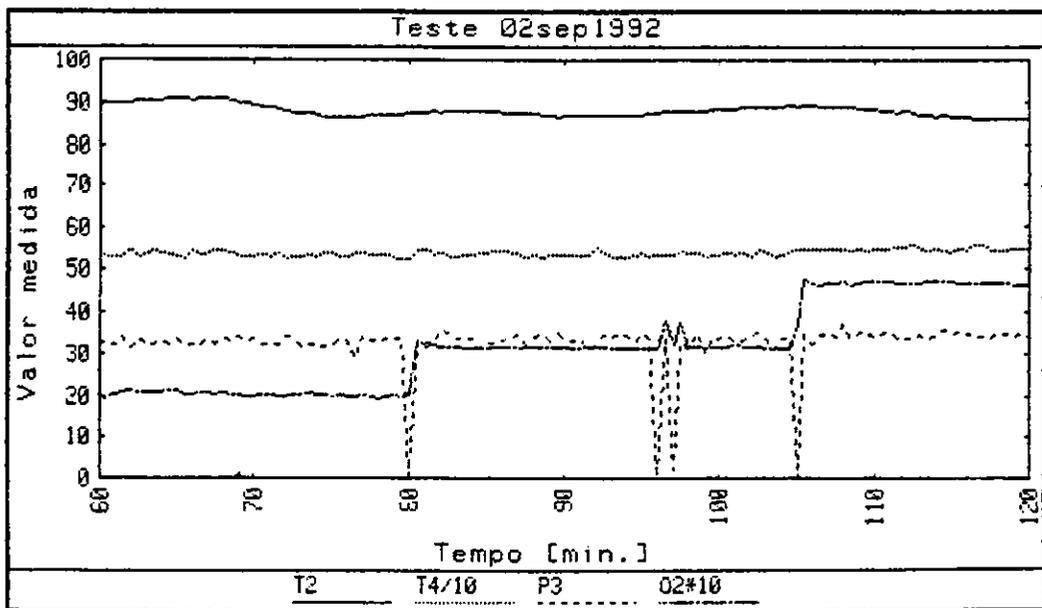
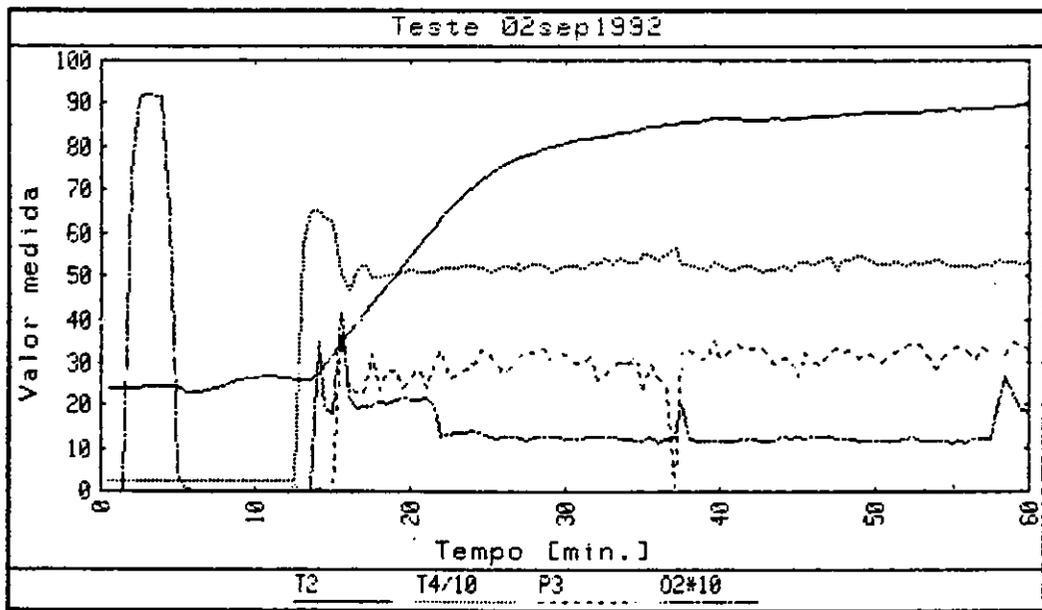


Fig. A.5 - Continuação.
(continua)

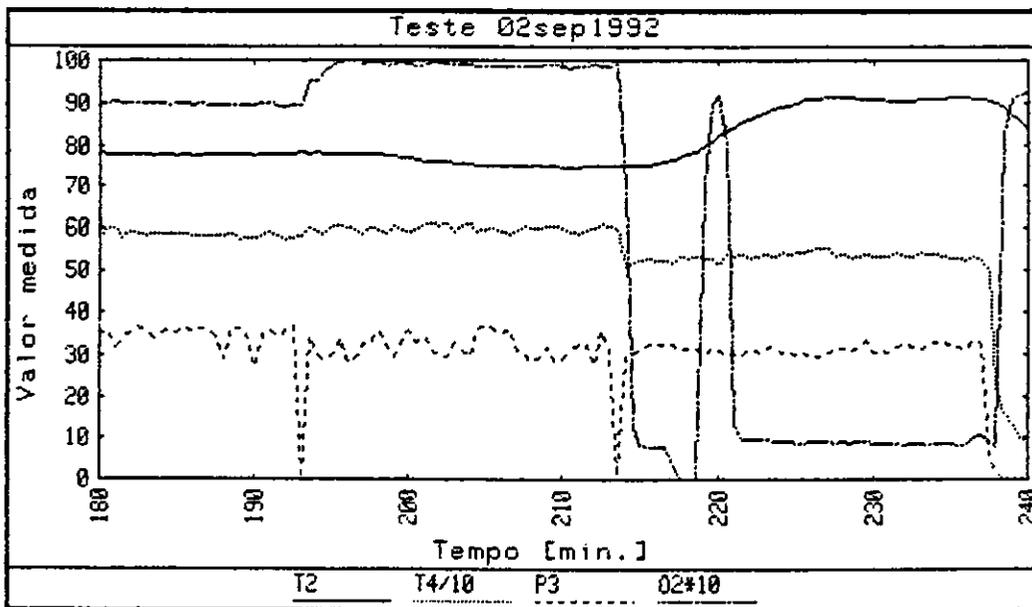
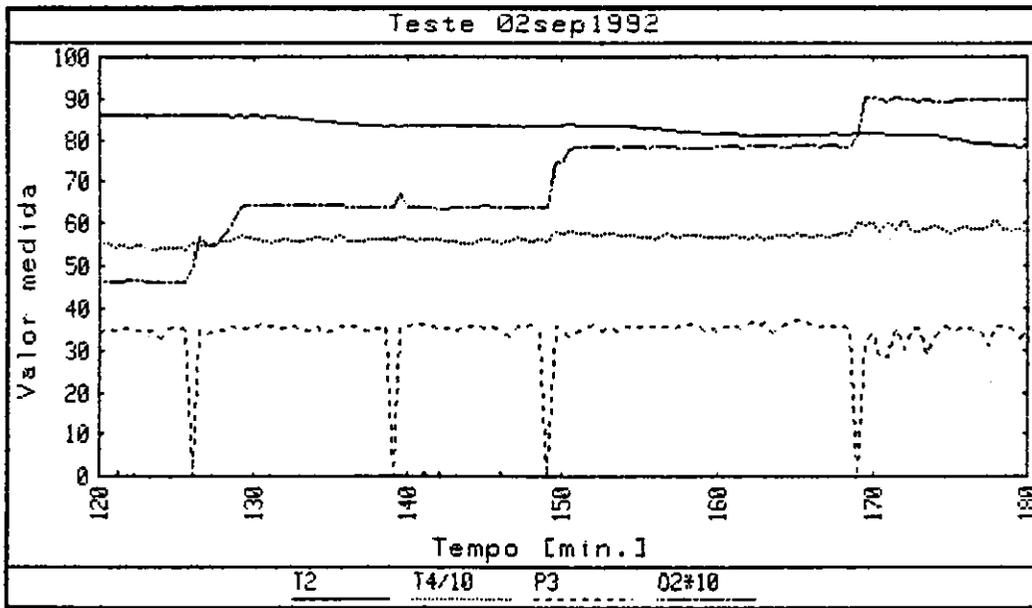


Fig. A.5 - Conclusão.

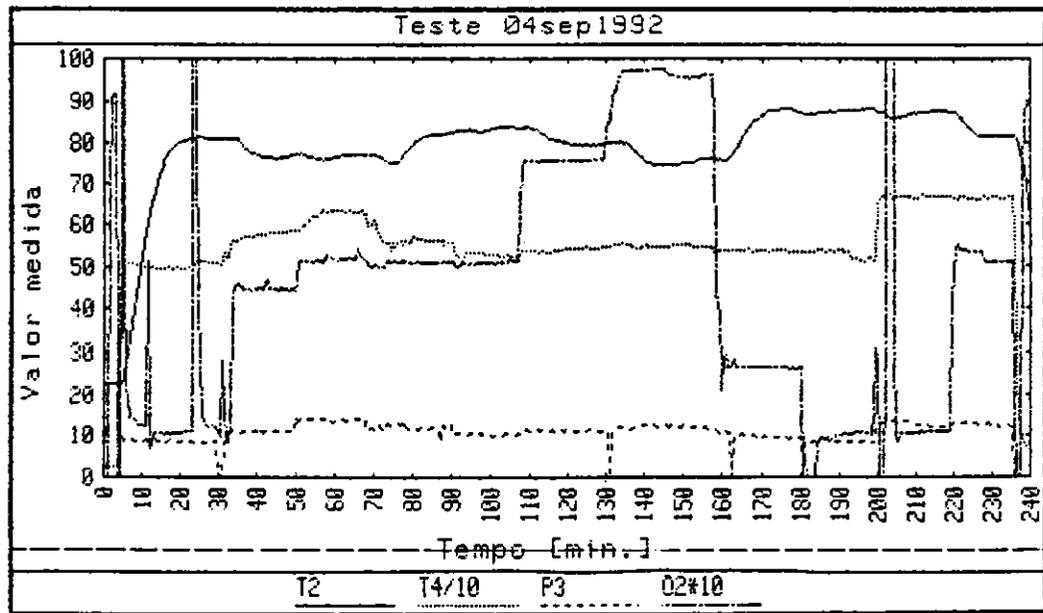


Fig. A.6 - Ensaio com três camadas de esferas de argila colocadas no decorrer do teste e α constante, intervalo de tempo de 34 a 90 min; ensaio com três camadas de esferas de argila colocadas no decorrer do teste e α variável, intervalo de tempo de 90 a 240 min.

(continua)

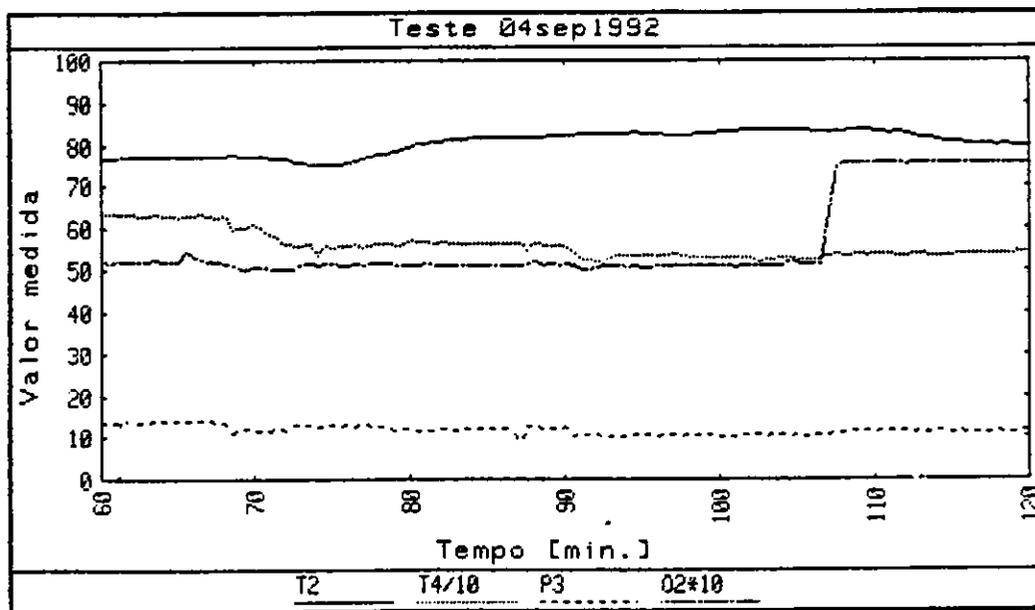
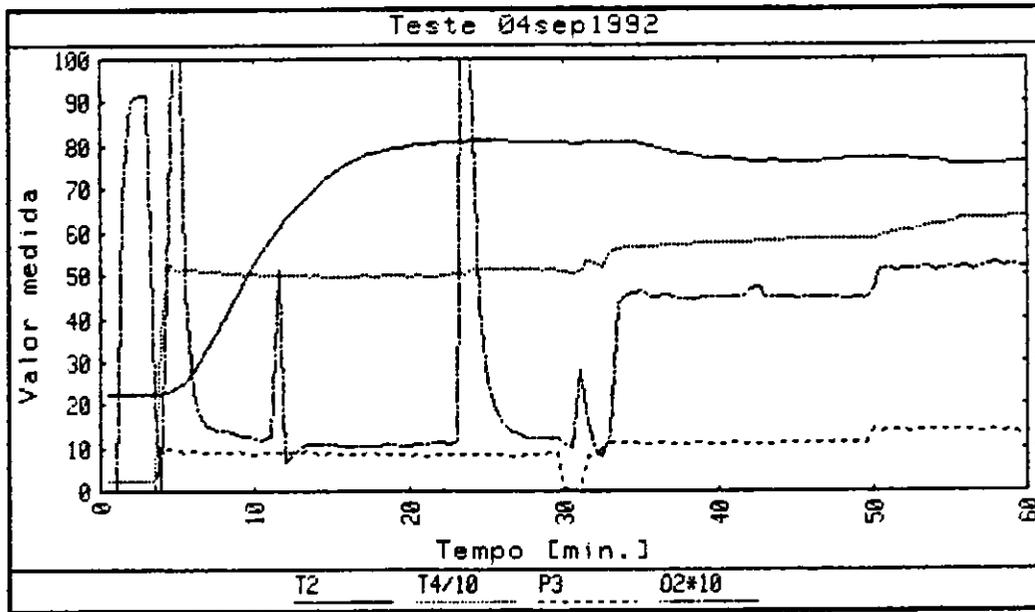


Fig. A.6 - Continuação.

(continua)

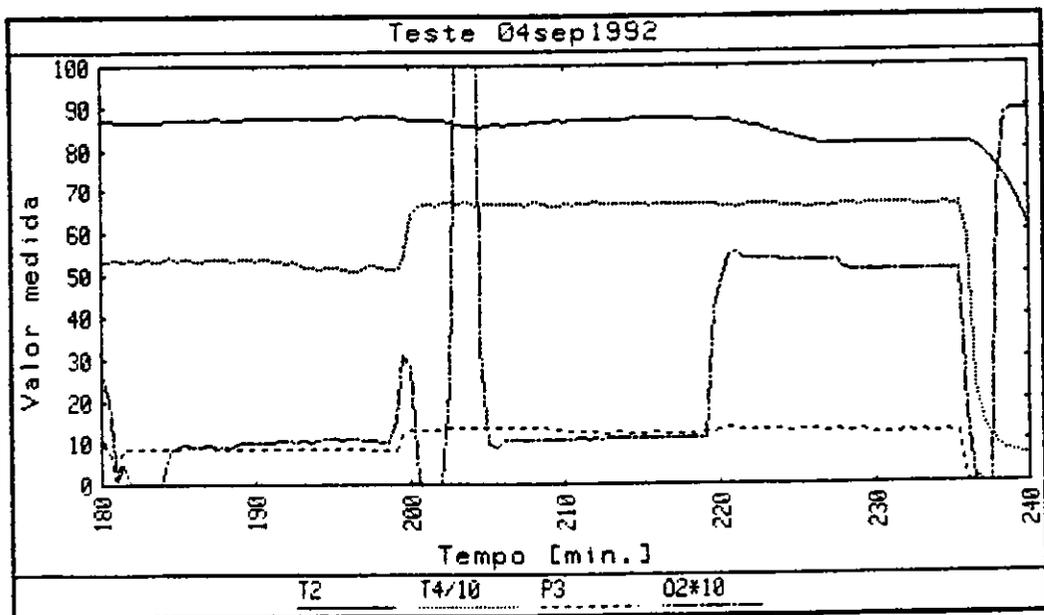
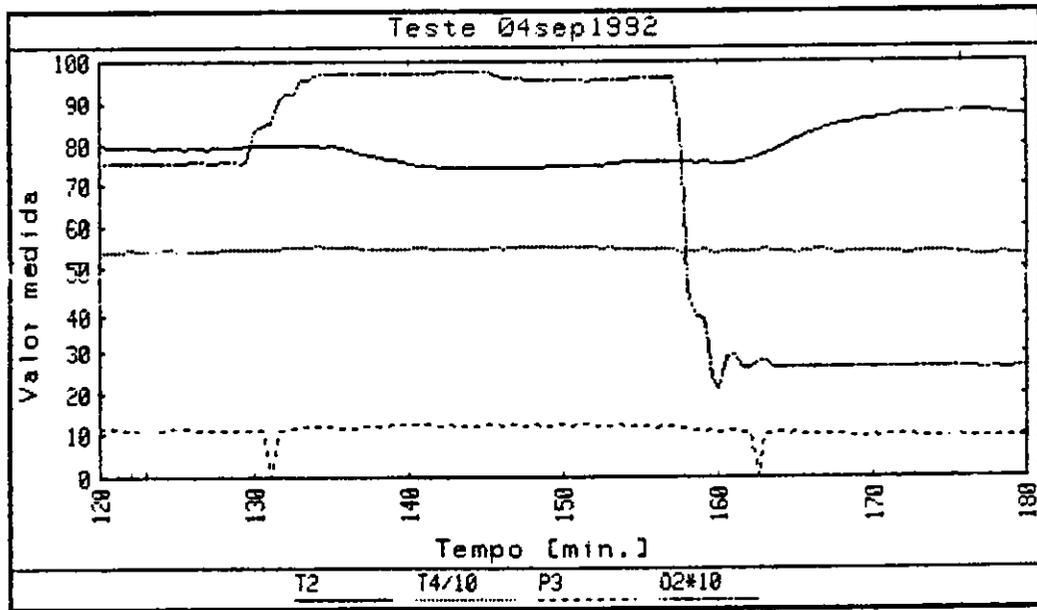


Fig. A.6 -Conclusão.

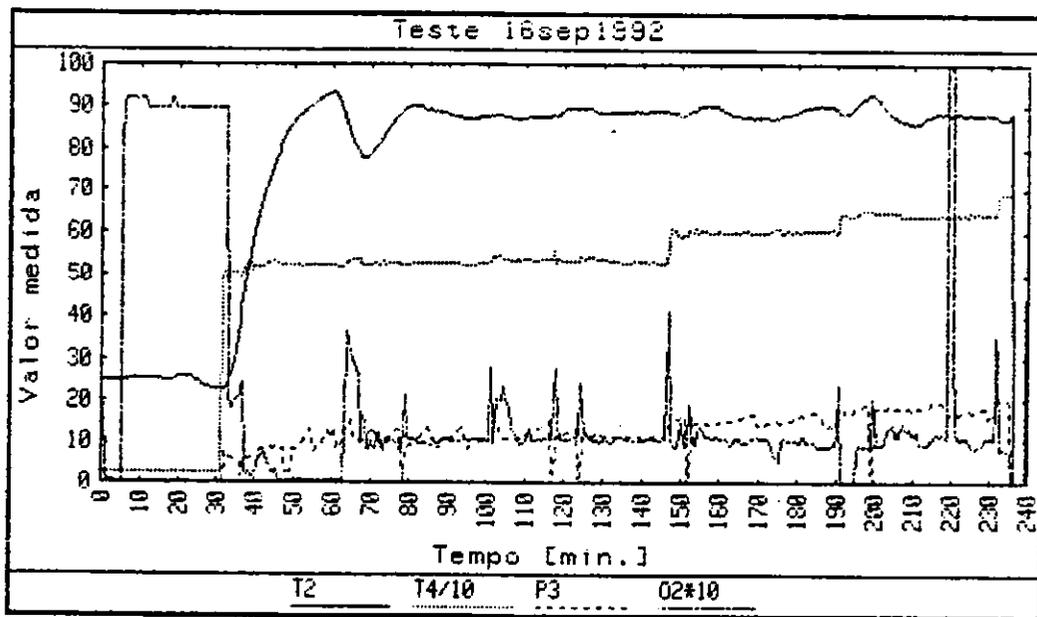


Fig. A.7 - Ensaio com três camadas de esferas de argila colocadas antes do início do teste.

(continua)

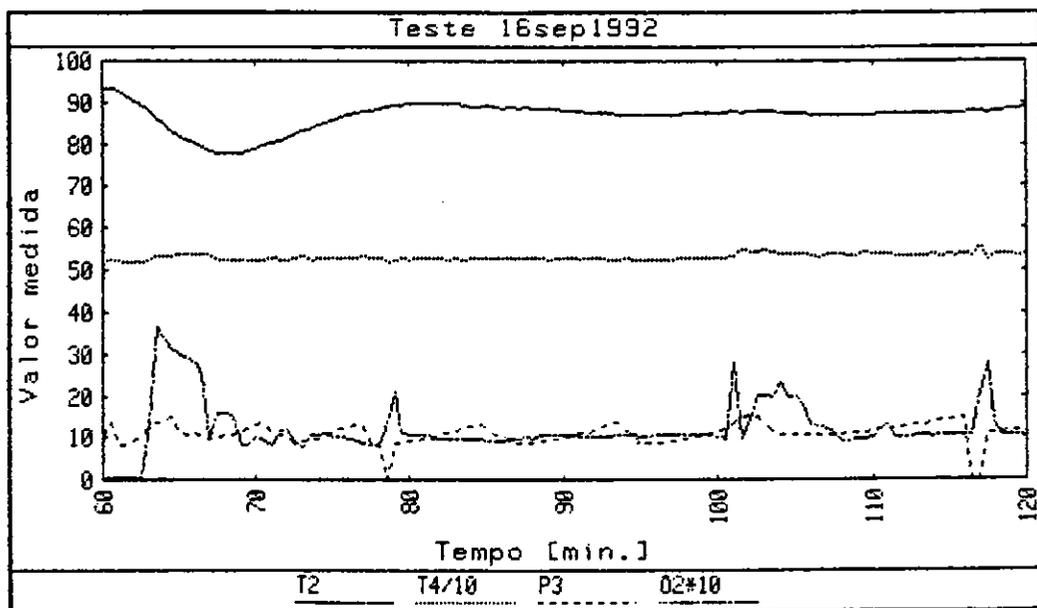
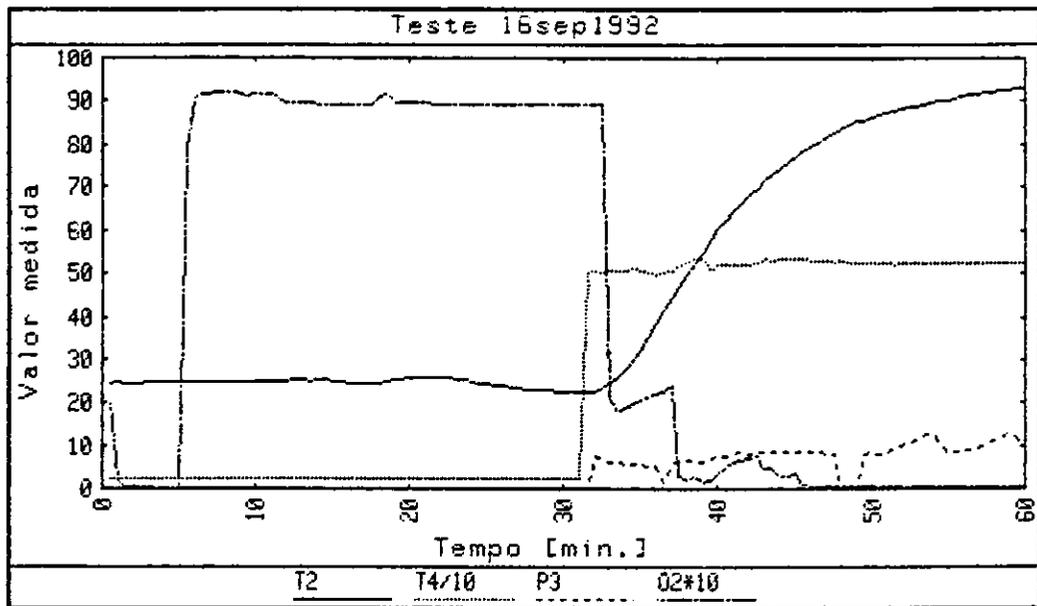


Fig. A.7 - Continuação.
(continua)

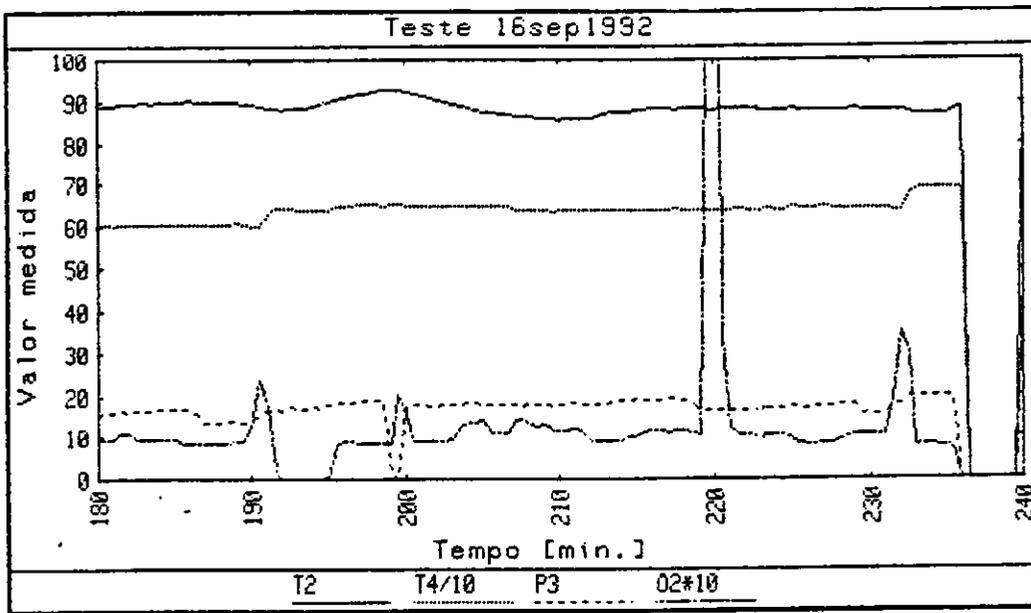
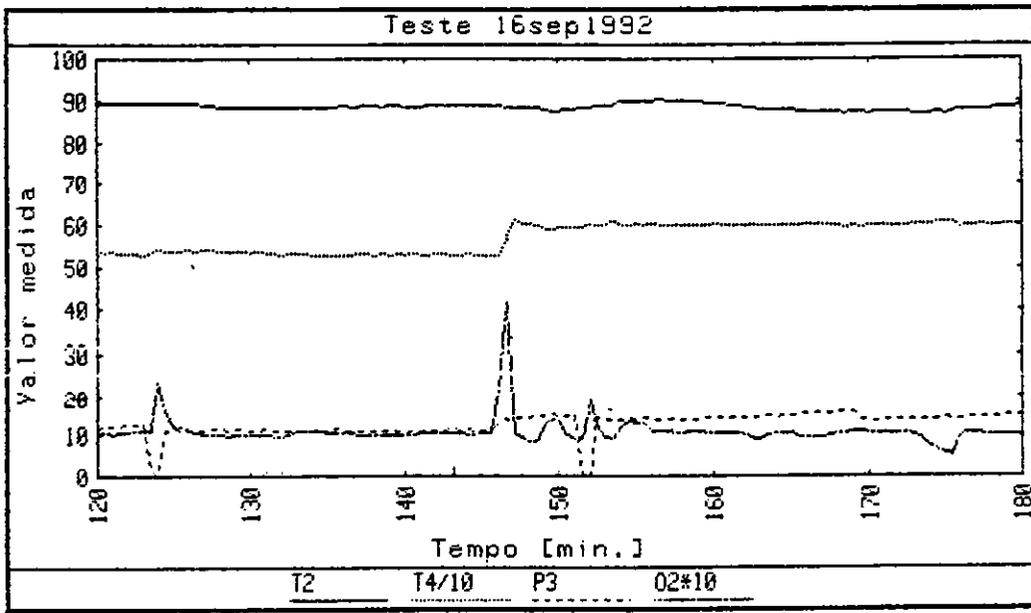


Fig. A.7 - Continuação.
(continua)

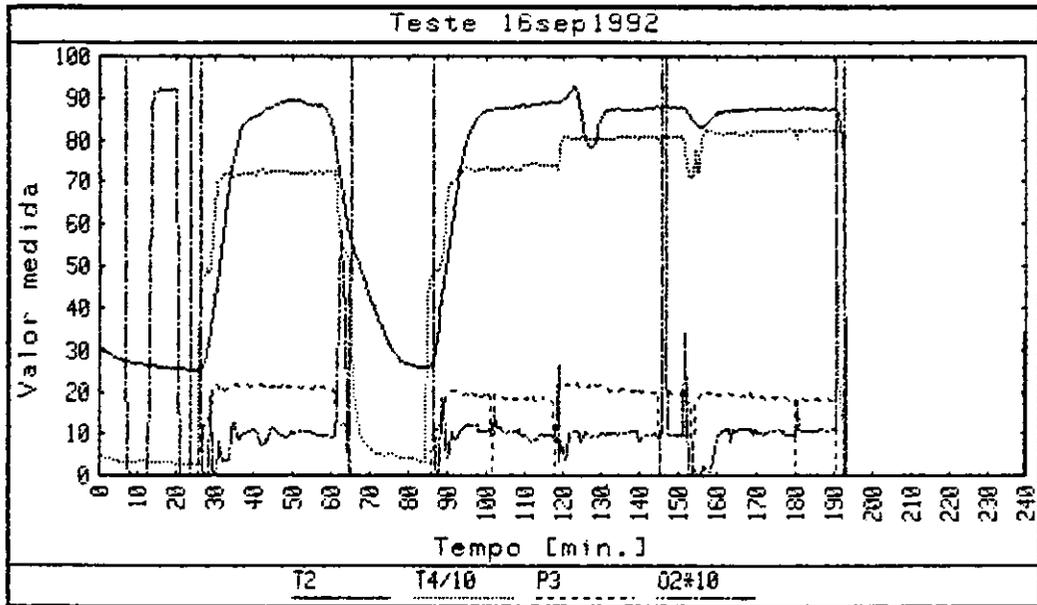


Fig. A.7 - Continuação.
(continua)

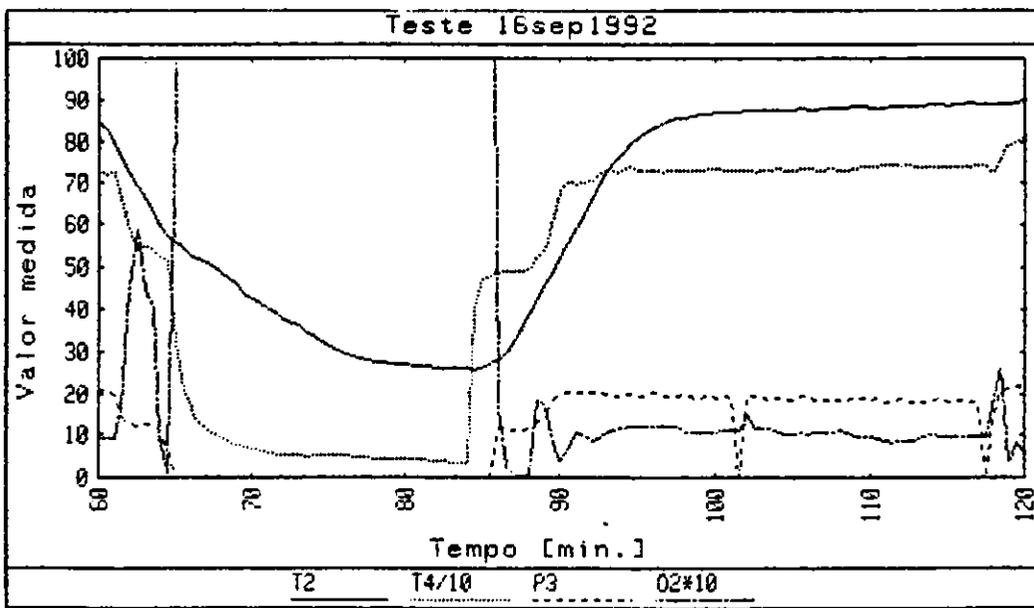
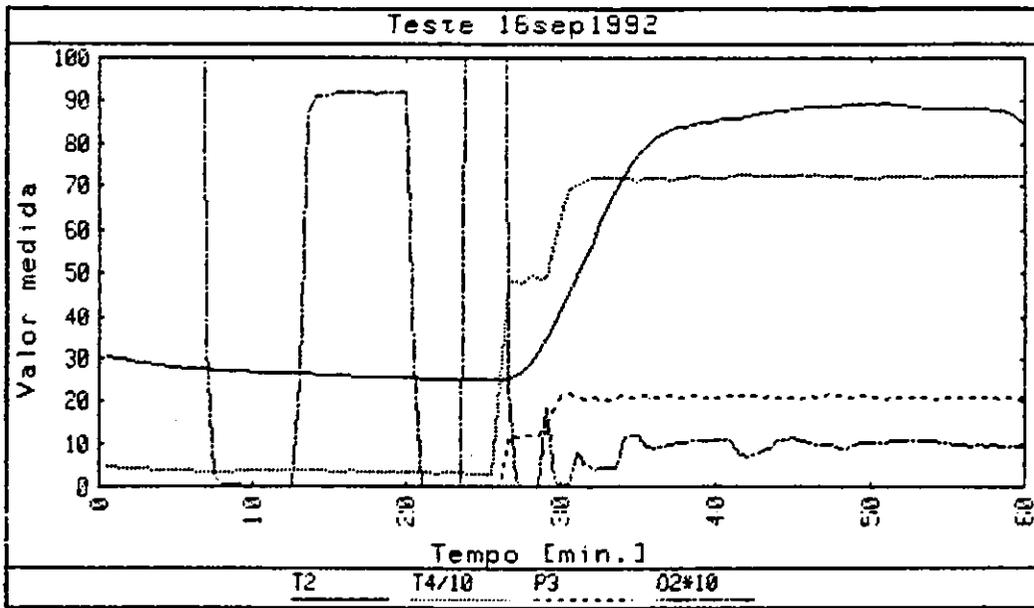


Fig. A.7 - Continuação.
(continua)

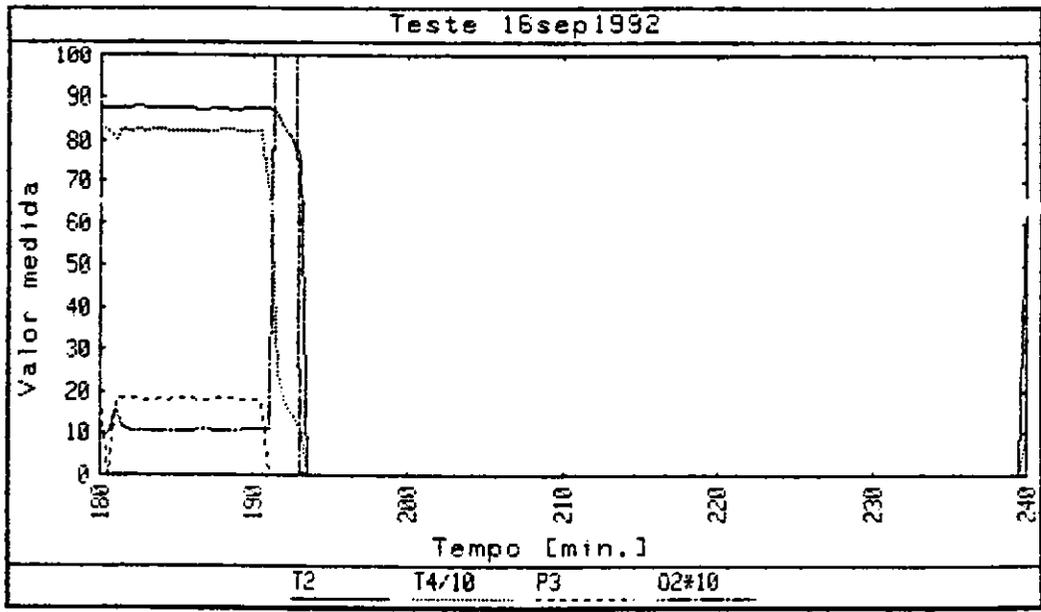
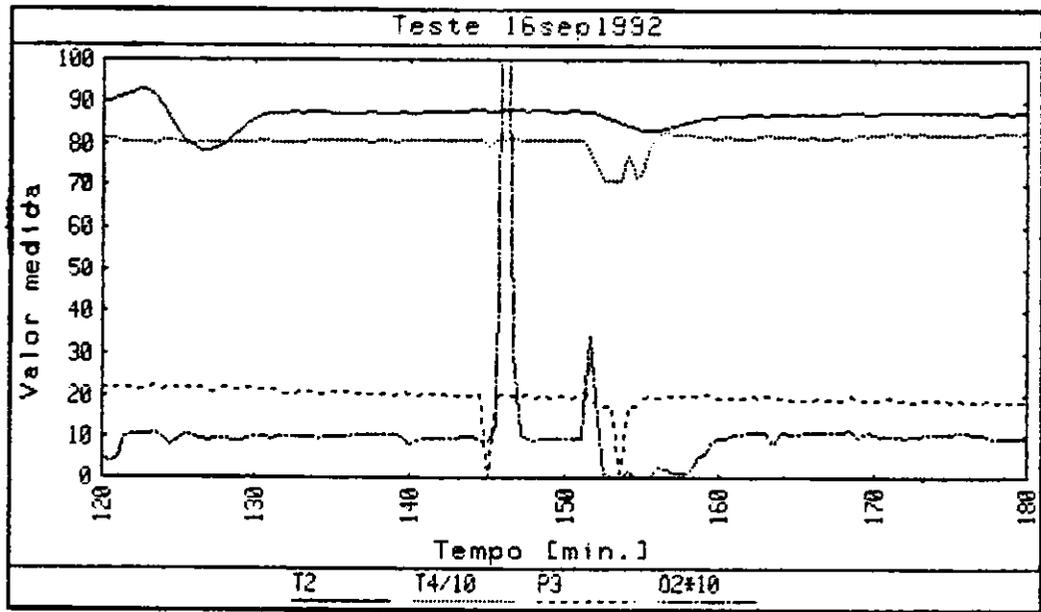


Fig. A.7 - Conclusão.