





Universidade do Minho
Escola de Engenharia

	Escola de Engenharia
	Departamento de Engenharia Mecânica Energia e Fluidos

Atomização Efervescente na Combustão de Óleos Usados

Manuel Eduardo Cardoso Ferreira

Tese de Doutoramento

Guimarães, Setembro de 2008

Ao professor, colega e amigo,

Heitor Almeida

“Na procura da excelência, trilho o seu caminho...”

RESUMO

A eliminação de óleos usados, em particular os resultantes da lubrificação de máquinas e motores, representa um grave problema ambiental e que causa inquietação quanto ao fim a dar-lhes. Das tecnologias disponíveis para a sua eliminação/tratamento, a recuperação energética através da combustão ou a regeneração, que o transforma num óleo de base para o fabrico de novos lubrificantes, são as mais utilizadas. Embora haja bastante discussão em relação às vantagens e desvantagens de uma ou outra solução, a valorização energética continua a ter um elevado potencial. Há essencialmente duas razões para este cenário: representa uma fonte de energia com elevado poder calorífico reduzindo, desta forma, a procura e utilização de combustíveis fósseis convencionais; os benefícios económicos relativamente à regeneração.

À excepção dos fornos de cimento e incineradores dedicados, a combustão de óleos usados é maioritariamente baseada na utilização de caldeiras convencionais de queima de combustíveis líquidos (como fuelóleo). No entanto, este tipo de aplicação apresenta um conjunto de problemas que derivam das características do combustível: elevada viscosidade, depósitos de carbono, partículas. Estes problemas dificultam o processo de atomização, sendo necessário um aquecimento prévio do óleo. Para além disso, a queima é deficiente, resultando na emissão de poluentes acima de valores permitidos.

Neste trabalho foi investigada a aplicação de um atomizador efervescente na combustão dos óleos usados. Para isso, foi projectada e construída uma instalação experimental para a realização de testes de combustão. A instalação consiste em: caldeira horizontal de secção circular com 0.5 m de diâmetro interno e cerca de 3 m de comprimento, com camisa exterior de arrefecimento a água; sistema de bombagem de óleo usado; sistemas de abastecimento de ar; queimador com atomizador efervescente e sistema gerador de rotação incorporado; sistema de dissipação do calor produzido. Durante os testes foi utilizado um óleo usado (tipo OQ1), previamente tratado por uma empresa licenciada para o efeito (AUTO-VILA, SA).

Previamente foram caracterizados os perfis de velocidade produzidos pelo gerador de rotação do ar de combustão sem reacção química. Foi efectuada uma caracterização térmica da caldeira, através da medição da temperatura de chama e das paredes interiores. A análise da combustão foi efectuada pelo registo das emissões dos gases de combustão (O_2 , CO_2 , CO e, pontualmente, NO_x e partículas) complementada com a caracterização do escoamento no interior da fornalha com um sistema de anemometria laser.

Os resultados demonstraram a eficácia da aplicação do atomizador efervescente, pelo que é uma alternativa promissora para instalações de baixa potência, pois permitiu a obtenção de uma combustão de óleos usados com uma chama estável e com reduzidas emissões de CO (até cerca de 18 ppm).

O estudo do gerador de rotação mostrou que o desenvolvimento do jacto de ar com o caudal, depende do índice de rotação imediatamente a jusante do gerador.

A eficiência de combustão depende essencialmente da adequação do jacto de alimentação do ar de combustão à estrutura do spray. Assim, conseguiu-se um bom desempenho com um spray longo usando um jacto de baixa rotação ou com uma alimentação de ar de elevada rotação com um spray de elevado ângulo. Esta segunda estrutura foi conseguida pela utilização de um injector com múltiplos orifícios, divergentes. Os dados de anemometria laser e dos perfis térmicos no interior da caldeira suportam esta interpretação. Foi também evidente a importante contribuição do ar de atomização no processo de combustão.

A aplicação da técnica de planeamento de experiências de Taguchi com análise de variância permitiu identificar, dentro de um nível de aceitação elevado a contribuição do índice de rotação e do ar de atomização como os parâmetros mais importantes para a redução das emissões de CO .

ABSTRACT

The disposal of used lubricating oil is currently a problem of major concern. Amongst the technical solutions available, the energy recovery through combustion or re-refining back to a virgin base oil are those preferable. Although there is considerable debate on the merits and drawbacks of either solution, the combustion solution is still one with great potential. The reasons are two fold: a) it represents the use of an energy resource with a high heating value, thus reducing the demand on the conventional fuels; b) the economic benefits relatively to the re-refining solution.

Presently, for all but the cement kilns applications or other dedicated incinerators, combustion is based upon the use of conventional liquid fuel boilers. However, this solution has various problems of concern, which result from the fuel characteristics: high viscosity, carbon deposits, and particulate emissions. These characteristics yield a problematic atomization (previous heating) and subsequent deficient combustion resulting in soot and high levels of gaseous emissions.

The proposed research aimed to investigate the application of an effervescent atomizer in the combustion of used oils, in a dedicated water cooled combustion facility. This includes: a horizontal furnace with an inside diameter of 0.5 m and 3.0 m long; oil tank with pumping system to the atomizer and flow meter; primary (atomizing) air supplying system with pressure and flow meter; combustion air supplied through a swirl generator. The testes were performed with a lubricating used oil (ref. OQ1), supplied by AUTO-VILA, S.A.

The research included LDA measurements of the swirl generator flow field outside the furnace. The combustion analysis was based upon the measurement of internal wall and flame temperatures and flue gas emissions (O_2 , CO , CO_2 , NO_x and particulate). The results also included LDA velocity measurements inside the furnace.

The results clearly show that the effervescent atomizer is a very effective device for combustion applications of highly viscous fuels. The combustion process yielded a stable flame with CO emissions as low as 18 ppm. Such characteristics yield the atomizer as a very promising device in low-medium power plants.

Velocity measurements with the swirl generator have shown that the development of the flow field pattern depends upon the swirl number just downstream of the generator.

The combustion efficiency depends essentially on an adequate interaction of the fuel spray with the combustion air supply. Thus, a good performance was achieved either by the combination of a narrow and long spray with a low swirl air flow, or with a wide spray and a high swirl air supply. The wide spray resulted from a multi-hole nozzle. These results are supported by LDA measurements and temperature profiles inside the furnace. The atomizing air proved to be an important factor in reducing the combustion emissions.

The Taguchi methodology and ANOVA (analysis of variance) enabled the identification, with a high acceptance level that the swirl number and ALR are the most important factors for reducing CO emissions.

AGRADECIMENTOS

Apresento aqui os meus agradecimentos a todos os que de uma ou outra forma contribuíram para o sucesso deste trabalho:

- Ao meu supervisores, Doutor José Carlos Teixeira e Doutor Jorge Martins, pelo seu apoio, orientação e incentivo sempre presentes. Apesar de todas as dificuldades, nunca desistiram de me dar as melhores razões para continuar.
- À MORISA, CALDEIRAS INDUSTRIAIS, SA, pela sua contribuição no fabrico da fornalha e respectiva chaminé, bem como pelo financiamento cedido. Uma palavra de agradecimento especial para os seus técnicos. A simpatia e disponibilidade demonstradas foram um factor determinante para o sucesso deste trabalho.
- À AUTO-VILA SA, que gentilmente cedeu todo o óleo usado, empregue nos ensaios experimentais.
- À GUIMACLIMA, LDA, na pessoa do Eng^o José Carlos, pela contribuição na instalação do sistema de arrefecimento da fornalha e da rede de abastecimento de gás propano.
- À AUTO MACHADO, LDA, na pessoa do Eng^o Lúcio Machado, pelo apoio e contribuição de alguns componentes hidráulicos da instalação.
- Ao Prof. Carlos Pinho da FEUP, pelo apoio prestado na definição do sistema de captação e condicionamento da amostra, para o sistema de análise de gases.
- Ao PRODEP pelo financiamento cedido e à Universidade do Minho pela dispensa do Serviço Docente.
- À Fundação para a Ciência e Tecnologia (FCT) pelo financiamento cedido no âmbito do projecto POCTI/42121/EME/2001.
- Às extintas Oficinas Gerais da Universidade do Minho, na pessoa do Sr. Idalino, pela contribuição no fabrico de alguns componentes da instalação experimental.
- Ao Júlio Caldas, pela sua excelente contribuição na execução das mais variadas tarefas na construção da instalação experimental e na realização dos ensaios.

- Ao colega Eurico Seabra, pela sua contribuição na programação do LabView.
- Ao CVR – Centro para a Valorização de Resíduos, pela realização das medições de partículas nos gases de combustão.
- Ao Prof. Tavares de Oliveira e à Isabel Barros, pela ajuda prestada nos Métodos de Taguchi.
- Ao Prof. Mário Costa, pela discussão sobre a configuração da fornalha do IST.
- Aos colegas Amaral Nunes, Pedro Lobarinhas, Luís Martins e Paulo Flores, pela camaradagem e apoio.
- Ao Pedro Ferreira e Pedro Carvas, pelo apoio na fase final de recolha de informação.
- À Senhorinha de Fátima Teixeira, pelo seu apoio e entusiasmo repletos de simpatia e energia positiva.
- À Ginha, Carlos e Tiago, pela alegria que me transmitem e pela compreensão da minha ausência em casa.

Finalmente uma palavra de agradecimento especial e de saudade ao Doutor Heitor Almeida e ao Eng.º Torres de Andrade, que inesperadamente nos deixaram durante o decorrer deste trabalho. O seu entusiasmo e engenho contribuíram em diversos momentos para o bom sucesso deste projecto.

ÍNDICE

RESUMO	i
ABSTRACT	iii
AGRADECIMENTOS	v
ÍNDICE DE FIGURAS	xi
ÍNDICE DE TABELAS	xvii
GLOSSÁRIO DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS	xix
1 INTRODUÇÃO.....	3
1.1 Gestão de óleos usados na Europa.....	3
1.2 Gestão de Óleos Usados em Portugal.....	11
1.3 Motivação e enquadramento do projecto.....	16
1.4 Objectivos da tese.....	18
1.5 Organização da tese.....	19
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	23
2.1 Combustão de sprays.....	24
2.2 Mecanismos de formação de poluentes.....	28
2.2.1 Formação de monóxido de carbono	28
2.2.2 Formação e controlo de NO_x	31
2.2.3 Formação de hidrocarbonetos não queimados.....	37
2.2.4 Formação de partículas.....	37
2.3 Atomizadores.....	38
2.3.1 Atomizadores de um fluido	38
2.3.2 Atomizadores de dois fluidos (<i>twin-fluid</i>).....	39
2.4 Atomização efervescente.....	40

3	INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL.....	49
3.1	Introdução.....	49
3.1.1	Revisão de fornalhas laboratoriais	50
3.1.2	Fornalha de testes provisória.....	52
3.2	Plano Experimental	53
3.3	Layout da instalação experimental.....	54
3.4	Fornalha.....	54
3.5	Sistema de Abastecimento de Óleo	58
3.6	Sistema de abastecimento de ar de atomização.....	60
3.7	Sistema de abastecimento do ar de combustão	60
3.8	Queimador principal.....	64
3.8.1	Atomizador Efervescente	65
3.8.2	Gerador de rotação do ar de combustão	67
3.9	Queimador auxiliar ou de pré-aquecimento	69
3.10	Sistema de Arrefecimento	70
3.11	Operação da instalação.....	71
3.12	Características do óleo usado	74
4	TÉCNICAS EXPERIMENTAIS.....	79
4.1	Anemometria Laser de Efeito Doppler	79
4.1.1	Introdução.....	79
4.1.2	Princípios Básicos	81
4.1.3	Configuração do LDA.....	86
4.1.4	Seleção de um insemador adequado.....	89
4.1.5	Software	93
4.1.6	Análise de dados.....	95
4.1.7	Incertezas.....	97

4.2	Equipamento para Análise de Gases	98
4.2.1	Instrumentação para medição de O_2 , CO e CO_2	98
4.2.2	Instrumentação para medição de NO_x	101
4.2.3	Recolha e tratamento de gases	102
4.3	Medição de Temperatura	103
4.3.1	Termopares	103
4.3.2	Placa de Aquisição de Dados	105
5	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	111
5.1	Caracterização do Gerador de Rotação do Ar de Combustão	111
5.2	Optimização da Combustão	123
5.3	Aplicação do Método de Taguchi	142
6	CONCLUSÕES E TRABALHO FUTURO	157
6.1	Conclusões	157
6.2	Sugestões para Trabalho Futuro	160
	BIBLIOGRAFIA	163
	ANEXO A – Processos de Eliminação de Óleos Usados	175
A.1	Definições	175
A.2	Despejo e eliminação ilegais	175
A.3	Recuperação de óleos lubrificantes industriais	176
A.4	Opções de queima	176
A.5	Opções de regeneração (re-refinação)	178
A.6	Gaseificação	182
	ANEXO B – Fornalha Provisória	185
	ANEXO C – Calibração do Rotâmetro de Óleo	193
	ANEXO D – Correção do Caudal em Função da Pressão do Rotâmetro do Ar de Atomização	197

ANEXO E – Construção e Calibração da Tubeira.....	201
E.1 Construção da tubeira.....	201
E.2 Calibração da tubeira.....	205
ANEXO F – Calibração dos Rotâmetros de Água do Sistema de Arrefecimento	213
ANEXO G – Sistema de Injecção de Seeding	221

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Quantidade (kton) de óleos usados produzidos nos países da Comunidade Europeia, no ano de 2000 (Taylor, 2001).....	6
Figura 1.2: Taxas de recolha de óleos usados nos países da Comunidade Europeia (Taylor, 2001).....	7
Figura 1.3: Distribuição por tipo de processos de eliminação dos óleos usados, nos países da Europa (Taylor, 2001)	8
Figura 1.4: Esquema de funcionamento do sistema de gestão de óleos usados, segundo a Sogilub (http://www.sogilub.pt/).....	14
Figura 2.1: – Esquema do processo de combustão de uma gota de combustível.....	25
Figura 2.2: – Regimes de atomização (Pilch e Erdman, 1987)	29
Figura 2.3: – Esquema simplificado de um atomizador efervescente	41
Figura 3.1: <i>Layout</i> da Instalação Experimental.....	55
Figura 3.2: Fornalha de testes.....	56
Figura 3.3: Pormenor das janelas de acesso óptico ao interior da fornalha.....	57
Figura 3.4: Pormenor de fixação dos termopares à parede interior da fornalha.....	58
Figura 3.5: Esquema de colocação dos termopares na fornalha de testes (vista de topo) ...	59
Figura 3.6: Esquema do sistema de abastecimento de óleo.....	61
Figura 3.7: Aspecto do equipamento de abastecimento de óleo.....	62
Figura 3.8: Sistema de abastecimento de ar secundário	62
Figura 3.9: Aspecto do ventilador e tubeira para medição do caudal de ar secundário	63
Figura 3.10: Imagem do queimador de óleo.....	64
Figura 3.11: Atomizador Efervescente utilizado nos ensaios de combustão	66
Figura 3.12: Orifício de descarga do atomizador efervescente	66
Figura 3.13: Esquema do gerador de rotação do ar de combustão #1	68

Figura 3.14: Gerador de rotação do ar de combustão #1 – representação em corte axial...	68
Figura 3.15: Gerador de rotação do ar de combustão #2.	68
Figura 3.16: Queimador auxiliar a gás propano	69
Figura 3.17: Sistema auxiliar de arrefecimento	72
Figura 3.18: Aspecto dos permutadores de calor água-ar, para dissipação do calor produzido na fornalha.....	73
Figura 4.1: Efeito Doppler resultante da interferência entre uma partícula e uma onda....	82
Figura 4.2: Modelo das franjas para anemometria laser de efeito Doppler	82
Figura 4.3: Ambiguidade na detecção da direcção do escoamento.....	84
Figura 4.4: Resolução da ambiguidade de sentido: aplicação de <i>frequency shift</i> ao sinal Doppler.....	84
Figura 4.5: Representação esquemática do equipamento LDA de 2 componentes	87
Figura 4.6: Representação esquemática das lentes de transmissão e recepção do LDA....	88
Figura 4.7: Resposta em amplitude de gotas de água em ar. Influência do diâmetro.....	91
Figura 4.8: Resposta em fase de gotas de água em ar. Influência do diâmetro.....	91
Figura 4.9: Menu de entrada	94
Figura 4.10: Menu de configuração da malha de pontos de medição	95
Figura 4.11: Aspecto do analisador multi-gás (O_2 , CO e CO_2) 9000MGA da SIGNAL....	100
Figura 4.12: Analisador de gases portátil RBR-ECOM J Plus	102
Figura 4.13: Esquema da instalação para a recolha e análise dos gases de combustão	103
Figura 4.14: Diagrama dos componentes do sistema de aquisição	105
Figura 4.15: Aplicativo LabView para operação da placa de aquisição de dados.	107
Figura 5.1: Esquema, em corte, do gerador de rotação de ar de combustão.....	112
Figura 5.2: Esquema da instalação para medição do perfil de velocidades do gerador de rotação do ar de combustão.....	113
Figura 5.3: Velocidade axial em função do caudal de ar, para tubo de chama diâmetro 85 mm e atomizador colocado ao mesmo nível do tubo de chama; $y= 75$ mm.	115

Figura 5.4: Velocidade tangencial em função do caudal de ar, para tubo de chama diâmetro 85 mm e atomizador colocado ao mesmo nível do tubo de chama; $y = 75$ mm.	115
Figura 5.5: Evolução dos perfis de velocidade axial com a distância à saída do tubo de chama (y), para caudal de ar de $162 \text{ m}^3/\text{h}$, tubo de chama diâmetro 85 mm e atomizador colocado ao mesmo nível.	116
Figura 5.6: Evolução dos perfis de velocidade tangencial com a distância à saída do tubo de chama (Y), para caudal de ar de $162 \text{ m}^3/\text{h}$, tubo de chama diâmetro 85 mm e atomizador colocado ao mesmo nível.	117
Figura 5.7: Evolução dos perfis de velocidade axial com a distância à saída do tubo de chama (y), para caudal de ar de $162 \text{ m}^3/\text{h}$, tubo de chama diâmetro 85 mm e atomizador colocado 30 mm no interior do tubo.	117
Figura 5.8: Evolução dos perfis de velocidade tangencial com a distância à saída do tubo de chama (Y), para caudal de ar de $162 \text{ m}^3/\text{h}$, tubo de chama diâmetro 85 mm e atomizador colocado 30 mm no interior do tubo.	118
Figura 5.9: Evolução da velocidade axial e tangencial ao longo do eixo do jacto, y , para um caudal de ar $162 \text{ m}^3/\text{h}$, para três configurações (todas com atomizador colocado 30 mm no interior): tubo de 85 mm com pás abertas (<i>Swirl</i> #1) e mais fechadas (<i>Swirl</i> #2), tubo 67 mm com pás abertas (<i>Swirl</i> #1).	119
Figura 5.10: Índice de rotação em função da distância à saída do queimador, para três configurações, com caudal de ar de $162 \text{ m}^3/\text{h}$ (atomizador 30 mm no interior): D85 mm - <i>Swirl</i> #1, D85 mm - <i>Swirl</i> #2, D67 mm - <i>Swirl</i> #1.	121
Figura 5.11: Ângulo de abertura do perfil de velocidades a 75 mm do queimador em função do caudal, para três configurações: D85 mm - <i>Swirl</i> #1, D85 mm - <i>Swirl</i> #2, D67 mm - <i>Swirl</i> #1.	122
Figura 5.12: Caudal induzido ao longo do eixo do jacto, para três configurações, com caudal de ar de $162 \text{ m}^3/\text{h}$ (atomizador 30 mm no interior): D85 mm - <i>Swirl</i> #1, D85 mm - <i>Swirl</i> #2, D67 mm - <i>Swirl</i> #1.	123
Figura 5.13: Perfil do diâmetro (SMD) das gotas produzidas pelo atomizador efervescente: diâmetro de orifício 1.2 mm; $T_{\text{óleo}} = 28^\circ\text{C}$; ALR = 0.24; $\dot{m} = 10.56 \text{ kg/h}$ (Ferreira, 1999).	124

Figura 5.14: Configurações esquemáticas dos orifícios de descarga do atomizador efervescente.....	125
Figura 5.15: Pormenor do atomizador com três orifícios de saída (Atomizador E).	125
Figura 5.16: Perfil de velocidade axial do spray produzido pelo atomizador efervescente: diâmetro de orifício 1.2 mm; $T_{\text{óleo}} = 28^{\circ}\text{C}$; $\text{ALR} = 0.24$; $\dot{m} = 10.56 \text{ kg/h}$ (Ferreira, 1999).....	127
Figura 5.17: Sobreposição dos perfis de velocidade axial do spray (vermelho) e do ar de combustão (azul) na vizinhança do atomizador.	129
Figura 5.18: Perfis de velocidade axial para os atomizadores A (esquerda) e C (direita).	130
Figura 5.19: Perfis de velocidade tangencial para os atomizadores A (esquerda) e C (direita).....	131
Figura 5.20: Perfil de temperatura no interior da fornalha. Atomizador A: $d=1.2 \text{ mm}$, $\dot{m} = 9.9 \text{ kg/h}$, $E_{\text{ar}}=0.30$, $\text{ALR}=0.25$; $\text{CO}=312 \text{ ppm}$, $\text{O}_2=5.99\%$, $\text{CO}_2=10.46\%$, $T_{\text{chama}}=869.6^{\circ}\text{C}$	133
Figura 5.21: Perfil de temperatura no interior da fornalha. Atomizador C: $d=1.5 \text{ mm}$, $\dot{m} = 12.6 \text{ kg/h}$, $E_{\text{ar}}=0.30$, $\text{ALR}=0.35$; $\text{CO}=171 \text{ ppm}$, $\text{O}_2=5.78\%$, $\text{CO}_2=10.58\%$, $T_{\text{chama}}=891.4^{\circ}\text{C}$	133
Figura 5.22: Chama do ensaio #5 – Atomizador E – na 1ª janela da fornalha.....	135
Figura 5.23: Perfis de velocidade axial para os atomizadores D (esquerda) e E (direita).	136
Figura 5.24: Perfis de velocidade tangencial para os atomizadores D (esquerda) e E (direita).....	137
Figura 5.25: Perfil de temperatura no interior da fornalha. Atomizador D: $\dot{m} = 9.9 \text{ kg/h}$, $E_{\text{ar}}=0.30$, $\text{ALR}=0.35$; $\text{CO}=30 \text{ ppm}$, $\text{O}_2=5.99\%$, $\text{CO}_2=10.52\%$, $T_{\text{chama}}=881.4^{\circ}\text{C}$	138
Figura 5.26: Perfil de temperatura no interior da fornalha. Atomizador E: $\dot{m} = 9.9 \text{ kg/h}$, $E_{\text{ar}}=0.20$, $\text{ALR}=0.35$; $\text{swirl} \#1$; $\text{CO}=27 \text{ ppm}$, $\text{O}_2=5.2\%$, $\text{CO}_2=11.22\%$, $T_{\text{chama}}=857.5^{\circ}\text{C}$	138
Figura 5.27: Perfis de velocidade axial (esquerda) e tangencial (direita) para o atomizador F.....	140

Figura 5.28: Perfil de temperatura no interior da fornalha. Gerador #2. Atomizador A: $d=1.2$ mm, $\dot{m}=9.9$ kg/h, $E_{ar}=0.35$, ALR=0.35; $CO=30$ ppm, $O_2=6.34\%$, $CO_2=10.36\%$, $T_{chama}=842.4^\circ C$	142
Figura 5.29: Influência individual dos factores na resposta	150
Figura 5.30: Índices de interacção entre os factores.....	151
Figura 5.31: Evolução do registo da concentração de CO para o ensaio #8, do plano de Taguchi.	153
Figura B. 1: Fornalha provisória para realização de ensaios preliminares de queima.	185
Figura B. 2: Esquema do tubo de alojamento do atomizador efervescente e injeção do ar de combustão.	186
Figura B. 3: Aspecto do gerador de rotação de ar de combustão utilizado na fornalha provisória.....	187
Figura B. 4: Imagem de conjunto do sistema de geração de rotação e do tubo de alojamento do atomizador efervescente.	187
Figura B. 5: Fornalha provisória para ensaios preliminares.....	188
Figura C. 1: Curva de calibração do rotâmetro de óleo.....	194
Figura E. 1: Escoamento na tubeira de entrada e no tubo de ligação	202
Figura E. 2: Dimensões da tubeira	203
Figura E. 3: Aspecto da tubeira de entrada de ar, em fibra de vidro	204
Figura E. 4: Tubo de ligação tubeira-ventilador e o pormenor de uma tomada de pressão estática	205
Figura E. 5: Instalação para calibração da tubeira de entrada de ar secundário	207
Figura E. 6: Utilização do LDA para determinação do perfil de velocidades no tubo de acrílico	207
Figura E. 7: Pormenor de injeção de óleo de silicone pulverizado, no escoamento de ar, durante os ensaios de calibração da tubeira.....	208
Figura E. 8: Perfil de velocidades no tubo de 93 mm de diâmetro, num dos ensaios de calibração da tubeira (#3)	209

Figura F. 1: Curva de calibração do rotâmetro nº 1 (100% = 20 N L/min)	214
Figura F. 2: Curva de calibração do rotâmetro nº 2 (100% = 20 N L/min)	215
Figura F. 3: Curva de calibração do rotâmetro nº 3 (100% = 20 N L/min)	216
Figura F. 4: Curva de calibração do rotâmetro nº 4 (200 – 1800 L/h)	217
Figura F. 5: Curva de calibração do rotâmetro nº 5 (400 – 3000 L/h)	218
Figura G. 1: Esquema do ciclone para injeção de óxido de alumínio no fluxo de ar de combustão.....	222

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1.1: Processos de tratamento e/ou eliminação mais usuais na Europa (Taylor, 2001)	9
Tabela 1.2: Legislação aplicável aos óleos usados em Portugal	12
Tabela 1.3: Resultados do SIGOU - 2.º trimestre de 2008, 1.º semestre de 2008 e ano de 2007 (ECOLUB, 2008)	15
Tabela 1.4: Destinos de tratamento dos óleos usados segundo o SIGOU (ECOLUB, 2008)	16
Tabela 3.1: Propriedades do óleo usado tipo OQ1 da AUTO-VILA	75
Tabela 4.1: Características do volume de controlo	88
Tabela 4.2: Especificações técnicas do analisador multi-gás <i>9000MGA</i> da <i>SIGNAL</i> (Signal, 2003).....	101
Tabela 4.3: Principais características dos termopares usados	104
Tabela 5.1: Gama de parâmetros do ensaios de determinação de perfis de velocidades produzidos pelo de gerador de rotação do ar de combustão.....	114
Tabela 5.2: Resumo das configurações dos orifícios e respectivas referências	126
Tabela 5.3: Resumo das condições de ensaios de optimização da combustão e resultados de emissões nos gases de combustão	126
Tabela 5.4: Resumo das condições de ensaios de optimização da combustão para atomizador C; $d=1.5$ mm	132
Tabela 5.5: Medição da concentração de efluentes gasosos (em mg/Nm^3).....	139
Tabela 5.6: Resumo das condições de ensaios de combustão para Gerador de Rotação #2	141
Tabela 5.7: Factores e respectivos níveis da primeira tentativa do plano de experiências, segundo o método de Taguchi	144

Tabela 5.8: Factores e respectivos níveis do segundo plano de experiências, segundo o método de Taguchi.....	145
Tabela 5.9: Matriz L_{27} , com indicação de colunas atribuídas aos parâmetros (1, 2, 5, 9), às interações (3, 4, 6, 7, 8, 11) e livres (10, 12, 13).....	146
Tabela 5.10: Plano final de experiências e valor de respostas, segundo o método de Taguchi.....	147
Tabela 5.11: Valores médios de índice S/R e diferenças máximas entre níveis	148
Tabela 5.12: Análise da contribuição relativa dos parâmetros com base na média da concentração de CO.	149
Tabela 5.13: Folha de cálculo da ANOVA.	152
Tabela 5.14: Cálculo de F crítico da ANOVA.....	152
Tabela C. 1: Parâmetros de calibração do rotâmetro de óleo.....	193
Tabela E. 1: Folha de cálculo do coeficiente de descarga num dos ensaios de calibração (#3)	209
Tabela F. 1: Lista de rotâmetros e respectivas características nominais, nas condições normais de pressão e temperatura (1.013 bar e 20 °C).....	213
Tabela F. 2: Parâmetros de calibração do rotâmetro nº 1 (100% = 20 N L/min).....	214
Tabela F. 3: Parâmetros de calibração do rotâmetro nº 2 (100% = 20 N L/min).....	215
Tabela F. 4: Parâmetros de calibração do rotâmetro nº 3 (100% = 20 N L/min).....	216
Tabela F. 5: Parâmetros de calibração do rotâmetro nº 4 (200 – 1800 L/h)	217
Tabela F. 6: Parâmetros de calibração do rotâmetro nº 5 (400 – 3000 L/h)	218

GLOSSÁRIO DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

SÍMBOLOS		Unidades
Latinos		
a, b	Semi-eixos da elipse	(m)
A	Área da secção transversal	(m ²)
B	Erro relativo	(-)
c	Velocidade da luz	(ms ⁻¹)
C_D	Coefficiente de entrada	(-)
d_{mv}	Diâmetro do volume de controlo	(m)
d_p	Diâmetro da partícula, gota	(m)
$E(n)$	Espectro da turbulência	(m ² s ⁻¹)
f_d	Frequência da luz dispersa	(s ⁻¹)
f_D	Frequência do desvio Doppler	(s ⁻¹)
f_i	Frequência da luz incidente	(s ⁻¹)
f_s	Desvio de frequência (<i>frequency shift</i>)	(s ⁻¹)
F	Coefficiente de achatamento (<i>flatnes</i>) de uma distribuição	(-)
G	Momentum	(Nm)
\hat{i}	Versor	(-)
$I.T.$	Intensidade da turbulência	(-)
l_{mv}	Comprimento do volume de controlo	(m)
n	Número de onda	(s ⁻¹)

SÍMBOLOS		Unidades
N	Número de eventos (<i>bursts</i>)	(-)
N_{fs}	Número de franjas	(-)
p_0	Pressão absoluta padrão	(Pa)
p_n	Pressão absoluta de leitura	(Pa)
Q	Caudal volumétrico	(m ³ s ⁻¹)
Q_0	Caudal volumétrico nas condições padrão	(m ³ s ⁻¹)
Q_n	Caudal volumétrico lido	(m ³ s ⁻¹)
Q_t	Caudal volumétrico teórico	(m ³ s ⁻¹)
r_p	Raio da partícula, gota	(m)
R	Raio da tubagem	(m)
R^2	Coefficiente de correlação	(-)
Re	Número de Reynolds	(-)
S	Coefficiente de assimetria (<i>skewnes</i>) de uma distribuição	(-)
S_C	Índice de rotação	(-)
S_{fs}	Espaçamento entre as franjas de interferência	(m)
t	Tempo	(s)
T	Temperatura	(K)
T_0	Temperatura absoluta padrão	(K)
T_n	Temperatura absoluta de leitura	(K)
T_∞	Temperatura no infinito	(K)
u, v, w	Velocidade	(ms ⁻¹)
u'	Componente de flutuação da velocidade	(ms ⁻¹)
\bar{u}	Velocidade média	(ms ⁻¹)
\tilde{u}	<i>rms</i> da distribuição da velocidade	(ms ⁻¹)

SÍMBOLOS		Unidades
$\tilde{u}_{p,f}$	<i>rms</i> da distribuição da velocidade da partícula, fluido	(ms ⁻¹)
u_{\perp}	Componente da velocidade perpendicular às franjas	(ms ⁻¹)
$u_{p,f}$	Velocidade da partícula, fluido	(ms ⁻¹)
u_R	Velocidade relativa	(ms ⁻¹)
u^*	Velocidade de corte	(ms ⁻¹)
$\bar{u}_{(3)}$	Momento central de 3ª ordem	(m ³ s ⁻³)
$\bar{u}_{(4)}$	Momento central de 4ª ordem	(m ⁴ s ⁻⁴)
$\overline{u'v'}$	Momento cruzado	(m ² s ⁻²)
U_i	Velocidade local de escoamento	(ms ⁻¹)
U_m	Velocidade média de escoamento	(ms ⁻¹)
U_{\max}	Velocidade máxima	(ms ⁻¹)
We	Número de Weber	(-)
x,y,z,r	Coordenadas	(m)
\bar{X}	Valor médio de uma distribuição	(-)
Y	Fracção mássica de espécie	(-)
Z_C	Nível de confiança	(-)

Gregos

α	Erro	(-)
β	Desvio de fase	(-)
$\varepsilon_{f,p}$	Difusividade do fluido, partícula	(m ² s ⁻¹)
ϕ	Diâmetro local da tubeira	(m)
η	Razão de amplitude	(-)

SÍMBOLOS		Unidades
λ	Comprimento de onda da luz	(m)
μ_f	Viscosidade do fluido	(kg/sm)
θ	Semi-ângulo formado entre dois feixes	(-)
$\rho_{f,p}$	Massa volúmica do fluido, partícula	(kgm ⁻³)
σ	Tensão superficial	(Nm ⁻¹)
σ_x	Desvio padrão de uma distribuição	(-)
τ_w	Tensão de corte na parede	(Pa)
ω	Frequência dos vórtices	(s ⁻¹)

ABREVIATURAS

ACV	Análise de Ciclo de Vida
ALR	Air-to-liquid ratio (razão ar/líquido no atomizador)
ANR	Autoridade Nacional de Resíduos
BSA	Burst Spectrum Analyser
CIRVER	Centros Integrados de Recuperação, Valorização e Eliminação de Resíduos Perigosos
CONCAWE	C onservation of C lean A ir and W ater in E urope
COV	Compostos Voláteis Orgânicos
EU	European Union
FEM	Força electromotriz
LDA	Laser Doppler Anemometry
PAH	Hidrocarbonetos Aromáticos Polinucleares
PDA	Propane deasphalting process
PDA	Phase Doppler Anemometry

SÍMBOLOS		Unidades
PIV	Particle Image Velocimetry	
rms	Root Mean Square (=desvio padrão)	
RPC	Recirculação dos produtos de combustão	
SIGOU	Sistema Integrado de Gestão de Óleos Usados	
SIRER	Sistema Integrado de Registo Electrónico de Resíduos	
SMD	Sauter Mean Diameter	
SNR	Signal-to-Noise Ratio	
TDA	Thermal Deasphalting process	
TFE	Thin Film Evaporator	
VC	Volume de controlo	

1. INTRODUÇÃO

1 INTRODUÇÃO

A eliminação de óleos usados é um problema que atingiu dimensões preocupantes. A grande disseminação de utilizações deste tipo de resíduo nos vários sectores de actividade humana, com consequentes rejeições para o meio, determinou o aparecimento de situações muito gravosas em termos ambientais. Esta situação levou a que uma das primeiras directivas comunitárias aprovadas no domínio da gestão dos resíduos, em 1975, fosse dedicada à eliminação de óleos usados (Directiva 75/439/CEE). Esta directiva viria posteriormente a sofrer algumas alterações através da Directiva 87/101/CEE, de 22 de Dezembro de 1986. Os óleos usados são classificados como “resíduos perigosos”, devendo ser devidamente recolhidos para posterior eliminação de forma ambientalmente segura.

1.1 GESTÃO DE ÓLEOS USADOS NA EUROPA

As directivas europeias proíbem métodos de eliminação que ponham em risco a saúde pública, definindo uma hierarquia nas opções de eliminação: a primeira é a regeneração; em segundo lugar pode ser usado como combustível, desde que o seja em condições ambientalmente aceitáveis; em última alternativa, deverá ser adequadamente eliminado (incinerado) ou destruído. Com o objectivo de manter um conhecimento actualizado da situação a nível europeu, a directiva obriga à obtenção de dados estatísticos sobre a recolha e eliminação dos óleos usados (Directiva 87/101/CEE).

Através de um grupo de trabalho, o CONCAWE (**C**onservation of **C**lean **A**ir and **W**ater in **E**urope) realizou um estudo baseado em dados de 1993, cobrindo todos os óleos usados na Europa Ocidental (CONCAWE, 1996). Nesse estudo foi feita uma análise à situação de mercado, dados de recolha, processos ou meios de eliminação, tecnologias de regeneração e respectivos estudos económicos.

Os mesmos dados foram posteriormente comparados com valores para 1997 (CONCAWE, 2000). Verificou-se que os resultados eram semelhantes, não se observando uma alteração significativa nos fluxos. A principal conclusão é que apenas cerca de metade do óleo

potencialmente gerado, é contabilizado como recolhido e, deste, apenas 37% é regenerado (CONCAVE, 2000).

É importante clarificar que a designação de “óleo usado” se refere ao óleo conforme recolhido, que contém apenas cerca de 80% de óleo. O restante é constituído por: água (até 10%), combustível não queimado (até 10%), metais (até cerca de 0.5%), sedimentos, aditivos e enxofre (até 1%).

O estudo referido atrás (CONCAVE, 1996) permitiu essencialmente avaliar os processos mais utilizados para a eliminação dos óleos usados. A queima em fornos de cimento utiliza todo o poder calorífico, destruindo os contaminantes orgânicos e incorporando os metais no cimento. A queima em equipamentos para a produção de calor (ex: geradores de ar quente industriais) também usa o poder calorífico, mas tem a desvantagem de provocar uma poluição localizada em zonas eventualmente habitacionais. A eliminação em incineradores de resíduos perigosos poderá permitir um controlo mais apertado das emissões, mas não se revela tão eficiente em termos de aproveitamento do seu poder calorífico. Para além disso, neste tipo de incineradores o óleo também é usado como combustível de apoio na incineração de outros tipos de resíduos perigosos com menor poder calorífico. A queima após tratamento prévio também pode ser vantajosa, mas depende bastante do tipo de instalação de combustão.

No âmbito do CONCAWE, foram também avaliados vários processos de regeneração. Alguns desses processos produzem produtos de boa qualidade, mas também consideram que seriam necessários tratamentos de hidrogenação bastante intensivos para uma remoção eficaz de componentes cancerígenos. Em relação à regeneração, o principal problema identificado foi o facto de ter custos operacionais bastante elevados e de não ser economicamente viável sem subsídios. É bastante difícil garantir a ausência de compostos cancerígenos no produto final e não parece possível produzir óleos lubrificantes de alta qualidade a partir dos óleos usados. Para além disso, também há emissões gasosas dos processos de regeneração, bem como produção de outros resíduos finais, que têm de ser eliminados.

Uma avaliação eficaz da melhor opção em termos de destino final a dar aos óleos usados só seria possível com uma análise do ciclo de vida (ACV). O estudo do CONCAWE não pretendeu ser uma análise do ciclo de vida, mas teve em consideração o impacto ambiental de todas as opções possíveis. A conclusão desse estudo é que nenhuma das opções de

eliminação tem uma vantagem evidente sobre as outras e que os resultados podem muito bem diferir de lugar para lugar, dependendo das circunstâncias locais e da quantidade de óleos usados disponíveis para eliminação.

Uma eventual análise do ciclo de vida deverá também considerar o efeito no consumo de combustível, pela utilização de óleos lubrificantes regenerados. A diferença de consumo entre a utilização de óleo de alta qualidade ou de um óleo corrente pode ser superior a 5%. Considere-se que, em 10 000 km, um carro consome 1 000 litros de gasolina e precisa de uma mudança de óleo de 5 litros, dos quais 3 são recuperáveis como óleo usado; a diferença de consumo de combustível poderá chegar a 50 litros, o que é bastante superior, em termos de conservação de energia, a qualquer diferença decorrente de diferentes processos de eliminação de óleos usados.

Isto significa que os incentivos para a regeneração, não devem incluir uma tendência compulsiva para a utilização de óleos usados em todos os óleos novos. Para além disso, não há escassez de óleos virgens, que obrigue os fabricantes de óleos novos a seguir esta via.

Em conclusão, o CONCAWE não conseguiu identificar uma escolha clara da melhor opção para a eliminação dos óleos usados. As diferenças nas necessidades energéticas entre as várias opções de eliminação são muito menores do que o poder calorífico dos óleos usados. Por isso, é muito mais importante garantir que todo o óleo usado seja efectivamente recolhido e correctamente eliminado, do que especificar um determinado processo de eliminação (CONCAWE, 1996).

Na Directiva comunitária sobre óleos usados é dada prioridade à regeneração em detrimento da incineração. No entanto, vários estudos demonstraram que os Estados Membros não são a favor da regeneração mas, pelo contrário, da utilização em larga escala do óleo usado como combustível.

Nesse sentido, foi elaborado um estudo (Taylor, 2001) com o objectivo de efectuar uma análise técnico-económica e ambiental da literatura disponível sobre a regeneração de óleos usados e a sua comparação com a incineração.

No ano de 2000 foram consumidos cerca de 4 930 kton de óleos usados na Europa, dos quais 65% são óleos de motor automóvel e menos de 35% de óleos industriais. Como cerca de 50% deste óleo é consumido no processo (combustão, evaporação, resíduos nos

contentores, etc.), os restantes 50% contabilizam o óleo potencialmente colectável – cerca de 2 400 kton (ver Figura 1.1).

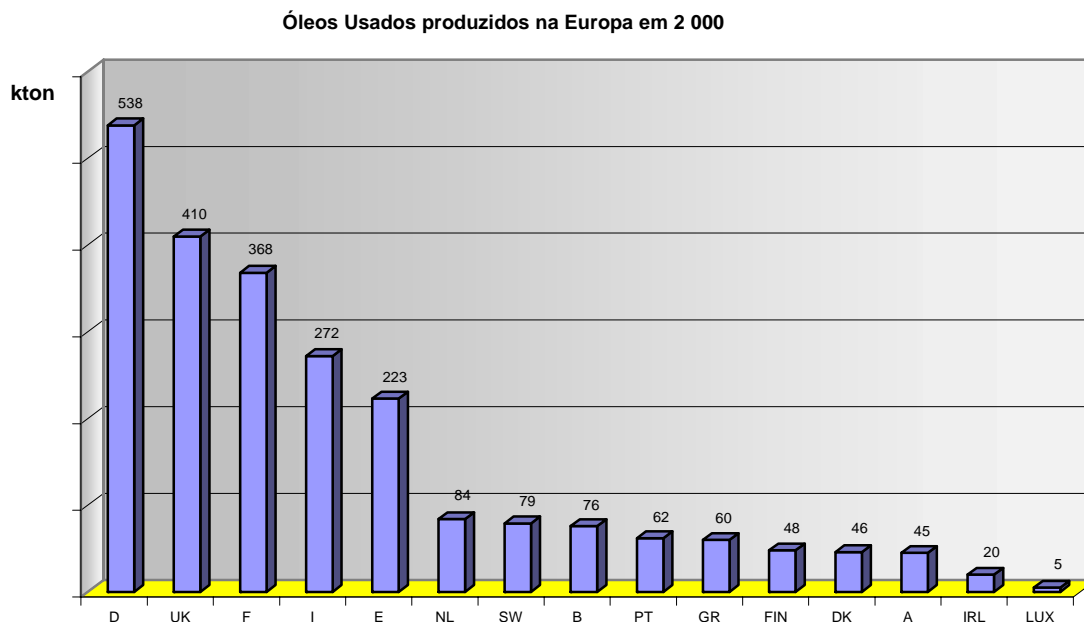


Figura 1.1: Quantidade (kton) de óleos usados produzidos nos países da Comunidade Europeia, no ano de 2000 (Taylor, 2001)

Na Europa, a taxa média de recolha de óleos usados em 2000 rondou cerca de 70-75% dos óleos usados, correspondendo a cerca de 1 730 kton. O restante (670 kton) é contabilizado como queimado ilegalmente ou despejado no meio ambiente, valores que variam de país para país. A taxa de recolha é mais elevada para o caso dos óleos de motor (cerca de 80% do total de óleos usados produzidos), enquanto para os óleos industriais essa taxa fica apenas pelos 10%. Na Figura 1.2 são apresentadas as taxas de recolha na Europa dos 15 (Taylor, 2001). Dos 2 400 kton de óleos usados potencialmente colectáveis, cerca de 25% terá entrado em instalações de regeneração, no ano de 1999. Cerca de 50% destes óleos foram utilizados para fins energéticos. Os fornos de cimento representam uma elevada fatia em termos de destino dos óleos usados para queima: no mesmo ano de 1999 foram queimados em fornos de cimento, por toda a Europa, cerca de 400 kton, que representam 17% de todo o óleo usado e 35% do óleo usado queimado. Esta via é, aliás, uma das principais em países como a França e a Suécia.

Estima-se que, em 1999, cerca de 25% do óleo usado tenha sido ilegalmente eliminado ou despejado para o meio ambiente.

Na Figura 1.3 está representada a distribuição, por vias de eliminação, dos óleos usados recolhidos nos mesmos 15 países da Comunidade Europeia. Tabela 1.1 são apresentados os principais processos de tratamento e eliminação de óleos usados, e respectivos produtos associados.

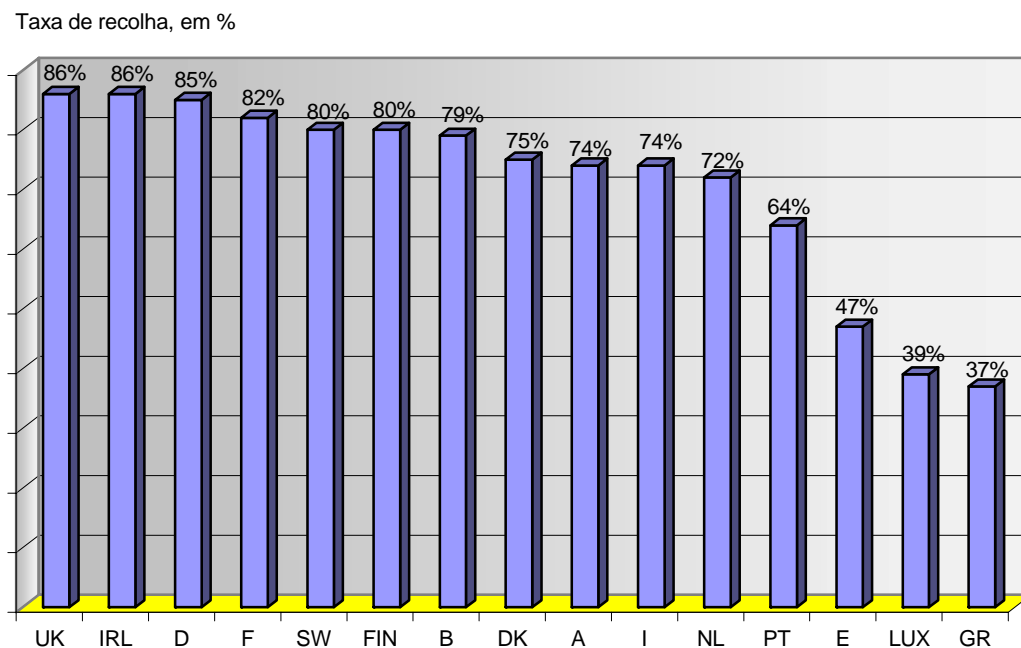


Figura 1.2: Taxas de recolha de óleos usados nos países da Comunidade Europeia (Taylor, 2001)

Atendendo a que as tecnologias de eliminação dos óleos usados se resumem essencialmente a soluções de regeneração ou incineração (com ou sem valorização energética), é importante uma análise comparativa entre estas duas soluções alternativas.

Em relação à regeneração, a tecnologia existe. No entanto, para ser economicamente rentável a regeneração tem que ser subsidiada. O valor a receber por cada tonelada de óleo usado a regenerar poderá ir de 10 a 100 euros, dependendo da tecnologia, da capacidade da instalação e das condições de mercado.

Em instalações de grande dimensão, num mercado em que o óleo regenerado seja vendido a um preço concorrencial, pode até ser possível a compra do óleo usado a um valor relativamente baixo, entre e 50 euros por tonelada.

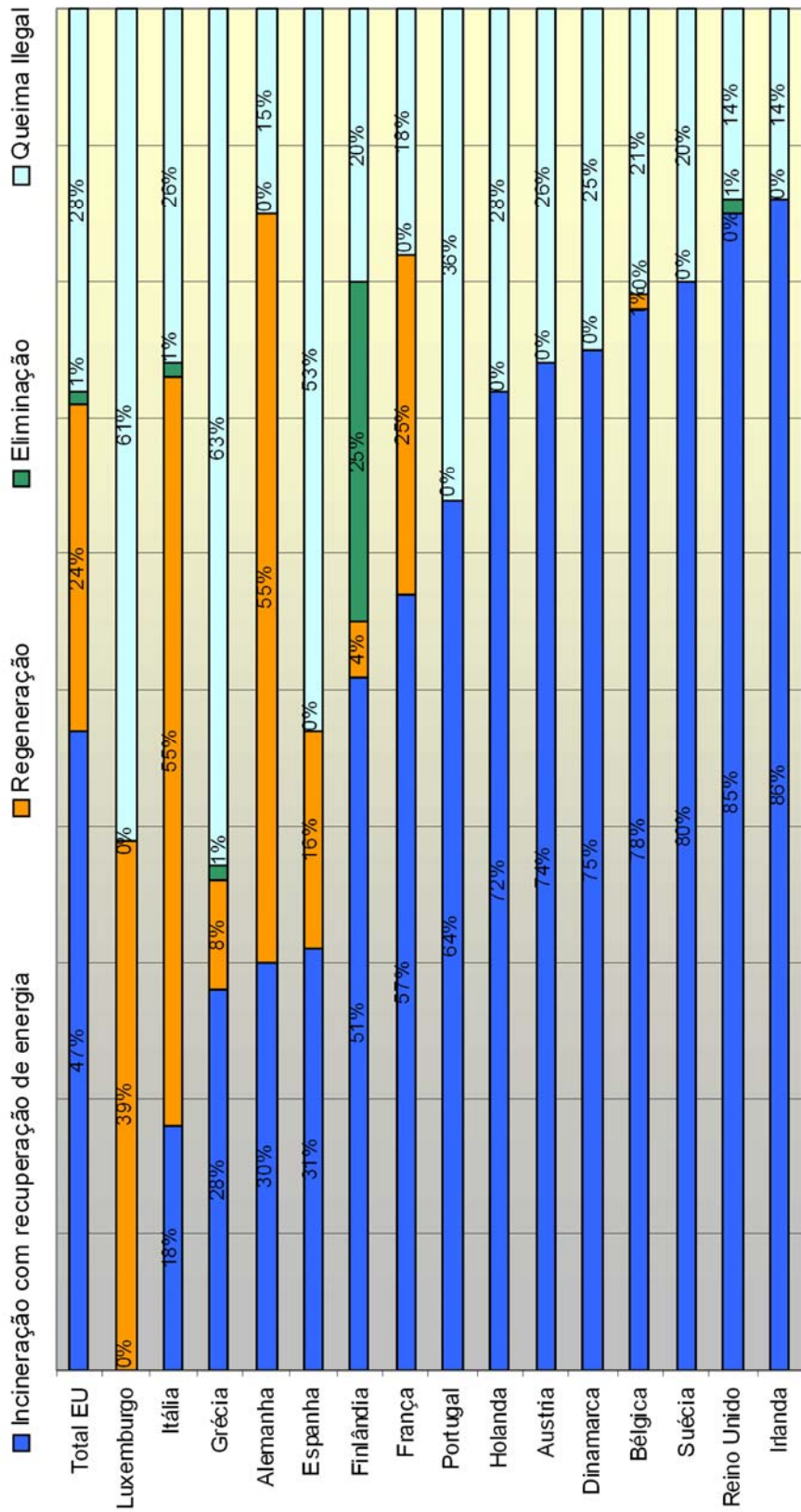


Figura 1.3: Distribuição por tipo de processos de eliminação dos óleos usados, nos países da Europa (Taylor, 2001)

Tabela 1.1: Processos de tratamento e/ou eliminação mais usuais na Europa (Taylor, 2001)

Óleo Usado	Tipo de Tratamento	Produtos
Óleo limpo	Re-utilização	Óleo hidráulico e de corte
Óleo de motor e óleo limpo	Regeneração ou re-refinação	Óleo lubrificante base
Todos os tipos de óleos usados, incluindo óleos sintéticos	Cracking térmico	Produtos gasosos destilados
Mistura de resíduos	Gaseificação	Gás sintético: - Hidrogénio - Metanol
Todos os tipos de óleos usados, especialmente os mais pesados e poluentes	Re-processamento severo	Fuelóleo desmetalizado
	Re-processamento ligeiro seguido de queima	Fuelóleo de substituição
	Queima directa (incineradores, fornos de cimento, estufas, oficinas,...)	

A quantidade de óleo usado disponível para regeneração pode também ser uma dificuldade e que condiciona a viabilidade desta opção. Em regiões em que a utilização como combustível (previamente tratado ou não) é uma das vias possíveis, as entidades que façam regeneração terão dificuldades em competir com os preços de compra, oferecidos pelos operadores de óleos usados para combustão. Consequentemente, o mercado nem sempre pode garantir uma regularidade no fornecimento de óleo para regeneração, nem uma quantidade que viabilize economicamente uma instalação de regeneração.

Os potenciais utilizadores ainda estão muito relutantes em utilizar óleo de base regenerado, quer nos automóveis quer no sector industrial. Para além disso, a quantidade de lubrificantes automóveis está a diminuir, num contexto de excesso de capacidade de produção e a procura tem sofrido uma tendência de substituição de lubrificantes de base mineral para lubrificantes sintéticos, de maior desempenho. Estas tendências são desfavoráveis ao aumento da procura de óleos de base regenerados num mercado livre.

As tecnologias mais representativas dos processos de regeneração existentes na Europa, resumem-se às três seguintes:

- Destilação em vácuo + tratamento com argila
- Destilação em vácuo + tratamento químico

- Pré-tratamento através de hidrogenação + destilação em vácuo

Em termos de opções de combustão as mais utilizadas são:

- Incineração em fornos de cimento
- Incineração em centrais de asfalto

A grande maioria da queima dos óleos usados é efectuada nestes dois tipos de instalações (fornos de cimento e centrais de asfalto). No entanto, há uma grande variedade de instalações onde, a uma escala mais reduzida, é feita a queima dos óleos usados, tais como: centrais de produção de energia eléctrica, aquecedores ambientais, etc.

As conclusões que se podem tirar da avaliação dos estudos de Análise de Ciclo de Vida são (Taylor, 2001):

- Numa perspectiva local, os impactos produzidos por uma instalação de regeneração são geralmente inferiores aos de uma instalação de incineração.
- Já existe tecnologia que permite melhorar o desempenho ambiental de uma instalação de regeneração mais antiga.
- O impacto ambiental do processo de recuperação (regeneração ou incineração) por si só, é menos importante do que o processo principal que substitui (a produção de óleo de base virgem ou a produção tradicional de combustíveis e de energia).
- Todas as opções de tratamentos de recuperação/eliminação de óleos usados são ambientalmente favoráveis, quando comparadas com o sistema de simplesmente “nada fazer”.
- A vantagem ambiental resultante da valorização energética de óleos usados é determinada pelo processo que substitui, especialmente no que se relaciona com o tipo de combustível. Por exemplo, a incineração em fornos de cimento, em que os óleos usados substituem combustíveis fósseis mais pesados, é mais vantajosa do que a incineração em centrais de asfalto, onde os óleos usados substituem gás. Mesmo comparando aquela opção (fornos de cimento) com a regeneração, ambos os processos têm vantagens e desvantagens, dependendo do impacto em consideração. Por outro lado, parece ser consensual que a regeneração apenas apresenta vantagens em todos os aspectos ambientais e em todos os cenários, nos casos em que os óleos usados substituem fontes energéticas não-fósseis como por exemplo a hidro-electricidade.

Convém referir que, nos estudos de análise se ciclo de vida (ACV) considerados (Taylor, 2001), não foram avaliados factores importantes como odor, ruído, conservação da natureza (biodiversidade), utilização de terrenos, emissões de gases tóxicos e a substituição de combustíveis não-fósseis pelos óleos usados.

No Anexo A é apresentada uma revisão dos diversos processos tecnológicos existentes na actualidade, para eliminação ou tratamento dos óleos usados, desde os processos de regeneração, incineração, valorização energética e gaseificação.

1.2 GESTÃO DE ÓLEOS USADOS EM PORTUGAL

A gestão de óleos usados em Portugal sofreu uma alteração significativa com a entrada em vigor do DL nº 153/2003. A nova legislação tinha como orientação principal a aplicação do princípio da responsabilização dos produtores, ou importadores, de óleos novos na gestão adequada do ciclo de vida útil dos óleos, sem descurar o envolvimento de outros intervenientes tais como os consumidores, os produtores de óleos usados, os operadores de recolha/transporte, de armazenagem, tratamento e valorização, bem como os municípios e outras entidades públicas. Na Tabela 1.2 é apresentada a legislação em vigor aplicável à gestão de óleos usados.

Com a entrada em vigor deste diploma (DL nº 153/2003) estabeleceu-se uma nova hierarquia de operações de gestão de óleos usados:

- Regeneração,
- outras formas de reciclagem,
- outras formas de valorização.

Para além desta hierarquia foram definidas datas limite e valores de referência a atingir:

Até 31 de Dezembro de 2004, deveria ser garantido pelos produtores de óleos novos:

- a recolha de, pelo menos, 70% dos óleos usados, gerados anualmente;
- a reciclagem de, pelo menos, 50% dos óleos usados recolhidos;
- a valorização da totalidade dos óleos usados recolhidos e não sujeitos a reciclagem.

Tabela 1.2: Legislação aplicável aos óleos usados em Portugal

Legislação sobre os óleos usados	
Lei Aplicável	Descrição
Decreto-Lei nº 153/2003 de 11 de Junho	Rege as leis sobre a gestão de óleos novos e usados, tendo em conta a sua produção (desde a logística aos processos de produção), regeneração e possível reciclagem ou valorização.
Licença (Despacho conjunto nº 662/2005)	Tem como função permitir a gestão de um sistema integrado de gestão de óleos usados através da SOGILUB (Sociedade de Gestão Integrada de Óleos Lubrificantes Usados, Lda.)
Despacho nº 9627/2004, de 15 de Maio (II série)	Tem como função adoptar a implementação de um <i>Modelo do registo trimestral para produtores de óleos usados</i> .
Licença Madeira, de 15 de Dezembro de 2005	Tem como finalidade a extensão da actividade da SOGILUB à região Autónoma da Madeira, segundo o Decreto-Lei nº 153/2003 de 11 de Junho.
Licença Açores, Despacho 514/2005, de 27 de Dezembro	Tem como finalidade a extensão da actividade da SOGILUB à região Autónoma dos Açores, segundo o Decreto-Lei nº 153/2003 de 11 de Junho.
Decreto-Lei nº 178/2006, de 5 de Setembro	Tem como objectivo estender a gestão de resíduos (em geral) às operações de recolha, transporte, armazenagem, triagem, tratamento, valorização e eliminação de resíduos, bem como às operações de descontaminação de solos e à monitorização dos locais de deposição após o encerramento das respectivas instalações.
Portaria nº 1407/2006, de 18 de Dezembro	Estabelece a implementação de uma taxa de gestão de resíduos, incidente sobre as entidades gestoras de sistemas de gestão de fluxos específicos de resíduos, individuais ou colectivos, de centros integrados de recuperação, valorização e eliminação de resíduos perigosos (CIRVER), de instalações de incineração e co-incineração de resíduos e de aterros sujeitos a licenciamento da Autoridade Nacional de Resíduos (ANR) ou das autoridades regionais dos resíduos.
Portaria nº 1408/2006, de 18 de Dezembro	Estabelece a criação e gestão do SIRER (sistema integrado de registo electrónico de resíduos), que potencia a via electrónica, um mecanismo de registo e acesso a dados sobre resíduos, substituindo os antigos mapas de registo de resíduos.
Portaria nº 320/2007, de 23 de Março	Tem como objectivo a divulgação de informação e apoio técnico para o cumprimento do Sistema Integrado de Registo Electrónico de Resíduos (SIRER).

Até 31 de Dezembro de 2006, deveria ser garantido pelos produtores de óleos novos:

- a recolha de, pelo menos, 85% dos óleos usados, gerados anualmente;
- a regeneração da totalidade dos óleos usados recolhidos, desde que estes respeitem as especificações técnicas para essa operação, devendo, em qualquer caso, ser assegurada a regeneração de, pelo menos, 25% dos óleos usados recolhidos;
- a valorização da totalidade dos óleos usados recolhidos e não sujeitos a reciclagem.

Para o cumprimento das obrigações estabelecidas por este novo diploma, os produtores de óleos novos são obrigados a submeter a gestão dos óleos usados a um de dois sistemas possíveis: integrado ou individual.

No sistema integrado, a responsabilidade dos produtores de óleos novos é transferida para uma entidade gestora, devidamente licenciada para o efeito. A entidade gestora será uma pessoa colectiva, sem fins lucrativos, com financiamento assegurado através de uma prestação a suportar pelos produtores de óleos novos por cada litro de óleo novo colocado no mercado nacional.

No sistema individual, serão os próprios produtores de óleos novos a assumir as suas obrigações, carecendo para o efeito de uma autorização específica, a qual apenas será concedida se forem garantidas as obrigações previstas para o sistema integrado.

Por último, é criada uma comissão de acompanhamento da gestão de óleos usados, a quem cabe zelar pelo cumprimento das disposições do novo diploma.

A evolução foi no sentido da criação de um sistema integrado, tendo sido criada, em Setembro de 2004, a SOGILUB, Sociedade de Gestão Integrada de Óleos Lubrificantes Usados, Lda., que tem como função a gestão de óleos usados.

O ano de 2006 constitui o primeiro ano completo de actividade do Sistema Integrado de Gestão de Óleos Usados (SIGOU). De facto, desde 1 de Janeiro de 2006, a rede de operadores de gestão de óleos usados contratados pela SOGILUB permitiu:

- alcançar todas as metas de gestão previstas para o funcionamento do Sistema Integrado;
- atingir a cobertura total do território nacional no que respeita à recolha de óleos usados e o seu adequado encaminhamento para tratamento e valorização;
- à Sogilub ser a primeira Entidade Gestora de um fluxo específico de resíduos (óleos usados) a iniciar o funcionamento do respectivo Sistema Integrado (SIGOU) simultaneamente em todo o território nacional: Portugal Continental, Região Autónoma da Madeira e Região Autónoma dos Açores;
- assegurar o pré-tratamento de todos os óleos usados recolhidos;
- pela primeira vez, encaminhar para regeneração óleos usados recolhidos em Portugal.

Na Figura 1.4 é apresentado um esquema do modelo de funcionamento do sistema integrado de gestão.

Esta entidade gestora elabora regularmente relatórios de gestão dos óleos usados. Na Tabela 1.3 são apresentados os resultados do segundo relatório de progresso trimestral de 2008 onde se podem observar as quantidades e fluxos de óleos usados em Portugal, no primeiro semestre de 2008, no segundo trimestre de 2008 e no ano de 2007 (ECOLUB, 2008).



Figura 1.4: Esquema de funcionamento do sistema de gestão de óleos usados, segundo a Sogilub (<http://www.sogilub.pt/>)

No que diz respeito aos objectivos propostos para as possíveis soluções a dar aos óleos usados, a sua regeneração e reciclagem tem obtido valores acima do pretendido, 25 % e 50 %, respectivamente. Apesar destes dados favoráveis, a sua taxa de recolha ainda não atingiu as quantidades propostas (85% da quantidade total gerada), apresentando valores na ordem dos 75% nos anos de 2007 e 2008.

Analisando os dados de 2007, foram recolhidos 32 091 ton de óleos usados; 30.1% dos óleos recolhidos foram regenerados, totalizando 9 647 ton; dos que não foram regenerados, 73.8% (16 559 ton) foram reciclados; dos que não foram reciclados, 51.5% (3.031 ton) foram valorizados energeticamente. Restam assim 2 854 ton de óleos usados sem destino especificado, considerados como stock.

Fazendo a mesma análise ao 1º semestre de 2008, resultam 1 662 ton de óleos sem fim especificado (stock), uma vez que a quantidade de óleos valorizados energeticamente é nula.

Tabela 1.3: Resultados do SIGOU - 2.º trimestre de 2008, 1.º semestre de 2008 e ano de 2007
(ECOLUB, 2008)

Resultados SOGILUB		Quantidades (ton)				
		2.º T. 2008	1.º S. 2008	2007		
A	Óleos novos colocados no mercado (pagam Ecovalor)	18 200	38 608	79 468		
B	Óleos novos colocados no mercado (isentos de Ecovalor)	3 694	7 729	14 938		
C	Massas colocadas no mercado (isentas de Ecovalor)	637	1 299	2 572		
D	Total de óleos novos comercializados	22 531	47 636	96 978		
E	Óleos usados gerados	9 914	20 960	42 670		
F	Óleos usados recolhidos no âmbito do SIGOU	7 706	15 797	32 091		
F1	Óleos usados enviados para tratamento	7 706	15 797	32 091		
G	Óleos usados tratados	6 935	14 217	29 726		
H	Óleos usados regenerados no âmbito do SIGOU	2 574	5 118	9 647		
I	Óleos usados reciclados no âmbito do SIGOU	4 481	9 018	16 559		
J	Óleos usados valorizados energeticamente no âmbito do SIGOU	0	0	3 031		
Comparação com as Metas		Fórmula de cálculo	2008	Resultados obtidos		
			Metas	2.º T. 2008	1.º S. 2008	2007
M1	Taxa de Recolha no âmbito do SIGOU	$M1=F/E$	85%	77.7%	75.4%	75.2%
M2	Taxa de Regeneração no âmbito do SIGOU	$M2=H/F$	25%	33.4%	32.4%	30.1%
M3	Taxa de Reciclagem no âmbito do SIGOU	$M3=I/(F-H)$	50%	87.3%	84.4%	73.8%
M4	Taxa de Valorização no âmbito do SIGOU	$M4=J/(F-H-I)$	100%	0.0%	0.0%	51.5%

Finalmente importa referir que as soluções de reciclagem e valorização energética são realizadas por operadores nacionais (embora o relatório da SOGILUB não especifique os operadores da valorização energética) e as operações de regeneração são realizadas em Espanha, conforme apresentado na Tabela 1.4.

Efectivamente, a introdução em Portugal do novo sistema de gestão de óleos usados, produziu resultados bastante satisfatórios na gestão deste tipo de resíduo. No entanto, é de notar a ausência de dados em relação aos óleos que não são recolhidos. Em 2007 foram gerados 42 670 ton de óleos usados, sendo recolhidos apenas 32 091 ton. Como se pode verificar, ficaram por recolher 10 579 ton de óleos usados, cerca de 25%. No 1º semestre de 2008, os dados apontam para uma tendência semelhante, significando que ainda há um

trabalho importante a fazer para alcançar taxas mais elevadas de recolha. O destino do óleo que não é recolhido não é conhecido, mas estima-se que a maior parte seja utilizada como combustível em caldeiras semi-industriais ou aplicações de queima pouco convencionais.

Tabela 1.4: Destinos de tratamento dos óleos usados segundo o SIGOU (ECOLUB, 2008)

Unidade	Localização	Regeneração	Reciclagem	Valorização energética
ARGEX, Argila Expandida, S.A.	Portugal	-	<input checked="" type="checkbox"/>	-
AURECAN, Aceites Usados y Recuperación Energética de Andalucía	Espanha	<input checked="" type="checkbox"/>	-	-
ENVIROIL, Resíduos e Energia, Lda.	Portugal	-	<input checked="" type="checkbox"/>	-
GAUAR, Gestión de Aceites Usados de Aragon, S.L.U.	Espanha	<input checked="" type="checkbox"/>	-	-
Total		2	2	0

1.3 MOTIVAÇÃO E ENQUADRAMENTO DO PROJECTO

Das tecnologias disponíveis para a eliminação/tratamento dos óleos lubrificantes usados, a recuperação energética através da combustão ou a regeneração, que os transforma em óleos de base para o fabrico de novos lubrificantes, são as mais utilizadas. Embora haja bastante discussão em relação às vantagens e desvantagens de uma ou outra solução, a valorização energética continua a apresentar um elevado potencial porque: *i*) representa uma fonte de energia com elevado poder calorífico, reduzindo, desta forma, a procura e utilização de combustíveis fósseis convencionais; *ii*) possui benefícios económicos relativamente à regeneração (Taylor, 2001).

Acresce ainda que, frequentemente, os produtores de óleos usados são potenciais utilizadores de energia. Esta combinação de circunstâncias permitirá a resolução simultânea de vários problemas: diminuição do risco ambiental representado pela descarga destes óleos; substituição de uma fonte de energia mais nobre; redução dos custos energéticos; aumento da percentagem de óleos efectivamente tratados.

À exceção dos fornos de cimento e incineradores dedicados, a combustão de óleos usados é maioritariamente baseada na utilização de caldeiras convencionais de queima de combustíveis líquidos (como fuelóleo). No entanto, este tipo de aplicação apresenta um conjunto de problemas que derivam das características do combustível: elevada viscosidade, depósitos de carbono, partículas. Estes problemas dificultam o processo de atomização, sendo necessário um aquecimento prévio do óleo. Para além disso a queima é deficiente, resultando na emissão de poluentes acima de valores permitidos.

Na queima de combustíveis líquidos, a utilização de processos de atomização para a produção de sprays representa um dos principais métodos para a obtenção das respectivas taxas de evaporação do combustível, com posterior ignição e formação de chama (Faeth, 1983).

O processo de injeção de combustível tem uma influência primordial em vários aspectos chave da combustão. Esta influência é cada vez mais importante uma vez que as instalações de queima estão sujeitas a limites de emissões progressivamente mais apertados, e que serão cada vez mais solicitados para queimar uma maior quantidade de produtos de destilação pesados e combustíveis sintéticos. Uma consequência imediata será a necessidade de os injectores/atomizadores de combustíveis permitirem a utilização de combustíveis com diferentes características, mantendo no entanto o mesmo nível de desempenho (Lefebvre in Bartok and Sarofim, 1991).

Uma das características da combustão de sprays é o facto de, ao contrário dos sistemas com pré-mistura dos combustíveis gasosos, a composição no interior do spray/chama não ser uniforme. O tamanho das gotas, no interior da chama, é bastante variável, para além de estas se moverem com velocidades e direcções diferentes do escoamento principal. Isto faz com que, na combustão de sprays, se observe uma grande variedade nas propriedades físico-químicas da mistura em combustão, provocando elevados gradientes de temperatura, composição e taxas de combustão no interior da chama. São estas dificuldades, juntamente com a falta de outros dados experimentais, que inibiram o desenvolvimento de modelos para a combustão de sprays, contrariamente ao que tem sucedido, por exemplo, com a combustão em regime turbulento (Lefebvre in Bartok and Sarofim, 1991).

A formação de poluentes gasosos pode ser diminuída através de uma combustão controlada que, por seu lado, depende fortemente do processo de atomização do combustível líquido.

Com um interesse particular podemos citar a emissão de NO_x , que está intimamente ligada ao tamanho das gotas no spray (Wilk, 1994).

Estudos recentes (Bates *et al*, 2000, Ferreira *et al*, 2000, Ferreira *et al*, 2001) demonstraram a validade de uma solução alternativa para a atomização dos óleos usados, fornecendo uma caracterização exaustiva de um atomizador efervescente. Trabalhos anteriores de Buckner & Sojka (1991), de Sankar *et al* (1995), e de Loebker & Empie (1997), tinham já demonstrado o bom desempenho deste tipo de atomizador na atomização e/ou combustão de líquidos viscosos. Neste tipo de atomizador é injectado um fluido secundário (ar), juntamente com o líquido, a montante do orifício de descarga criando um escoamento bifásico no seu interior. Em virtude do escoamento interno do atomizador, os resultados demonstraram que se pode obter um spray bastante fino, a pressões relativamente baixas (abaixo dos 60 kPa) e sem necessidade de aquecimento prévio, no caso de líquidos viscosos. Os orifícios de descarga dos atomizadores eram de dimensões razoavelmente superiores aos dos atomizadores de pressão, reduzindo as probabilidades de obstrução (Ferreira *et al*, 2000). Estas características tornam o atomizador efervescente bastante promissor para a utilização em instalações de combustão de combustíveis líquidos (Sovani *et al*, 2001), nomeadamente para instalações de valorização energética de óleos usados.

1.4 OBJECTIVOS DA TESE

Este projecto tem como objectivo principal o desenvolvimento da aplicação, num protótipo, de um atomizador efervescente na combustão de óleos lubrificantes usados, visando a sua valorização energética.

Detalham-se seguidamente os objectivos específicos a alcançar:

- Caracterização físico-química dos óleos;
- Projecto e construção de uma fornalha e recuperador de calor;
- Projecto e fabricação do queimador para aplicação do atomizador;
- Estudo das condições de ignição, estabilidade, comprimento e temperatura de chama;
- Estudo do escoamento no interior da caldeira para a optimização da combustão;

- Estudo das emissões e a sua relação com as condições de combustão;

1.5 ORGANIZAÇÃO DA TESE

Este capítulo iniciou-se com uma revisão da gestão de óleos usados na Europa e em Portugal, terminando com a enumeração dos objectivos da tese.

No segundo capítulo é efectuada uma revisão bibliográfica sobre a combustão de sprays, onde se inclui uma breve referência aos principais tipos de atomizadores. Descrevem-se os mecanismos de formação dos principais poluentes nos processos de combustão, terminando com uma revisão sobre o atomizador efervescente, essencialmente centrada nas aplicações em processos de combustão.

No Capítulo 3 descreve-se a instalação experimental, com inclusão de uma breve revisão sobre fornalhas laboratoriais existentes noutros centros de investigação, que serviu de base para o projecto da fornalha construída durante a execução deste projecto.

O equipamento experimental utilizado nos ensaios é descrito no Capítulo 4. Inclui-se ainda a fundamentação teórica em que se baseiam esses equipamentos e uma análise de incertezas.

No Capítulo 5 são apresentados os resultados experimentais que se dividem em três secções: a primeira descreve a caracterização dos perfis de velocidade do gerador de rotação do ar de combustão inicialmente projectado para incorporação no queimador; na segunda secção são apresentados os resultados da optimização do processo de combustão, com alterações na configuração do atomizador efervescente e no gerador de rotação do ar; finalmente descrevem-se as etapas e resultados da aplicação dos Métodos de Planeamento de Experiências de Taguchi, tendo em vista a determinação da influência comparativa de determinados parâmetros no aumento de eficiência do processo de combustão.

O texto termina com as conclusões principais deste projecto e sugestões para trabalho futuro.

A calibração de equipamentos, ensaios complementares à construção da instalação e cálculos auxiliares foram incluídos em anexos. Nestes foi ainda incluída uma revisão dos processos de tratamento e eliminação de óleos usados, por se considerar acessório ao objectivo principal deste projecto.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Uma grande quantidade da produção energética actual é obtida a partir da combustão de combustíveis líquidos, em particular aqueles derivados do petróleo. Efectivamente desde há mais de um século que se descobriu que a utilização de óleos combustíveis constituía uma forma de obtenção de chamas estáveis.

Na queima de combustíveis líquidos, a utilização de processos de atomização para a produção de sprays representa um dos principais métodos para a obtenção das respectivas taxas de evaporação do combustível, com subsequente ignição e formação de chama. Na combustão de sprays, o líquido é atomizado com o objectivo de aumentar a área superficial do combustível e a sua velocidade relativamente ao ar e, deste modo, aumentar a vaporização e a taxa de reacção.

O processo de injeção de combustível tem uma influência primordial em vários aspectos chave da combustão. Esta influência é cada vez mais importante, uma vez que as instalações de queima estão sujeitas a limites de emissões cada vez mais apertados, e serão cada vez mais solicitadas para utilizar uma maior quantidade de produtos de destilação pesados, combustíveis sintéticos, biocombustíveis ou sub-produtos líquidos derivados de resíduos. Uma consequência imediata será a necessidade de os injectores/atomizadores de combustíveis permitirem a utilização de combustíveis com diferentes características, mantendo no entanto um elevado nível de desempenho.

A combustão de sprays é típica de motores de foguetes a combustíveis líquidos, de turbinas a gás, motores diesel, caldeiras. Atendendo a esta multiplicidade de aplicações e às crescentes preocupações relacionadas com a escassez e custo dos recursos energéticos e com a protecção ambiental, o estudo da combustão de líquidos tem merecido ao longo dos anos uma importante atenção científica e industrial. Vários estudos dos processos de combustão de sprays permitiram a definição de critérios para o projecto de queimadores estáveis e eficientes, para a determinação das taxas de transferência de calor nas câmaras de combustão e para avaliação da formação de poluentes como partículas, hidrocarbonetos não queimados, NO_x e CO .

Embora a literatura publicada seja extremamente vasta, quer sob o ponto de vista experimental e teórico quer numa perspectiva de modelação computacional, optou-se por focar essencialmente o enquadramento científico da utilização de atomizadores efervescentes em processos de combustão. Deste modo, esta revisão bibliográfica é iniciada com uma breve evolução histórica da combustão de sprays, muito centrada na combustão de gotas individuais, seguindo-se uma abordagem aos mecanismos de formação dos principais poluentes na combustão de sprays. Termina com uma descrição dos principais tipos de atomizadores, com especial ênfase no atomizador efervescente, do qual é feita uma revisão das aplicações em sistemas de combustão.

2.1 COMBUSTÃO DE SPRAYS

De uma forma muito breve, a investigação sobre sprays e gotas convergiu progressivamente para a compreensão e previsão das estruturas e características de combustão e de escoamento dos sprays de líquidos.

Embora as primeiras aplicações de sprays datem do século dezanove, foi no século vinte que se observou um acentuado interesse na investigação dos aspectos relacionados com a sua aplicação a sistemas de combustão. Os primeiros estudos relacionaram-se com a caracterização de sprays, nomeadamente a distribuição de tamanhos e velocidades de gotas produzidas por processos de atomização. Os primeiros trabalhos de Rosin e Rammler (1933), Nukiyama e Tanasawa (1939) e Ingebo (1957), tornaram-se a base de caracterização prática de sprays. A investigação científica entre 1950 e 1970 direccionou-se na tentativa de compreensão do comportamento de gotas nos processos de combustão de sprays. Presentemente a ênfase tem-se acentuado no desenvolvimento de técnicas computacionais e na aplicação de métodos optoelectrónicos de diagnóstico.

O mecanismo de oxidação de um combustível volátil na forma de gota está entendido na sua forma mais geral desde o início da década de 1950 (Hottel, 1949; Spalding, 1954; Godsave, 1954). A confirmação da combustão em chama envolvente (*envelope flame*) em ensaios sob condições de micro-gravidade realizados por Kumagai e Isoda (1957), foi considerado como um marco histórico. De uma forma breve, o líquido evapora ficando rodeado por uma camada de vapor que arde em contacto com o ar (Figura 2.1). A difusão do vapor para o exterior é acompanhada de uma difusão de oxigénio/ar para o interior da

gota. Dependendo da configuração do spray e da sua interação com o ar de combustão a combustão pode ser classificada de homogénea ou heterogénea. Na primeira, as gotas evaporam-se antes de chegar à zona da chama, sendo a frente de chama suportada essencialmente pelo vapor de combustível e pelo ar. Na forma heterogénea as gotas ardem quer como gotas individuais, com uma chama envolvendo cada uma, quer como gotas num mar de chama. Nos dois casos estão sempre presentes duas fases. A combustão homogénea é favorecida em sistemas com gotas pequenas, particularmente de combustíveis voláteis. Evidentemente que em sistemas reais, em que o spray é formado por uma vasta gama de tamanhos de gotas, os dois tipos de combustão poderão ocorrer simultaneamente e isto é de certa forma vantajoso.

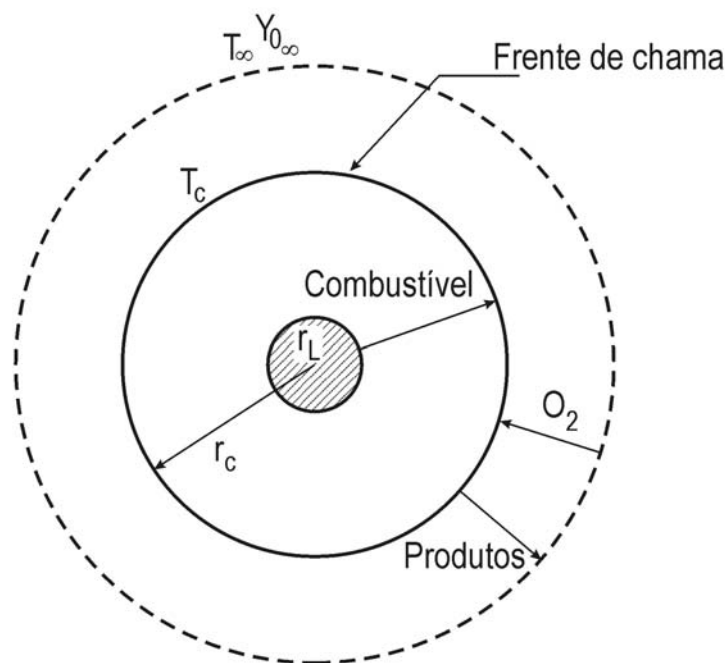


Figura 2.1: – Esquema do processo de combustão de uma gota de combustível

Formalismos empíricos simplificados (por exemplo, regime quase estacionário, simetria esférica) permitiram descrever a taxa de gaseificação de gotas com uma relação linear entre o tempo e o quadrado do diâmetro, a conhecida lei “ d^2 ” (Chigier, 1976). Juntamente com a lei de Ranz-Marshall (1952) facilitaram significativamente a aplicação da correlação de trocas entre fases na análise de sprays. Outros modelos teóricos adoptaram várias hipóteses simplificativas: 1) modelo de gota a temperatura constante; 2) modelo de condutividade infinita; 3) modelo de aquecimento transiente de uma gota esféricamente

simétrica; 4) modelo de condutividade efectiva; 5) modelo de vórtice para aquecimento da gota (Sirignano, 1999).

Ao longo do tempo a teoria da combustão de gotas (descrita por Faeth, 1977; Law, 1982, entre outros) foi incluindo diversos fenómenos não lineares e transientes como, pré-aquecimento de uma gota esférica (Law, 1976, 1977; Sazhin, 2006), circulação interior (Prakash e Sirignano, 1978, 1980; Clift *et al*, 1978; Naterer *et al*, 2005; Eslamian e Ashgriz, 2006), ignição e extinção (Peskin, 1966, 1967; Aggarwal, 1998; Law, 1975; Mansour e Chen, 2008), interacção gota-turbulência (Gokalp *et al*, 1992; Berlement *et al*, 1991; Nasr e Ahmadi, 2007), e interacção gota-gota (Chiu e Liu, 1997; Annamalai e Ryan, 1993). Deste fenómeno, que decorre em sprays densos, merece referência a ocorrência de colisões entre gotas (O'Rourke e Bracco, 1980). Destas, e dependendo do número de Weber e de um número de impacto (função das dimensões das gotas em colisão e da sua velocidade relativa) (Qian e Law, 1997; Chen e Pu, 2001; Ashgriz e Poo, 1990; Nijdam *et al*, 2006), pode ocorrer a sua fragmentação, a colisão e separação ou coalescência. Assim, as colisões são um mecanismo de crescimento do tamanho das gotas mas também podem contribuir para a sua desintegração. Para além disso, as colisões foram sugeridas como o mecanismo responsável pelo crescimento radial rápido em sprays densos (Solomon *et al*. 1985a e 1985b). Este aspecto favorece ainda a interacção entre o spray e o ar de combustão.

A investigação teórica foi durante muitos anos limitada, devido a dificuldades associadas com a não-linearidade das equações de Navier-Stokes (Faeth, 1977; Law, 1982 e Sirignano, 1983). Desde a década de 1980 avanços nas técnicas de simulação e a disponibilização de elevada capacidade de cálculo a baixo custo possibilitaram um forte desenvolvimento da Computação em Dinâmica de Fluidos em sistemas bifásicos, não isotérmicos e com reacções químicas. Presentemente elevou-se a uma disciplina essencial ao estudo de gotas, sprays e combustão em geral. Essencialmente seguem-se duas abordagens: modelos Euleriano-Euleriano que assumem o escoamento localmente homogéneo ou modelos estocásticos que assumem a interacção nos dois sentidos entre as fases contínua e dispersa. A modelação da combustão aborda não só fenómenos físicos como a evaporação de gotas multi-componentes (Maqua *et al*, 2008), cinética química e transporte de espécies (Hilbert *et al*, 2003), turbulência (Bilger, 2000), formação de NO_x (Benjamin e Roberts, 2007) como ainda a modelação de processos industriais (Szego *et al*, 2008; Ma *et al*, 2007; Galletti *et al*, 2007), apenas para citar alguns. Códigos comerciais

generalistas, como o Ansys-CFX e FLUENT são presentemente usados na modelação de sprays enquanto outros foram especificamente desenvolvidos para a combustão de sprays (KIVA, Amsden *et al*, 1985). As técnicas de DNS e LES começam a ser usadas para descrever a estrutura turbulenta de sprays (Yan, 2008) e chamas (Patel e Menon, 2008).

Não é surpreendente verificar que a história do comportamento físico das gotas desde 1950 é balizada por duas abordagens: empirismo e modelação. Os estudos analíticos e numéricos tradicionais de Spalding (1954), Godsave (1954), Williams (1973), Sirignano (1984) e Law (1982), proporcionaram as bases da modelação moderna das gotas no pré-aquecimento, gaseificação, ignição, combustão de gotas com convecção e a determinação dos valores próprios associados. A abordagem empírica proporcionou o desenvolvimento de correlações que desempenharam um papel importante na ausência de estudos analíticos ou onde a simulação numérica é proibitiva. O empirismo fenomenológico, apoiado por técnicas e equipamentos como a caixa de queda (*falling box*), meios avançados de diagnóstico não intrusivo, LDV (Laser Doppler Velocimetry), PDA (Phase Doppler Anemometry) e PIV (Particle Image Velocimetry), de análise de imagem de alta velocidade (Hernandez e Ballester, 2008) e outras técnicas ópticas, permitiu identificar a fundamentação física de modelos fenomenológicos, a sua tradução em correlações úteis e a validação de modelos e teorias: taxas de regressão de gotas, configuração de chamas, trajectórias, interacção entre gotas, comportamento de sprays.

A atomização de líquidos é geralmente conseguida pela sua injeção através de pequenos orifícios a pressões elevadas ou misturando-o com ar ou gás a alta pressão. O processo de atomização é sempre melhorado com o aumento da turbulência e instabilidades, que proporcionam a desintegração das lâminas de líquido em gotas, subsequente colisão e possível fragmentação em gotas ainda mais pequenas.

Ranz (1958) identificou quatro regimes de desintegração de jactos líquidos: gotejamento (*drip*), desintegração de Rayleigh, desintegração induzida por corrente de ar (*wind-induced*) e atomização. De entre eles, apenas o regime de atomização é relevante numa perspectiva de combustão. É caracterizado pela desintegração do jacto imediatamente à saída do injector, pelo menos na superfície externa, que é geralmente a única parte visível do escoamento. Este regime produz gotas cujo diâmetro médio é muito inferior ao diâmetro do jacto.

Atendendo a que o equilíbrio das gotas depende da relação entre as forças de coesão (tensão superficial) e as forças que causam instabilidades (inércia), o critério de transição entre os regimes de fragmentação é controlado pelos números de Weber (We) do líquido e do gás de escoamento (Ranz, 1958):

$$We_{loug} = \frac{\rho_{loug} u^2 d_p}{\sigma} \quad (2.1)$$

A viscosidade do líquido afecta a transição de regime e para líquidos de baixa viscosidade, a atomização ocorre quando $We_l > 8$ e $We_g > 13$. Atendendo a que as forças aerodinâmicas aumentam com a velocidade do líquido, a dinâmica do processo de atomização vai-se alterando em função de We . A Figura 2.2 mostra os vários sub regimes possíveis (Pilch e Erdman, 1987; Gelfand, 1996). É evidente a natureza progressivamente catastrófica do processo de desintegração à medida que We aumenta.

Outros investigadores identificaram ainda mais factores que podem condicionar os limites de transição dos regimes de desintegração: número de Reynolds, propriedades do escoamento ambiente (para escoamento em fluxo cruzado), características geométricas do injector como o rácio comprimento/diâmetro do injector, rácio de densidades das fases, cavitação no interior do injector, etc (O'Rourke e Bracco, 1980).

2.2 MECANISMOS DE FORMAÇÃO DE POLUENTES

2.2.1 Formação de monóxido de carbono

O CO forma-se na combustão de todos os hidrocarbonetos e em concentrações sempre acima dos valores calculados pelas condições de equilíbrio, descrito pela seguinte equação de equilíbrio:



Neste caso a concentração de CO depende da temperatura e do excesso de ar. Em zonas de chama com mistura rica, os níveis de CO são necessariamente elevados, uma vez que não existe O_2 suficiente para completar a combustão. Segundo a Equação 2.2, apenas com ar suficiente, a temperaturas suficientemente elevadas, se consegue oxidar o CO . Em condições próximas da estequiométrica pode-se formar CO , devido a elevadas taxas de

reação, provocadas por altas temperaturas, que levam à dissociação do CO_2 . Deste modo, uma mistura deficiente do ar com o combustível pode permitir a emissão de CO , mesmo que se opere em condições globais de mistura pobre (com excesso de ar). Desde que exista CO_2 , é pouco provável que se forme CO durante o processo de arrefecimento dos gases de combustão.

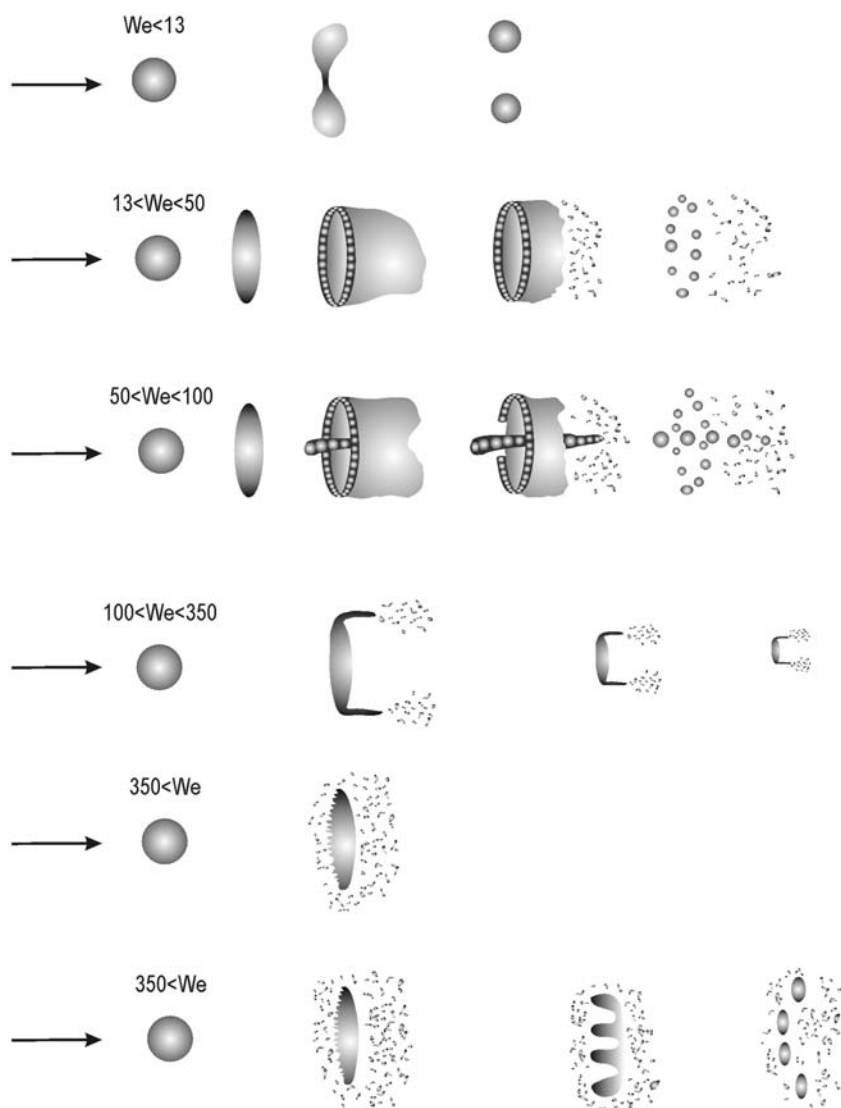


Figura 2.2: – Regimes de atomização (Pilch e Erdman, 1987)

Embora a oxidação do CO seja importante por si só, pelo facto de ser um gás nocivo e tóxico, ela é também extremamente importante para todo o processo de oxidação (combustão) dos hidrocarbonetos. De um modo simplista a combustão de hidrocarbonetos pode ser caracterizada por um processo com duas etapas: a primeira envolve a conversão do combustível em CO , sendo a segunda etapa a oxidação do CO em CO_2 .

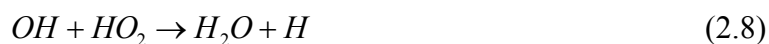
A não ser que se esteja na presença de espécies contendo hidrogénio, a oxidação de CO (Equação 2.2) é um processo lento. A presença de pequenas quantidades de H_2O ou H_2 pode ter um efeito importante na taxa de oxidação. Isto deve-se ao facto de a oxidação do CO envolvendo o radical OH ser muito mais rápida do a que envolve O_2 ou O .

Assumindo que a água é a espécie primária que contém o hidrogénio, podemos descrever a oxidação do CO por estes quatro passos (Glassman, 1987):



A reacção (2.3) é lenta e não contribui significativamente para a formação de CO_2 , agindo antes como iniciadora da cadeia de reacção. A reacção (2.5) é também uma etapa de propagação da cadeia, produzindo átomos de H que reagem com O_2 , para formar OH e O (reacção 2.6). Estes radicais por seu lado alimentam de novo a reacção de oxidação (2.5) e (2.4). A reacção (2.5) é sem dúvida a principal em todo o processo. No entanto, se o tempo disponível para esta reacção for curto (causado, por exemplo, por câmaras de combustão curtas), então as emissões de CO serão elevadas. Em condições semelhantes, as emissões de CO podem rondar os 20 ppm para câmaras curtas e 0.3 ppm para câmaras mais longas (Mahallawy e Habik, 2002).

Se em vez da água tivermos o hidrogénio como catalisador, teremos ainda as seguintes reacções:



Glassman (1987) refere que, com a presença de HO_2 , aparece uma nova via de oxidação de CO :



No entanto, esta reacção não é tão importante como o ataque do OH ao CO (reacção 2.5).

Como referido o CO_2 é formado pela oxidação de CO na zona de altas temperaturas da chama. Por seu lado, o CO é formado pela reacção com radicais como o HCO e OH . O

CO_2 é formado mais tarde pela reacção entre CO e OH . Nas chamas com baixo teor de O_2 existe pouco OH e é de esperar a formação de elevadas quantidades do CO . Admitindo que existe equilíbrio durante o arrefecimento dos gases, é de esperar a diminuição da concentração de CO . No entanto, se o arrefecimento for muito rápido, os reduzidos valores de equilíbrio de CO a baixas temperaturas podem não ser atingidos.

Dryer e Glassman (1973) desenvolveram equações para as taxas de conversão do CO . Os mecanismos de oxidação do CO são apresentados exhaustivamente em Yetter *et al* (1991).

A redução de CO passa pela criação de condições para uma combustão completa, com os níveis adequados de excesso de ar e tempo de residência para a completa oxidação e conversão em CO_2 .

2.2.2 Formação e controlo de NO_x

Os óxidos de azoto são tóxicos e, nos níveis inferiores da atmosfera, provocam nevoeiro fotoquímico e contribuem para as chuvas ácidas através da formação de ácido nítrico. É também sabido que os óxidos de azoto provocam a destruição da camada de ozono na estratosfera. Deste modo é de extrema importância o desenvolvimento de novas tecnologias de combustão que permitam uma redução acentuada das emissões de óxidos de azoto.

A emissão de óxidos de azoto é uma função exponencial da temperatura de chama. Esta sensibilidade explica-se pelo facto das reacções envolverem inicialmente oxigénio atómico, que não aparece em grandes quantidades a temperaturas baixas. Para além disso, as taxas das reacções químicas por si só também são sensíveis à temperatura. Consequentemente, a chave para a diminuição dos óxidos de azoto é providenciar tempo e temperatura suficientes para completar a combustão, mas não demasiado tempo e temperatura que provoquem níveis elevados de óxidos de azoto (Lefevbre, 1983). Estes requisitos são alcançados através da criação de uma mistura ar/combustível homogénea e queimando fora das condições estequiométricas (combustão rica ou pobre).

Um dos factores fundamentais nas tecnologias utilizadas para a redução dos óxidos de azoto é a produção de sprays com gotas reduzidas, através da selecção adequada do tipo de atomizador. A produção de gotas pequenas é essencial para uma sequência adequada e completa dos seguintes processos: mistura, vaporização e combustão. Se um destes

processos não é completado, cria-se algum grau de não-uniformidade na mistura ar/combustível, dando origem a zonas localmente mais quentes, particularmente em misturas pobres. Nos processos de combustão formam-se três tipos de óxidos de azoto: monóxido de azoto (NO), dióxido de azoto (NO_2) e óxido nitroso (N_2O). Os que se apresentam em maior quantidade são normalmente designados de NO_x e incluem o NO e NO_2 .

Os óxidos de azoto (NO_x) podem ser produzidos por três diferentes mecanismos (Lefevbre, 1983): térmico, imediato e de combustível.

O **NO térmico** é produzido pela oxidação do azoto atmosférico. Este processo de oxidação é significativo a temperaturas dos gases acima de 1800 K e depende da concentração de oxigénio e do tempo de residência a essas temperaturas (Miller e Bowman, 1989). A produção de NO térmico segue tipicamente o mecanismo clássico de Zeldovich:



Nelson (1986) sugeriu um mecanismo de Zeldovich alargado, introduzindo outra reacção:



O **NO imediato** é produzido por reacções rápidas na frente de chama; a sua cinética não está ainda bem compreendida. Miller e Bowman (1989) sugerem que o NO imediato é essencialmente causado pelo ataque de carbono ou de radicais de hidrocarbonetos ao azoto, segundo esta reacção:



Outros atribuem a formação do NO imediato a elementos intermédios da combustão (O , OH e H) que não se encontram em equilíbrio químico. Análises experimentais associam este mecanismo de formação de NO a combustões ricas, sendo praticamente negligenciável em combustões pobres.

O **NO de combustível** é produzido pela oxidação do azoto existente no próprio combustível. Os combustíveis de destilação leves contêm pequenas quantidades de azoto orgânico (menos de 0.06%) enquanto os combustíveis de destilação pesados podem conter até 1.8% de azoto, sendo, por isso, mais propícios à formação de NO por esta via. O azoto

no combustível reage com o oxigénio independentemente da temperatura de chama ou do excesso de ar nos gases de combustão. As ligações carbono-oxigénio são quebradas mais facilmente do que as ligações diatómicas de azoto, pelo que as taxas de formação de NO de combustível podem ser superiores às do NO térmico.

O outro composto que contribui para o NO_x , o NO_2 , é produzido quando o NO é mantido a temperaturas suficientemente baixas que proporcionam a recombinação com oxigénio para obter um estado quimicamente mais estável. O NO_2 pode ser originado em zonas localmente mais frias das câmaras de combustão, tais como paredes ou zonas de amostragem de gases.

Para além do grupo dos NO_x , considera-se ainda o mecanismo intermédio de formação de N_2O (óxido nitroso). Pensa-se que o N_2O tem um papel importante na formação de NO em processos com misturas muito pobres e a baixas temperaturas.

Motivado pelos efeitos cada vez mais intensos da poluição atmosférica, tem-se assistido a uma preocupação crescente no desenvolvimento de técnicas de controlo e redução das emissões de NO_x . As técnicas de controlo de NO_x dividem-se em duas categorias: alterações no processo de combustão e tratamento dos gases após combustão. No entanto, importa referir que na maioria dos casos práticos é utilizada mais do que uma tecnologia, de forma a obter os níveis mais baixos de NO_x , a custos controlados. No texto que se segue faz-se uma descrição resumida das principais técnicas existentes em cada uma das categorias.

Técnicas de controlo de NO_x , no processo de combustão

São várias as técnicas de controlo e redução de NO_x , que utilizam um conjunto diverso de processos termodinâmicos e cinéticos: alguns baixam a temperatura máxima de chama; outros reduzem a concentração de oxigénio na zona primária da chama e outros utilizam o balanço termodinâmico e cinético para promover a reconversão de NO_x em azoto e oxigénio.

a) Combustão com baixo excesso de ar

Embora seja mais fácil operar um queimador quando se fornece bastante oxigénio para manter a combustão, um simples corte na quantidade de excesso de ar baixa as concentrações de oxigénio na zona de chama, reduzindo assim a produção de NO_x . Em

situações em que a utilização de elevados excessos de se tornou rotina, esta técnica tem ainda a vantagem de permitir um aumento da eficiência térmica. No entanto, um excesso de ar reduzido pode tornar as chamas mais longas e instáveis, aumentando assim as emissões de CO . É, por isso, necessário efectuar um balanço adequado para controlar este processo.

b) Estagiamento de ar (*overfire air*)

Nesta técnica a zona de combustão primária da chama é mantida em condições ricas para reduzir a concentração de oxigénio, sendo o restante ar introduzido a jusante (designado na literatura inglesa por “*overfire air*”). Este ar secundário fornece oxigénio para completar a queima do combustível e oxidar o CO em CO_2 , criando uma segunda zona de combustão. Uma vez que existe pouco combustível nesta zona, a temperatura de chama é baixa. A produção de NO_x é assim reduzida nas duas zonas pela redução do oxigénio numa delas e da temperatura da chama na outra.

c) Recirculação dos gases de combustão

Neste caso, parte dos gases de combustão, com deficit de oxigénio, são recirculados e introduzidos juntamente com o ar primário. Desta forma reduz-se a quantidade de oxigénio na zona primária e aumenta-se a quantidade de azoto, que actua como absorvedor de calor, reduzindo a temperatura da chama. Esta técnica é bastante eficaz na redução no NO_x térmico, mas revela-se ineficaz no controlo do NO_x devido ao azoto do combustível.

d) Redução do ar pré-aquecido

É comum efectuar-se a recuperação do calor dos gases de combustão para realizar um pré-aquecimento do ar de combustão, aumentando desta forma a eficiência térmica global dos sistemas de combustão. No entanto, esta técnica também aumenta a temperatura de chama uma vez que este ar quente absorve menos calor na zona da chama. Tem, por isso, o efeito adverso de aumentar o NO_x por via térmica. A redução no aproveitamento destes gases recirculados permite uma redução da temperatura de chama e, conseqüentemente, da emissão de NO_x .

e) Redução da taxa de combustão

A temperatura máxima da chama é determinada pelo balanço térmico na câmara de combustão, incluindo as perdas por radiação para as paredes. Considerando neste balanço apenas o combustível, o ar e os gases de combustão, a redução proporcional de ar e

combustível resulta na mesma temperatura de chama. No entanto, efectuar esta redução proporcional numa câmara de dimensões fixas, resulta numa maior perda proporcional de calor para as paredes, reduzindo-se a temperatura de chama. Garantindo-se a produção de calor útil desejado e o controlo de emissões de outros poluentes como CO e HC , esta pode ser uma técnica de ajuste da taxa de combustão (potência térmica) às reais necessidades, com a vantagem de reduzir as emissões de NO_x térmico.

f) Queimadores fora de serviço

Em fornalhas ou caldeiras de grandes dimensões com diversos queimadores, seleccionam-se alguns queimadores que são colocados fora de serviço, cortando-se o abastecimento de combustível. O combustível é, no entanto, redistribuído pelos restantes queimadores em serviço, mantendo-se inalterado o caudal total de combustível. Entretanto, mantém-se o fornecimento de ar inalterado por todos os queimadores. No fundo, esta é uma forma simples de produzir um estagiamento do ar de combustão. As primeiras chamas operam ricas em combustível e falta de oxigénio, reduzindo a formação de NO_x . Nas zonas de chama subsequentes o ar em excesso proporciona a combustão do restante combustível a temperaturas mais reduzidas.

g) Estagiamento de combustível (*reburn*)

Esta técnica envolve três estágios. O primeiro ocorre na zona primária de combustão, onde se dá a combustão da maior parte do combustível em condições pobres. No segundo estágio é injectado o combustível restante, estabelecendo-se assim uma zona rica, onde parte do NO formado inicialmente é reduzido a azoto molecular por radicais de hidrocarbonetos. No último estágio é injectado ar para completar a combustão (*overfire air*).

Técnicas de redução de NO_x nos gases de combustão

A redução de NO_x nos gases de combustão baseia-se essencialmente em processos de redução térmica, classificados como:

- Redução não-Catalítica Selectiva (RNCS)
- Redução Catalítica Selectiva (RCS) e

Ambos os processos utilizam amónia (NH_3) (ou composto que contém amónia, como a ureia) para reduzir o NO_x para N_2 .

a) Redução não-Catalítica Selectiva

O NO_x é removido através da injeção de amónia directamente na corrente de gases de combustão a alta temperatura. As reacções estequiométricas que envolvem NO e NH_3 são muito sensíveis à temperatura. Se as temperaturas forem inferiores a 1070 K, a amónia poderá não reagir e ser lançada na atmosfera juntamente com os gases. Este processo é designado de selectivo pelo facto da temperatura ter de ser controlada para garantir que a amónia reage com o NO em vez do oxigénio. Se as temperaturas forem excessivamente elevadas, a amónia oxida, formando de novo NO . É por isso necessário criar condições para que os gases sejam tratados num intervalo estrito de temperatura e garantir tempo de residência. Este processo pode reduzir entre 30 a 50% a concentração de NO_x .

b) Redução Catalítica Selectiva

Este tratamento é semelhante ao anterior, com inclusão de um catalisador após o tratamento com amónia. Os catalisadores são fabricados em diferentes tipos de materiais, de acordo com a temperatura dos gases:

- Catalisadores em platina, suportada por alumina, para temperaturas baixas (entre 490 e 555 K). São bastante atacados por SO_2 e têm de ser limpos regularmente devido à deposição de partículas.
- Catalisadores em pentóxido de vanádio (V_2O_5), suportado em dióxido de titânio (TiO_2), para temperaturas entre 590 e 670 K. O V_2O_5 é bastante atractivo porque é muito activo e insensível aos compostos de enxofre. O catalisador pode ser obstruído pelas partículas e ser atacado por gases ácidos.
- Catalisadores de zeolites, que são constituídos por diversos alumino-silicatos, são utilizados em gamas de temperaturas mais elevadas (645 a 755 K).

A utilização destes catalisadores é limitada pois operam numa gama apertada de temperaturas: nas temperaturas baixas são necessárias elevadas quantidades de catalisador para se obter uma remoção razoável; a temperaturas elevadas, a oxidação de amónia compete com as reacções do processo, resultando em baixas eficiências de remoção. Outro aspecto negativo é a possibilidade de obstrução do catalisador por partículas e de ser atacados por outros contaminantes, tornando-os aplicáveis essencialmente para gases contendo pouco mais do que NO_x .

Recentemente outras tecnologias têm sido desenvolvidas a nível industrial. De referir: o processo de oxidação de NO_x com ozono a baixa temperatura para formar N_2O_5 , seguida de absorção do N_2O_5 numa torre húmida (BOC Gases, Inc.); absorção catalítica que com um simples catalisador remove NO_x e CO (SCONO_xTM), (Schnelle e Brown, 2002)

2.2.3 Formação de hidrocarbonetos não queimados

Os hidrocarbonetos não queimados (HC) são produtos da degradação térmica dos combustíveis que não reagem com o oxidante, sendo por isso o resultado de uma combustão incompleta. Estão normalmente associados a taxas de reacção reduzidas ou ao congelamento de reacções químicas, induzidos pela diminuição da temperatura, nomeadamente junto às paredes das caldeiras. Uma das causas destes factores pode ser uma deficiente atomização do combustível líquido. Embora os mecanismos sejam mais complexos do que os da formação de CO , verifica-se que os factores que influenciam as emissões do CO afectam da mesma forma as de HC . Para reduzir a sua formação é importante controlar as características de injeção e atomização do combustível, bem como o processo de mistura do ar com o combustível.

2.2.4 Formação de partículas

Na combustão de líquidos são produzidas partículas (fuligem e cenosferas), visíveis nos gases pelo fumo mais ou menos denso. Trata-se de partículas de carbono muito finas que se formam na sua maioria na zona primária de combustão, podendo posteriormente ser consumidas em regiões onde as temperaturas ainda são elevadas e existe oxigénio suficiente.

Na prática, a emissão de partículas está associada à ocorrência de zonas de misturas ricas, pelo que o adequado processo de mistura do ar com o combustível é essencial para reduzir a sua produção. A melhoria das condições de combustão na zona primária, pode ser conseguida através da injeção de mais ar. No entanto, esta solução pode trazer outros inconvenientes como: problemas de ignição e limites de estabilidade, bem como aumento da emissão de NO_x . Normalmente uma acção para redução das partículas produz um efeito contrário na emissão de NO_x . Uma forma eficaz de reduzir as emissões de partículas é a

produção de um spray com gotas de dimensões reduzidas e com adequada mistura do ar de combustão, evitando descontinuidades com zonas ricas e pobres.

Na maioria das situações de combustão de líquidos e sólidos, é inevitável a emissão de níveis mínimos de partículas, que poderão dever-se apenas ao teor de cinzas inicialmente existente nos combustíveis. Nestas situações, a forma de redução de partículas é a aplicação de filtros de captura nos gases, tais como: ciclones, filtros de mangas, filtros por via húmida e precipitadores electrostáticos.

2.3 ATOMIZADORES

Desde a primeira aplicação de sprays na combustão por volta de 1880, tem-se assistido ao desenvolvimento de diversos tipos de atomizadores. Estes podem ser divididos em duas categorias: atomizadores de um só fluido e atomizadores de dois fluidos. No primeiro caso apenas se utiliza o líquido a ser atomizado, enquanto no segundo é utilizado um gás (normalmente ar) que, juntamente com o líquido, permite a obtenção do spray.

Nesta secção são apresentados os principais tipos de atomizadores existentes em cada uma das categorias.

2.3.1 Atomizadores de um fluido

A atomização é obtida pela injeção do líquido a alta velocidade no ar em repouso, convertendo a energia interna (pressão) do líquido em energia cinética (velocidade). Este processo é conseguido por duas formas: pela injeção do líquido através de um orifício, nos atomizadores de pressão; pela injeção do líquido a altas velocidades da periferia de um copo ou disco rotativo, nos atomizadores rotativos.

Atomizadores de pressão

Estes atomizadores produzem uma aceleração do líquido pela passagem num orifício, convertendo a energia de pressão contida no líquido em energia cinética, acelerando e desintegrando o jacto em pequenas gotas por efeito da turbulência gerada. Os parâmetros principais neste tipo de atomizadores são: diâmetro do orifício, pressão de injeção, caudal e características físicas do líquido.

Os modelos mais simples são constituídos por um simples orifício, podendo este ter diversas formas, como no caso dos atomizadores com um rasgo em forma de “V” para produção de um spray em leque. Existem ainda modelos com duplo orifício. Um tipo de atomizador bastante utilizado é o designado de “*pressure swirl*”, na literatura inglesa, que pela sua configuração interna induz um movimento rotativo à lâmina de líquido que sai do atomizador. Este efeito aumenta significativamente o desempenho deste tipo de atomizadores na produção de sprays mais finos.

Atomizadores rotativos

O líquido é injectado num disco ou copo rotativo, saindo pela periferia a velocidades elevadas. Neste caso consegue-se um efeito semelhante ao “*pressure-swirl*”, utilizando a energia associada à força centrífuga.

2.3.2 Atomizadores de dois fluidos (*twin-fluid*)

Nestes atomizadores o líquido é atomizado pela fricção do líquido com um gás a elevadas velocidades. Existem basicamente dois tipos: *air-assist* e o *airblast* (na literatura inglesa). A principal diferença entre os dois está relacionada com a velocidade e quantidade de gás envolvida: enquanto o *air-assist* utiliza pequenas quantidades de gás a elevadas velocidades, o *airblast* utiliza elevadas quantidades de gás a velocidades relativamente mais baixas. Consoante o contacto do líquido com o gás ocorra no interior ou no exterior do atomizador, estes são designados por atomizadores de mistura interna ou mistura externa.

Embora se inclua na categoria de atomizadores de dois fluidos, o atomizador efervescente tem um princípio de funcionamento completamente distinto dos anteriormente descritos. Por esse facto e porque se trata do atomizador objecto deste estudo, será descrito com mais detalhe noutra secção.

Importa finalmente referir outros tipos como atomizadores electrostáticos, ultra-sónicos, sónicos e vibratórios que se utilizam para aplicações mais específicas. Lefebvre (1989) faz uma revisão exaustiva dos processos de atomização, incluindo a caracterização de diversos tipos de injectores na sua forma de funcionamento bem como das características dos sprays produzidos.

2.4 ATOMIZAÇÃO EFERVESCENTE

Na atomização efervescente são utilizados dois fluidos, sendo injectada uma pequena quantidade de gás (normalmente ar) na corrente de líquido, antes de este ser ejectado pelo orifício de descarga do atomizador. O gás produz um escoamento de pequenas bolhas no interior do líquido, que são comprimidas na sua passagem pelo orifício de descarga. À saída, estas bolhas sofrem um abaixamento brusco de pressão, criando diversas explosões minúsculas que desintegram o líquido em pequenas gotas. A Figura 2.3 mostra em esquema uma possível configuração do atomizador. Possíveis alternativas passam pela introdução do gás pelo centro do corpo do atomizador, ocupando o líquido o anel em volta.

Relativamente à configuração do orifício de saída uma alternativa possível consiste em fazê-lo em forma de anel. Esta configuração ajuda a abrir o ângulo do leque. Uma das características fundamentais deste atomizador é o rácio entre o caudal mássico de gás e o de líquido (ALR: do inglês “Air-to-Liquid Ratio”). O seu ajuste, juntamente com as características dos fluidos, permite obter um escoamento bifásico interno (escoamento de bolhas, “*bubbly flow*”, na literatura inglesa), que se traduz no bom desempenho deste tipo de atomizadores.

Esta técnica foi inicialmente desenvolvida por Lefebvre e os seus colaboradores na década de 1980 (Lefebvre *et al*, 1988; Roesler e Lefebvre, 1987; Wang *et al*, 1989). Então, a técnica era designada de “*aerated liquid atomization*” por Lefebvre e seus colaboradores. O termo “efervescente” foi apenas introduzido por Buckner e Sojka (1991). Chawala (1985) atribuía o melhor desempenho dos atomizadores de dois fluidos sobre os de um fluido apenas à diferença substancial na velocidade de som entre um meio monofásico e bifásico. A velocidade do som numa mistura líquido/gás é substancialmente mais baixa do que a velocidade do som num gás ou numa fase líquida. Como exemplo, Chawala (1985) verificou que a velocidade mínima do som numa mistura ar/água em condições padrão de temperatura e pressão é cerca de 20 a 30 m/s, comparativamente com 300 e 1500 m/s para ar e água, respectivamente. Esta velocidade mais baixa permite uma atomização mais eficaz com menor consumo de energia.

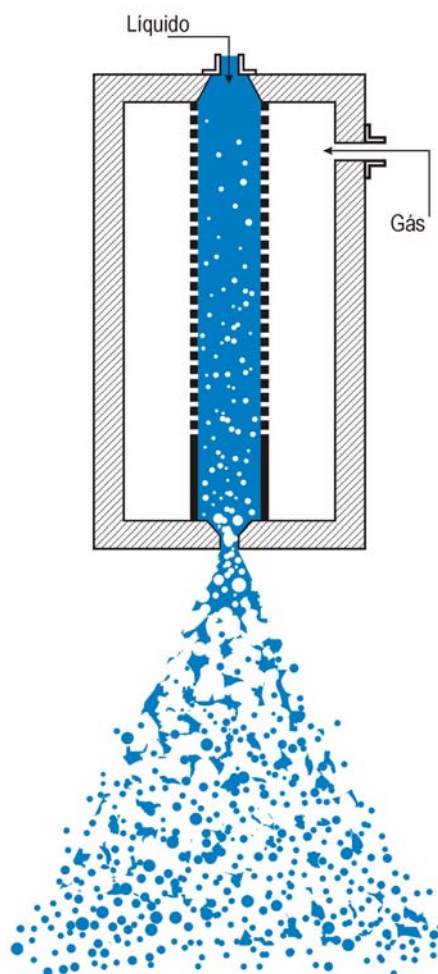


Figura 2.3: – Esquema simplificado de um atomizador efervescente

Nos anos que se seguiram realizaram-se diversos estudos experimentais para a determinação do desempenho e das características dos sprays produzidos por este tipo de atomizador, numa vasta gama de condições de funcionamento. Sovani *et al* (2001) efectuou uma revisão exaustiva da atomização efervescente. O artigo resume os resultados obtidos em trabalhos experimentais para obtenção do desempenho (variações no desenho do atomizador, nas propriedades dos fluidos e nas condições de funcionamento), faz uma revisão das teorias existentes sobre os mecanismos básicos envolvidos no processo de atomização, traça um panorama geral das aplicações e sugere possíveis áreas para aplicações futuras. De particular interesse é a sua aplicação em sistemas de combustão, especialmente com combustíveis de menor valor e menos refinados, contendo níveis elevados de impurezas e uma vasta gama de propriedades físicas. Características como pressões de injeção baixas, diâmetros de gotas mais baixos, caudais de gás baixos e diâmetros dos orifícios de descarga mais elevados, tornam este atomizador numa aplicação

excelente para este tipo de combustíveis. Outra vantagem interessante deste tipo de atomizadores é a presença de gás (ar) no interior dos sprays produzidos, aumentando a quantidade de comburente no núcleo do spray e, desta forma, melhorando significativamente o processo de mistura do ar com o combustível, com resultados bastante positivos no processo de combustão e conseqüentemente na emissão de poluentes. Mais tarde, Lorcher *et al* (2005) apresentam um resumo dos trabalhos experimentais sobre atomizadores efervescentes, com introdução de alguns estudos mais recentes.

Tipicamente, um atomizador efervescente é relativamente insensível à viscosidade do líquido e o seu desempenho é praticamente independente do diâmetro do orifício de descarga. Outra característica importante é a formação de um escoamento bifásico que se inicia logo no orifício de saída do atomizador, resultando em níveis de turbulência mais elevados e melhoria no processo de mistura. Panchagnula e Sojka (1999) referem estas características como importantes para uma rápida combustão e apresentam a atomização efervescente como muito promissora para utilização em sistemas de incineração pelo facto de permitirem o mesmo nível de destruição (combustão) num espaço mais curto.

Ferreira *et al* (2001) efectuaram uma caracterização detalhada de um atomizador efervescente utilizando um PDA de 2 componentes. Assim, a análise incluiu o estudo do diâmetro das gotas produzidas no spray bem como a sua velocidade. Os testes incluíram água e óleo lubrificante. Os estudos demonstraram a capacidade de produção de sprays de gotas de reduzidas dimensões e uma observável insensibilidade à viscosidade do líquido. Estudos comparativos com atomizadores de pressão permitiram verificar que a atomização é conseguida a baixa temperatura e a pressões reduzidas. O processo de atomização demonstrou ficar completado na vizinhança do orifício, ocorrendo de forma muito mais súbita quando comparado com um atomizador convencional.

Aplicações do atomizador efervescente em sistemas de combustão podem-se encontrar em: câmaras de combustão de turbinas a gás, caldeiras e fornalhas, motores de combustão interna e incineradores (Sovani *et al*, 2001).

Lefebvre *et al* (*in* Colantonio, 1993) utilizaram um atomizador efervescente de leque cónico numa câmara de combustão (T-56), para avaliar o rendimento de combustão numa vasta gama de pressões e temperaturas de entrada. As pressões variaram entre 0.101 e 0.760 MPa, a temperatura de entrada do ar entre 270 e 530 K e a relação nominal ar/combustível de atomização (em massa) foi de 0.2. O rendimento de combustão foi

medido utilizando 21 termopares (Chromel-Alumel) colocados num padrão cruciforme na saída da câmara de combustão. O rendimento foi comparado com o da mesma câmara de combustão associado a um atomizador standard de duplo orifício. Verificaram que, em toda a gama de pressões e temperaturas de entrada, o rendimento de combustão do atomizador efervescente de leque cónico foi superior, provavelmente devido à melhor atomização.

Colantonio (1993) efectuou uma investigação para desenvolver tecnologias apropriadas para câmaras de combustão de líquidos com baixa emissão de NO_x . A câmara de combustão incorporava um atomizador efervescente para a injeção do combustível numa câmara de pré-mistura. Neste processo de pré-mistura, apenas era utilizada uma fracção do ar de combustão, para evitar problemas de auto-ignição e de retorno de chama. Esta mistura rica era introduzida no interior do restante ar de combustão por um processo de injeção rápida com jactos cruzados, que envolvia jactos radiais da mistura ar-combustível, intersectando jactos de ar axiais na zona primária de combustão. Foram avaliadas diversas configurações da câmara de combustão, para avaliar as tecnologias chave e para validar os modelos de simulação que foram desenvolvidos. Os resultados indicaram um potencial de diminuição da emissão de NO_x para este queimador. Colantonio (1993) descobriu que os parâmetros chave que afectam a emissão de NO_x são: a razão combustível/ar na zona de combustão primária, o número de jactos axiais e radiais, a relação de forma e localização dos jactos axiais e o diâmetro da entrada do jacto radial. Utilizando uma análise paramétrica, as emissões de NO_x foram reduzidas para um terço, comparativamente às emissões de câmaras de combustão convencionais, em condições de velocidade cruzeiro.

O trabalho de Colantonio (1993) avalia ainda a eficácia de um queimador tipo LDI (Lean-Direct-Injection), incorporando a mistura com jactos cruzados e um atomizador efervescente para a redução de NO_x . Abdul-Hussain *et al* (in Colantonio, 1993) já tinha demonstrado a validade da utilização da mistura com jactos radiais sobre jactos axiais, na redução de NO_x . No entanto, os seus trabalhos limitaram-se a combustíveis gasosos e a câmara de combustão operou apenas à pressão atmosférica. Utilizando esta mesma tecnologia com combustíveis líquidos, Abdul-Aziz *et al* (in Colantonio, 1993) já tinha verificado que as emissões de NO_x eram superiores à dos combustíveis gasosos. Colantonio (1993) adicionou dois novos conceitos às tecnologias utilizadas por estes investigadores: uma região para a pré-mistura do combustível e do ar e um atomizador efervescente. A pré-mistura do todo o combustível com algum ar, antes da combustão, permite uma melhor

uniformidade do combustível/ar na câmara de combustão, proporcionando algum grau de vaporização. A utilização do atomizador efervescente teve como objectivo a produção de gotas pequenas na zona de pré-mistura, uma vez que já tinha sido demonstrado que este atomizador permitia obter gotas de tamanhos reduzidos (SMD inferiores a 20 μm).

Sankar *et al* (1995) desenvolveram um atomizador efervescente com “*swirl*”, para aplicação em caldeiras domésticas e industriais. Os seus trabalhos apenas incluíram medições qualitativas, observando uma chama completamente azul na queima de querosene. Este facto sugeriu-lhe uma total ausência de fuligem, indicando que a combustão do querosene era completa, sendo isto o resultado de uma atomização bastante fina do combustível.

Loebker e Empie (1997) desenharam um atomizador efervescente para atomizar licor negro, numa caldeira de recuperação de calor. O licor negro é um sub-produto da indústria do papel, com viscosidade elevada, composição variável e com cerca de 80% de suspensão sólida. O desempenho deste atomizador efervescente foi comparado com um atomizador convencional, com a designação comercial Vee-JetTM. Estes investigadores descobriram que, enquanto a estrutura do spray próximo do orifício de descarga do atomizador Vee-Jet apresentava aglomerados de líquido por desintegrar, o atomizador efervescente produzia fragmentos de líquido e gotas mais pequenos.

Rashkovan *et al* (2004) investigaram a influência da adição de CO_2 em gasolina num atomizador efervescente. O trabalho foca a caracterização do spray sem reacção. Os resultados mostram que a adição de CO_2 promove a atomização do combustível em pequenas gotas e que a energia gasta neste processo é consideravelmente reduzida face a um atomizador de um só fluido. A estrutura do spray (abertura) e distribuição probabilística de gotas é consideravelmente alterada pelo teor de gás.

Mais recentemente, Sovani *et al* (2005) reportam a aplicação deste conceito de atomização ao injector de um motor Diesel. Embora o trabalho se centre na caracterização do spray (abertura e diâmetro das gotas) representa um importante desenvolvimento pois, para além de alargar a fronteira de aplicação a um importante sector industrial, fá-lo com uma adaptação ao corpo de injectores já existentes no mercado. Os dados mostram uma excelente atomização conseguida a uma pressão cerca de uma ordem de grandeza inferior às praticadas em sistemas *common rail*. Acresce que o seu desempenho é pouco sensível a alterações das condições de atomização.

Yu *et al* (2005) referem a aplicação de um sistema de atomização efervescente à queima de querosene numa câmara supersónica. O trabalho compara o desempenho resultante da introdução de ar na estrutura do spray com aquela observada num atomizador simples. Os resultados mostram claramente que a atomização efervescente promove a mistura ar combustível no interior da câmara de combustão, produz gotas mais pequenas que evaporam mais rapidamente, libertando mais calor no processo. Em aplicações supersónicas, estas características são cruciais para promover a queima completa dos hidrocarbonetos durante o curto tempo de residência no interior da câmara.

A aplicação de atomizadores efervescentes na incineração de resíduos, representa outra área de muito interesse devido essencialmente a: reduzida sensibilidade à viscosidade do líquido, diâmetros de orifícios de descarga consideravelmente mais elevados, o que reduz a possibilidade de obstrução e a velocidade de descarga, diminuindo desta forma os problemas de erosão.

3. INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL

3 INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL

Neste capítulo serão apresentados os equipamentos que compõem a instalação experimental, bem como todos os estudos e tarefas conducentes à sua construção e instalação.

3.1 INTRODUÇÃO

Sendo a combustão de sprays uma área de interesse recente do sub-grupo de Energia e Fluidos do Departamento de Engenharia Mecânica da UM, e não obstante este trabalho se desenvolver na sequência de num programa anterior com vista ao estudo da viabilidade da aplicação do atomizador efervescente na combustão de óleos usados, houve necessidade de criar todas as infra-estruturas indispensáveis para a instalação dos equipamentos que permitiriam a realização dos ensaios experimentais.

Nesse sentido, foi inicialmente efectuada uma pesquisa sobre alguns exemplos de fornalhas existentes em grupos de investigação representativos desta área. Esta análise permitiu efectuar um enquadramento das instalações existentes, fornecendo indicações importantes sobre as características, pormenores construtivos e exigências em termos de instrumentação a ter em conta numa instalação deste tipo, bem como parâmetros que poderiam balizar o projecto da nossa instalação.

Não sendo exaustivo, apresenta-se de seguida as principais características das instalações revistas. De uma forma geral, todas elas possuem tipologia semelhante: dissipação do calor por circuito de água; câmara de combustão com revestimento cerâmico; acesso óptico para diagnóstico; monitorização de temperaturas interiores; medição de poluentes gasosos.

3.1.1 Revisão de fornalhas laboratoriais

IFRF – International Flame Research Foundation – Ijmuiden, The Netherlands

A fornalha #1, para queima de gás e líquidos (nomeadamente óleos pesados) é horizontal, de secção quadrada com 2 m de lado e 6 m de comprimento, totalmente isolada termicamente com tijolo refractário. Nas faces laterais possui secções para entrada de sondas ou gases, bem como janelas de acesso óptico que também permitem a realização de medições. No seu interior, na face inferior, estão colocados 12 tubos de 1” distanciados entre si de 0.35 m uns dos outros, onde circula água com o objectivo de controlar a carga térmica (Kissel e Michaud, 1962).

Mais recentemente (2003) foi iniciado um programa de desenvolvimento de um novo conceito de combustão, com a designação de “Combustão com Excesso de Entalpia” (*Excess Enthalpy Combustion*), integrado num programa mais vasto, referido como “Combustão de Elevada Eficiência” (*High Efficiency Combustion*). Neste âmbito foi desactivada a fornalha #1 e construída uma nova com o objectivo de combinar queimadores regenerativos e compactos com o novo conceito de combustão sem chama (*flameless combustion*), também designada de Combustão de Elevada Temperatura do Ar (*High Temperature Air Combustion*”, para a queima de combustíveis e resíduos.

Fluids Section, Mechanical Engineering, Imperial College of Science, Technology and Medicine, London

A câmara de combustão da fornalha existente no Imperial College (Londres) é vertical, de secção circular. Possui 10 segmentos arrefecidos a água, com diâmetro interno de 0.6 m e altura 0.3 m, perfazendo um comprimento total de 3 m. Os primeiros 5 segmentos possuem uma parede interna de 90 mm de refractário e um isolamento externo em fibra cerâmica de 50 mm de espessura. Toda a fornalha é arrefecida exteriormente por uma camisa de água com 50 mm de espessura. Todos os segmentos possuem duas janelas de acesso óptico. O atomizador com gerador de rotação do ar secundário, semelhante ao desenvolvido pelo IFRF, está colocado na face superior da fornalha, possuindo um queimador auxiliar a gás natural (Costa et al., 1991).

MIT – Instalação para Investigação em Combustão (Combustion Research Facility – CRF)

A fornalha existente no MIT é de secção quadrada, horizontal e têm cerca de 10.4 m de comprimento. É constituída por segmentos individuais com refractário no interior, arrefecidos por água, com estrutura metálica para interligação entre si. Possui três grandes blocos: queimador, zona de experiências de combustão e uma zona de pós-combustão. Estes blocos estão montados sobre rodízios para facilitar a sua mudança. O queimador permite atingir potências na ordem dos 3 MW e é do tipo desenvolvido pelo IFRF, com sistema de geração de rotação do ar secundário através de blocos móveis (*movable blocks*). Os segmentos possuem janelas rectangulares para acesso de sondas externas. A injeção de ar de combustão pode ser dividida por duas zonas: no queimador e num dos segmentos, através das janelas rectangulares. Para além disso, o sistema de introdução de ar possui um sistema de aquecimento para realizar um eventual pré-aquecimento.

IST – Universidade Técnica de Lisboa

A fornalha existente nas instalações do Departamento de Engenharia Mecânica do IST – Universidade Técnica de Lisboa é de forma circular e orientação vertical, com o queimador colocado na parte superior. O diâmetro interno da câmara de combustão é de 0.6 m e possui oito segmentos intermutáveis de 0.3 m de altura, perfazendo um comprimento total de 2.4 m. Os primeiros quatro segmentos possuem um revestimento interior a refractário de 130 mm de espessura e um isolamento de fibra cerâmica de 50 mm de espessura. No exterior destes segmentos e dos outros quatro existe uma camisa de água para arrefecimento. Todos os segmentos possuem duas janelas de acesso óptico diametralmente opostas. Os quatro primeiros segmentos estão equipados com termopares no interior para monitorização da temperatura das paredes do refractário. Possui também sondas para medição da pressão estática no interior. Na zona final da câmara existem dois tubos para injeção de combustível secundário e ar terciário. Os gases de combustão são extraídos pela parte inferior, onde estão instalados sprays de água para limpeza húmida dos gases; a regulação da tiragem dos gases permite controlar a pressão estática no interior da fornalha. O queimador está colocado na face superior da fornalha, possuindo um sistema de geração de rotação do ar secundário através de blocos cuja posição é regulada em função da rotação pretendida. A fornalha possui um queimador auxiliar e/ou de ignição, tendo sido utilizada

para ensaios de combustão de combustíveis líquidos e sólidos, nomeadamente: óleos residuais e carvão pulverizado (Rebola, 2001).

LITEC – CSIC – Universidade de Saragoça

Esta fornalha é semelhante à existente no Imperial College, sendo vertical e de secção circular, com diâmetro interno de 0.61 m e altura total de 3.2 m. É constituída por dez segmentos circulares, sendo os cinco primeiros isolados interiormente com refractário. O queimador é constituído por atomizador e gerador de rotação do tipo “blocos móveis”. Os segmentos são todos arrefecidos com água possuindo fornecimentos independentes de forma a medir os caudais individuais. Tem sido utilizada, entre outros, para ensaios de combustão de óleos pesados (Ballester et al., 1996; Ballester e Dopazo, 1994).

INETI – Departamento de Tecnologias de Combustão

A fornalha existente no INETI é horizontal e de secção quadrada com 0.5 m de lado, com a capacidade térmica de 240 kW. É construída por módulos de 0.1 m de comprimento, que se adaptam entre si, perfazendo um comprimento total de 4.6 m. Cada módulo é arrefecido com água para permitir efectuar o balanço térmico. Para além disso, na secção final tem um módulo de 0.9 m com um sistema de recuperação de calor incorporado. Os módulos de 0.1 m têm janelas de acesso óptico que permitem a visualização e introdução de sondas diversas. Na face principal possui uma abertura circular que permite a adaptação de queimadores pressurizados com injeção radial de ar secundário (Gulyurtlo *et al*, 1996)

3.1.2 Fornalha de testes provisória

Após a análise da informação recolhida sobre estas fornalhas, decidiu-se efectuar um conjunto de ensaios preliminares numa fornalha provisória. A motivação para a realização desta instalação prendeu-se com as características específicas do spray resultante do atomizador efervescente e pelo facto de não existir informação sobre combustão de óleo usado com este tipo de atomizador. A descrição desta fornalha provisória horizontal e com secção quadrada com 0.45 m de lado, encontra-se em detalhe no Anexo A.

Os ensaios efectuados nesta fornalha provisória foram de curta duração, uma vez que não foi previsto qualquer sistema de arrefecimento. Estes ensaios permitiram verificar as condições de ignição do spray, estabilidade e dimensões da chama produzida. A ignição foi efectuada de uma forma expedita através de um maçarico de gás externo, inserido na câmara através de um orifício para esse efeito. Obteve-se uma chama estável, estreita e comprida. O diâmetro da chama foi inferior à secção da fornalha (<0.4 m) e o comprimento máximo não ultrapassou os 2 m.

3.2 PLANO EXPERIMENTAL

Conforme referido previamente, a prossecução deste trabalho foi antecedida pela construção de todas as infra-estruturas necessárias à realização de ensaios de combustão de sprays. Assim, este trabalho de investigação dividiu-se nas seguintes 10 fases:

- Ensaios preliminares de combustão, numa fornalha provisória, para verificação das condições de ignição e determinação das características dimensionais da chama produzida, com a utilização do atomizador efervescente.
- Projecto, construção e instalação de uma fornalha para testes, com circuito de arrefecimento a água, janelas de acesso óptico, monitorização de temperaturas e respectiva chaminé.
- Projecto e instalação de sistema auxiliar de dissipação do calor produzido na fornalha.
- Instalação de sistema de abastecimento de gás propano canalizado, para queimador auxiliar de pré-aquecimento.
- Projecto e fabricação do gerador de rotação, e execução de testes para determinação do desempenho e parâmetros do seu funcionamento.
- Alteração no desenho do atomizador efervescente, com vista à sua inserção no conjunto do queimador (gerador de rotação, atomizador e sistema de ignição da chama).
- Projecto e construção do sistema de ignição, controlo e segurança, fundamental à operação da fornalha.

- Aquisição e instalação do Analisador de Gases e respectivo sistema de captação, transporte e tratamento da amostra.
- Desenvolvimento, projecto e construção de sistema de inseminação (*seeding*), constituído por óxido de alumínio, no fluxo de ar de combustão, para visualização da chama na medição dos perfis de velocidade com equipamento LDA.
- Realização de ensaios e optimização do processo de queima de óleos usados.

3.3 LAYOUT DA INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL

O equipamento experimental foi instalado no Laboratório de Motores Térmicos do Departamento de Engenharia Mecânica e consta dos seguintes elementos, conforme *layout* apresentado na Figura 3.1:

- Fornalha (1)
- Sistema de abastecimento de óleo (5)
- Sistema de abastecimento de ar de atomização (6)
- Sistema de abastecimento do ar de combustão (7)
- Queimador principal (óleo) (2)
- Queimador auxiliar ou de pré-aquecimento (3) e sistema de abastecimento de gás propano (4)
- Sistema de arrefecimento (8) e chaminé (9)

3.4 FORNALHA

Após a realização dos ensaios preliminares foi então projectada a fornalha para a execução dos testes de combustão de óleos usados.

A fornalha de testes, apresentada na Figura 3.2, consiste numa câmara circular, construída em aço ao carbono S235JR (EN 10025), com diâmetro interno de 0.5 m e 2.73 m de comprimento, funcionando na horizontal. Limitações de espaço no laboratório

determinaram esta opção. Foi construída com o apoio da MORISA – Caldeiras Industriais SA.

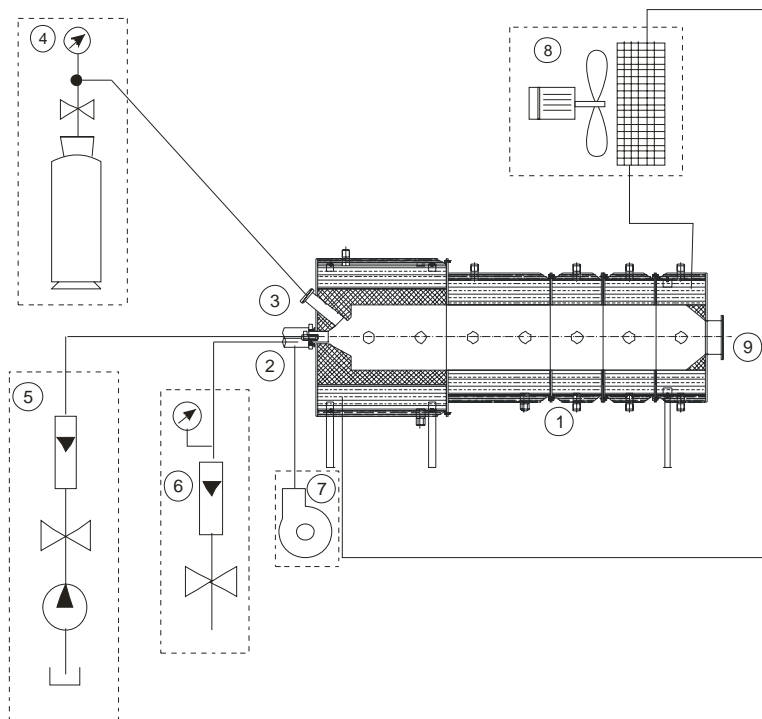


Figura 3.1: *Layout* da Instalação Experimental

Esta fornalha é constituída por um conjunto de cinco segmentos individuais, de forma a possibilitar a eventual alteração de comprimento. O primeiro segmento, com 1 m de comprimento é revestido interiormente com uma camada de 11.5 cm de cimento refractário, de forma a garantir a adequada taxa de radiação para uma queima eficiente do óleo usado. Pelo lado exterior, existe uma camisa de água de arrefecimento. O segundo segmento tem um comprimento de 0.8 m, enquanto os restantes três medem apenas 0.4 m. Nestes segmentos apenas existe a camisa onde circula água de arrefecimento. Todos os segmentos estão ainda isolados exteriormente com 5 mm de lã de rocha e revestidos com chapa de alumínio. Para a circulação da água de arrefecimento estão soldados em cada um dos segmentos, dois tubos de 1", diametralmente opostos (um na parte superior e outro na parte inferior). A massa total da fornalha, sem água, é de 1600 kg, elevando-se para os 3100 kg com o circuito de água de arrefecimento cheio.

Na face frontal a fornalha possui, alinhado com o eixo de simetria, um furo de 100 mm diâmetro para acoplamento do queimador principal. Este tubo termina numa tubeira

divergente com 60° que, juntamente com a rotação imposta ao ar secundário, desempenha um papel importante na estabilização da chama. Por cima deste furo, com um ângulo de cerca de 45° em relação ao eixo da fornalha, foi colocado um outro furo de 90 mm de diâmetro para colocação do queimador auxiliar de pré-aquecimento a gás propano.



Figura 3.2: Fornalha de testes

Nas faces laterais de todos os segmentos existem janelas de acesso óptico ao interior da fornalha em quartzo transparente, com 110 mm de diâmetro e 10 mm de espessura. No total existem catorze janelas (sete de cada lado) diametralmente opostas, com um espaçamento entre elas de 0.4 m (Figura 3.3).

Para além destas janelas foi ainda colocado, em cada um dos últimos quatro segmentos, um tubo de 20 mm de diâmetro para acesso ao interior da fornalha, para a medição da pressão estática no interior da fornalha e/ou inserção de termopares para medição da temperatura de chama.

Para obtenção do perfil de temperaturas no interior da fornalha, foram instalados vinte e um termopares tipo K, embebidos nas paredes, de acordo com o layout apresentado na Figura 3.5. Numa face lateral foram instalados doze, a intervalos de 250 mm, varrendo deste modo toda a extensão da fornalha. Foram ainda instalados mais três termopares, a intervalos angulares de 90° (1 na face oposta, 1 na face superior e 1 na inferior), para obtenção do perfil de temperaturas nestas três secções circulares da fornalha. Os termopares foram colocados pela face exterior das paredes interiores da fornalha, conforme se ilustra na Figura 3.4. Foi executado um furo com uma inclinação de 45°, de forma a garantir que o termopar ficasse embebido na parede, sem no entanto penetrar para o interior da fornalha. Desta forma não fica exposto à componente radiativa da transferência de calor no interior da fornalha. A fixação foi executada através de bicones apropriados, que se enroscaram a um casquilho devidamente soldado à parede interior (em chapa de aço). Os termopares atravessam a zona da camisa de água, passando para o exterior através de outros bicones.

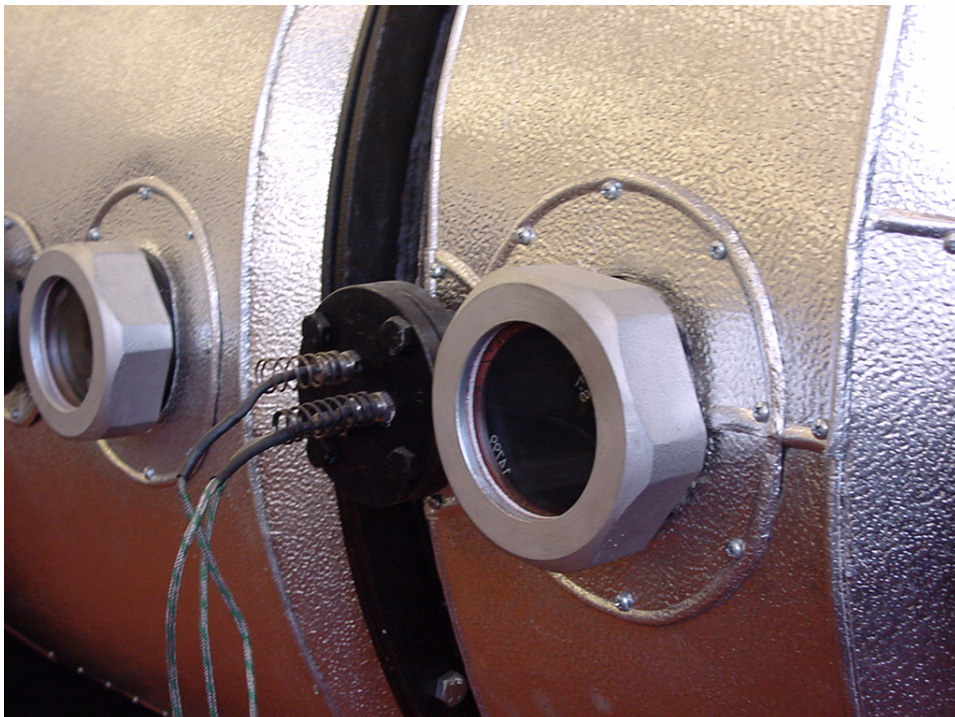


Figura 3.3: Pormenor das janelas de acesso óptico ao interior da fornalha

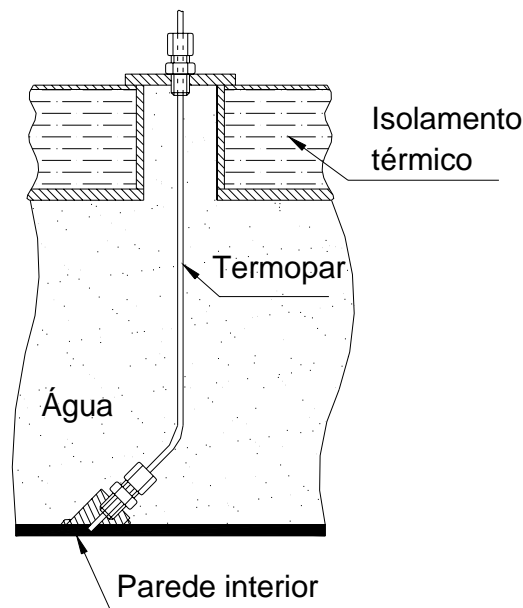


Figura 3.4: Pormenor de fixação dos termopares à parede interior da fornalha

Para exaustão dos gases de combustão foi instalada uma chaminé com 250 mm de diâmetro, em chapa de aço inoxidável AISI 304. A chaminé foi instalada no exterior do Laboratório possuindo uma altura total de 8 m. A secção de atravessamento da parede e os primeiros 4 m da secção vertical, foram isoladas com lã de rocha e revestidas exteriormente com chapa de alumínio. No troço final foram instaladas duas tomas, flangeadas de topo, com furos para introdução do equipamento de captação de amostras para o Analisador de Gases. A saída da chaminé encontra-se 3 m acima da linha de telhado do edifício.

3.5 SISTEMA DE ABASTECIMENTO DE ÓLEO

O equipamento de bombagem e alimentação de óleo à caldeira encontra-se esquematizado na Figura 3.6, tendo servido de suporte a outros ensaios (Ferreira, 1999).

É essencialmente composto por um depósito em aço inoxidável isolado, com a capacidade de 30 l. Nele encontra-se acoplado um conjunto de resistências eléctricas, para aquecimento eventual do óleo que, comandadas por um controlador apropriado, permitiam obter as seguintes combinações em termos de potência eléctrica dissipada: 750, 1500 e 2250 W.

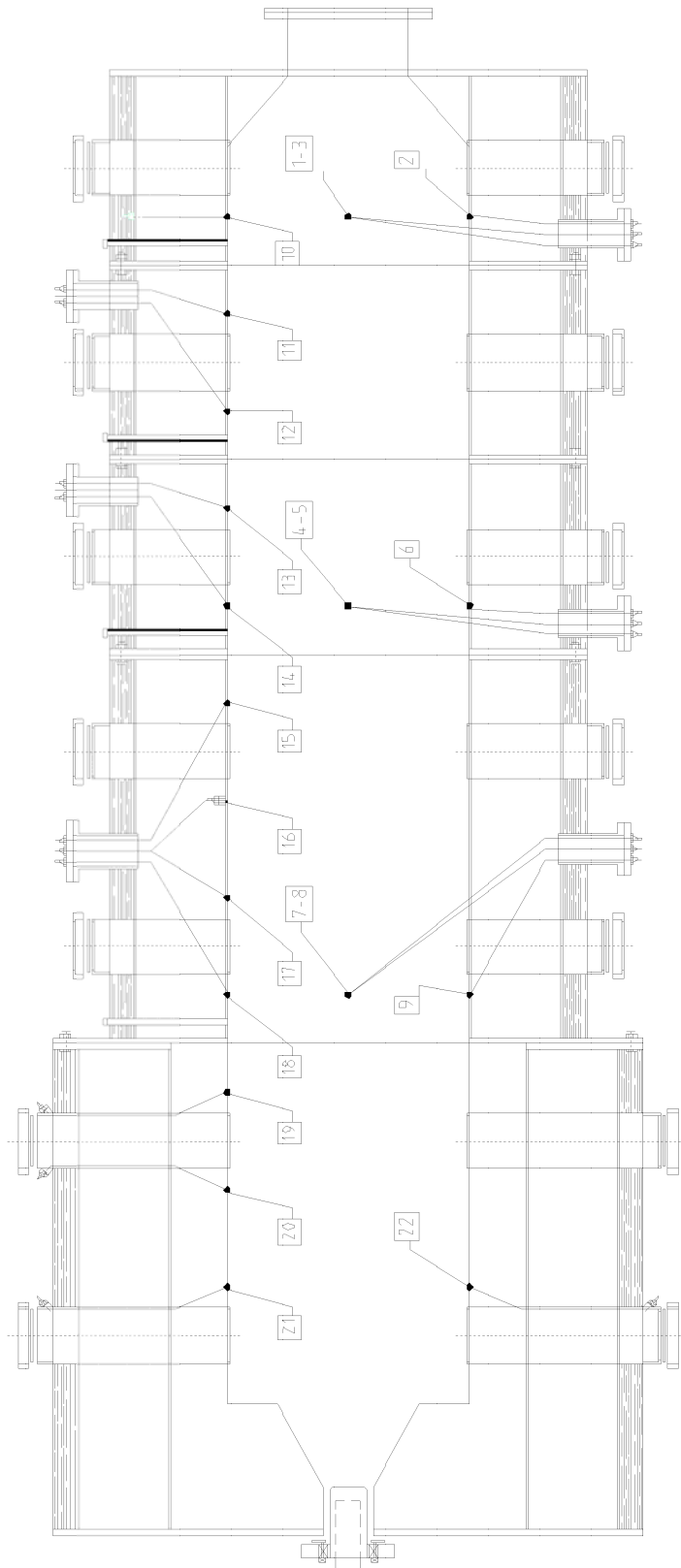


Figura 3.5: Esquema de colocação dos termopares na fôrma de testes (vista de topo)

O óleo, após filtração (3), é bombeado através de uma bomba de carretos (4) *Viking SG-0417* (0.18 kW), com válvula de segurança incorporada e regulada para uma pressão máxima de 28 bar (4), permitindo uma temperatura de trabalho na ordem dos 110 °C (ver esquema da Figura 3.6).

O caudal e a pressão de funcionamento são controlados através de uma válvula de estrangulamento (2) ou variando a velocidade de rotação da bomba, por intermédio de um variador de frequência. A linha de abastecimento é executada em tubo hidráulico de 12 mm de diâmetro. Num ponto próximo do atomizador está instalado um manómetro (9) para monitorização da pressão. O caudal é medido por intermédio de um rotâmetro (7) com parafuso helicoidal, modelo *OMG13* da *Litre Meter* (pressão máxima: 250 bar; temperatura máxima: 150°C; gama de caudal: 3 – 600 l/h; gama de viscosidades: 1.2 até 5000 cSt), munido de transdutor e ecrã digital, fornecendo leitura dos caudais instantâneos e/ou acumulados. A calibração deste rotâmetro é descrita no Anexo C.

Durante a execução dos ensaios de combustão, e uma vez que não foi necessário efectuar o aquecimento prévio do óleo, a linha de aspiração da bomba foi directamente ligada ao depósito de armazenamento de óleo com capacidade de 1000 l. Desta forma evitou-se a operação de reabastecimento do depósito de 30 l, durante os ensaios mais demorados. A Figura 3.7 apresenta um aspecto geral deste equipamento.

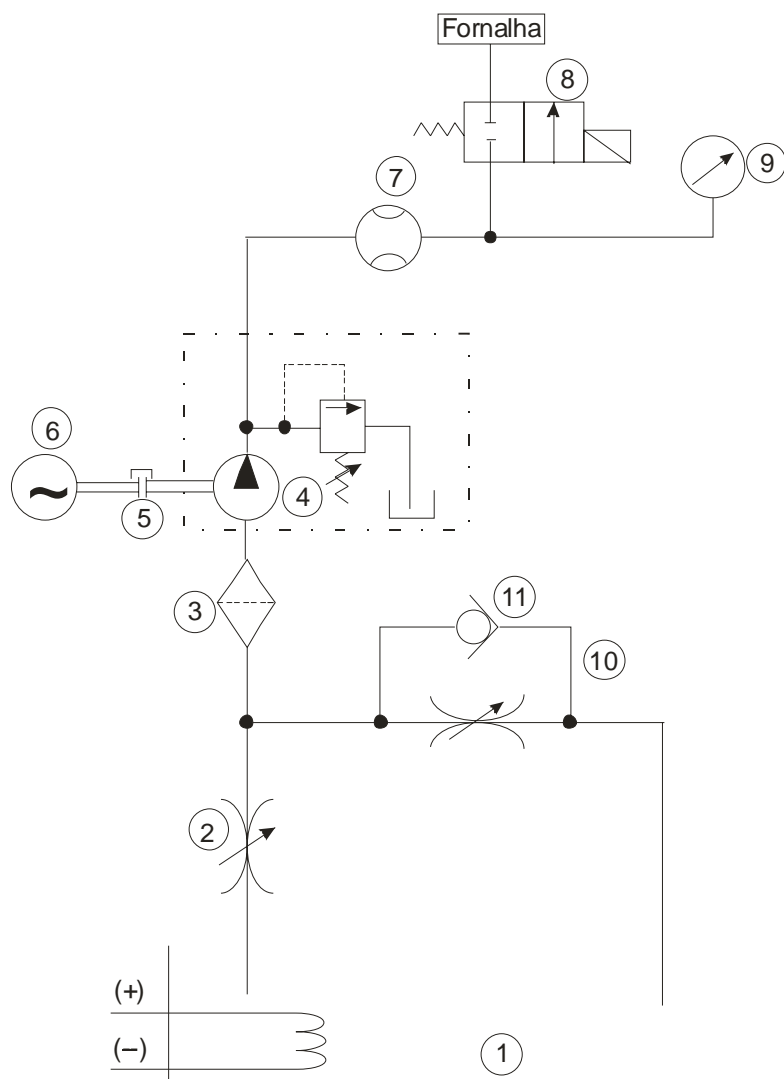
3.6 SISTEMA DE ABASTECIMENTO DE AR DE ATOMIZAÇÃO

O ar de atomização é fornecido pela rede de ar comprimido do Laboratório, com uma pressão máxima de alimentação de 6.5 bar. Um conjunto de rotâmetros e válvulas permitem o ajuste do caudal necessário. Para a correcção do caudal em função da pressão (de acordo com o procedimento referido no Anexo D), está instalado um manómetro a jusante dos rotâmetros. O ar é previamente filtrado das partículas e de óleo em suspensão.

3.7 SISTEMA DE ABASTECIMENTO DO AR DE COMBUSTÃO

Para o fornecimento do ar de combustão está instalado um ventilador centrífugo, modelo *SODECA CA-142-2T*, com motor de 0.37 kW, capaz de movimentar ar até uma pressão máxima de cerca de 3500 Pa. Um variador de frequência permite o controlo da velocidade

de rotação do ventilador e, deste modo, do caudal pretendido. Na Figura 3.8 é apresentado um esquema do sistema de abastecimento de ar secundário e na Figura 3.9 o aspecto do equipamento instalado no Laboratório. Na entrada do ar (boca de aspiração do ventilador) existe uma tubeira de diâmetro 125 mm, para medição do caudal movimentado. Para o efeito estão instaladas três tomadas de pressão estática que permitem o cálculo da velocidade média do escoamento e, conseqüentemente, do caudal, conforme o procedimento apresentado no Anexo E.



1	Reservatório de óleo	6	Motor eléctrico trifásico 0,18 kW
2	Estrangulador de caudal	7	Medidor de caudal
3	Filtro de aspiração	8	Electroválvula 2/2 NC-220AC
4	Bomba c/ válvula segurança	9	Manómetro de pressão
5	Acoplamento de veios bomba/motor	10	Estrangulador de caudal

Figura 3.6: Esquema do sistema de abastecimento de óleo

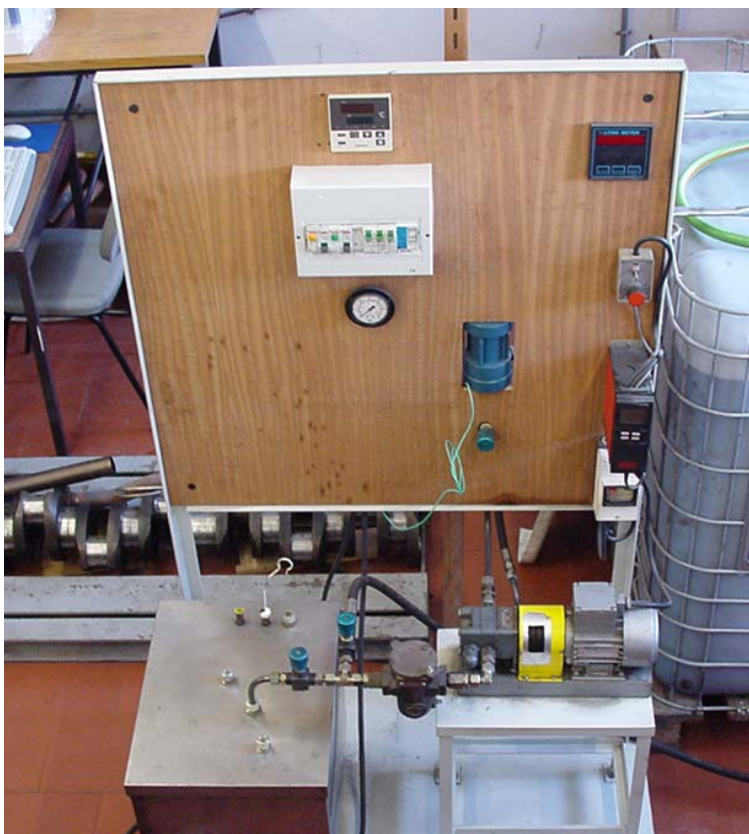


Figura 3.7: Aspecto do equipamento de abastecimento de óleo

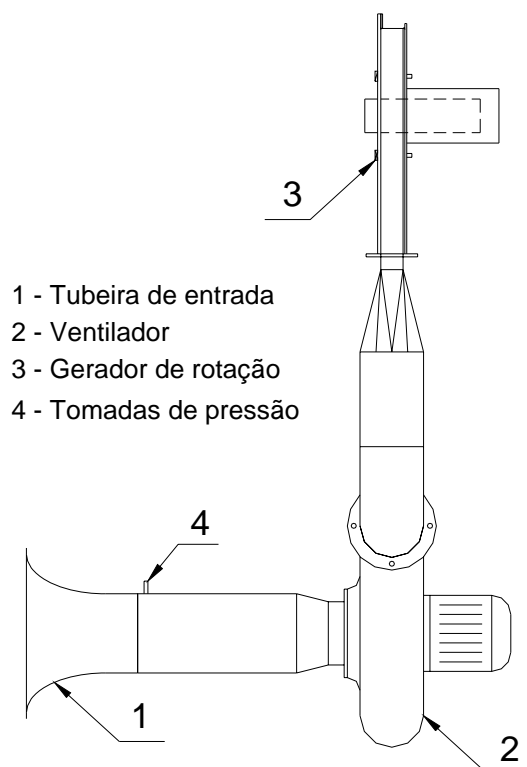


Figura 3.8: Sistema de abastecimento de ar secundário

A tubeira foi devidamente calibrada, com a determinação do coeficiente de entrada, recorrendo-se à utilização do LDA (Laser Doppler Anemometry) numa instalação preparada para esse efeito. O método de calibração baseou-se na utilização de um tubo de acrílico (transparente), ligado à saída do ventilador. O caudal movimentado nesse tubo era determinado através da medição do perfil de velocidades com o LDA. Para obter uma menor turbulência e maior simetria do escoamento foram colocados elementos em favo de abelha na conduta em acrílico. A inseminação (*seeding*, na literatura inglesa) do escoamento foi conseguida pela aspiração de gotas de óleo de silicone de 3-4 μm , obtidas a partir de um nebulizador colocado na aspiração do ventilador. O esquema da instalação, bem como o método e cálculos efectuados para essa calibração estão apresentados no Anexo E.



Figura 3.9: Aspecto do ventilador e tubeira para medição do caudal de ar secundário

3.8 QUEIMADOR PRINCIPAL

Entende-se como queimador principal o queimador destinado à combustão do óleo usado. Dele fazem parte: atomizador efervescente, gerador de rotação do ar de combustão, sistema de controlo do seu funcionamento (que inclui: eléctrodos de ignição, detecção de chama, pressostato de ar secundário e electro-válvula de corte de abastecimento de óleo). Na Figura 3.10 Figura 3.10 é apresentada uma imagem do queimador.

O controlo deste queimador limita-se apenas às funções de arranque e de segurança. Para o efeito está instalado um controlador da *Danfoss*, modelo *BHO 64*. Este controlador permite: controlo de admissão de ar secundário através de um pressostato; controlo do fornecimento de óleo, através de uma electro-válvula; ignição, através de um transformador e respectivos eléctrodos de ignição; detecção de chama, através de uma célula foto-resistente *Danfoss* modelo *LD*.

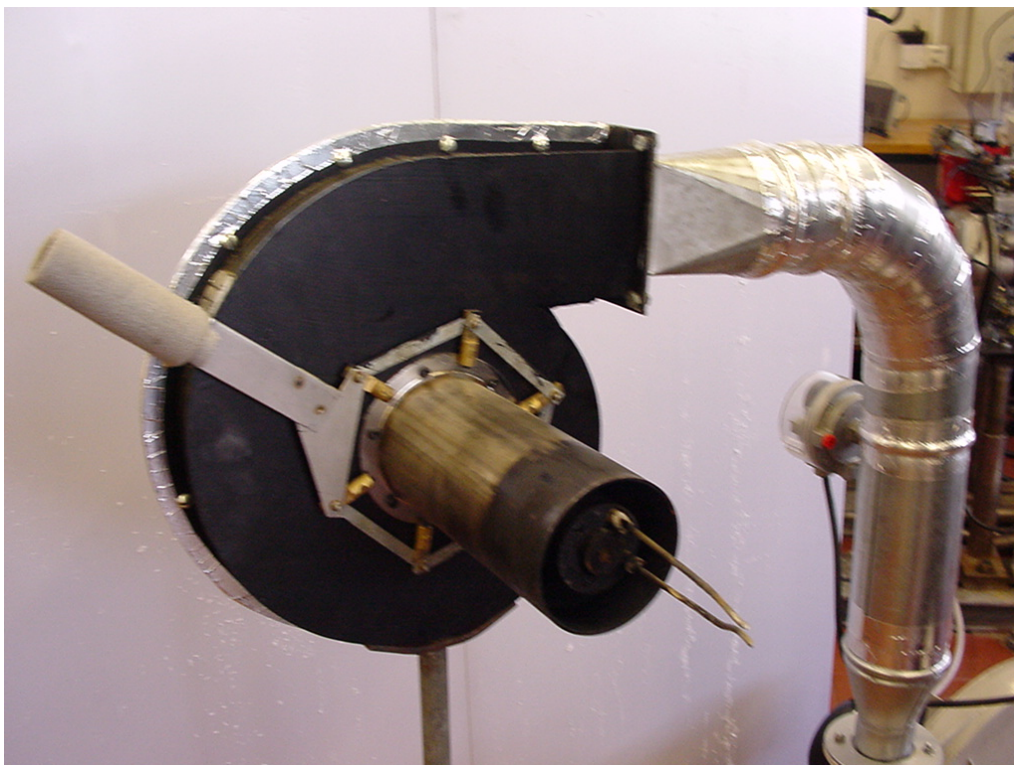


Figura 3.10: Imagem do queimador de óleo

3.8.1 Atomizador Efervescente

O atomizador efervescente utilizado neste trabalho teve por base o desenho anteriormente utilizado nos estudos de atomização, tendo sido sujeito a algumas alterações, detalhadas abaixo. Na Figura 3.11 é apresentado o desenho deste atomizador.

Este atomizador foi alvo de diversos estudos prévios de caracterização do seu desempenho, em ensaios com água e óleo (Ferreira, 1999; Bates et al, 2000; Ferreira et al, 2000; Ferreira et al, 2001).

O atomizador efervescente é constituído por um corpo cilíndrico com 51.5 mm de diâmetro e 116 mm de comprimento. O seu interior é constituído por um tubo onde passa o óleo (“*aerator*”), com um diâmetro interno de 6.4 mm. Este tubo contém 96 furos perpendiculares ao eixo do escoamento, com um diâmetro de 0.75 mm cada, num arranjo matricial com 8x12. No anel compreendido entre este tubo e a parede exterior do atomizador existe uma câmara para injeção do ar de atomização, que passa através dos furos do “*aerator*” para o fluxo de óleo no seu interior. O orifício final de descarga está aparafusado na face final do atomizador, podendo ser substituído. Durante os ensaios de optimização do processo de combustão foram testados diversos formatos deste componente; o desenho inicial era constituído por um orifício com diâmetro de 1.2 mm e um comprimento de 3 mm, conforme ilustrado na Figura 3.12. As restantes configurações serão apresentadas juntamente com os resultados.

As alterações introduzidas no atomizador foram impostas pela sua posição no conjunto do queimador. A entrada dos fluxos de ar e de óleo tiveram que ser efectuadas pela face oposta ao orifício de saída. Para além disso, no corpo do atomizador, foram efectuados dois furos para a passagem dos dois eléctrodos de ignição.

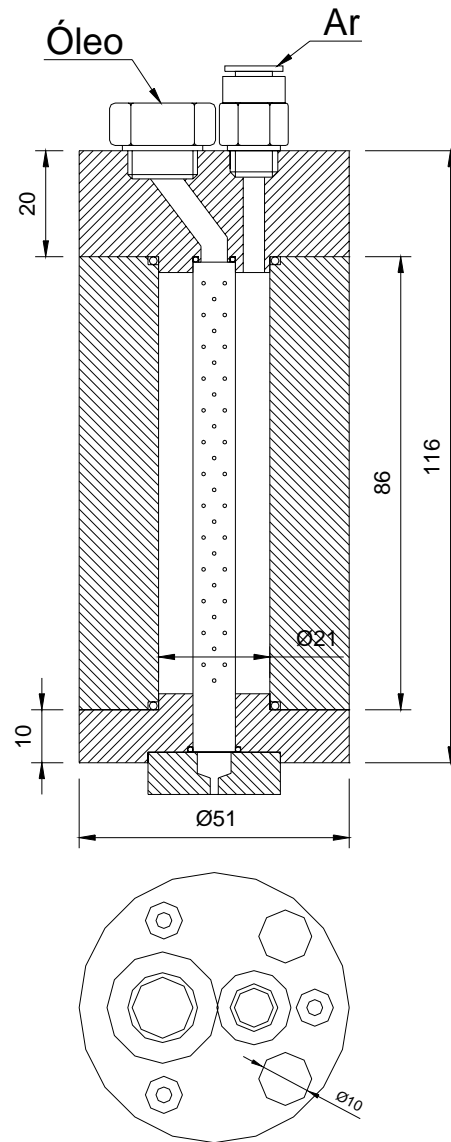


Figura 3.11: Atomizador Efervescente utilizado nos ensaios de combustão

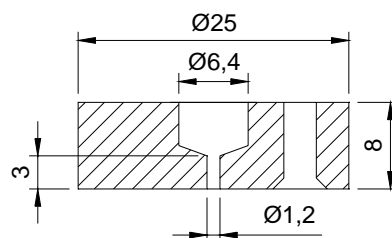


Figura 3.12: Orifício de descarga do atomizador efervescente

3.8.2 Gerador de rotação do ar de combustão

Para a produção da rotação necessária do ar de combustão, foi inicialmente projectado e fabricado o gerador de rotação apresentado nas Figura 3.13 e Figura 3.14. Este consiste numa câmara em forma de voluta, com a entrada tangencial do ar. Nela está instalado um conjunto de pás, cujo ângulo pode ser alterado através de um sistema articulado, comandado por uma alavanca. Depois de passar por estas pás o ar é lançado na cavidade intermédia de dois tubos concêntricos: o exterior com um diâmetro interno de 85 mm; o tubo interior com um diâmetro interno de 52 mm, permite a passagem e alojamento do atomizador efervescente. No Anexo E são apresentados os ensaios e medições efectuados para determinação do perfil de velocidades produzidos (componente axial e tangencial) por este equipamento. Medições efectuadas com a simples injeção de ar (sem chama) permitiram a determinação de índices de rotação (*swirl number*, S_C) desde 0.9 a 2.0 (Ferreira, 2004).

Como será descrito no capítulo 5, o plano de ensaios experimentais foi realizado quase na sua totalidade com este gerador de rotação. No entanto, atendendo aos resultados obtidos, foi também testado no final das experiências outro formato de gerador de rotação. Este gerador de rotação foi desenhado com o objectivo de produzir um perfil de escoamento de ar com uma componente axial superior, produzindo índices de rotação inferiores. A Figura 3.15 apresenta os detalhes construtivos deste novo gerador de rotação. Trata-se de desenho semelhante ao anterior, com um formato da voluta menos esbelto. A relação entre a altura e a espessura da voluta é mais próxima da unidade, de forma a produzir um escoamento com menor índice de rotação. Para além disso, o desenho foi simplificado, não possuindo pás para ajuste do ângulo de escoamento tangencial.

A entrada do ar é realizada de forma tangencial, num tubo com um diâmetro superior ao anterior ($d = 113$ mm). No interior deste tubo existe um tubo de diâmetro 55 mm para suporte do atomizador.

Por ser construído na fase final do programa experimental, este gerador de rotação não foi alvo de um estudo pormenorizado dos perfis de velocidade produzidos, à semelhança do que foi efectuado para o gerador #1.

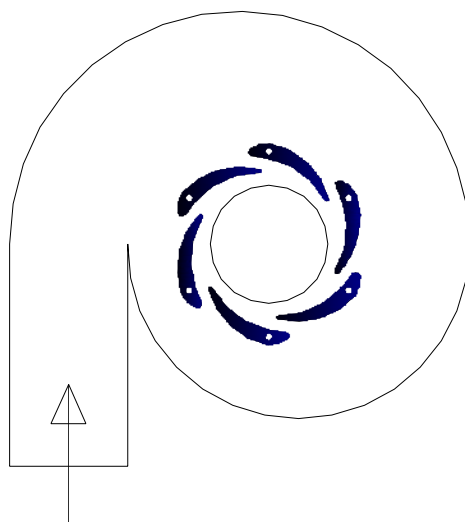


Figura 3.13: Esquema do gerador de rotação do ar de combustão #1.

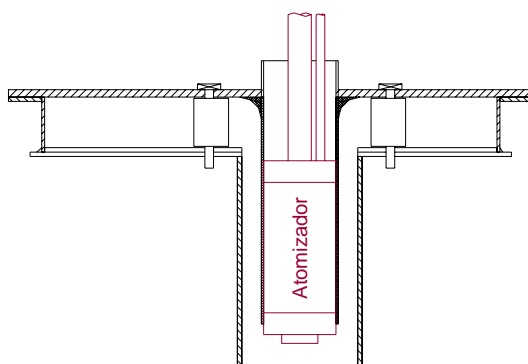


Figura 3.14: Gerador de rotação do ar de combustão #1 – representação em corte axial

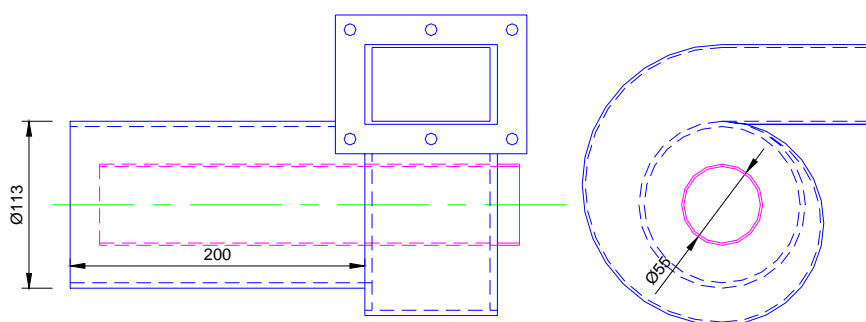


Figura 3.15: Gerador de rotação do ar de combustão #2.

3.9 QUEIMADOR AUXILIAR OU DE PRÉ-AQUECIMENTO

Para garantir que a combustão do óleo fosse sempre efectuada nas melhores condições e evitar a emissão de poluentes no arranque a frio, foi instalado um queimador auxiliar de gás propano, para efectuar um pré-aquecimento na fornalha, antes da entrada em funcionamento do queimador de óleo. Este queimador está colocado na face frontal da fornalha, com uma inclinação de cerca de 45° em relação ao eixo de simetria da fornalha (ver Figura 3.1; item #3). Trata-se de um queimador com injetor de gás sob pressão e aspiração natural do ar de combustão.

Na Figura 3.16 é apresentada uma imagem deste queimador que inclui ainda o seguinte equipamento auxiliar: válvula redutora, válvula de regulação da pressão de descarga e controlador modelo *PACTROL CSA.6*. Este controlador permite efectuar as funções de arranque e segurança no funcionamento do queimador. Para esse efeito está interligado a: transformador e eléctrodo de ignição, eléctrodo de ionização para detecção de chama, pressostato instalado na linha de gás e electro-válvula de corte de abastecimento de gás.

O abastecimento de gás é efectuada através de uma rede de tubagem em cobre, ligada a uma bateria de duas garrafas de 35 kg cada, garantindo deste modo a taxa de vaporização necessária ao funcionamento do queimador.



Figura 3.16: Queimador auxiliar a gás propano

3.10 SISTEMA DE ARREFECIMENTO

Conforme já referido anteriormente, a fornalha possui uma camisa externa para a circulação de água de arrefecimento. Para a dissipação do calor retirado por esta via foi instalado um circuito de arrefecimento, conforme se ilustra na Figura 3.17.

No circuito fechado de água usou-se tubagem de cobre. Cada um dos segmentos da fornalha é alimentado separadamente, sendo o respectivo caudal regulado e medido através de rotâmetros. Este valor, juntamente com a diferença entre as temperaturas de entrada e de saída, permite determinar o calor dissipado em cada segmento. A montante de cada rotâmetro está instalada uma válvula de regulação fina, para ajuste do caudal. Cada um dos rotâmetros foi devidamente calibrado, conforme descrito no Anexo G.

A circulação da água é garantida por uma bomba de circulação de rotor imerso modelo *Roca MC-50*. Esta bomba permite a selecção de três velocidades de rotação para ajuste do caudal pretendido, em função da perda de carga. O caudal nominal de funcionamento, nos ensaios efectuados, foi de cerca de 7 m³/h.

O circuito possui também um vaso de expansão de 50 l, para compensar a dilatação da água com o seu aquecimento, e uma válvula de segurança regulada para 3 bar.

O enchimento do circuito é efectuado através de uma válvula de corte manual, sendo o ajuste da pressão efectuado com recurso a um manómetro, instalado na tubagem. No ponto mais baixo do circuito existe uma válvula de descarga, ligada ao esgoto, para drenagem da água. Nos pontos altos da tubagem estão instalados purgadores automáticos de ar.

Para a dissipação do calor são utilizados três permutadores de calor de fluxo cruzado água-ar, que estão instalados junto à parede exterior do Laboratório, conforme se pode observar na Figura 3.18. Estes permutadores estão ligados em paralelo, podendo ser utilizados total ou parcialmente, de acordo com as solicitações térmicas da instalação. O fluxo de ar é garantido pelo accionamento de três ventiladores axiais, accionados independentemente por três motores de 0.75 kW cada. O ar é aspirado no interior do Laboratório e lançado para o exterior. Por este motivo estão previstas zonas de entrada de ar de compensação no Laboratório. No entanto, foi também prevista a possibilidade de um deles movimentar ar no sentido inverso, do exterior para o laboratório, para evitar o arrefecimento excessivo do laboratório nos dias mais frios.

Como segurança em caso de falha de corrente eléctrica está previsto um *by-pass* de ligação à rede. Este sistema permite que, em caso de paragem da bomba circuladora e dos ventiladores de arrefecimento dos permutadores, se introduza água fria da rede no circuito. Ao mesmo tempo é aberta a válvula de descarga, a jusante da fornalha. Desta forma é garantida uma circulação mínima de água que garante a dissipação da inércia térmica, principalmente do primeiro segmento, isolado interiormente com cimento refractário.

3.11 OPERAÇÃO DA INSTALAÇÃO

Nesta secção descrevem-se os procedimentos para o arranque e operação da fornalha.

Como medida de segurança, antes do arranque da fornalha, é sempre efectuada uma purga dos gases, através da insuflação de ar com o ventilador de ar secundário, durante cerca de 2 min. A pressão do circuito de arrefecimento a água é também verificada, bem como o funcionamento da bomba de circulação e dos ventiladores de arrefecimento dos permutadores de calor.

O arranque é efectuado com o queimador a gás, funcionando durante o tempo necessário até se atingir uma temperatura no interior das paredes de refractário de cerca de 300°C. Esta operação de pré-aquecimento demora cerca de 1h 30 min nos arranques após paragens prolongadas, e cerca de 45 min nos ensaios realizados em dias consecutivos. O sistema de arrefecimento está desligado durante a maior parte do tempo de pré-aquecimento. Em determinados instantes é apenas ligada a bomba de circulação, para evitar o aumento excessivo da temperatura da água.

No final deste período de pré-aquecimento é efectuado o arranque com o queimador de óleo que é composto pelos seguintes passos: *i)* abertura de válvula de ar de atomização; *ii)* ligação do ventilador de ar secundário e regulação do caudal a um valor próximo do estequiométrico; *iii)* ligação da bomba de óleo e arranque com o queimador de óleo. O queimador de gás é mantido até se estabilizar a queima de óleo e se atingir uma queima eficiente, o que é controlado através da observação visual dos fumos da chaminé. Este processo demora em média cerca de 10 min.

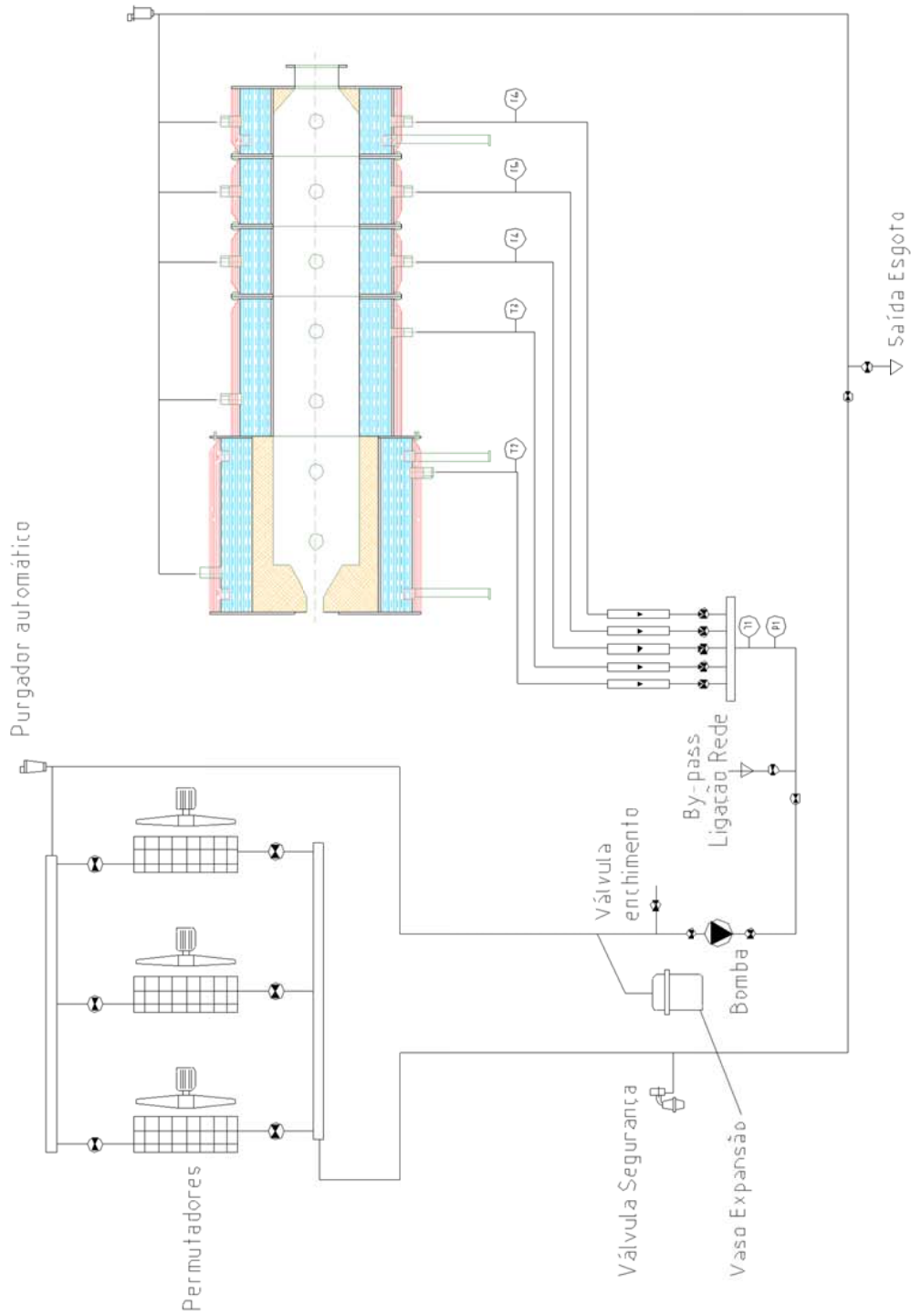


Figura 3.17: Sistema auxiliar de aquecimento



Figura 3.18: Aspecto dos permutadores de calor água-ar, para dissipação do calor produzido na fornalha.

Após estabilização da queima de óleo liga-se a bomba de circulação de água de arrefecimento. Os ventiladores de arrefecimento apenas são ligados quando a temperatura da água atinge os 60°C, o que demora entre 45 min a 1 hora, dependendo da potência de queima.

Nesta fase mantém-se a combustão em funcionamento até atingir valores estáveis de temperaturas da fornalha, da água de arrefecimento e dos gases de chaminé. Esta fase demora entre 2 a 3 horas.

3.12 CARACTERÍSTICAS DO ÓLEO USADO

O óleo usado utilizado neste estudo foi fornecido pela AUTO-VILA, S.A., empresa que se dedica à recolha e tratamento deste tipo de resíduos. Uma vez efectuada a recolha os óleos usados são transformados em combustível segundo um processo (tratamento prévio) composto pelas seguintes etapas:

- Armazenamento num tanque de recepção, onde são filtrados com uma malha de 1 mm
- Filtragem mais fina
- Decantação, seguida de centrifugação
- Nova decantação, seguida de centrifugação e separação de bolhas de ar
- Armazenagem intermédia
- Aditivação
- Expedição

Os óleos transformados são comercializados como combustíveis, com características semelhantes ao fuelóleo, sendo queimados em caldeiras que normalmente utilizam estes tipos de combustíveis líquidos.

As propriedades físico-químicas do óleo utilizado (tipo OQ1), bem como a caracterização como combustível foram determinadas, segundo as normas específicas, pelo INETI, no Departamento de Engenharia Energética e Controlo Ambiental. Os resultados são apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1: Propriedades do óleo usado tipo OQ1 da AUTO-VILA

Óleo usado tipo OQ1 - AUTO-VILA			
Ensaio	Norma	Unidades	Resultados
Ponto de Inflamação	NP 1092	°C	>65
Viscosidade Cinemática 50°C	NP 984	cSt	41-50
Sedimentos	ASTM D893/85	%(m/m)	<0.6
Água	NP 1588	%(v/v)	<1.0
Poder Calorífico Superior	ASTM D240/85	kcal/kg	10 600
Poder Calorífico Inferior	ASTM D240/85	kcal/kg	10 200
Massa Volúmica 15°C	NP 1695	g/cm ³	0.898
Enxofre	ASTM D129/91	%(m/m)	<1
Ponto de Fluidez	NP 1093	°C	-5
Cinzas	NP 1671	%(m/m)	0.6
Res Carbonoso "Conradson"	NP 1283	%(m/m)	2.0
Carbono	Esp. CCC 01/92	%(m/m)	83.3
Hidrogénio	Esp. CCC 01/92	%(m/m)	13.3
Azoto	Esp. CCC 01/92	%(m/m)	0.2
Metais Pb	AAS	mg/kg	<60

4. TÉCNICAS EXPERIMENTAIS

4 TÉCNICAS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo são apresentadas as principais técnicas de medição utilizadas na obtenção dos resultados experimentais que suportam este trabalho. Dada a natureza e os objectivos do projecto, a caracterização e optimização da combustão na fornalha requer a medição do campo de velocidades no seu interior, a quantificação das espécies formadas e a determinação da temperatura em vários locais. As técnicas empregues são o objecto deste capítulo.

4.1 ANEMOMETRIA LASER DE EFEITO DOPPLER

O estudo do escoamento no interior de uma câmara de combustão é fundamental para a compreensão do seu comportamento e optimização do seu desempenho para as diversas condições de funcionamento. Em particular, a conjugação entre o spray e o ar de combustão é fundamental para que a queima seja eficaz. Daí a necessidade de se medir a velocidade em escoamentos reactivos, turbulentos, com forte possibilidade de serem revertidos em algumas regiões do domínio.

4.1.1 Introdução

Para a medição da velocidade local existem diversas técnicas diferenciadas pela sua complexidade, alcance, precisão, custo. Goldstein (1983) faz uma excelente revisão das várias alternativas pelo que neste texto apenas se enumeram e enquadram com a sua potencial aplicabilidade ao presente estudo.

O tubo de Pitot relaciona a pressão dinâmica do escoamento com a sua velocidade, através da equação de Bernoulli, assumindo-o como invíscido. Apesar da sua construção simples e robusta, as sondas são intrusivas, sensíveis à orientação relativa do escoamento e de pouca utilidade e precisão na medição de escoamentos turbulentos e/ou na proximidade de uma parede. O problema é agravado pela ocorrência de escoamentos revertidos.

A anemometria de fio quente constituiu a espinha dorsal da investigação experimental em Mecânica dos Fluidos durante várias décadas. Basicamente relaciona a variação de temperatura (ou a intensidade de corrente eléctrica necessária para manter constante a temperatura) de um filamento micrométrico com a velocidade do fluido na sua vizinhança. Esta relação é única para cada combinação de fluido/temperatura/sonda pelo que requer calibração. Embora se tenha utilizado durante muito tempo o anemómetro de fio quente para a pesquisa quantitativa da estrutura dos escoamentos turbulentos (Keirsbulck, 2002), a sua aplicação foi substancialmente limitada a escoamentos em regime permanente de baixa temperatura, baixa velocidade e baixa intensidade de turbulência, fora das regiões de recirculação (Durst *et al.*, 1981). É também um método intrusivo e sensível à contaminação do fluido. Uma forte vantagem da técnica é a sua resolução temporal.

A Anemometria Laser por efeito Doppler (LDA - *Laser Doppler Anemometry* na literatura inglesa) é um método não intrusivo que não requer calibração e constitui presentemente a principal ferramenta experimental em escoamentos turbulentos (McLelland *et al.*, 1999). Será desenvolvida em detalhe subsequentemente. Uma extensão a esta técnica é a Anemometria Doppler por diferença de fases (PDA - *Phase Doppler Anemometry* na literatura inglesa). Esta técnica permite a medição simultânea da velocidade e tamanho de uma partícula pelo que para além da sua aplicabilidade óbvia em sprays é fundamental para o estudo de escoamentos bifásicos em geral. Uma descrição exaustiva de uma versão comercial desta técnica de medição pode ser consultada em Ferreira (1999).

Mais recentemente, tem sido objecto de crescente aplicação a Velocimetria de Partículas por Análise de Imagem (PIV - *Particle Image Velocimetry* na literatura inglesa). Como as anteriores é uma técnica não intrusiva e que requer acesso óptico ao domínio de medição. Neste método, comparam-se as posições de partículas colocadas no escoamento registadas em duas imagens, separadas por um curto intervalo de tempo, ajustável. A determinação do respectivo deslocamento permite o cálculo da velocidade. A observação fica limitada a um plano de iluminação (folha de luz) ou à região de focagem da câmara (em micro PIV). Esta técnica permite a determinação simultânea do campo de velocidades e é muito poderosa em escoamentos transientes.

Neste contexto, transparece que a anemometria de efeito Doppler é uma das principais técnicas de medição de velocidade pela sua robustez, versatilidade e rigor.

4.1.2 Princípios Básicos

A teoria subjacente à anemometria laser Doppler está muito bem documentada em Durst *et al.* (1981) e Goldstein (1983), entre outros. Por este motivo, apenas são apresentadas, neste trabalho, as ideias e equações básicas da técnica diferencial Doppler que o equipamento de suporte a este estudo utiliza.

O princípio de operação da técnica LDA baseia-se no fenómeno conhecido por efeito de Doppler. Neste, a alteração (desvio Doppler, f_D) entre a frequência de uma onda emitida (f_i) e aquela detectada (f_d) por um observador é proporcional à velocidade relativa entre o emissor e a fonte e depende do ângulo entre a direcção da luz incidente e da luz dispersa na direcção do observador.

Para valores típicos da velocidade encontrados em escoamentos, o desvio Doppler é da ordem dos 5 MHz e, comparado com a frequência da luz incidente (da ordem de 10^{14} Hz), representa apenas uma mudança na frequência da luz em menos de uma parte numa centena de milhão. Assim, a detecção de uma variação tão pequena é impossível.

A forma mais usual de contornar esta dificuldade é denominada de técnica de duplo feixe. Esta combina o efeito Doppler produzido por dois feixes idênticos sobre a mesma partícula relativamente ao mesmo observador, como mostrado na Figura 4.1. Assim, o sinal produzido resulta da soma de dois sinais independentes com frequências ligeiramente distintas, f_{d1} e f_{d2} . Como os fotodetectores são dispositivos quadráticos (saída proporcional ao quadrado do sinal) só o termo contendo a diferença de frequências $f_{d1} - f_{d2}$ está contido no sinal eléctrico pois é um sinal de baixa frequência, dentro da gama de resposta dinâmica do detector. Os restantes termos não são considerados.

Atendendo a que a frequência incidente depende do comprimento da luz ($f_i = \frac{c}{\lambda}$) e que $c \gg u$ tem-se que o sinal de Doppler resultante está relacionado com a velocidade da partícula por:

$$f_D = \frac{\mathbf{u} \cdot (\hat{i}_1 - \hat{i}_2)}{\lambda} \quad (4.1)$$

Desta relação observa-se que o sinal é proporcional à velocidade da partícula na direcção perpendicular à bissectriz do ângulo de cruzamento dos feixes 2θ e que é independente da localização do detector:

$$f_D = \frac{u_{\perp} 2 \sin \theta}{\lambda} \quad (4.2)$$

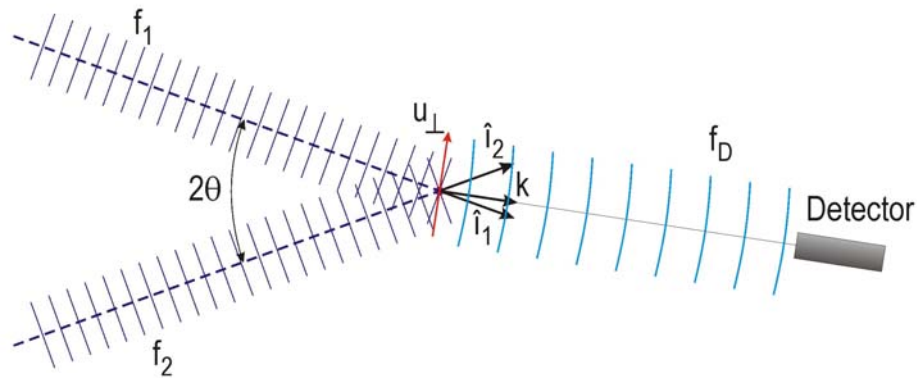


Figura 4.1: Efeito Doppler resultante da interferência entre uma partícula e uma onda.

Uma forma alternativa simples de explicar o princípio de feixe duplo é através do chamado modelo das franjas. Neste modelo, no volume de intersecção dos dois feixes ocorre interferência construtiva nas regiões onde as ondas estão em fase e destrutiva nos locais onde as ondas estão em oposição de fase, como mostrado na Figura 4.2. Desta interferência resulta um padrão de camadas sucessivas de luz.

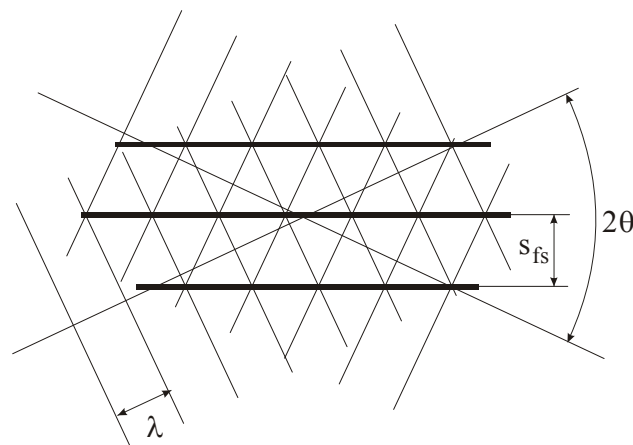


Figura 4.2: Modelo das franjas para anemometria laser de efeito Doppler

O espaçamento entre as franjas de interferência (S_{fs}) é função da geometria e do comprimento de onda do laser, sendo dado por:

$$S_{fs} = \frac{\lambda}{2 \sin \theta} \quad (4.3)$$

Para uma partícula a deslocar-se neste volume com uma velocidade u_{\perp} perpendicular ao plano das franjas, a frequência da luz difractada será:

$$f_D = \frac{u_{\perp}}{S_{fs}} \quad (4.4)$$

a qual, combinada com a equação (4.3) conduz ao mesmo resultado que a Equação (4.2).

A forma de se implementar um LDA de duplo feixe baseia-se no uso de uma simples fonte de luz, colimada e separada em dois feixes de igual intensidade, normalmente através de um prisma espelhado a 50%. Os dois feixes paralelos resultantes são focados com o auxílio de uma lente, cuja escolha deve obedecer a alguns critérios. Por um lado condiciona o ângulo de cruzamento dos dois feixes e, consequentemente o ‘factor de calibração’ do instrumento. Por outro lado determina as dimensões do volume de controlo. Uma menor distância focal conduz a um volume de menores dimensões e, portanto, a uma maior resolução espacial da medição. Acresce ainda que a intensidade da luz no volume de controlo será maior, com benefícios em termos de qualidade do sinal. Por outro lado, a amplitude de varrimento está limitada ao valor da distância focal o que pode ser sempre uma limitação prática.

Embora o princípio seja simples a sua implementação apresenta algumas dificuldades. A principal prende-se com a não identificação do sentido do escoamento. De facto, duas partículas movendo-se à mesma velocidade mas em sentidos contrários produzirão o mesmo sinal. Este problema é premente em escoamentos revertidos, de elevada turbulência ou onde o sentido do escoamento não seja conhecido *a priori*. Assim, supondo que num determinado ponto a velocidade segue uma distribuição probabilística em torno de um valor médio próximo de zero, haverá partículas que individualmente terão velocidade negativa. Estas serão identificadas da mesma forma que outras que viagem à mesma velocidade mas com valor positivo. Deste modo a distribuição (e conseqüente valor médio e turbulência) será interpretada como uma função muito afastada da real, como se pode observar na Figura 4.3 (traço contínuo). Uma forma de contornar esta ambigüidade é adicionar um valor conhecido da frequência (*frequency shift*, f_s), para que a velocidade seja sempre positiva, à frequência do sinal e subsequentemente subtrair este valor. Assim, a distribuição resultante já não é afectada pela ambigüidade da direcção do escoamento. A Figura 4.4 mostra o princípio. Consequentemente, a frequência do sinal recolhida pelo fotodetector (f_D) é:

$$f_D = f_s + \frac{u_{\perp} 2 \sin \theta}{\lambda} \tag{4.5}$$

Usando o modelo das franjas este conceito pode ser interpretado como fazendo mover as franjas a uma velocidade igual a $S_{fs} \cdot f_s$. Este princípio permite também efectuar medições de velocidades muito próximas de zero onde a partícula poderia não intersectar qualquer franja.

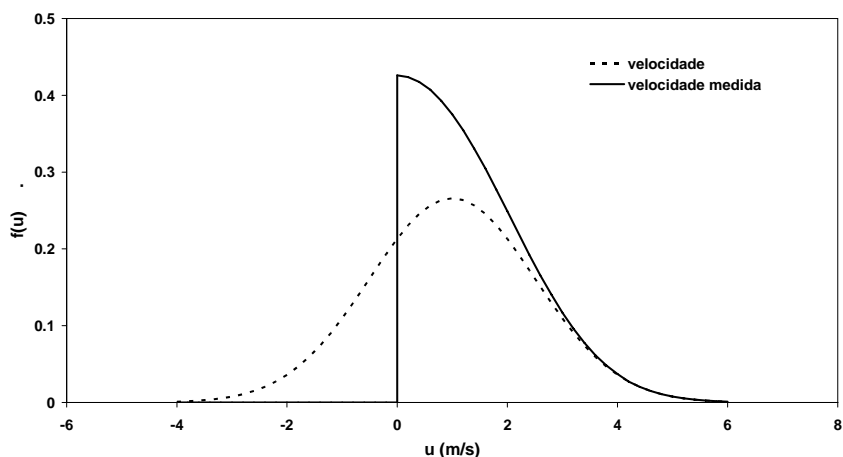


Figura 4.3: Ambiguidade na detecção da direcção do escoamento.

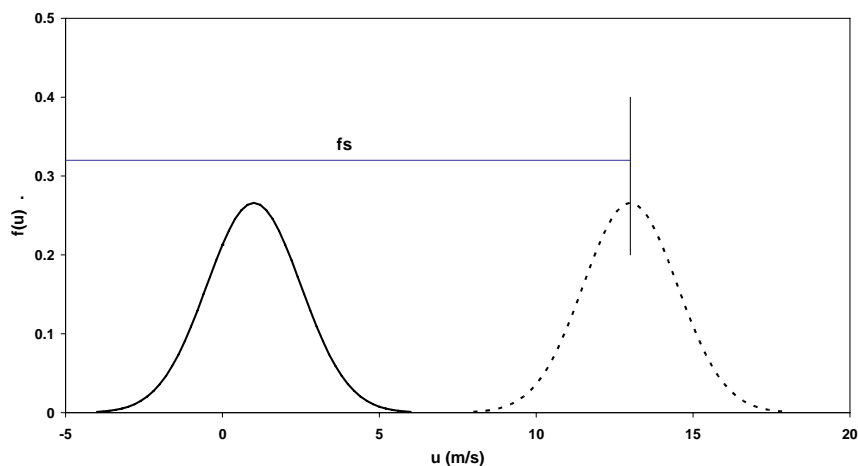


Figura 4.4: Resolução da ambiguidade de sentido: aplicação de *frequency shift* ao sinal Doppler.

A implementação da *frequency shift* pode ser por *diffracting gratings* (prismas microscópicos gravados radialmente ao longo de uma circunferência) que rodam a uma

velocidade constante ou através de cristais que são excitados por ondas ultra sónicas a uma frequência conhecida (células de Bragg). A primeira opção permite fazer em simultâneo a partição do feixe mas conduz a ruídos no sinal de Doppler e está limitada a valores baixos de f_s . A célula de Bragg é o processo mais frequente e tipicamente aplica uma frequência de 40 MHz a um dos feixes.

O sinal produzido pela interferência da partícula com os feixes no volume de controlo pode ser captado segundo qualquer direcção. As opções mais frequentes são em *backscatter* (180°) ou em *forwardscatter* (0°). A primeira opção conduz a uma configuração mais simples de implementar e manipular, enquanto a segunda produz sinais cuja amplitude é várias ordens de grandeza superior o que trás vantagens em termos de qualidade de sinal e permite o uso de fontes de luz menos potentes. Em contrapartida requer uma montagem independente para a unidade óptica de recepção e pode implicar a existência de janelas adicionais para acesso óptico.

O sinal depois de filtrado opticamente é convertido electronicamente por um fotodetector (alimentado a elevada tensão, tipicamente acima de 1000 V), ampliado e processado. O sinal é constituído por uma componente de baixa frequência (resultante da variação Gaussiana da intensidade do feixe no volume de controlo) e uma de elevada frequência que resulta da passagem da partícula pelas diversas franjas que constituem o volume de controlo e que contem a frequência de Doppler. O sinal é filtrado por um filtro *passa-alto* e apenas é considerado válido se satisfizer um conjunto de testes de validação: número mínimo de franjas; nível de *trigger* mínimo; baixo SNR (*Signal-to-Noise Ratio*); frequência média de Doppler (no número de franjas especificado) semelhante (dentro de uma tolerância) à frequência individual de cada uma delas. Este critério pretende eliminar casos de múltipla ocupação do volume de controlo. A recepção do sinal é limitada a uma pequena região do volume de controlo pela colocação de uma máscara (*pin hole*) na óptica de recepção. Deste modo limita-se a possibilidade de múltipla ocupação, aumenta-se a resolução espacial do instrumento, evitam-se sinais recolhidos na periferia do volume de controlo (de pior qualidade) e reduz-se a turbulência artificialmente causada em regiões de elevados gradientes de velocidade.

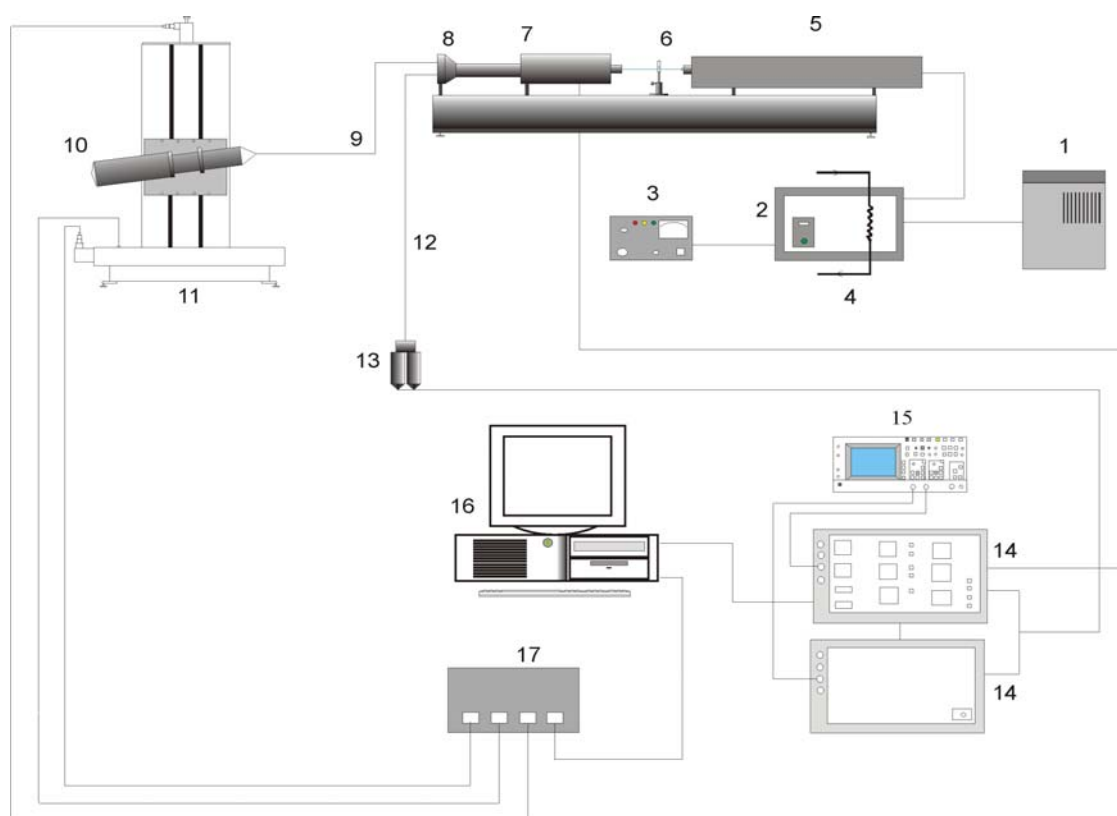
O processamento electrónico do sinal foi evoluindo ao longo dos últimos 30 anos no sentido de o tornar: rápido, fiável e que permita trabalhar com sinais de baixo SNR. “*Frequency trackers*”, “*burst counters*”, “*photon correlators*” e “*transient recorders*” foram sendo usados (Durst *et al*, 1981) mas presentemente convergiu-se para o

denominado *Burst Spectrum Analyzer* (BSA). Este sistema efectua para cada sinal uma análise espectral à sua componente de elevada frequência determinando as frequências dominantes. Num sinal perfeito, apenas uma frequência seria detectada, exactamente igual à frequência de Doppler. Contudo a existência de ruído e outras interferências (como ocupação múltipla) conduz a que a análise espectral apresente outras frequências. A aceitação de um sinal baseia-se na diferença de amplitude entre a frequência dominante (Doppler) e as restantes (ruídos).

4.1.3 Configuração do LDA

Os princípios acima descritos foram implementados num sistema 2D por forma a medir simultaneamente duas componentes ortogonais da velocidade. Basicamente, todos os componentes são duplicados usando dois pares de feixes laser orientados entre si a 90°, por forma a produzir dois conjuntos de franjas ortogonais. Para garantir a simultaneidade na medição das componentes, os dois volumes de controlo produzidos são coincidentes. O processamento garante que os sinais resultantes de cada uma das componentes ocorrem dentro de uma janela de tempo aceitável.

A Figura 4.5 mostra esquematicamente os diversos componentes da instrumentação produzida pela Dantec. O feixe produzido por uma laser de iões de argon de 6W, arrefecido a água, é separado e filtrado nas suas cores dominantes: azul ($\lambda=488$ nm) e verde ($\lambda=514.5$ nm). Uma célula de Bragg induz uma *frequency shift* de 40 MHz a um dos feixes de cada uma das cores. Os 4 feixes resultantes são encaminhados e polarizados através de manipuladores micrométricos para fibras ópticas, que os conduzem para a lente de transmissão (*Dantec 55x modular LDA optics-based 85 mm FiberFlow system*) através dum cabo de fibra óptica, de 5 m de comprimento. Esta unidade funciona também como óptica receptora que através de uma lente de 160 mm foca a luz difractada pelos dois volumes de controlo numa fibra óptica com um diâmetro activo de 80 μm . Deste modo a fibra funciona também com máscara (*pin hole*). Foram usadas duas lentes frontais de focagem dos feixes: 310 e 600 mm. Esta última foi necessária para efectuar a medição da velocidade até ao centro da fornalha. Para os ensaios de calibração das tubeiras de medição de caudal e para o teste do gerador de rotação, foi usada a lente de 310 mm.



- | | | |
|---------------------------|----------------------------------|--------------------------------|
| 1- Transformador | 7- Célula Bragg e divisor feixes | 13- Fotomultiplicadores |
| 2- Fonte de corrente | 8- Manipuladores de fibra óptica | 14- BSA's |
| 3- Controlador | 9- Cabo de fibra óptica | 15- Osciloscópio |
| 4- Água refrigeração | 10- Lente transmissão/recepção | 16- Computador |
| 5- Compartimento do laser | 11- Mesa de posicionamento (3D) | 17- Controlador posicionamento |
| 6- Obturador | 12- Sinal | |

Figura 4.5: Representação esquemática do equipamento LDA de 2 componentes

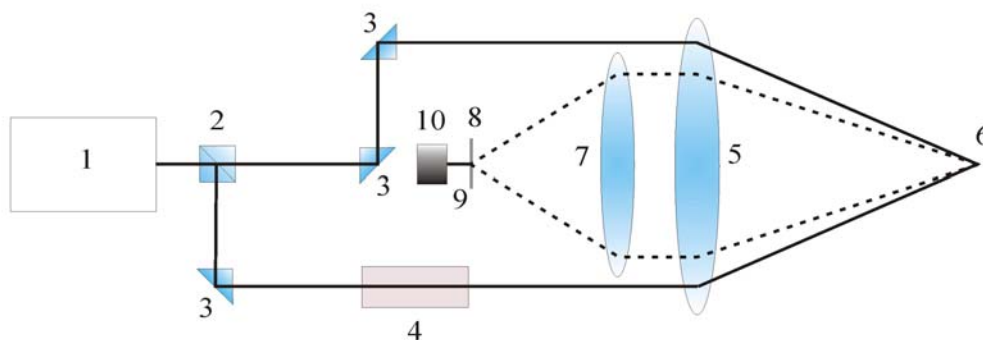
A Tabela 4.1 indica os principais parâmetros do volume de controlo nas duas configurações do LDA.

A Figura 4.6 mostra em esquema a configuração da unidade óptica de transmissão/recepção.

O conjunto está montado numa mesa de posicionamento tridimensional robotizada (*Lightweight traverse table*) e que permite o posicionamento automático e preciso do volume de controlo no local de medição desejado com uma resolução de 0.25 mm.

Tabela 4.1: Características do volume de controlo

		Lente 310 mm		Lente 600 mm	
		U_1	U_2	U_1	U_2
λ , nm		514.5	488	514.5	488
Nº de franjas		37	39	37	39
Distância entre franjas, μm		2.142	1.955	4.124	3.762
Ângulo, $\frac{\theta}{2}$		6.897	7.171	3.576	3.719
Volume de controlo (mm)	d_{mv}	0.077	0.155	0.147	0.077
	d_{mv}	0.076	0.155	0.147	0.076
	l_{mv}	0.609	2.486	2.267	0.609



- 1- Laser iões de Argon 5- Lente de transmissão 9- Fibra óptica recepção
 2- Divisor de feixes 6- Volume de controlo 10- Fotomultiplicadores
 3- Prisma 7- Lente recepção
 4- Célula Bragg 8- Filtro

Figura 4.6: Representação esquemática das lentes de transmissão e recepção do LDA.

Os sinais provenientes do volume de controlo são recolhidos em *backscatter*, separados por filtros ópticos e encaminhados para os foto-detectores. O sinal eléctrico resultante é enviado para os processadores BSA (*Dantec BSA's 57N20/57N35*) onde é extraída a respectiva frequência de Doppler. Num computador esta instalado software de interface (BSAFlow) que faz a gestão do equipamento, controlando a operação dos BSA's via uma interface normalizada IEEE-488 (*NI-488.2 1.60 da National Instruments, for GPIB-PCII/IIA board*) e a mesa de coordenadas. Toda a configuração óptica e electrónica é efectuada dentro do aplicativo assim como as operações de pós processamento de dados.

O osciloscópio (*Fluke PM 3370B 60 MHz Combiscope*) permite monitorizar o sinal filtrado e amplificado.

4.1.4 Selecção de um inseminador adequado

A anemometria laser não mede directamente a velocidade do escoamento mas sim a velocidade de pequenas partículas em suspensão nesse escoamento. Deste modo, na maior parte das aplicações, é necessário introduzir partículas inseminadoras artificiais no escoamento (*seeding*, na literatura inglesa). A sua selecção é, pois, um aspecto fundamental para a obtenção de dados válidos.

Estas partículas devem ser de baixa inércia por forma a seguirem o escoamento mas suficientemente grandes de modo a dispersar luz suficiente para o fotodetector detectar a frequência Doppler. Para além disso, não devem ser tóxicas, corrosivas ou voláteis e devem ser quimicamente inactivas (Durst et al., 1981; BSA/FVA Flow Software, 2000). O *seeding* é a fonte do sinal Doppler e tem mais influência na qualidade desse sinal do que qualquer outro componente do sistema (Adrian, in Goldstein, 1983). Dependendo da natureza do escoamento, estas partículas podem ter diâmetros entre 0.1 e 50 μm (Durst et al., 1981). Geralmente, o tamanho máximo permitido das partículas diminui com o aumento da turbulência no escoamento e os gradientes de velocidade. É claramente evidente que a eficiência do LDA depende mais dos sinais provenientes das partículas em suspensão no escoamento do que do próprio fluido. Um outro aspecto prende-se com a concentração de partículas no escoamento. O ideal é garantir uma concentração suficiente de modo a que, na maior parte do tempo, pelo menos uma partícula se encontra no volume de controlo. A aglomeração de várias partículas no pequeno volume de controlo, conduz a uma atenuação da luz e interferência de sinal e, conseqüentemente, a um sinal com forte possibilidade de ser rejeitado e a um amortecimento da turbulência (Durst et al., 1981). Deve ser baixa para que o escoamento se possa considerar diluído mas, em contrapartida, deve proporcionar taxas de aquisição de dados elevadas.

De todos os requisitos enumerados, a necessidade de a partícula seguir a turbulência é crucial. A sua interacção com o fluido pode ser formulada como o transporte de uma esfera num escoamento turbulento. Vários estudos descrevem a interacção entre partículas, gotas ou bolhas num escoamento contínuo, embora deva ser referido o trabalho de Clift et al (1978) como uma referência importante na discussão sobre as várias forças presentes.

Assumindo que a partícula é de dimensão inferior aos vórtices do escoamento e que o regime de Stokes é válido (*creeping flow*), a equação do movimento vem (Tchen, 1947):

$$\frac{\pi}{6} d_p^3 \rho_p \frac{du_p}{dt} = 3\pi\mu_f d_p u_R + \frac{\pi}{6} d_p^3 \rho_f \frac{du_f}{dt} + \frac{1}{2} \frac{\pi}{6} d_p^3 \rho_f \frac{du_R}{dt} + \frac{3}{2} d_p^2 \sqrt{\pi\rho_f\rho_p} \int_0^t \frac{du_R}{dt'} \frac{dt'}{\sqrt{t-t'}} \quad (4.6)$$

que pode ser escrita:

$$\frac{du_p}{dt} + a_1 u_p = a_1 u_f + a_2 \frac{du_f}{dt} + a_3 \int_0^t \frac{\frac{du_f}{dt'} - \frac{du_p}{dt'}}{\sqrt{t-t'}} dt' \quad (4.7)$$

em que:

$$a_1 = \frac{36\mu_f}{(2\rho_p + \rho_f)d_p^2}; \quad a_2 = \frac{3\rho_f}{2\rho_p + \rho_f}; \quad a_3 = \frac{18}{(2\rho_p + \rho_f)d_p} \sqrt{\frac{\rho_f\mu_f}{\pi}} \quad (4.8)$$

A aplicabilidade da Equação (4.7) foi discutida por Hinze (1975). O autor representou as velocidades do fluido e da partícula por integrais de Fourier:

$$u_f = \int_0^\infty (\alpha' \cos \omega t + \beta' \sin \omega t) d\omega \quad (4.9)$$

$$u_p = \int_0^\infty \eta [\alpha' \cos(\omega t + \beta) + \delta' \sin(\omega t) + \beta] d\omega \quad (4.10)$$

Esta segunda equação significa que a resposta da partícula à turbulência do fluido está desfasada de β e com uma amplitude corrigida por um factor, η , inferior à unidade. A solução para estes termos é dada por

$$\eta = [1 + f_1(\omega)]^2 + f_2^2(\omega) \quad (4.11)$$

e

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{f_2}{1 + f_1} \right) \quad (4.12)$$

em que

$$f_1(\omega) = \frac{\omega(\omega + a_3\sqrt{\pi\omega/2})(a_2 - 1)}{(a_1 + a_3\sqrt{\pi\omega/2})^2 + (\omega + a_3\sqrt{\pi\omega/2})^2} \quad (4.13)$$

e

$$f_2(\omega) = \frac{\omega(a_1 + a_3\sqrt{\pi\omega/2})(a_2 - 1)}{(a_1 + a_3\sqrt{\pi\omega/2})^2 + (\omega + a_3\sqrt{\pi\omega/2})^2} \quad (4.14)$$

Observa-se que β e η são função da frequência das oscilações do fluido, das suas propriedades físicas e da dimensão das partículas. Se $\rho_p/\rho_f = 1$, as partículas seguem o escoamento, independentemente do seu tamanho. As Figura 4.7 e Figura 4.8 mostram a resposta (amplitude e fase) de gotas de água em ar em função da frequência das oscilações.

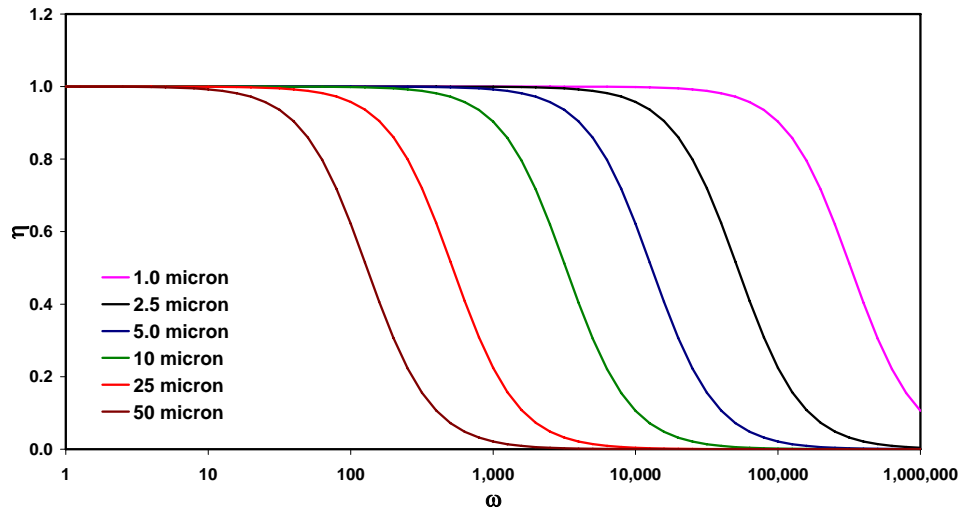


Figura 4.7: Resposta em amplitude de gotas de água em ar. Influência do diâmetro.

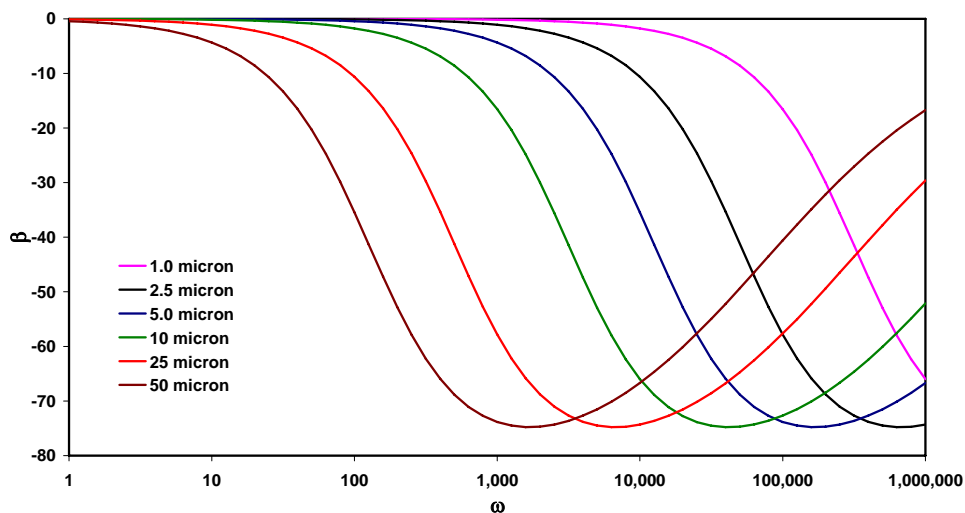


Figura 4.8: Resposta em fase de gotas de água em ar. Influência do diâmetro.

Desta forma, uma partícula apenas é adequada como um traçador de fluido quando η se aproximar da unidade.

Hinze (1975) mostrou que o rácio de amplitudes está relacionado com a difusividade turbulenta do fluido e da partícula pela relação

$$\frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_f} = \frac{\int_0^{\infty} \eta^2 E_f(n) dn}{\int_0^{\infty} E_f(n) dn} \quad (4.15)$$

em que $E_f(n)$ é o espectro de turbulência e $n = \omega/2\pi$, o número de onda. Para $\eta = 1$ tem-se $\varepsilon_p = \varepsilon_f$ o que significa que o movimento da partícula é controlado puramente pela difusão turbulenta (Lee e Durst, 1979). Para $\eta = 0$, a partícula não é afectada pela turbulência do fluido mas apenas pela sua velocidade média. Lee e Durst (1979) estabeleceram um critério simples de transição baseado num valor de 0.5.

Atendendo a que

$$\tilde{u}_p^2 = \int_0^{\infty} E_p(n) dn \quad \text{e} \quad \tilde{u}_f^2 = \int_0^{\infty} E_f(n) dn \quad (4.16)$$

e definindo $\eta = \frac{E_p(n)}{E_f(n)}$ tem-se:

$$\frac{\tilde{u}_p^2}{\tilde{u}_f^2} = \frac{\int_0^{\infty} \eta^2 E_f(n) dn}{\int_0^{\infty} E_f(n) dn} \quad (4.17)$$

o que significa que para uma partícula que responda à difusão do fluido a sua turbulência é também a mesma que a do fluido de transporte; logo, é adequada como *seeding*.

A questão que se coloca é determinar a análise espectral do escoamento. Neste contexto, duas aproximações são possíveis. Uma hipótese é considerar apenas a frequência dos *eddies* mais energéticos do escoamento e verificar qual a resposta de uma determinada partícula a essa frequência. Laufer (1954) efectuou um conjunto de medições detalhadas em escoamentos em tubagens a $Re=50\,000$ e $500\,000$. Lee e Durst (1979) verificaram que o grupo $\omega R/2\pi u^*$ apresenta um valor aproximadamente constante (≈ 3.6) em toda a secção do escoamento e virtualmente independente de Re . $u^* = \sqrt{\tau_w/\rho}$ é a velocidade de corte e R é o raio da tubagem. Ou seja, a escala dimensional dos *eddies* dominantes é

controlada pela secção da tubagem. No presente caso tem-se que a estrutura do escoamento no interior da fornalha será essencialmente controlada pelas características do escoamento produzido pelo gerador de rotação, principalmente na vizinhança deste. Assim para uma velocidade de 15 m/s, e usando o diâmetro hidráulico do anel (ver Secção 5.1), a frequência dos *eddies* é de 1470 Hz. A este valor o rácio de amplitude η é 0.995 e o desfasamento β , -3.79° . Lee e Borner (1987) apresentam uma correlação para a determinação da frequência dominante, também com base nos dados de Laufer (1954), com a forma $\omega_e = 67.6 Re^{0.43}$. Neste caso obtém-se para a frequência o valor de 2277 Hz à qual corresponde, para o escoamento em causa, um rácio de amplitude η de 0.989 e um desfasamento, β , de -5.78° . Deve ser referido que o valor de Re estimado para este escoamento (3570) está fora da gama de valores usados para a determinação desta relação.

Uma alternativa mais correcta consiste em resolver directamente a Equação 4.15. Mais uma vez se usam os dados de Laufer (1954). A integração é efectuada numericamente com base nos dados de análise espectral da turbulência combinada com a Equação 4.11 aplicada às condições do escoamento e a partículas de alumina de 3 μm . Obtém-se um valor de 0.998 para o rácio de difusividades. Em conclusão e apesar das limitações quanto à natureza limitada dos dados disponíveis é legítimo concluir que a utilização de partículas de alumina como *seeding* é adequada ao estudo do escoamento no interior da fornalha. O Anexo G mostra os detalhes construtivos do equipamento construído para introduzir as partículas de alumina na fornalha.

Para os ensaios realizados sobre o gerador de rotação foi usado óleo de silicone atomizado por um nebulizador. Ensaios com um instrumento de difracção laser revelaram uma distribuição com baixa dispersão e diâmetro médio de 5 μm . Aplicando a mesma análise verifica-se que o rácio de difusividades é de 0.999 o que garante uma excelente adequabilidade à sua utilização como *seeding*.

4.1.5 Software

Todo o controlo do equipamento, aquisição de dados e seu processamento estatístico é efectuado por um pacote integrado de software, *Dantec BSA Flow v. 1.41*. Em combinação com os processadores BSA e o sistema óptico *FiberFlow*, proporciona um sistema integrado, flexível e fácil de utilizar para as medições com LDA em fluidos. Os resultados

podem ser apresentados em listas, histogramas e uma variedade de gráficos. Na Figura 4.9 está apresentado o menu principal do software.

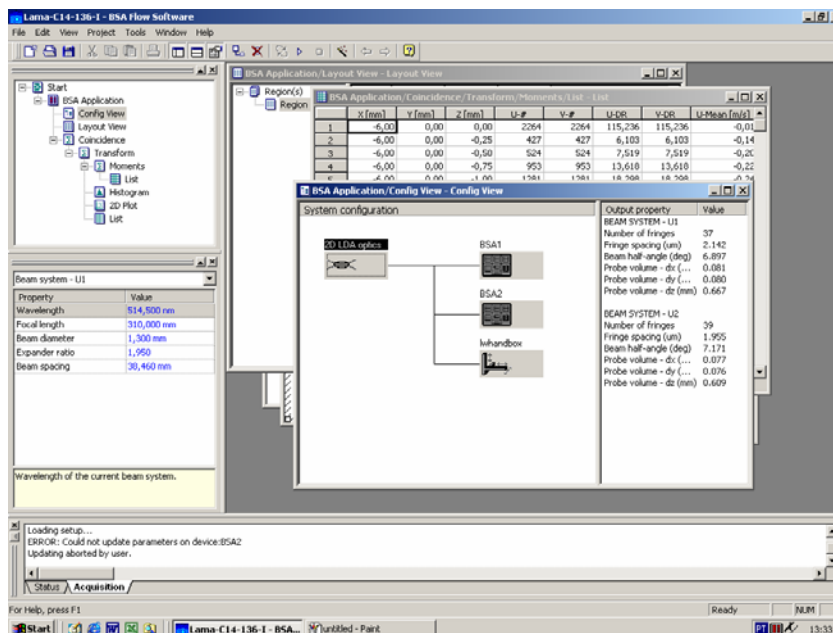


Figura 4.9: Menu de entrada

O software está estruturado por objectos. Nele especifica-se o tipo de medição (1, 2 ou 3D) e qual a relação entre os processadores (*master-slave*; *master-master*). Na presente configuração é *master-slave*. Estabelece-se ainda se o processamento é efectuado em modo de coincidência ou não. Um outro painel permite especificar a configuração óptica do equipamento (lente, separação de feixes, comprimento de onda) que internamente define os factores de calibração para cada um dos canais. É também fornecida informação sobre as características do volume de controlo. Permite ainda introduzir parâmetros de correcção como índices de refacção e não ortogonalidade entre os eixos (fundamental em medições junto a uma parede).

Um painel permite detalhar as especificações electrónicas do equipamento, entre os quais: ganho do sinal, tensão de alimentação dos fotodetectores, nível de *trigger*, *frequency shift*, limites de velocidades, número de amostras a processar ou tempo limite de aquisição de dados.

Um painel adicional refere-se ao controlo da mesa de posicionamento. Permite definir o número de pontos de varrimento e sua localização num sistema de coordenadas, sequência de medição. Atendendo a que a optimização do sistema pode não ser universal na medição de um campo de velocidades (por exemplo as características do escoamento junto a uma

parede são muito distintas daquelas em regiões afastadas), é possível subdividir o campo de medição em sub-regiões, cada uma delas com as suas especificidades próprias em termos de configuração. A Figura 4.10 mostra o painel geral.

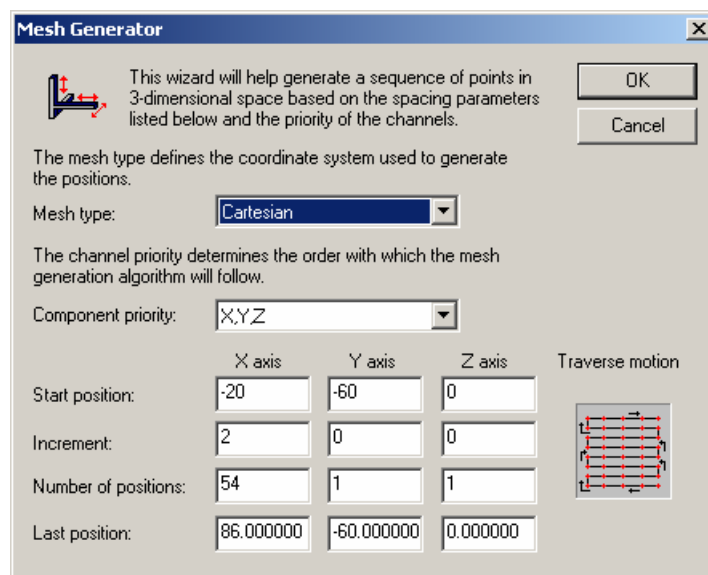


Figura 4.10: Menu de configuração da malha de pontos de medição

Outra vantagem deste software é a possibilidade de, antes de começar um procedimento de medições, o utilizador poder definir todo um conjunto de gráficos e histogramas que são actualizados à medida que a medição decorre, traduzindo-se numa resposta imediata em relação à qualidade de medição. Os resultados são armazenados numa base de dados e podem ser analisados mais tarde ou exportados sob a forma de tabelas.

4.1.6 Análise de dados

Durante as medições com LDA, a velocidade da partícula é calculada para cada sinal (*burst*) Doppler detectado. A velocidade é enviada para um computador para subsequente análise, juntamente com o tempo de chegada da partícula e o seu tempo de permanência. Os dados de velocidades provenientes do processador consistem em N sinais (*bursts*) validados. A informação recolhida é, pois, o resultado de um processo estatístico de análise de um conjunto de eventos retirados ao longo do tempo. Num sistema de duas componentes, os valores médios (ou primeiro momento) de u_i e v_i ($i=1,2,\dots N$) são obtidos por:

$$\bar{u} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N u_i ; \quad \bar{v} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N v_i \quad (4.18)$$

Adicionalmente, e para uma das componentes da velocidade, os momentos centrais são definidos como:

$$\bar{u}_{(k)} = \frac{\sum_{i=1}^N (u_i - \bar{u})^k}{N} \quad (4.19)$$

A variância (ou segundo momento) é obtida para $k=2$. Sendo a componente de flutuação da velocidade $u' = (u_i - \bar{u})$, o valor RMS da distribuição da velocidade (\tilde{u}) é dado por:

$$\tilde{u} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (u_i - \bar{u})^2}{N}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N u_i'^2}{N}} \quad (4.20)$$

Estes valores RMS caracterizam a turbulência do escoamento, cuja intensidade ($I.T.$) é dada por:

$$I.T. = \frac{\tilde{u}}{U_{\max}} \times 100\% \quad (4.21)$$

onde U_{\max} é a velocidade máxima do escoamento.

Outros momentos centrais podem ser obtidos: $\bar{u}_{(3)}$ e $\bar{u}_{(4)}$, a partir dos quais se obtém a assimetria (momento de terceiro grau-*skewness*), S e o achatamento (momento de quarto grau-*flatness*), F :

$$S = \frac{\bar{u}_{(3)}}{(\bar{u}_{(2)})^{3/2}} = \frac{\bar{u}_{(3)}}{\tilde{u}^3} \quad (4.22)$$

$$F = \frac{\bar{u}_{(4)}}{(\bar{u}_{(2)})^2} = \frac{\bar{u}_{(4)}}{\tilde{u}^4} \quad (4.23)$$

O segundo momento dá uma indicação da largura da distribuição, o terceiro momento indica a simetria em relação à média e o quarto momento indica as quantidades relativas de dados que estão perto e os que estão afastados do valor médio. Para uma distribuição Gaussiana os valores de S e K são 3 e 4, respectivamente.

A partir da informação da velocidade nas duas componentes ortogonais, os momentos cruzados podem ser determinados a partir de:

$$-\overline{u'v'} = -\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (u_i - \bar{u})(v_i - \bar{v}) \quad (4.24)$$

4.1.7 Incertezas

Embora o LDA seja um instrumento que não requer calibração, algumas incertezas estão associadas à sua utilização. Dois tipos de erros são identificados: erros sistemáticos e erros estatísticos. Para os primeiros, o erro relativo total será:

$$B = \sqrt{\sum_{i=1}^N B_i^2} \quad (4.25)$$

em que o somatório se refere a todos as componentes do erro. As principais são:

1. Erro óptico. Este refere a incerteza resultante do ângulo de cruzamento. Tendo em consideração os valores da Tabela 4.1 para a lente de 600 mm o valor será de 0.01.
2. Erro de alargamento da distribuição de velocidade. A colocação do volume de controlo no interior de um gradiente de velocidades provoca uma dispersão artificial da distribuição probabilística de velocidades. Desprezando os termos de ordem superior, Melling (1975) estimou esses erros de acordo com:

$$B_{\bar{u}} = \frac{1}{2} \left(\frac{d_{mv}}{4} \right)^2 \times \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} / \bar{u} \quad (4.26)$$

para a velocidade média e

$$B_{\bar{u}} = \left(\frac{l_{mv}}{4} \right)^2 \times \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 / \bar{u} \quad (4.27)$$

para a turbulência. Para um perfil linear o erro associado à velocidade média é nulo. Tendo por base as dimensões do volume de controlo (para a lente de 600 mm) e um dos perfis de velocidades obtidos, este erro é inferior a 10^{-5} para a velocidade média e 10^{-6} para a turbulência. Este é um valor baixo atendendo ao reduzido gradiente de velocidade.

3. Erro de processamento. A principal causa resulta da discretização digital do sinal. Sendo o processador de 14 *bit*, a incerteza será

$$B_{dig} = \frac{u_{\max} - u_{\min}}{2^{14} (\bar{u} + u_{fs})} \quad (4.28)$$

em que u_{\max} e u_{\min} são os limites do intervalo de medição e u_{f_s} é a velocidade do *shift*. Para os valores referentes à configuração ensaiada, o erro será da ordem de 10^{-5} .

O erro estatístico tem a ver essencialmente com o tamanho da amostra. Pode ser determinado pela relação (Yanta e Smith, 1973):

$$S_{\bar{u}} = \frac{Z_c}{\sqrt{N}} \times \frac{\tilde{u}}{\bar{u}} \quad (4.30)$$

para a velocidade média e por

$$S_{\bar{u}} = \frac{Z_c}{\sqrt{2N}} \quad (4.31)$$

para a turbulência. Z_c tem o valor de 2.58 para um intervalo de confiança de 99%. Para uma intensidade de turbulência de 60% os valores são respectivamente 0.028 e 0.033, admitindo uma amostra (N) de 3000 elementos. Daqui resulta que a incerteza total da medição é de 0.038 para o valor médio e 0.043 para a turbulência.

O equipamento foi ainda testado, fazendo rodar um filamento do interior do volume de controlo. O filamento está acoplado ao eixo de um motor eléctrico alimentado a 5V que roda a velocidade conhecida. A velocidade linear do filamento no interior do VC é comparada com a velocidade total medida pelo LDA. Alterando a posição relativa do eixo do motor com a do VC pode aferir-se cada uma das componentes em separado. A diferença máxima observada foi inferior a 2%.

4.2 EQUIPAMENTO PARA ANÁLISE DE GASES

Nesta secção são apresentados os equipamentos utilizados na medição das emissões gasosas na chaminé da fornalha. Foram utilizados dois tipos de equipamento: um analisador de bancada para medição em contínuo das concentrações de O_2 , CO e CO_2 ; e um analisador portátil para medições programadas das concentrações de NO .

4.2.1 Instrumentação para medição de O_2 , CO e CO_2

Para a medição das concentrações de O_2 , CO e CO_2 na chaminé, foi utilizado um analisador multi-gás de bancada modelo 9000 MGA da SIGNAL. Trata-se de um único

analisador, mas com a vantagem de conter três sistemas completamente independentes para a medição das concentrações dos três gases. Incorpora, para cada um dos canais de gás, três painéis de controlo (três microprocessadores), três ecrãs em separado e três entradas de gás (amostra e calibração).

Na prática, este analisador utiliza duas técnicas de medida distintas e bem estabelecidas, para a medição de três amostras separadas de gases.

Para a medição do O_2 , o analisador utiliza um sensor paramagnético com um sistema de duas esferas interligadas (*dumb-bell*, na literatura inglesa), sensível e linear. Este sensor é aquecido para prevenir a condensação e minimizar desvios.

O princípio de funcionamento deste sensor baseia-se no facto de todas as substâncias possuírem propriedades magnéticas, podendo ser atraídas (paramagnéticas) ou repelidas (diamagnéticas) por acção de um campo magnético.

O O_2 tem elevadas propriedades paramagnéticas. Outros gases com características paramagnéticas são o NO e NO_2 , mas com um efeito bastante inferior, uma vez que nas situações práticas de medição de gases, estes se apresentam em concentrações muito mais baixas que o O_2 .

Duas esferas de vidro, ligadas por uma vareta horizontal, suspensas no seio do gás cuja concentração em O_2 se pretende determinar e sujeitas a um campo magnético, simétrico mas não uniforme, rodam em torno do ponto de suspensão devido ao efeito paramagnético do O_2 . O binário necessário para restaurar a posição original das esferas é proporcional à corrente numa bobine, acoplada ao sistema de suspensão, sendo medido pela tensão necessária ao seu restabelecimento. A determinação da posição original de suspensão é feita através de um sistema constituído por um emissor, um espelho reflector ligado às esferas e dois sensores ópticos de recepção, colocados simetricamente em relação ao zero (Signal, 2003).

Para a medição dos outros gases (CO e CO_2) o analisador utiliza uma técnica de correlação por absorção de infravermelhos, não dispersivo, usando filtros ópticos gasosos para obter a máxima selectividade. A utilização de um feixe simples aumenta a tolerância à contaminação.

O princípio de funcionamento baseia-se no facto de a maioria dos gases absorverem energia (calor) na gama de infravermelhos. A quantidade absorvida depende do comprimento de onda e que é típica de cada gás. Medindo a quantidade absorvida é

possível determinar a quantidade de gás numa amostra e seleccionando um comprimento de onda é possível discriminar um determinado gás de entre outros.

Se o gás a ser medido e um outro não absorvente, estiverem contidos em células seladas e separadas, e se passar radiação em cada uma das células, pode-se detectar a radiação e determinar a relação entre as duas. Se a amostra estiver no percurso óptico, absorve parte da radiação, alterando essa relação. A diferença entre as duas relações é medida e processada para a obtenção do valor da concentração (Signal, 2003). É importante referir que o analisador continha células separadas para cada um dos gases (CO e CO_2).

Na Figura 4.11 é apresentada uma imagem do analisador. Este consiste numa unidade, que incorpora os três sensores. Dispõe de três ecrãs LCD, para indicação dos valores medidos e de parâmetros de funcionamento. Para além disso, possui saídas analógicas e digitais para transmissão de resultados (conforme apresentado na

Tabela 4.2), bem com entradas digitais para eventual controlo remoto. Opcionalmente pode ser ligado a uma interface RS232 com 9 ou 25 pinos.



Figura 4.11: Aspecto do analisador multi-gás (O_2 , CO e CO_2) 9000MGA da *SIGNAL*

Tabela 4.2: Especificações técnicas do analisador multi-gás 9000MGA da SIGNAL (Signal, 2003).

Gás analisado	O_2	CO	CO_2
Princípio	Paramagnético	Infravermelho	Infravermelho
Gama de medida	5, 10, 25 %	1000, 5000, 10000 ppm	5, 10, 20 %
Tempo de resposta	5 s	< 15 s	< 15 s
Linearidade	< 0.5 % da gama		
Desvio do zero e da amplitude	< 1% da gama, em 1 h, a Temp. e pressão constantes		
Saídas	0-10 Vdc, 4-20 mA, RS232		

4.2.2 Instrumentação para medição de NO_x

Para a medição dos óxidos de azoto foi utilizado um analisador de gases portátil, da marca *RBR-ECOM J Plus*. A medição é efectuada através de um sensor electroquímico. Este analisador permite também a medição da temperatura dos gases da chaminé e das concentrações de outros gases como o CO , CO_2 e o O_2 . No entanto, os valores obtidos com este analisador não foram considerados, uma vez que estes gases eram medidos em contínuo pelo analisador da SIGNAL.

Os gases eram aspirados através de uma sonda de amostragem aquecida electricamente, filtrados e introduzidos no sensor electroquímico. Os resultados eram impressos directamente no analisador através de uma pequena impressora térmica incorporada.

Na Figura 4.12 é apresentada uma imagem deste analisador.

4.2.3 Recolha e tratamento de gases

A Figura 4.13 apresenta um diagrama esquemático do equipamento de recolha e análise dos gases de combustão (CO , CO_2 e O_2). A amostra é captada na chaminé através de uma sonda, colocada à cota de 3 m, sendo encaminhada para o analisador após passar por um conjunto de filtros de partículas e condensadores de forma a produzir uma amostra de gás seca e a uma temperatura inferior a 40 °C. Este transporte é efectuado através de uma bomba de vácuo, instalada no circuito. O analisador de gases está constantemente ligado a gases de calibração (CO , CO_2 e O_2) que permitem uma constante verificação dos referenciais de funcionamento. Para além disso, está também ligado a uma garrafa de azoto com a finalidade de acerto do “zero” e de purga. A amostra é lançada no exterior através de uma tubagem de purga.



Figura 4.12: Analisador de gases portátil *RBR-ECOM J Plus*

Durante a realização dos ensaios, uma mistura controlada entre os gases de calibração e Azoto é usada para efectuar a calibração do analisador. Este teste é feito periodicamente, garantindo-se assim o bom desempenho do equipamento.

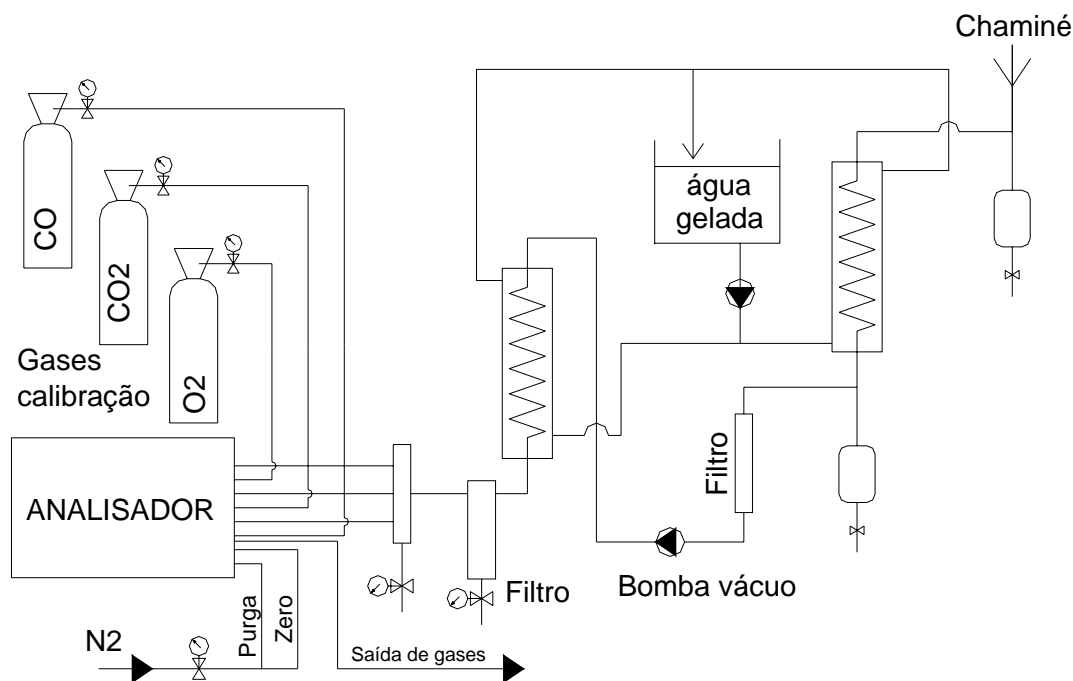


Figura 4.13: Esquema da instalação para a recolha e análise dos gases de combustão

4.3 MEDIÇÃO DE TEMPERATURA

4.3.1 Termopares

O efeito termoelétrico que está na base da tecnologia usada nos termopares, foi descoberto em 1821, por Thomas Seebeck. Este observou a ocorrência de uma corrente eléctrica num circuito fechado constituído por dois metais, quando as suas junções se encontravam a temperaturas distintas.

A voltagem produzida depende do gradiente de temperatura entre as junções e da combinação de metais utilizados. No presente trabalho foram utilizados termopares do tipo K, E e S. A Tabela 4.3 identifica as suas principais características.

A utilização dos diferentes termopares correspondeu às seguintes aplicações: a) temperatura interior das paredes da fornalha e dos gases de combustão; b) temperatura de chama; c) temperaturas da água de arrefecimento e óleo.

a) Termopares para medição da temperatura das paredes da fornalha e gases da chaminé.

Nesta situação foram utilizados termopares da PMA, tipo K, com isolamento mineral e bainha de 3 mm de diâmetro em Inconel 600. Estes termopares foram ainda fornecidos com 3 m de cabo revestido a trança metálica (inox), para resistirem às temperaturas que se faziam sentir nas paredes exteriores da fornalha. Permitem medir temperaturas até cerca de 1100 °C, com tempos de resposta de 23 s e de 90 s, para atingir, respectivamente, 50% e 90% do valor da alteração verificada.

Tabela 4.3: Principais características dos termopares usados

Código	Par metálico	Coef. Seebek a 20°C [$\mu\text{V}/^\circ\text{C}$]	Gama (°C)	Limites de erro
K	Ferro Constantain	40	0-1100	2.2 °C ou 0.75%
E	Ni-Cr e Constantain	62	0-900	1.7 °C ou 0.5%
S	Pt-10%Rd e Pt	7	0-1450	1.5 °C ou 0.25%

b) Termopares para medição da temperatura de chama.

Para a medição das temperaturas de chama foi utilizado um termopar da PMA, tipo S, com 700x10 mm com protecção em cerâmica exterior DIN710 e interior DIN610, com fio de termopar de 0.35 mm de diâmetro, com pescoço de inox de 150x15 mm. O termopar é introduzido no interior da fornalha através de uma das janelas descritas no Capítulo 3.

c) Termopares para medição da temperatura da água e do óleo.

A temperatura da água do circuito de refrigeração e do óleo combustível foram medidas com termopares do tipo E. Para a medição da temperatura da água, os termopares eram de contacto superficial. Atendendo a que a tubagem é de cobre o erro resultante do gradiente térmico introduzido pela parede é desprezável.

A curva de calibração de cada um dos termopares utilizados é garantida pelo fabricante, a *PMA Prozeß- und Maschinen – Automation, GmbH*, que emitiu um certificado para cada

um dos tipos de termopares adquiridos, confirmando que estes verificavam ou excediam as especificações anunciadas, após testes executados de acordo com equipamentos e procedimentos definidos pelo *National Institute of Standards and Technology, NIST*, dos *EUA*.

O sinal resultante é introduzido num sistema de aquisição de dados, abaixo descrito.

4.3.2 Placa de Aquisição de Dados

O sistema de aquisição de dados é constituído por diversos módulos, como a Figura 4.14 demonstra. A montante do sistema encontram-se os termopares ou qualquer outra fonte de tensão, ligados a um módulo de terminais que permite a sua fixação. Este módulo inclui ainda um sistema de leitura da temperatura nas ligações para a compensação de junção fria. O módulo é por sua vez ligado a uma placa que realiza o condicionamento dos sinais adquiridos. Esta placa é ligada a um *chassis* que, para além de alimentar os seus circuitos e módulos, permite ainda expandir o sistema de aquisição, caso seja necessário. É também ao chassis que se liga o cabo para interligar o barramento do próprio *chassis* ao *PC*. Num dos *slots* do *PC* foi colocada uma *DAQ Board*, que para além de permitir a ligação ao chassis, constitui ela própria um sistema de aquisição e controlo de processos. Em termos de tratamento, aquisição e visualização de dados é usado o software Labview como ferramenta de programação do sistema.

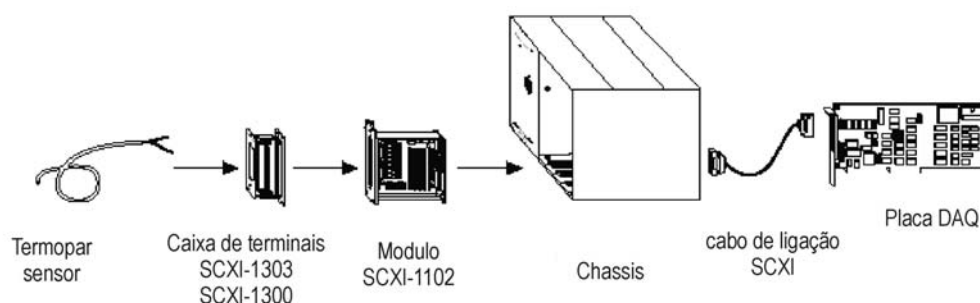


Figura 4.14: Diagrama dos componentes do sistema de aquisição

A placa utilizada é uma *PCI-MIO16E-4* da *National Instruments*, constituída por 16 entradas analógicas em *Single-Ended (SE)* ou 8 entradas analógicas diferenciais (*DIFF*)

com uma taxa máxima de amostragem de 500 kHz e uma resolução de *12 bits*. A placa contém também duas saídas analógicas de *12 bits*, oito linhas digitais *Entrada/Saída* e ainda dois contadores/temporizadores de *24 bits*.

As principais características das entradas analógicas são: ganho seleccionável de 0.5, 1, 2, 5, 10, 20, 50 ou 100 para cada canal independentemente; tensão máxima de entrada $\pm 10V$; aquisição não consecutiva de canais.

O sistema *SCXI* é constituído pelo *chassis SCXI-1000*, pela placa de condicionamento de sinal *SCXI-1102C* e pelos módulos de ligação *SCXI-1300* e *SCXI-1303*.

Chassis SCXI-1000. O *chassis SCXI-1000* inclui o *SCXIBus*, que conduz os sinais analógicos e digitais entre os quatro *slots* que contém. O próprio *chassis* controla e sincroniza os tempos entre os módulos e as placas *DAQ*. Com esta arquitectura podem ser adquiridos canais de diversos módulos e em diversos chassis a uma taxa de até 333 kHz por cada *DAQ device*.

A placa *SCXI-1102C* é um módulo amplificador para termopares com 32 canais de entrada. Cada um dos 32 canais inclui um amplificador e um filtro passa-baixo. Cada canal de entrada inclui um filtro passa-baixo de três pólos com uma frequência de corte de 10 kHz e um amplificador de ganho programável por software, que pode tomar o valor 1 (para sinais de $\pm 10V$) ou 100 (para termopares ou para sinais com amplitudes da ordem dos milivolts).

As saídas dos 32 amplificadores estão ligadas a um multiplexer, que passa os sinais já tratados para a placa *DAQ* no *PC*.

O terminal *SCXI-1303* é recomendado para termopares pela sua construção isotérmica, já com ligações incorporadas, para facilmente se realizar a ligação à massa, e um sensor de temperatura (termistor) de alta precisão para realizar a compensação de junção fria. Este elemento, no entanto, tem características não lineares, podendo ser utilizada uma função de linearização para termistores fornecida pela *National Instruments*. Este termistor coloca na saída 1.91 V a 0 °C até 0.58 V a 55 °C. Para a introdução dos sinais provenientes do analisador de gases, usa-se a caixa de terminais *SCXI-1302*.

Foi desenvolvida uma aplicação em LabView que permite controlar o início das medições, programar os parâmetros de aquisição, registar os dados e exportá-los. Nela estão incluídas as funções de linearização dos sinais dos termopares e, para os sinais provenientes dos analisadores de gases, é efectuada uma conversão directa da voltagem medida em

concentração, de acordo com o factor de calibração definido com base na escala de leitura do equipamento. São definidos os canais de leitura, a taxa de aquisição, o ganho na amplificação entre outros factores. A monitorização dos dados é efectuada graficamente on-line. A Figura 4.15 mostra um ecrã do aplicativo.

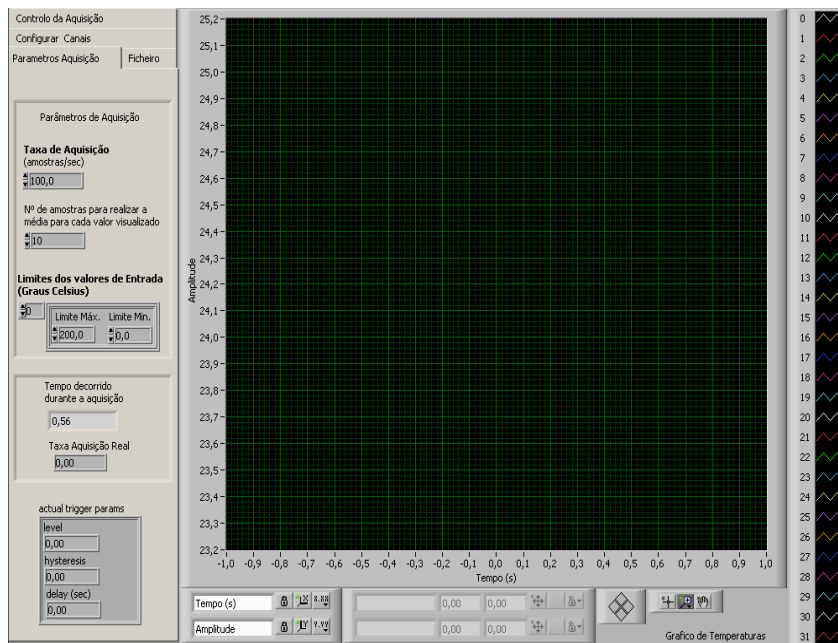


Figura 4.15: Aplicativo LabView para operação da placa de aquisição de dados.

Todo este arranjo, juntamente com os sinais provenientes dos termopares, foi testado comparando os resultados com a medição da temperatura com o auxílio de termómetros calibrados. Os resultados mostraram um bom desempenho geral do equipamento com erros inferiores aos limites máximos para cada um dos tipos de termopares. Em qualquer dos casos não ocorrem problemas de contacto entre o termopar e a superfície de contacto.

5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo são apresentados os resultados experimentais dos ensaios realizados. Os resultados estão divididos por três grupos, apresentados nas secções que se seguem: caracterização dos perfis de velocidade do gerador de rotação mais esbelto (#1); ensaios de optimização do processo de combustão, com alteração da configuração do orifício final do atomizador efervescente e numa segunda fase do tipo de gerador de rotação; aplicação dos Métodos de Taguchi à configuração optimizada nos ensaios de combustão, para determinação da influência relativa dos parâmetros considerados mais relevantes, na eficiência de combustão. Em todos os ensaios a eficiência da combustão de óleos usados foi avaliada pela concentração de monóxido de carbono nos gases de exaustão.

5.1 CARACTERIZAÇÃO DO GERADOR DE ROTAÇÃO DO AR DE COMBUSTÃO

Para melhor se entender a interacção da alimentação do ar de combustão com o spray, procedeu-se a uma caracterização prévia do desempenho do gerador de rotação #1 apresentado no Capítulo 3. Estes ensaios foram realizados sem chama, fora da câmara de combustão e consistiram essencialmente na determinação de perfis de velocidade dos fluxos de ar produzidos com o objectivo de determinar os índices de rotação impostos ao escoamento.

Na Figura 5.1 é apresentado em corte o posicionamento do gerador de rotação na face frontal da fornalha. O atomizador é colocado no interior do gerador de rotação, podendo ser deslocado axialmente de modo a permitir ajustar a sua localização em relação ao escoamento do ar de combustão. Nos ensaios experimentais efectuados foram utilizadas duas configurações: uma em que o atomizador estava ao mesmo nível que o tubo de chama e outra com o atomizador recuado 30 mm para o interior.

Estas medições foram efectuadas com o sistema de Anemometria Laser (LDA), utilizando como “*seeding*” a injeção de óleo de silicone, pulverizado através de um nebulizador, na

corrente de ar, imediatamente a montante do gerador de rotação, de forma semelhante à descrita no Anexo E – Calibração da Tubeira.

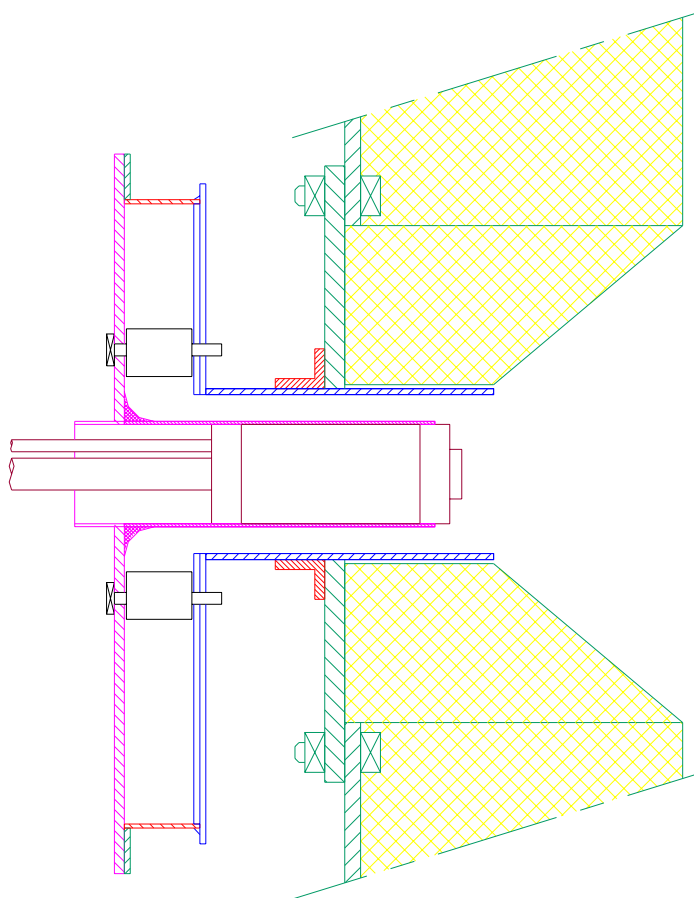


Figura 5.1: Esquema, em corte, do gerador de rotação de ar de combustão.

Foi preparada uma instalação, conforme o esquema apresentado na Figura 5.2, que inclui: ventilador, tubeira de entrada calibrada para medição do caudal de ar, gerador de rotação, condutas de ligação, sistema de extracção do ar para o exterior (equipado com separador de gotas e filtros para remoção das gotas de óleo de silicone) e equipamento de Anemometria Laser. A campânula de extracção foi colocada a uma distância adequada, de forma a não interferir com o escoamento. O atomizador foi colocado no anel de fixação (55 mm de diâmetro exterior), não sendo, no entanto, injectado qualquer fluido através deste durante a realização dos ensaios.

Nestes ensaios pretendeu-se avaliar a influência dos seguintes parâmetros nos perfis de velocidades gerados: diâmetro do tubo de chama; posição do atomizador em relação ao tubo de chama e ângulo das pás que controlam o índice de rotação ou “*swirl*”. Na Tabela

5.1 é sumariada a gama de condições ensaiadas. Foram efectuadas medições das componentes axial e tangencial da velocidade, ao longo do eixo do jacto produzido ($y=25, 75, 125$ e 175 mm), variando o caudal de ar fornecido. As medições foram realizadas ao longo de um raio, admitindo simetria desde $r=0$ até ao ponto em que a velocidade se aproximava de zero.

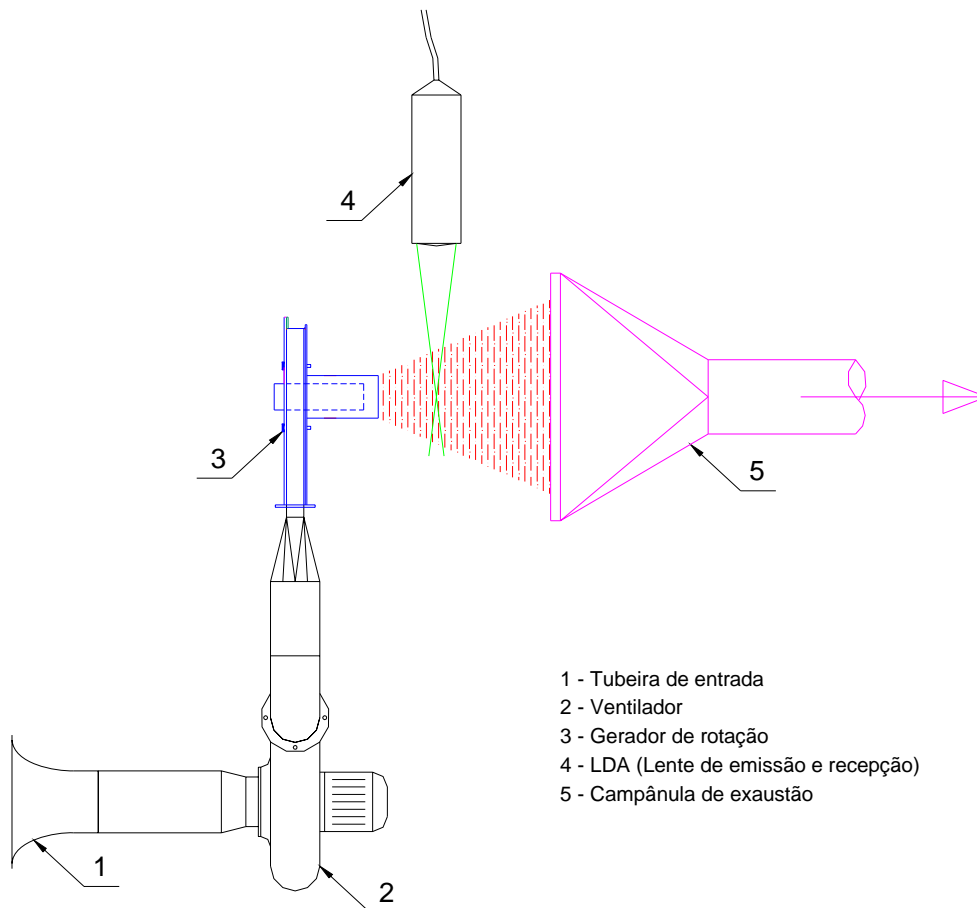


Figura 5.2: Esquema da instalação para medição do perfil de velocidades do gerador de rotação do ar de combustão.

Um primeiro conjunto de ensaios prévios teve como objectivo avaliar a influência da presença dos eléctrodos de ignição no atomizador. Efectuaram-se medições de velocidades desde $y=25$ mm até $y=175$ mm, variando o caudal desde 162 m³/h até 269 m³/h. Como não se observaram diferenças nos perfis de velocidade axial e tangencial (atendendo às dimensões e localização destes elementos), optou-se pela realização de todos os restantes ensaios sem a presença dos eléctrodos.

Nas Figura 5.3 e Figura 5.4 são apresentados perfis de velocidade axial e tangencial para uma distância de 75 mm da saída do ar, para tubo de chama com 85 mm de diâmetro e com o atomizador colocado à face com o tubo. As velocidades (axial e tangencial) aumentam naturalmente com o aumento do caudal, verificando-se que, para a gama de caudais ensaiada, os perfis de velocidade são simétricos e idênticos, mantendo-se constante o ângulo do jacto e respectivamente largura dos perfis produzidos. A componente tangencial da velocidade é elevada, com valores na ordem dos 80% das velocidades axiais, o que se traduz numa elevada componente rotacional do perfil de escoamento produzido. Tomando como base a largura do perfil de velocidades medida a esta distância da saída (75 mm), o ângulo de abertura do perfil de velocidades produzido é de 61°. Outro aspecto importante a referir é a criação de uma zona interna de recirculação, observada pela existência de velocidades axiais negativas no centro dos perfis. Esta zona de recirculação terá certamente um papel fundamental na estabilização da chama, bem como na criação das condições de turbulência necessárias ao processo de mistura do ar com o spray de combustível. De referir que o comprimento da zona de recirculação aumenta com o caudal de ar.

Tabela 5.1: Gama de parâmetros do ensaios de determinação de perfis de velocidades produzidos pelo de gerador de rotação do ar de combustão.

PARÂMETROS	Valores ensaiados
Diâmetro do tubo de chama	1) $d= 85$ mm 2) $d= 67$ mm
Posição atomizador vs tubo	1) coincidentes; 2) atomizador recuado 30 mm para interior do tubo
Ângulo das pás (<i>swirl</i>)	<i>Swirl</i> #1 – posição todo aberto <i>Swirl</i> #2 – posição intermédia, mais fechado

As Figura 5.5 e Figura 5.6 representam, para a mesma configuração anterior, a evolução dos perfis de velocidades ao longo do eixo do jacto. Observa-se a redução com a distância, de ambas as componentes da velocidade e um alargamento do perfil produzido. Um aspecto importante a referir é a evolução das velocidades axiais na zona central, o que permitiu estimar a localização da zona de recirculação interna. O módulo da velocidade aumenta desde a distância de 25 mm até ao seu máximo a 75 mm. Para $y=125$ mm o

módulo da velocidade (ainda com direcção negativa) diminui até chegar a valores nulos para $y=175$ mm. Com base nos perfis medidos, pode-se estimar que o centro do vórtice da zona de recirculação gerada se situa na vizinhança de $y=75$ mm.

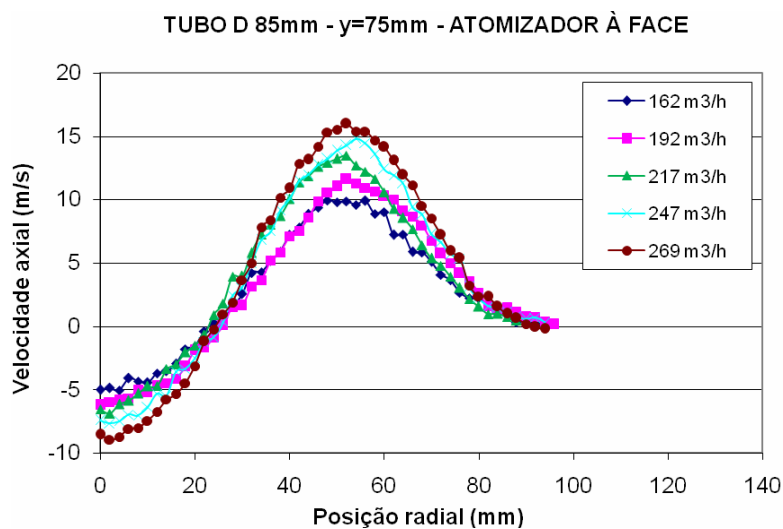


Figura 5.3: Velocidade axial em função do caudal de ar, para tubo de chama diâmetro 85 mm e atomizador colocado ao mesmo nível do tubo de chama; $y=75$ mm.

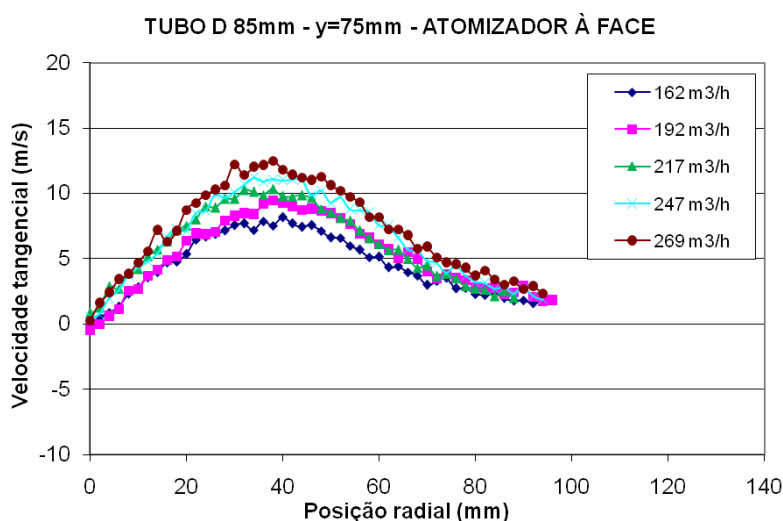


Figura 5.4: Velocidade tangencial em função do caudal de ar, para tubo de chama diâmetro 85 mm e atomizador colocado ao mesmo nível do tubo de chama; $y=75$ mm.

Nas Figura 5.7 e Figura 5.8 são apresentados os perfis de velocidade para o mesmo diâmetro de tubo e mesmo caudal, mas com o atomizador colocado a 30 mm no interior do tubo. É interessante verificar a alteração da forma dos perfis, comparativamente com as Figura 5.5 e Figura 5.6 a deslocação do atomizador para o interior provoca um alargamento dos perfis (ângulos de abertura) e uma ligeira diminuição da velocidade máxima. Neste caso observa-se que a existência de velocidades axiais negativas ocorre mais próximo da saída do tubo. Para $y=125$ mm a velocidade axial já é aproximadamente zero. Por outro lado o valor negativo da velocidade na zona central a $y=25$ mm é mais próximo do pico para $y=75$ mm, o que sugere a possibilidade de nesta posição já se estar numa zona de diminuição de velocidade. Estes dados indicam que a localização do vórtice de recirculação também é controlada pela distância à face do atomizador.

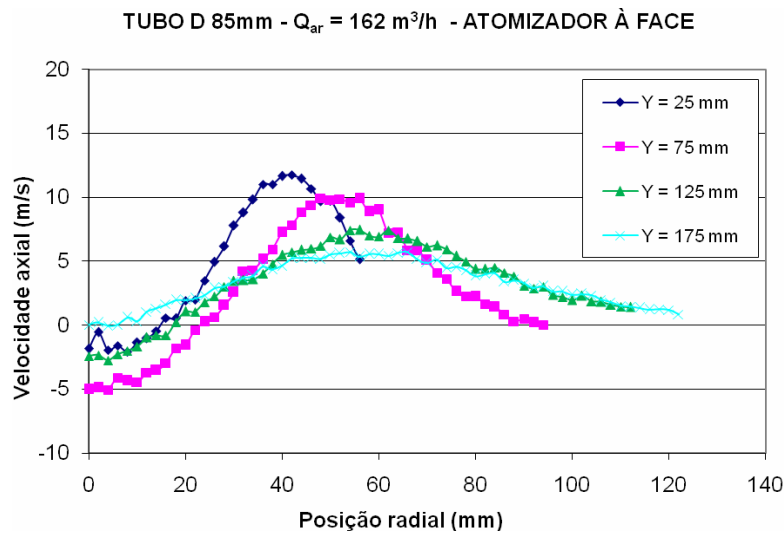


Figura 5.5: Evolução dos perfis de velocidade axial com a distância à saída do tubo de chama (y), para caudal de ar de $162 \text{ m}^3/\text{h}$, tubo de chama diâmetro 85 mm e atomizador colocado ao mesmo nível.

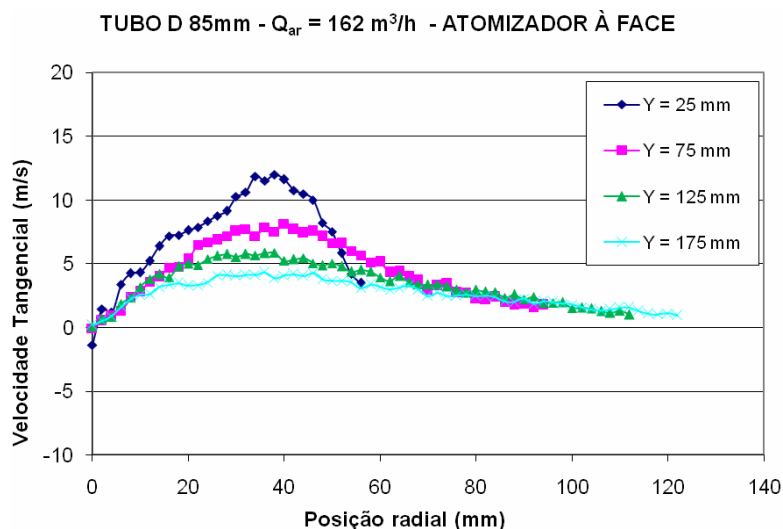


Figura 5.6: Evolução dos perfis de velocidade tangencial com a distância à saída do tubo de chama (Y), para caudal de ar de $162 \text{ m}^3/\text{h}$, tubo de chama diâmetro 85 mm e atomizador colocado ao mesmo nível.

De sublinhar que para $y=25 \text{ mm}$ a componente tangencial da velocidade exibe valores negativos próximos do centro do jacto o que sugere que o centro efectivo do jacto está ligeiramente deslocado para a periferia, perdendo a simetria. Esta instabilidade pode ser devida à interferência do jacto com o cilindro exterior, pois é uma região de elevada turbulência (aproximadamente 60%).

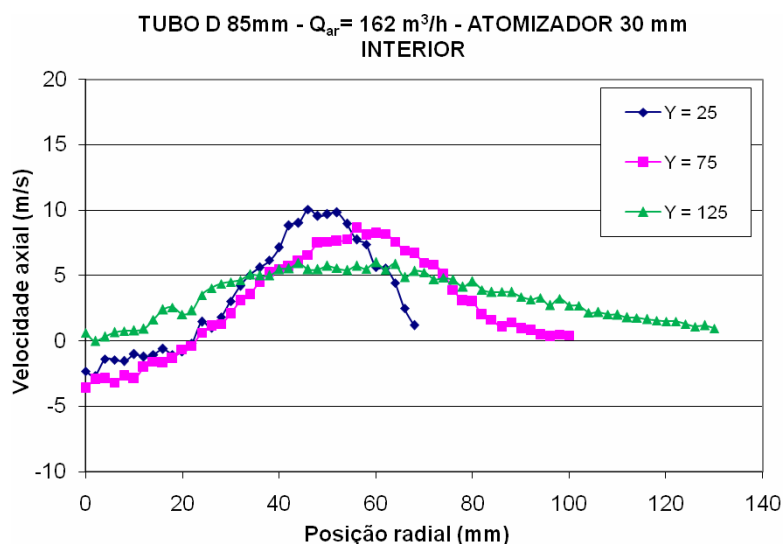


Figura 5.7: Evolução dos perfis de velocidade axial com a distância à saída do tubo de chama (y), para caudal de ar de $162 \text{ m}^3/\text{h}$, tubo de chama diâmetro 85 mm e atomizador colocado 30 mm no interior do tubo.

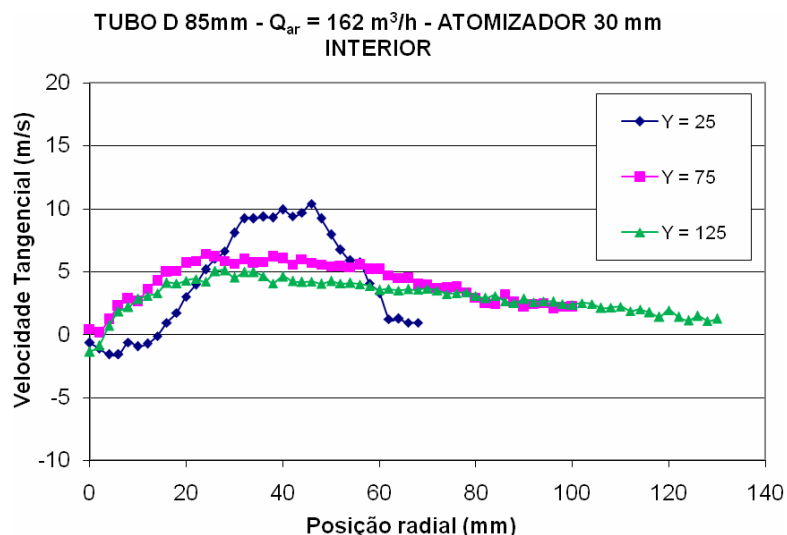


Figura 5.8: Evolução dos perfis de velocidade tangencial com a distância à saída do tubo de chama (Y), para caudal de ar de $162 \text{ m}^3/\text{h}$, tubo de chama diâmetro 85 mm e atomizador colocado 30 mm no interior do tubo.

A Figura 5.9 apresenta a comparação dos perfis de velocidade para o caudal de ar de $162 \text{ m}^3/\text{h}$, ao longo do eixo do jacto, para três diferentes configurações com o atomizador colocado a 30 mm no interior: tubo de 85 mm com pás abertas (*Swirl #1*) e mais fechadas (*Swirl #2*), tubo 67 mm com pás abertas (*Swirl #1*). Esta figura evidencia a influência da alteração do ângulo das pás do gerador de rotação, bem como da diminuição do diâmetro do tubo de chama no aumento da intensidade de rotação. Com base nestas medições é possível determinar outros parâmetros tais como a intensidade de rotação e o ângulo de abertura do jacto.

Da análise aos perfis obtidos verifica-se que o aumento da intensidade de rotação produz zonas de recirculação de maior intensidade, confirmadas pelos valores mais elevados da velocidade axial em sentido inverso no centro do perfil, bem como das velocidades tangenciais. No entanto a abertura do jacto não é afectada pela maior rotação do jacto; apenas ocorrem gradientes mais intensos. A diferença essencial nos perfis produzidos pelo tubo de diâmetro 67 mm é o facto de o jacto ser mais estreito e com velocidades máximas mais elevadas, em ambas as componentes, fruto da redução da área da secção transversal do escoamento.

Um parâmetro importante no desempenho de um gerador de rotação é a sua intensidade de rotação (*swirl number*). De forma a comparar cada uma das configurações apresentadas na Figura 5.9, foi determinado o índice de rotação para cada posição axial.

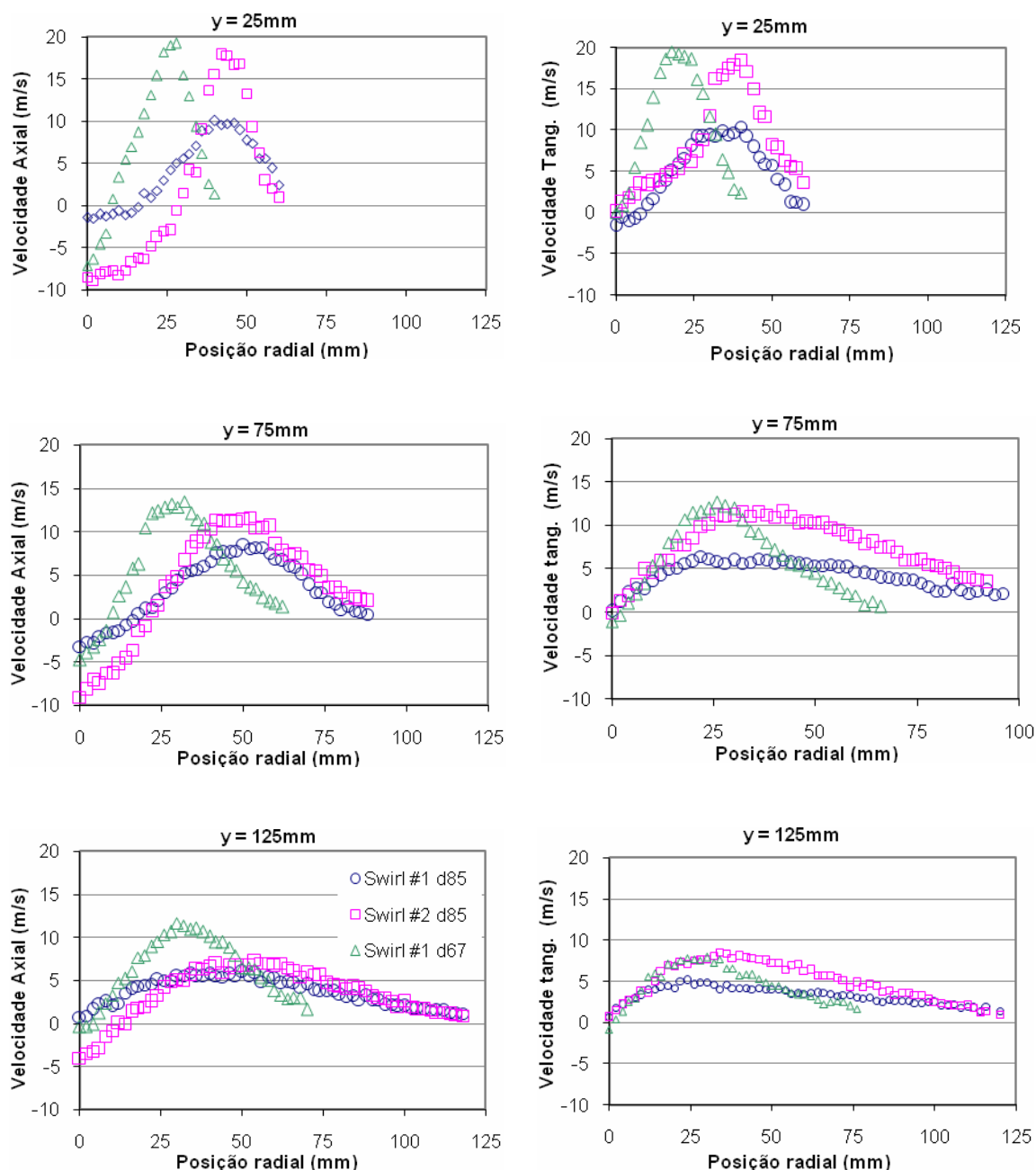


Figura 5.9: Evolução da velocidade axial e tangencial ao longo do eixo do jacto, y , para um caudal de ar $162 \text{ m}^3/\text{h}$, para três configurações (todas com atomizador colocado 30 mm no interior): tubo de 85 mm com pás abertas (*Swirl #1*) e mais fechadas (*Swirl #2*), tubo 67 mm com pás abertas (*Swirl #1*).

O índice de rotação do ar de combustão, S_C , foi definido por Beér and Chigier (1972), pela integração dos perfis de velocidade axial e tangencial, do que resulta:

$$S_C = \frac{G_w}{G_x d_0} \quad (5.1)$$

G_w é a componente axial do momento tangencial, G_x é a componente axial do momento axial, sem o termo de pressão e d_0 é o diâmetro do queimador (tubo de chama), determinados da seguinte forma:

$$G_w = \int_0^{r_1} 2\pi \rho w u r^2 dr \quad (5.2)$$

$$G_x = \int_0^{r_1} 2\pi \rho u^2 r dr \quad (5.3)$$

u e w são, respectivamente, as velocidades axial e tangencial e r_1 representa, para uma determinada posição no eixo do jacto, o raio externo do perfil de velocidades, estimado pela posição para o qual $u=0$.

Na Figura 5.10 são apresentados os resultados dos índices de rotação em função da distância ao tubo de chama.

Como seria de esperar, o índice de rotação aumenta para todas as configurações, com o aumento da distância, devido ao aumento do ângulo do perfil e respectivos raios de abertura. A colocação das pás do gerador numa posição mais fechada (*swirl #2*), para o mesmo diâmetro de tubo, resulta em índices de rotação mais elevados. No entanto, este efeito é menos acentuado à medida que y aumenta.

Para o tubo de chama de 67 mm de diâmetro, os índices de rotação são claramente mais baixos. O único resultado benéfico da redução do diâmetro deste tubo é a diminuição do ângulo do cone e o aumento da penetração do perfil de velocidades do ar de combustão, que pode ser mais ou menos vantajoso dependendo da configuração do spray de combustível.

Tomando como referência a distância de 75 mm ao tubo de chama, foi ainda determinado o ângulo de abertura do cone, tomando-se como raio limite o ponto em que a velocidade era inferior a 0.5 m/s. Na Figura 5.11 são apresentados os resultados para as mesmas configurações representadas nas figuras anteriores, em função do caudal de ar movimentado.

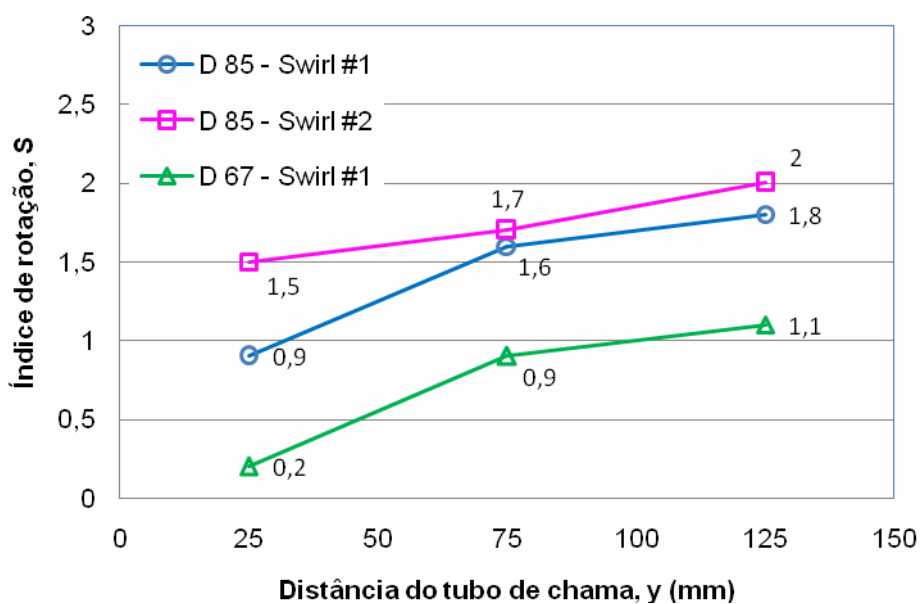


Figura 5.10: Índice de rotação em função da distância à saída do queimador, para três configurações, com caudal de ar de $162 \text{ m}^3/\text{h}$ (atomizador 30 mm no interior): D85 mm - *Swirl* #1, D85 mm - *Swirl* #2, D67 mm - *Swirl* #1.

Os resultados confirmam os elevados índices de rotação, com ângulos de abertura a ultrapassar 70° nalguns casos. Os ângulos são naturalmente superiores para o tubo de maior diâmetro, conforme já observado nas figuras anteriores referentes aos perfis de velocidade. Para as configurações com o mesmo ângulo das pás (D85 - *swirl* #1 e D67 - *swirl* #1) verifica-se uma diminuição do ângulo do perfil com o aumento do caudal. Para D85 - *swirl* #2, verifica-se um comportamento distinto, diminuindo o ângulo com o aumento do caudal. Efectivamente, o ângulo do perfil neste ponto é condicionado pelo escoamento a montante. A montante, o D85- *swirl* #2 tem um índice de rotação mais elevado (superior à unidade). Portanto, o aumento do caudal, favorece a componente mais forte (tangencial), o que se traduz num aumento do ângulo com o caudal. Pelo contrário, as configurações com *swirl* #1 possuem índices inferiores à unidade, o que se traduz numa maior penetração do jacto com o aumento do caudal; daí a consequente diminuição do ângulo. De sublinhar ainda que o D67 - *swirl* #1 é o que possui um índice de rotação mais baixo (Figura 5.10) e é para este desenho que se observa uma maior redução do ângulo com o aumento do caudal.

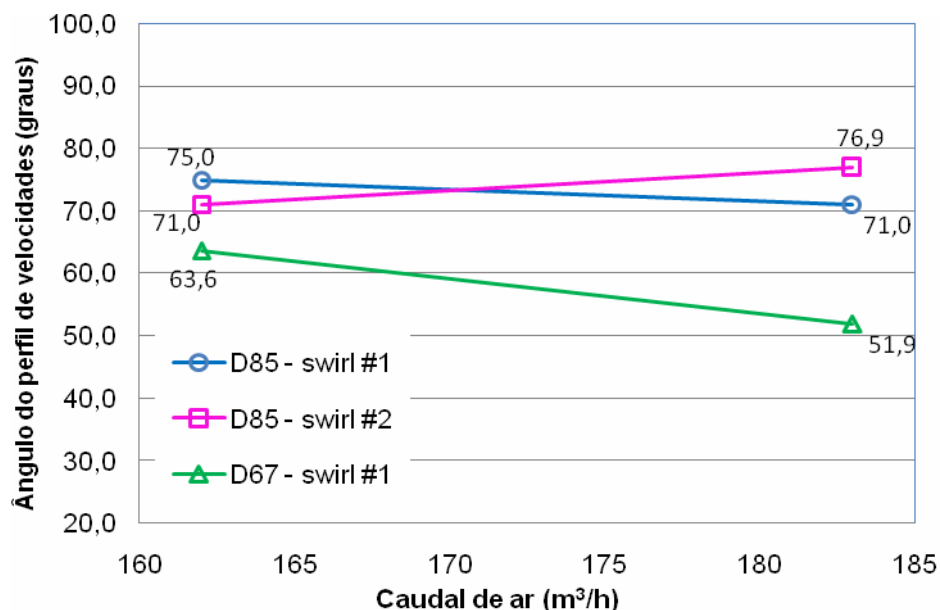


Figura 5.11: Ângulo de abertura do perfil de velocidades a 75 mm do queimador em função do caudal, para três configurações: D85 mm - *Swirl* #1, D85 mm - *Swirl* #2, D67 mm - *Swirl* #1.

Na Figura 5.12 são apresentados os caudais induzidos pelo jacto de ar do gerador de rotação, para as mesmas condições apresentadas na Figura 5.10. O caudal induzido foi calculado através da determinação do caudal total, obtido pela integração gráfica dos perfis de velocidade axial em cada linha de medição (y), subtraído do caudal de base introduzido no queimador.

Os valores dos caudais induzidos confirmam a mesma tendência evidenciada pelos índices de rotação (Figura 5.10), sendo que os maiores níveis de recirculação, que correspondem a maiores valores de índices de rotação, apresentam valores mais elevados de caudais induzidos. Esta observação sustenta a hipótese de que a componente tangencial do escoamento tem uma contribuição fundamental no desenvolvimento do jacto.

Finalmente importa referir que as velocidades mais elevadas no sentido inverso ao escoamento foram medidas para o tubo de diâmetro 85 mm e *swirl* #2, representando os maiores níveis de recirculação do perfil de velocidades do ar de combustão. Este parâmetro é de importância fundamental para o processo de mistura do ar e do spray de combustível, na zona próxima do queimador.

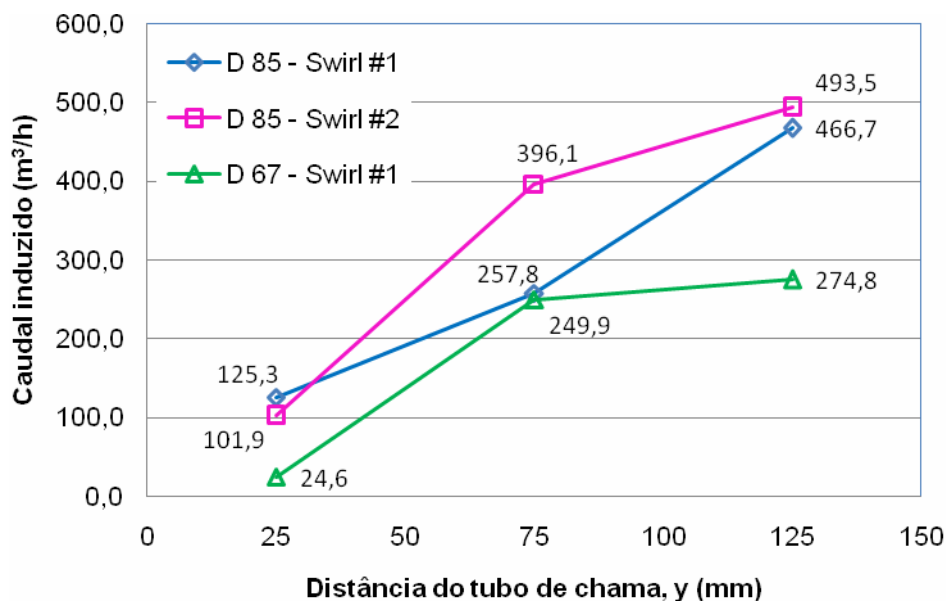


Figura 5.12: Caudal induzido ao longo do eixo do jacto, para três configurações, com caudal de ar de $162 \text{ m}^3/\text{h}$ (atomizador 30 mm no interior): D85 mm - *Swirl* #1, D85 mm - *Swirl* #2, D67 mm - *Swirl* #1.

5.2 OPTIMIZAÇÃO DA COMBUSTÃO

Nesta secção é avaliada a influência da configuração do atomizador na combustão do óleo. Neste sentido, foram efectuados diversos ensaios de combustão com o objectivo de obter uma combustão eficiente, testando-se várias configurações do orifício final do atomizador.

Os ensaios incluíram medições das emissões gasosas na chaminé, medição de perfis de temperatura no interior da fornalha e de perfis de velocidade das chamas no interior da câmara de combustão.

Todos os testes foram realizados com o óleo à temperatura ambiente. Uma das características do atomizador efervescente é o seu bom desempenho na atomização de fluidos viscosos. Ensaios previamente efectuados (Ferreira, 1999) permitiram concluir que o diâmetro médio não mostra grande sensibilidade à temperatura/viscosidade do fluido. A Figura 5.13 mostra o diâmetro local das gotas do spray com o óleo a 28°C . Estes resultados comparam favoravelmente com outros obtidos com pré aquecimento do óleo a 80°C .

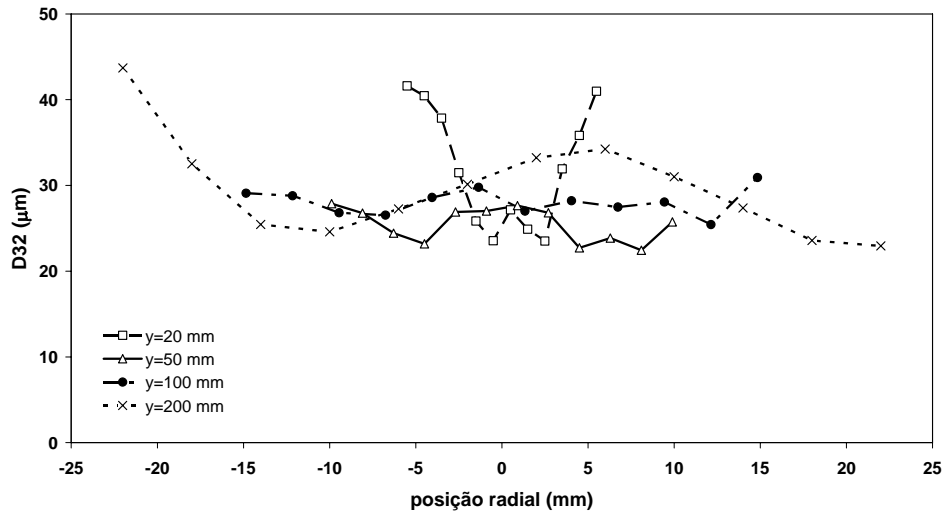


Figura 5.13: Perfil do diâmetro (SMD) das gotas produzidas pelo atomizador efervescente: diâmetro de orifício 1.2 mm; $T_{\text{óleo}} = 28^{\circ}\text{C}$; ALR = 0.24; $\dot{m} = 10.56 \text{ kg/h}$ (Ferreira, 1999).

Deste modo, o óleo usado não necessitou do usual pré-aquecimento para se obter uma bombagem e atomização eficazes. As pressões de injeção variaram entre 0.3 e 0.55 MPa, resultando desta forma num baixo consumo de energia.

Na Figura 5.14 são apresentadas todas as configurações do orifício de descarga do atomizador estudadas. O primeiro conjunto de ensaios foi realizado com um único orifício: um furo recto de 1.2 mm de diâmetro (orifício A), um furo recto com uma secção divergente na extremidade (orifício B) e um furo recto de 1.5 mm de diâmetro (orifício C). Um segundo conjunto incluiu uma nova configuração com três orifícios: três furos de 1 mm de diâmetro com um ângulo divergente de 13° em relação à linha de escoamento (orifício D), três furos de 1 mm com um ângulo de 15° (orifício E) e três furos de 1.2 mm com um ângulo de 13° (orifício F).

Na Figura 5.15 pode observar-se, em detalhe, a localização dos orifícios de saída dispostos com a abertura de 15° .

A Tabela 5.2 resume o conjunto de configurações estudadas.

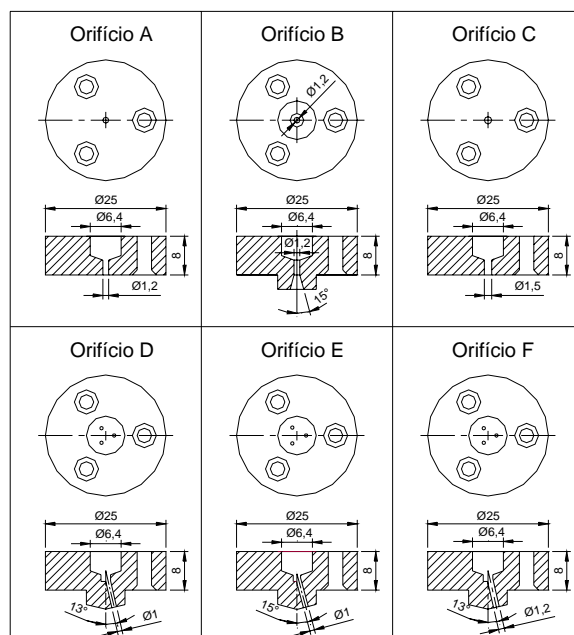


Figura 5.14: Configurações esquemáticas dos orifícios de descarga do atomizador efervescente.



Figura 5.15: Pormenor do atomizador com três orifícios de saída (Atomizador E).

Na Tabela 5.3 são apresentadas as condições de cada ensaio e respectivos resultados de emissões gasosas. Na análise do desempenho dos atomizadores e na optimização das suas condições de funcionamento, seguiu-se como elemento de aferição a concentração de CO nos gases de escape que é monitorizada em contínuo. Este parâmetro é um indicador fundamental na avaliação da eficiência da combustão pois a sua presença está directamente relacionada com uma combustão incompleta. Atendendo a que o objectivo principal é a avaliação da aplicabilidade de um atomizador efervescente à queima de óleos usados, a introdução deste parâmetro parece adequada. Os resultados incluem também a temperatura de chama, medida para $y=700$ mm. Complementarmente, e de uma forma pontual, foram

feitas medições de outros parâmetros. Importa referir que os valores apresentados na Tabela 5.3 são já o resultado de um processo de optimização que resultou, para cada configuração do atomizador, da escolha mais apropriada para valores de excesso de ar, ALR na atomização, posição do atomizador no interior do gerador de rotação. Todos os ensaios foram realizados com as pás do gerador de rotação na posição de menor índice de rotação (*swirl #1*). O valor do excesso de ar referido não inclui a contribuição do ar de atomização. Tendo sido calculado para todos os casos, verificou-se que este valor acrescia a percentagem de excesso de ar em apenas 1 a 3 pontos percentuais.

Tabela 5.2: Resumo das configurações dos orifícios e respectivas referências

Ref. Atomizador	A	B	C	D	E	F
Nº de orifícios	1	1	1	3	3	3
Diâmetro orifícios (mm)	1.2	1.2	1.5	1	1	1.2
Ângulo (graus)	-	15	-	13	15	13

Tabela 5.3: Resumo das condições de ensaios de optimização da combustão e resultados de emissões nos gases de combustão

Ensaio nº	#1	#2	#3	#4	#5	#6
Atomizador	A	B	C	D	E	F
Caudal de óleo (kg/h)	9.9	12.4	12.6	9.9	9.9	12.6
Potência (kW)	114.7	144.4	145.9	114.7	114.7	145.9
Excesso de ar (%)	30	27	30	30	20	30
ALR	0.25	0.20	0.35	0.35	0.35	0.35
Temp. de chama (°C)	870	874	891	881	841	891
Emissões gasosas						
CO ₂ (vol%)	10.5	10.6	10.6	10.5	11.2	10.5
O ₂ (vol%)	5.99	5.66	5.78	5.99	5.33	5.91
CO (ppm) - actual	312	1 272	171	30	18	49
CO (ppm) - 8% O ₂	270	1 078	146	26	15	42

Os dados correspondentes aos ensaios #1 e #3 referem a configuração típica de um atomizador efervescente: um orifício de saída (recto). Este desenho serviu de base aos ensaios de atomização previamente efectuados e já reportados na literatura (Ferreira et al, 2001).

As chamas produzidas pelo atomizador A (ensaio #1) eram instáveis e longas. A mistura ar/combustível queimava de forma descontínua e a chama dividia-se em duas regiões: uma perto do atomizador e outra na segunda metade do comprimento da fornalha. Esta análise visual permitiu concluir que o processo de mistura do spray de combustível com o ar de combustão era ineficaz. Ensaios de atomização (Ferreira, 2001) permitiram concluir que um atomizador com esta mesma configuração produz um spray com elevadas velocidades axiais (penetração) conforme se pode observar na Figura 5.16.

Por outro lado, como já apresentado na secção anterior, este gerador de rotação produz elevados níveis de rotação no ar de combustão. Estes dois factores (penetração elevada do spray e valores elevados de intensidade de rotação do ar) explicam a fraca mistura do spray com o ar.

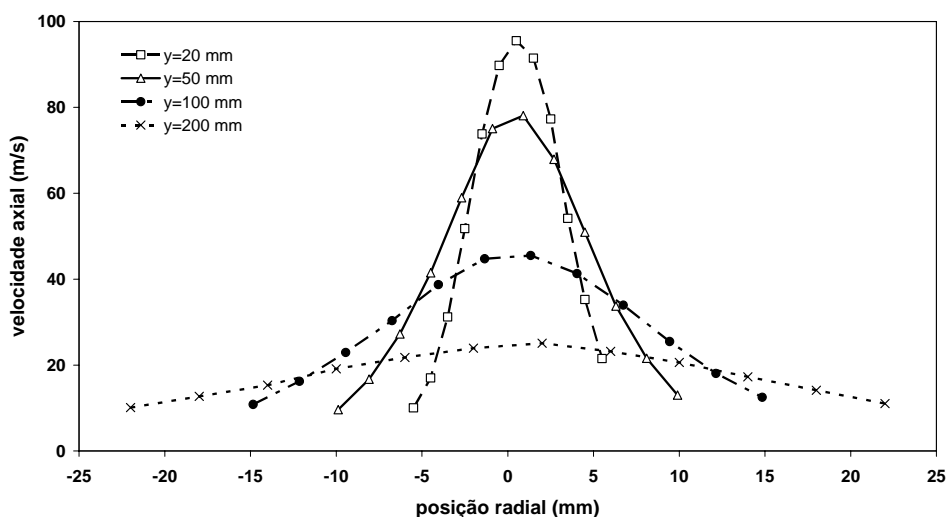


Figura 5.16: Perfil de velocidade axial do spray produzido pelo atomizador efervescente: diâmetro de orifício 1.2 mm; $T_{\text{óleo}} = 28^{\circ}\text{C}$; $\text{ALR} = 0.24$; $\dot{m} = 10.56 \text{ kg/h}$ (Ferreira, 1999).

Para o atomizador A as emissões de CO eram sempre elevadas atingindo os 312 ppm, que correspondem a 270 ppm, com a correcção para 8% de oxigénio (Tabela 5.3).

Atendendo às características do spray (Figura 5.16) e ao perfil do escoamento induzido pelo gerador de rotação, este comportamento é explicável pela deficiente mistura entre o ar de combustão e o combustível. Com efeito, na maior parte da possível zona de mistura o escoamento do ar é conduzido essencialmente para a periferia enquanto o spray se desenvolve na região muito próxima do eixo a elevadas velocidades e com um cone de ângulo reduzido. A Figura 5.17 sobrepõe os dois escoamentos, onde é evidente que na região central a presença de ar de combustão é praticamente nula.

Nesta região está-se na presença de um vórtice de recirculação, conforme já foi discutido na secção 5.1. Devido ao elevado gradiente de velocidades entre o spray e o ar de combustão, o transporte das gotas na zona central do spray não é afectado pela zona de recirculação produzida pelo gerador de rotação. Assim, a mistura ar-combustível é muito heterogénea: rica no núcleo central e pobre na periferia. Daí que a ignição e estabilidade da chama sejam precárias e que só mais a jusante na fornalha se complete a combustão onde a mistura será mais homogénea.

Os ensaios com o atomizador C trouxeram alguma melhoria no processo de combustão (ensaio #3). O orifício de descarga mais largo (1.5 mm de diâmetro) proporcionou níveis mais baixos de emissões (concentração de CO de 171 ppm). Importa no entanto referir a variação nas condições de funcionamento com o aumento do caudal de óleo e de ALR. Admitindo um caudal constante, o aumento do diâmetro do orifício de saída produziria uma redução do valor da velocidade axial do spray de cerca de 64%, tornando-o menos penetrante, reduzindo os gradientes de velocidade e concentração de espécies dentro da fornalha, permitindo uma combustão mais eficaz.

Esta pode ser uma possível explicação para a melhoria introduzida pela configuração C do atomizador. No entanto, o caudal efectivo de combustível é superior para este orifício pelo que, apesar do aumento da secção de descarga, a velocidade do spray é aproximadamente semelhante à observada com o atomizador A. Esta característica pode ser observada nas Figura 5.18 e Figura 5.19 que mostram os resultados dos perfis de velocidade (componentes axial e tangencial) medidos em duas posições para $y=285$ e $y=685$ mm do tubo de chama.

Os perfis de velocidade axial e tangencial no interior da fornalha foram medidos com o LDA, ao longo do raio desde o centro até à periferia. Atendendo às dimensões da fornalha e à distância focal da óptica de transmissão (600 mm), as medições foram iniciadas apenas

a 20 mm do centro da secção da fornalha. No entanto os dados são úteis para a presente discussão.

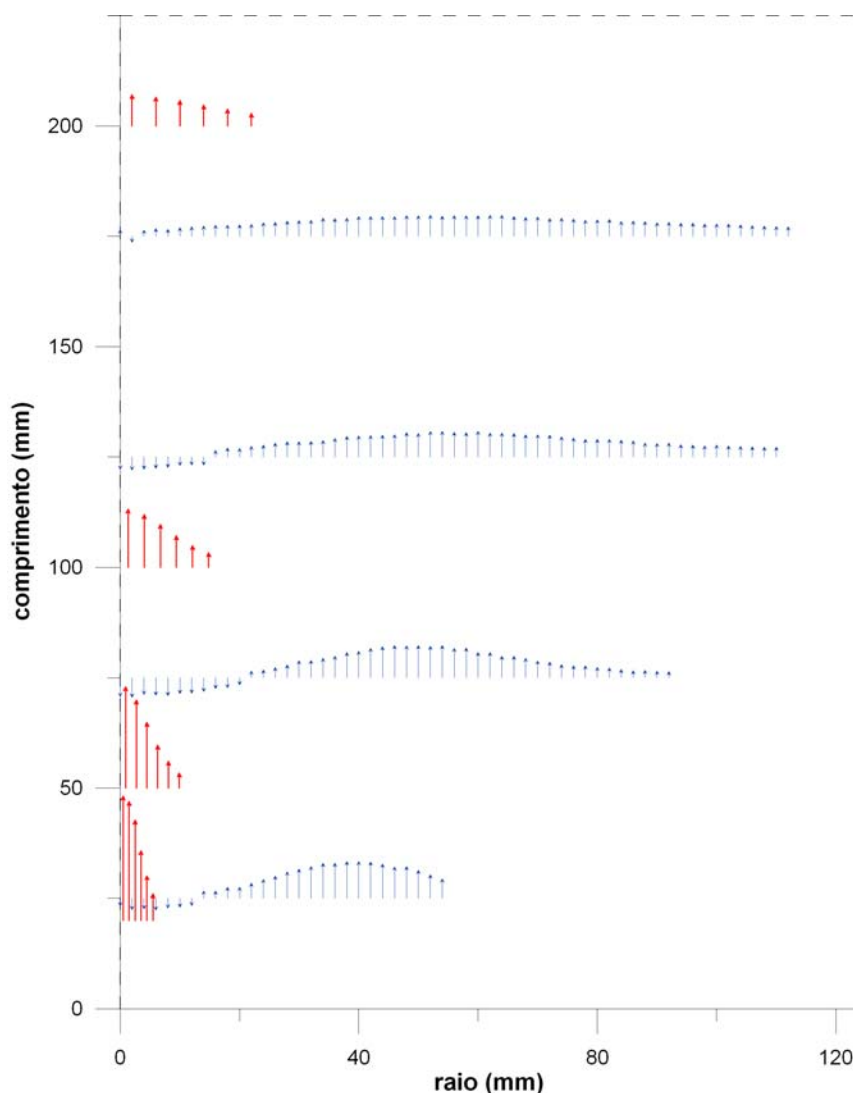


Figura 5.17: Sobreposição dos perfis de velocidade axial do spray (vermelho) e do ar de combustão (azul) na vizinhança do atomizador.

É observável que entre as duas condições os perfis de velocidade são semelhantes na forma e em valor absoluto. A zona de recirculação junto à parede da fornalha que ocupa mais de 1/3 do diâmetro da secção para $y=285$ mm mantém-se até aproximadamente $y=685$ mm (segunda estação de medição). Por outro lado ocorre uma progressiva uniformização do perfil de velocidades devido à componente tangencial da velocidade do ar de combustão (ver secção 5.1). Este efeito é suportado pela observação do perfil tangencial de

velocidades, cujo valor máximo se desloca progressivamente para a vizinhança da parede da fornalha (Figura 5.19).

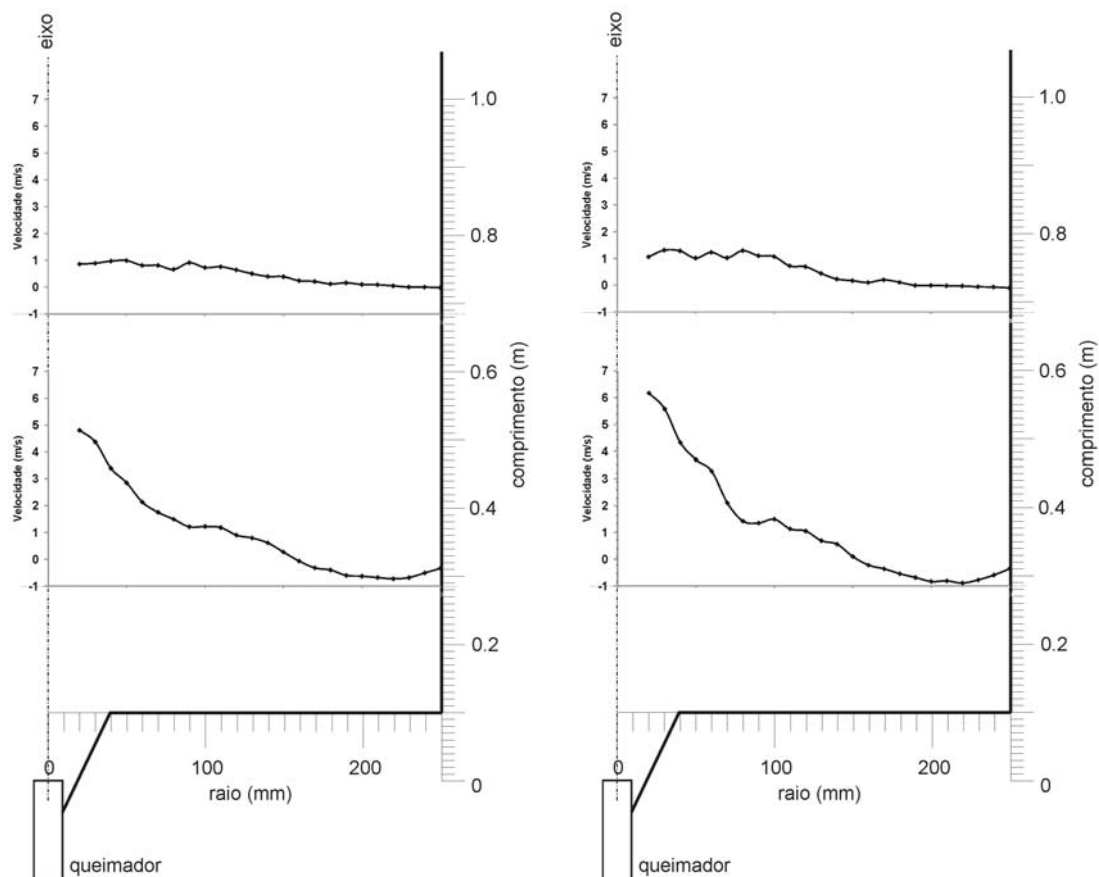


Figura 5.18: Perfis de velocidade axial para os atomizadores A (esquerda) e C (direita).

Por outro lado este ensaio foi efectuado com um maior caudal de ar de atomização ($ALR=0.35$). Esta característica proporciona a presença de ar no interior do núcleo do spray o que favorece a combustão numa região de estequiometria tendencialmente rica.

A semelhança do escoamento no interior da fornalha entre estes dois atomizadores, apesar de o ensaio C ser efectuado com um caudal de óleo superior e a concentração de CO ser inferior, sugere que o ar de atomização desempenha um papel importante na combustão.

Tendo por base o atomizador C foram alteradas as condições de operação, de acordo com o plano referido na Tabela 5.4, sendo testados dois caudais de combustível e dois valores de ALR , mantendo-se o excesso de ar. Estes dados permitem suportar melhor a hipótese da importância do ar de atomização na eficiência da combustão.

Comparando os ensaios #3 e #7 pode concluir-se que a diminuição do caudal de ar de atomização faz aumentar a concentração de CO . A mesma conclusão pode ser tirada para os ensaios #8 e #9. Nestas circunstâncias, o aumento de ALR conduz a uma maior concentração de oxigênio no núcleo do spray, criando condições de estequiometria mais favorável à combustão. Deste modo, ocorre uma redução global da concentração de CO . Nesta análise tem-se em consideração que o aumento do valor de ALR dentro da gama referida não altera de forma significativa a distribuição do diâmetro de gotas no spray (Tabela 5.4).

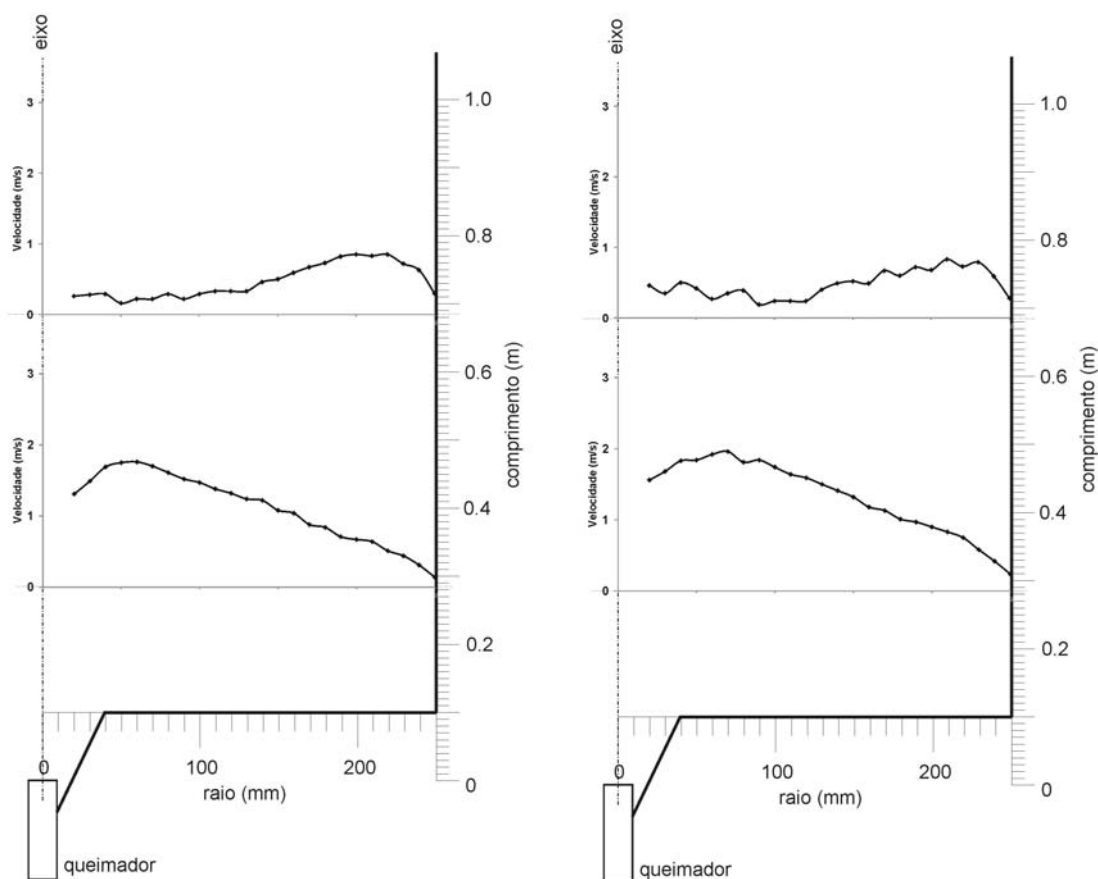


Figura 5.19: Perfis de velocidade tangencial para os atomizadores A (esquerda) e C (direita).

Os mesmos dados permitem ainda mostrar que com uma variação de aproximadamente 30% na potência térmica da instalação, mantendo o valor de ALR, se consegue uma combustão em níveis de eficiência semelhantes (ensaios #3, #8 e #7, #9). Assim, o

intervalo de operação do atomizador é pouco sensível à potência térmica, o que é uma vantagem em condições de modulação do *output* térmico.

O desenvolvimento da chama dentro da fornalha, em que a presença de uma significativa zona de recirculação é a característica mais importante, influencia o perfil de temperatura na face interior da fornalha. A Figura 5.20 mostra esse perfil para a configuração A do atomizador. No gráfico pode observar-se uma região de elevada temperatura que corresponde à localização do refractário. A jusante, a região de temperatura mais baixa corresponde à presença da água de arrefecimento na vizinhança das paredes da fornalha. O reduzido ângulo do spray (e conseqüente vórtice de recirculação) está directamente associado ao aumento de temperatura na superfície dos dois primeiros anéis da fornalha. O mesmo comportamento é também observado para a configuração C do atomizador (Figura 5.21).

Tabela 5.4: Resumo das condições de ensaios de optimização da combustão para atomizador C; $d=1.5$ mm

Ensaio nº	#3	#7	#8	#9
Atomizador	C	C	C	C
Caudal de óleo (kg/h)	12.6	12.6	9.9	9.9
Potência (kW)	145.9	145.9	114.7	114.7
Excesso de ar (%)	30	30	30	30
ALR	0.35	0.25	0.35	0.25
Temp. de chama (°C)	891	907	834	866
Emissões gasosas				
CO ₂ (vol%)	10.6	10.6	10.4	10.4
O ₂ (vol%)	5.78	5.7	6.0	6.0
CO (ppm) - actual	171	292	146	306
CO (ppm) - 8% O ₂	146	248	127	265

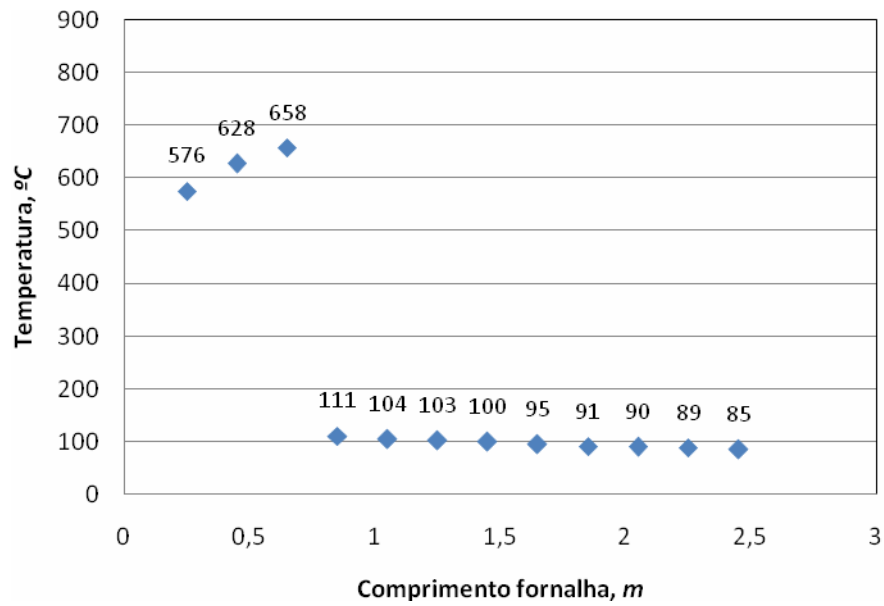


Figura 5.20: Perfil de temperatura no interior da fornalha. Atomizador A: $d=1.2$ mm, $\dot{m}=9.9$ kg/h, $E_{ar}=0.30$, $ALR=0.25$; $CO=312$ ppm, $O_2=5.99\%$, $CO_2=10.46\%$, $T_{chama}=869.6^\circ\text{C}$.

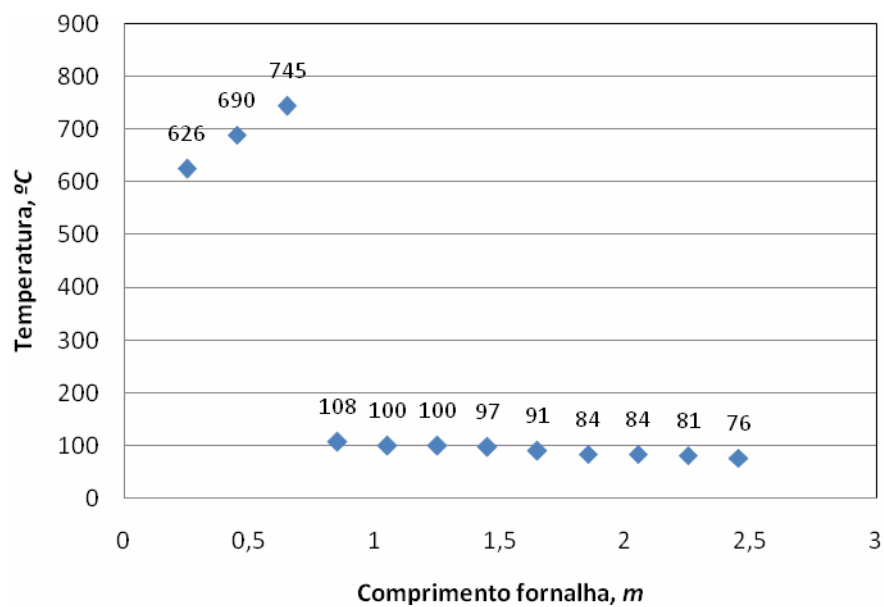


Figura 5.21: Perfil de temperatura no interior da fornalha. Atomizador C: $d=1.5$ mm, $\dot{m}=12.6$ kg/h, $E_{ar}=0.30$, $ALR=0.35$; $CO=171$ ppm, $O_2=5.78\%$, $CO_2=10.58\%$, $T_{chama}=891.4^\circ\text{C}$.

Ensaios de atomização efectuados com água (Teixeira, 1997) evidenciaram que a introdução de uma pequena divergência no orifício de descarga do atomizador faz aumentar substancialmente o ângulo do spray e reduzir a sua velocidade. Em princípio esta configuração poderia permitir uma melhor interacção entre este e o ar de combustão, acompanhada de menores gradientes no perfil de velocidades. No entanto, os testes de combustão com o atomizador B (ensaio #2) – orifício com 1.2 mm de diâmetro e secção divergente no final – não produziram melhorias em relação a qualquer das opções anteriores. A formação de fuligem aumentou e as chamas apresentavam maior instabilidade. Como se pode observar na Tabela 5.3, a concentração de *CO* nestas condições foi bastante elevada, atingindo 1 272 ppm. Aparentemente, as velocidades de descarga mais baixas, proporcionadas por uma secção final superior (no final da zona divergente), deveriam diminuir a quantidade de movimento axial e melhorar a mistura do spray com o jacto de ar de combustão, produzido por este gerador de rotação. No entanto, conforme já observado por Teixeira (1997), um orifício de descarga divergente forma um filme fino nas paredes junto à saída do atomizador. Este filme produz um gotejamento de líquido na extremidade do atomizador, provocando a acumulação de óleo combustível na base da fornalha bem como gotas de maiores dimensões que acabam por produzir uma combustão incompleta e aumentar os níveis de emissões (*CO* e partículas).

Os resultados demonstraram que uma combinação correcta seria eventualmente proporcionada por quantidades de movimento axial do spray menores e ângulos de cone superiores. Estas características do spray deverão estar associadas a uma adequada configuração do perfil de escoamento do ar de combustão, para melhorar o processo de mistura ar/combustível. Uma combustão completa passa pela obtenção de uma mistura homogénea do ar com o spray de combustível.

Com o objectivo de aumentar o ângulo de abertura do spray testou-se uma nova configuração multi-orifício, com três orifícios de 1 mm de diâmetro com um ângulo de abertura de 13° em relação à linha de escoamento (atomizador D – ensaio #4). Este atomizador melhorou consideravelmente o processo de combustão, produzindo, nas condições ensaiadas, uma chama estável e curta e baixando a concentração de *CO* para 30 ppm.

No atomizador E, de configuração semelhante, aumentou-se o ângulo de abertura dos três orifícios para 15° (ensaio #5). A utilização deste atomizador resultou numa mistura perfeita do ar e combustível, produzindo uma chama estável e curta. Evidenciou-se um aumento

nos níveis de radiação da chama, tendo-se obtido 18 ppm para a concentração de CO . Esta configuração do orifício de descarga foi testada noutras condições, continuando a apresentar uma combustão eficiente. No entanto, verificou-se que, nalguns casos, a chama tocava as paredes da fornalha, ainda na zona do refractário, principalmente na fase em que as paredes ainda estavam mais frias. Na Figura 5.22 é apresentada uma imagem da chama produzida com esta configuração.

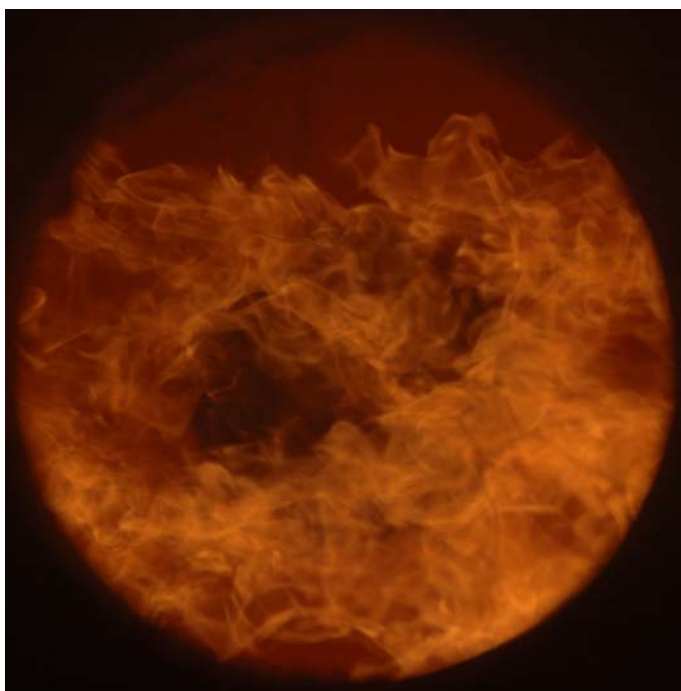


Figura 5.22: Chama do ensaio #5 – Atomizador E – na 1ª janela da fornalha

As Figura 5.23 e Figura 5.24 mostram a evolução dos perfis de velocidade axial e tangencial no interior da fornalha para os atomizadores D e E.

Os resultados evidenciam as razões para a melhoria substancial na eficiência de combustão que esta opção introduziu (Figura 5.23). Em qualquer dos casos observa-se uma redução significativa da região de recirculação junto à parede da fornalha ($y=0.285$ m). Esta alteração é ainda mais evidente para o atomizador E em que o valor máximo da velocidade axial é mais baixo e distribuído ao longo de uma parte importante da secção transversal da fornalha.

Por outro lado, a velocidade tangencial é praticamente constante ao longo de toda a secção (Figura 5.24). Estes resultados sugerem a existência de um fluxo único e homogéneo de partículas no interior da chama, resultante de uma mistura perfeita entre o ar de combustão e o spray de combustível.

A mesma tendência é observada na 2ª janela ($y=0.685$ m), com perfil de escoamento bastante uniforme (Figura 5.24). A única diferença relevante é o desaparecimento da zona de recirculação externa com o escoamento a prolongar-se para as zonas exteriores, junto às paredes da fornalha. Naturalmente, observa-se uma redução na componente tangencial (rotação). De referir que para a configuração E, o valor da velocidade tangencial mantém-se mais elevado junto à parede que para o atomizador D, que se aproxima de zero para $y=0.685$ m.

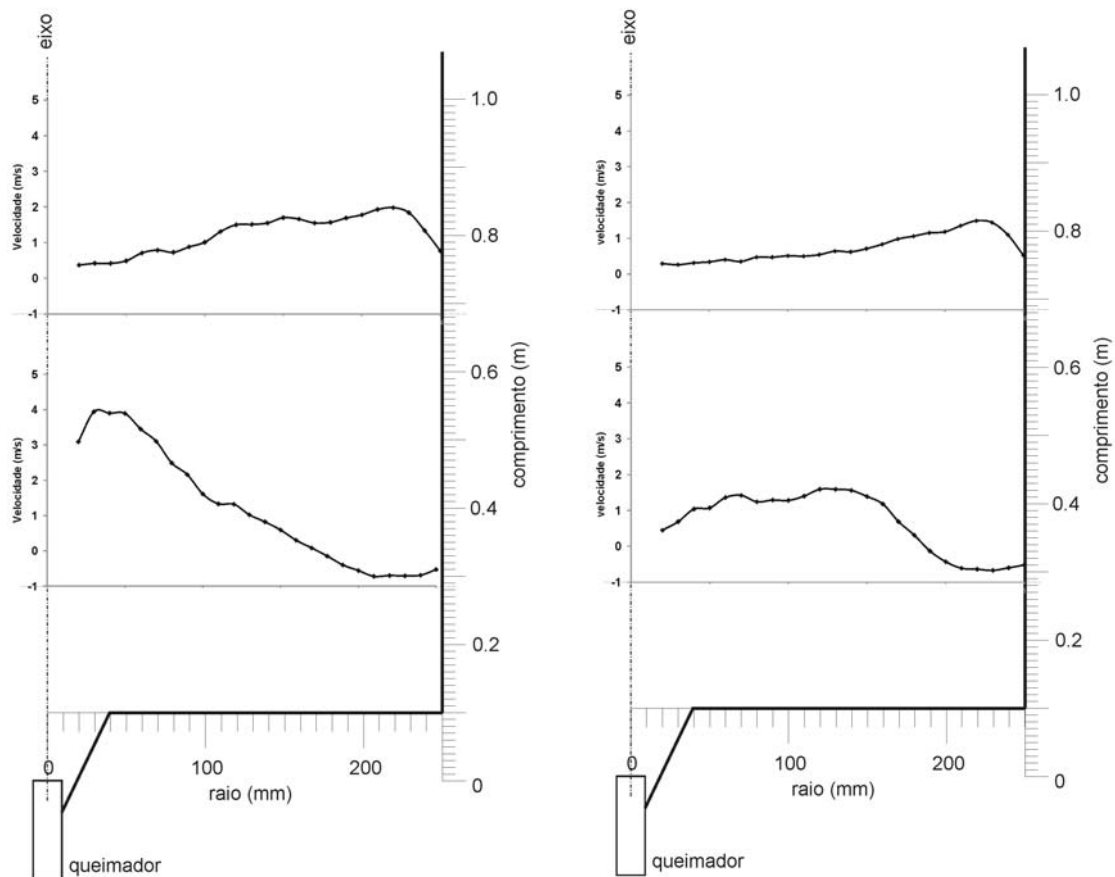


Figura 5.23: Perfis de velocidade axial para os atomizadores D (esquerda) e E (direita).

A utilização de um atomizador com múltiplas saídas conduz a alterações no perfil de temperatura no interior da fornalha. As Figura 5.25 e Figura 5.26 mostram a evolução da temperatura para os atomizadores D e E.

Em comparação com os perfis obtidos para os atomizadores A e C é de referir que, na zona do refractário, a variação de temperatura mostra um declive negativo, com o aumento do comprimento. Tal ocorrência deve-se ao facto de a estabilização da chama ocorrer numa

região mais próxima do atomizador, originando um fluxo de calor mais intenso na zona inicial da fornalha.

O facto do spray E possuir um cone de abertura mais largo está em concordância com as temperaturas mais elevadas que se registam na zona próximo do queimador, comparativamente com o atomizador D, para a mesma potência térmica.

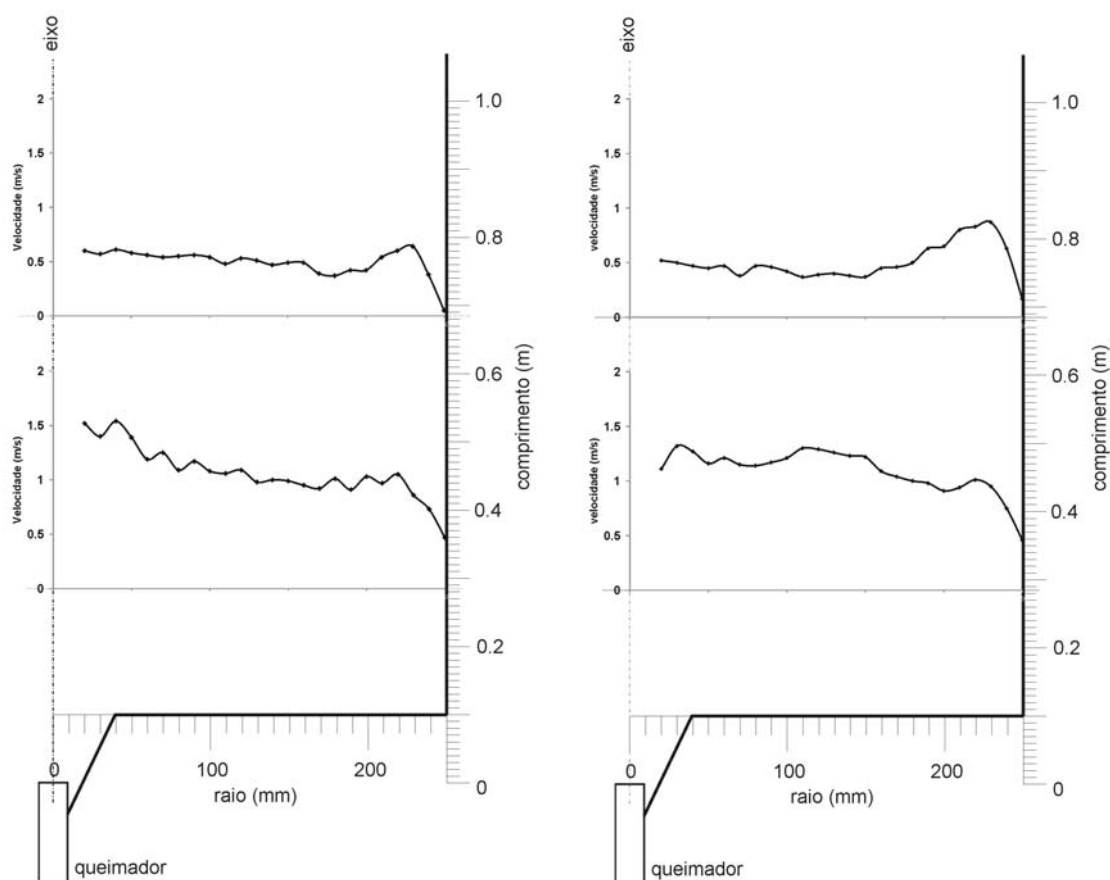


Figura 5.24: Perfis de velocidade tangencial para os atomizadores D (esquerda) e E (direita).

Para a configuração do atomizador E, foram realizados ensaios pontuais de outros parâmetros não registados em contínuo. Os resultados (corrigidos para 8% de O_2) estão sumariados na Tabela 5.5. Pode concluir-se que a combustão se processa em condições bem dentro dos limites máximos admissíveis.

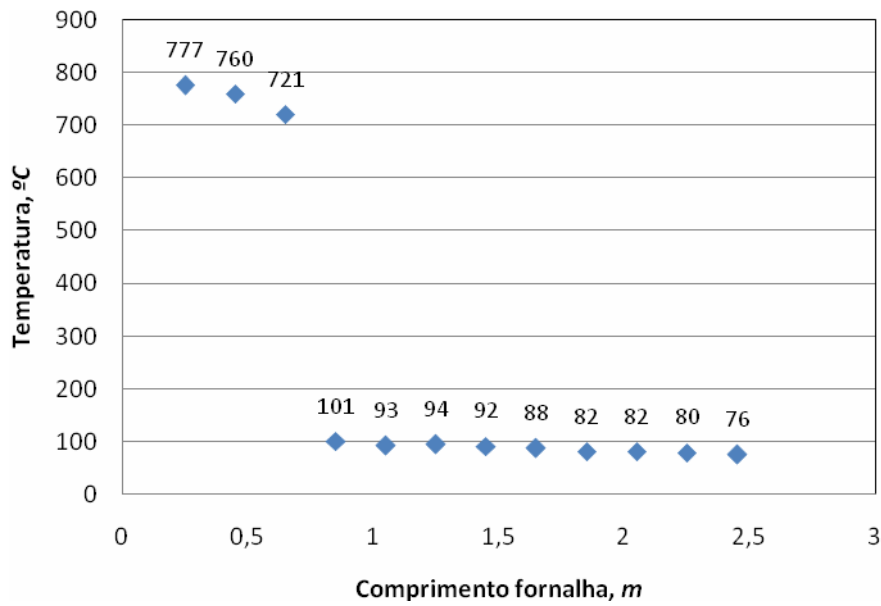


Figura 5.25: Perfil de temperatura no interior da fornalha. Atomizador D: $\dot{m} = 9.9$ kg/h, $E_{ar}=0.30$, ALR=0.35; CO=30 ppm, $O_2=5.99\%$, $CO_2=10.52\%$, $T_{chama} = 881.4^\circ\text{C}$.

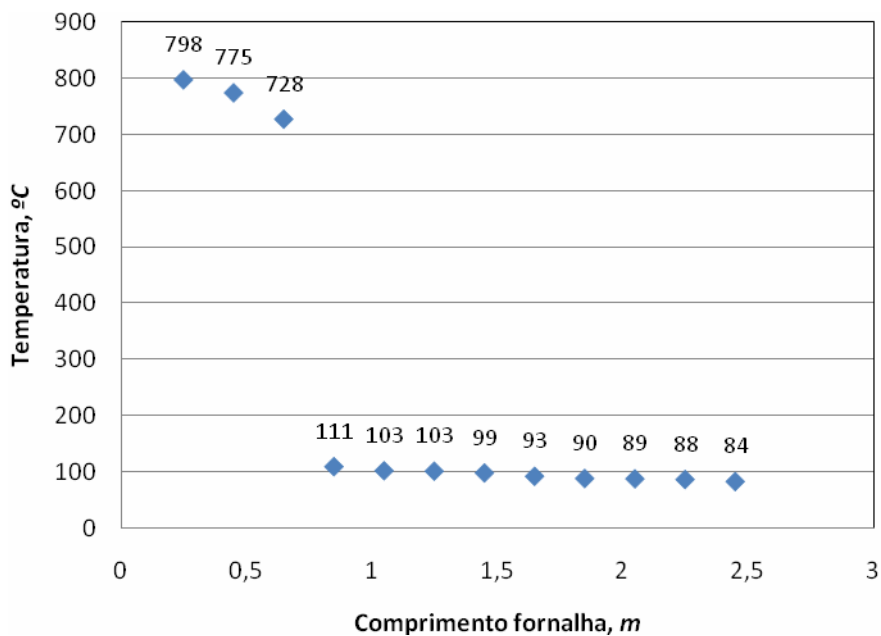


Figura 5.26: Perfil de temperatura no interior da fornalha. Atomizador E: $\dot{m} = 9.9$ kg/h, $E_{ar}=0.20$, ALR=0.35; swirl #1; CO=27 ppm, $O_2=5.2\%$, $CO_2=11.22\%$, $T_{chama} = 857.5^\circ\text{C}$.

Testou-se ainda uma outra configuração do atomizador: três orifícios de descarga de 1.2 mm de diâmetro com ângulo de abertura de 13° (atomizador F; ensaio #6). A chama produzida era semelhante à dos atomizadores D e E. No entanto, as emissões de CO foram um pouco superiores (concentração de 49 ppm) às observadas para o atomizador D. Uma análise do escoamento no interior da fornalha ajuda a compreender este comportamento. A Figura 5.27 mostra o perfil de velocidades axial e tangencial medido para $y=285$ mm. Devido a um problema de funcionamento da instalação não foi possível concluir as medições para $y=685$ mm. Em comparação com a configuração D (ângulo de orifícios de 13°) este atomizador apresenta uma área do orifício de descarga 46% mais elevada. Para o mesmo caudal, ocorre uma redução significativa da velocidade do spray, reduzindo o seu *momentum* junto do eixo o que conduz à existência de uma zona de recirculação no centro do spray junto ao atomizador, conforme se pode observar na Figura 5.27.

Tabela 5.5: Medição da concentração de efluentes gasosos (em mg/Nm³).

Parâmetro	Valor medido	Valor limite
NO_x	144.69	1 500
Partículas	295.94	300
COV's	1.12	50
SO_2	884.12	2 700

Da análise efectuada anteriormente pode concluir-se que: *i*) a eficiência da combustão depende da interacção eficaz entre o spray e o ar de combustão; *ii*) o ar de atomização desempenha um papel importante em proporcionar uma correcta estequiometria na região central da chama.

Atendendo a que o gerador de rotação utilizado possuía um índice de *swirl* muito elevado e que não se adequava ao atomizador de um orifício (configurações A e C), o atomizador A foi testado com um gerador que proporcionasse uma maior componente axial à velocidade. Deste modo, o escoamento induzido pelo gerador de rotação (gerador #2) deverá ser mais adequado às características do spray. A Tabela 5.6 sumaria os principais resultados obtidos.

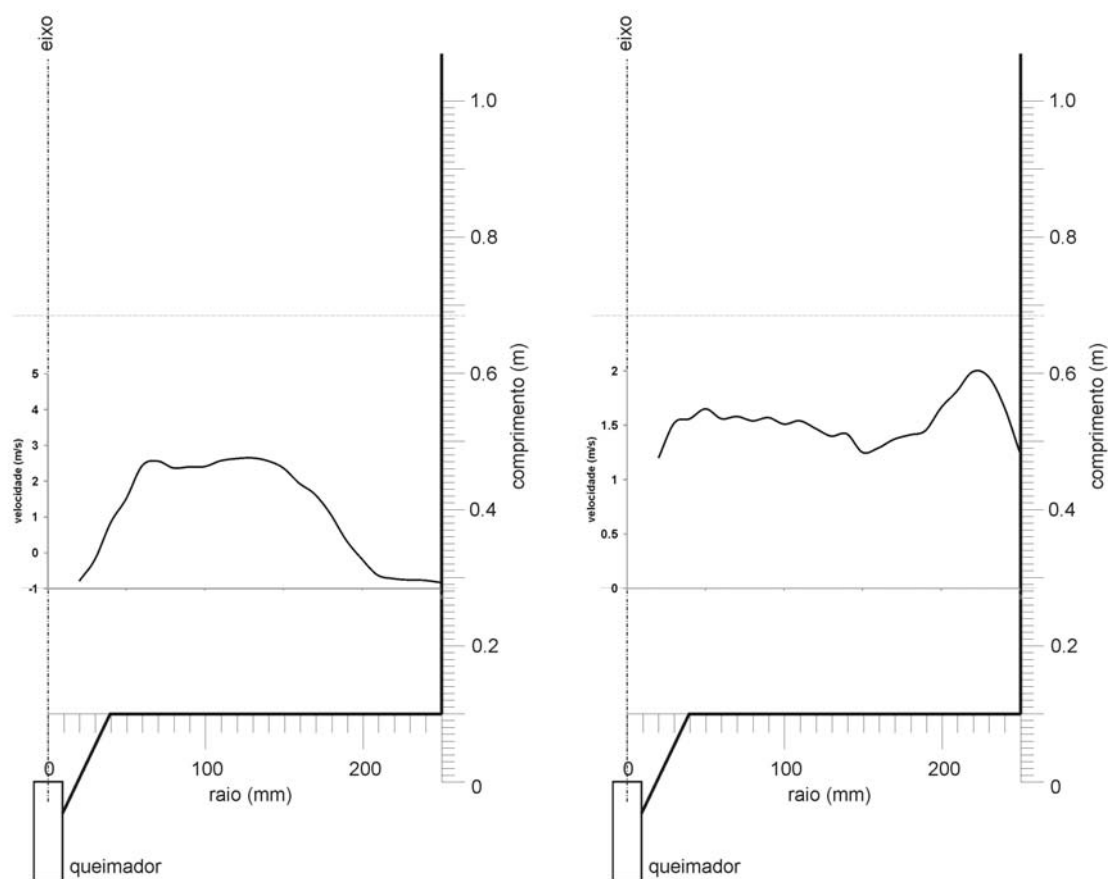


Figura 5.27: Perfis de velocidade axial (esquerda) e tangencial (direita) para o atomizador F.

Os resultados mostram que a concentração de CO é substancialmente reduzida face aos valores obtidos com o gerador inicial, aproximando-os (atomizador A; ensaio #11) daqueles conseguidos com a solução de múltiplos orifícios de descarga (D e E). Observa-se que o aumento do ALR (ensaios #10 e #11) conduz a uma combustão mais eficaz devido à presença de ar na região central da chama. Aumentando o caudal de combustível, sem aumentar o caudal de ar de atomização enriquece a mistura na região central da chama o que conduz a uma degradação da combustão (ensaio #12).

Este gerador de rotação foi ainda testado com o atomizador E (ensaio #13). Comparando com os resultados obtidos previamente (Tabela 5.6), observa-se uma ligeira degradação das condições de combustão.

Estes resultados mostram que se consegue uma combustão eficaz seguindo duas opções: utilizando um gerador de reduzido índice de rotação com o atomizador de um orifício ou usando um spray de leque mais alargado e mais *swirl* no ar induzido. Sendo semelhantes os

méritos de ambas as opções, significa que a escolha pode ser ditada pelo interesse em construir uma fornalha larga e curta ou, em alternativa, uma outra mais longa e de menor diâmetro.

Tabela 5.6: Resumo das condições de ensaios de combustão para Gerador de Rotação #2

Ensaio nº	#10	#11	#12	#13
Atomizador	A	A	A	E
Caudal de óleo (kg/h)	9.9	9.9	12.6	9.9
Potência (kW)	114.7	114.7	145.9	114.7
Excesso de ar (%)	30	30	30	30
ALR	0.30	0.35	0.35	0.35
Temp. de chama (°C)	846	843	931	838
Emissões gasosas				
CO ₂ (vol%)	10.2	10.4	11.2	10.7
O ₂ (vol%)	6.20	6.34	5.20	5.76
CO (ppm) - actual	39	30	121	34
CO (ppm) - 8% O ₂	34	27	100	29

A Figura 5.28 mostra o perfil de temperatura no interior da fornalha para o ensaio #11. os dados mostram que, em comparação com o ensaio #1 (Figura 5.20), o pico de temperatura ocorre mais próximo do queimador o que sugere que a combustão estabiliza mais cedo.

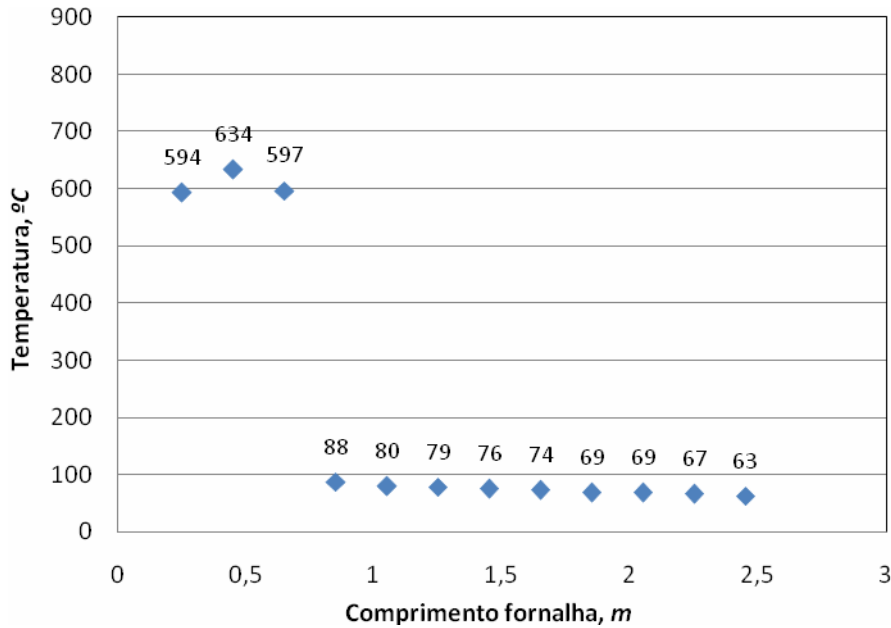


Figura 5.28: Perfil de temperatura no interior da fornalha. Gerador #2. Atomizador A: $d=1.2$ mm, $\dot{m}=9.9$ kg/h, $E_{ar}=0.35$, $ALR=0.35$; $CO=30$ ppm, $O_2=6.34\%$, $CO_2=10.36\%$, $T_{chama}=842.4^\circ C$.

5.3 APLICAÇÃO DO MÉTODO DE TAGUCHI

A análise anterior foi feita com base em configurações otimizadas tendo-se convergido para uma configuração óptima: atomizador com 3 orifícios e queimador #1 (mais esbelto). Neste processo foram alteradas de forma controlada os vários parâmetros de funcionamento.

Com o objectivo de identificar os parâmetros mais importantes, bem como sistematizar a sua influência no desempenho do processo de combustão, decidiu-se efectuar uma plano de experiências segundo o Método de Taguchi. Neste método os dados são tratados segundo uma análise de variância (ANOVA; Rhoss, 1991).

O Método de Taguchi é uma ferramenta estatística de planeamento de experiências, aplicado desde há cinco décadas (foi largamente utilizado desde 1960 por engenheiros japoneses, permitindo que as indústrias japonesas se tornassem competitivas) na optimização de processos industriais e de sistemas de qualidade. A sua aplicação no planeamento de projectos experimentais possibilita a redução significativa da quantidade

de ensaios a realizar, para avaliar a influência dos parâmetros considerados mais significativos num determinado processo. Permite, para além disso, confirmar a importância e o peso relativo de cada parâmetro numa determinada resposta ou resultado esperado.

Este método é constituído por três fases: 1) selecção dos factores (parâmetros) e eventuais interacções; 2) planeamento das experiências; 3) análise e interpretação de resultados.

De forma a possibilitar a avaliação da influência de cada parâmetro, considerou-se importante a escolha de um plano de experiências com pelo menos 3 níveis, para cada parâmetro. Desta forma, a matriz de plano de ensaios a utilizar é a matriz ortogonal L_{27} , constituída por 27 experiências. Esta matriz é composta por 13 colunas, podendo ser utilizada para o estudo de 7 factores e três interacções, uma vez que cada interacção precisa de duas colunas (Rhoos, 1991).

A principal dificuldade na aplicação do método de Taguchi, é a selecção dos factores mais importantes e os níveis (gama de valores) a ensaiar. Neste caso, foi planeado um programa de experiências inicial, com vista à avaliação dos seguintes parâmetros: excesso de ar, índice de rotação (controlado pela posição das pás do gerador de rotação), ALR, diâmetro do tubo de chama, comprimento do tubo e posição relativa do atomizador em relação ao tubo. Na Tabela 5.7 é apresentada a gama de valores estudada.

Outro aspecto importante é a selecção da resposta, que representa a característica funcional de interesse. Como referido anteriormente, no caso concreto dum processo de combustão os parâmetros que melhor evidenciam o rendimento de combustão são as concentrações de CO ou de HCS , nos gases de exaustão. Pelos motivos já apresentados neste capítulo, optou-se pela medição da concentração de CO , para parâmetro de resposta, nos ensaios de combustão.

Foi elaborado um plano de experiências, de acordo com os parâmetros e níveis da Tabela 5.7. Durante os ensaios de combustão foram registadas as emissões de CO , CO_2 e O_2 , temperaturas no interior da fornalha e observadas as características dimensionais das chamas produzidas.

Os ensaios foram realizados com uma configuração constante do atomizador e do caudal de óleo: atomizador E (3 furos $d=1$ mm com uma ângulo de 15°) e um caudal de óleo de 10.8 kg/h (12 L/h).

Tabela 5.7: Factores e respectivos níveis da primeira tentativa do plano de experiências, segundo o método de Taguchi

FACTOR		Níveis		
		1	2	3
A	Excesso de ar	0.15	0.25	0.35
B	Posição relativa atomizador/tubo, mm	0	10	20
C	Diâmetro Tubo, mm	67	71	77
D	Comprimento Tubo, mm	170	180	190
E	ALR	0.1	0.15	0.2
F	Posição pás - "swirl"	0	0.25	0.5
Caudal de óleo = 10.8 kg/h				
Atomizador E, 3 furos $d=1$ mm a 15°				

Estes ensaios permitiram concluir que:

- algumas combinações não permitiam obter condições de flamabilidade, verificando-se a completa ausência e impossibilidade de produzir uma chama;
- nos ensaios em que se conseguiu a ignição, as condições de combustão eram deficientes, com emissões de partículas e CO elevadas (concentrações de CO sempre superiores a 1 300 ppm);
- os parâmetros relacionados com o tubo de chama (comprimento, diâmetro e posição do atomizador no seu interior) não produziam efeitos significativos nas condições de combustão.

Após uma análise destes resultados, foi planeado um novo conjunto de ensaios, com os parâmetros considerados fundamentais para este processo de combustão, cuja influência se pretendia determinar e registando aqueles que se identificaram como irrelevantes. A análise anterior também permitiu concluir que alguns dos parâmetros deveriam ser testados com níveis superiores. Em resumo, estes ensaios permitiram especificar os parâmetros e os respectivos limites de operação, conforme especificado na Tabela 5.8.

Tabela 5.8: Factores e respectivos níveis do segundo plano de experiências, segundo o método de Taguchi

FACTOR		Níveis		
		1	2	3
A	Excesso de ar	0.20	0.30	0.40
B	Pressão de injeção do óleo (bar)	4.5	5.0	5.5
C	Posição das pás - <i>swirl</i>	0	0.25	0.5
D	ALR	0.25	0.35	0.45
Caudal de óleo = 9.9 kg/h				
Atomizador E, 3 furos $d=1$ mm a 15°				

Para cada factor o número de graus de liberdade é igual ao número de níveis menos um, o que neste caso dá dois graus de liberdade. As interacções entre dois factores possuem quatro ($=2 \times 2$) graus de liberdade. Atendendo a que cada coluna da matriz L_{27} , possui dois graus de liberdade, o estudo de cada interacção requer duas colunas.

As colunas de estudo das interacções estão definidas pelos gráficos lineares associados à matriz. Neste caso a atribuição dos factores a cada coluna, fica condicionada pela escolha das interacções que se pretendem estudar. Atendendo a que apenas é possível estudar nesta matriz três interacções distintas, entendeu-se que as mais relevantes seriam: excesso de ar/pressão, excesso de ar/*swirl* e pressão/*swirl* (Tabela 5.9).

Na Tabela 5.10 é apresentado o plano de experiências para estes quatro parâmetros. Embora, para efeitos da Análise de Variância do Método de Taguchi, se considere apenas o valor da concentração de CO , são também apresentados os resultados das emissões do CO_2 e O_2 , bem como da temperatura de chama, com o objectivo de caracterizar correctamente cada um dos ensaios e facilitar a sua discussão. O objectivo é a minimização da concentração de CO .

Tabela 5.9: Matriz L_{27} , com indicação de colunas atribuídas aos parâmetros (1, 2, 5, 9), às interações (3, 4, 6, 7, 8, 11) e livres (10, 12, 13).

ensaio n.º	Exc. Ar		Pressão		Swirl		ALR			e			
	A	B	Ax B		C	Ax C		BxC	D	e	BxC	e	e
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2
3	1	1	1	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3
4	1	2	2	2	1	1	1	2	2	2	3	3	3
5	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	1	1	1
6	1	2	2	2	3	3	3	1	1	1	2	2	2
7	1	3	3	3	1	1	1	3	3	3	2	2	2
8	1	3	3	3	2	2	2	1	1	1	3	3	3
9	1	3	3	3	3	3	3	2	2	2	1	1	1
10	2	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
11	2	1	2	3	2	3	1	2	3	1	2	3	1
12	2	1	2	3	3	1	2	3	1	2	3	1	2
13	2	2	3	1	1	2	3	2	3	1	3	1	2
14	2	2	3	1	2	3	1	3	1	2	1	2	3
15	2	2	3	1	3	1	2	1	2	3	2	3	1
16	2	3	1	2	1	2	3	3	1	2	2	3	1
17	2	3	1	2	2	3	1	1	2	3	3	1	2
18	2	3	1	2	3	1	2	2	3	1	1	2	3
19	3	1	3	2	1	3	2	1	3	2	1	3	2
20	3	1	3	2	2	1	3	2	1	3	2	1	3
21	3	1	3	2	3	2	1	3	2	1	3	2	1
22	3	2	1	3	1	3	2	2	1	3	3	2	1
23	3	2	1	3	2	1	3	3	2	1	1	3	2
24	3	2	1	3	3	2	1	1	3	2	2	1	3
25	3	3	2	1	1	3	2	3	2	1	2	1	3
26	3	3	2	1	2	1	3	1	3	2	3	2	1
27	3	3	2	1	3	2	1	2	1	3	1	3	2

Num processo de otimização o desvio ao valor óptimo depende do afastamento do valor médio e da dispersão de resultados. Assim, optou-se por uma análise de variância (ANOVA) para a qual são necessários os valores médios e da variância de cada ensaio experimental. A análise de variância permite analisar a dispersão total presente num conjunto de dados, identificando as suas origens e avaliando a contribuição de cada uma destas para a dispersão total. Desta forma, permite testar a significância dos efeitos relativamente ao erro aleatório a que Taguchi chama ruído (Rhoos, 1991). Os ensaios de combustão seguem o procedimento experimental descrito anteriormente e utilizado em todos os testes. O parâmetro de resposta utilizado foi a concentração de CO , corrigida para 8% de O_2 .

A análise de variância é baseada na determinação dos índices de sinal/ruído, de acordo com a equação:

$$S/R = -10 \log(\bar{X}^2 + \sigma_x^2) \tag{5.1}$$

Em que \bar{X} é o valor médio e σ_x^2 é a variância.

Tabela 5.10: Plano final de experiências e valor de respostas, segundo o método de Taguchi.

Ensaio nº	A	B	C	E	Resposta				Temp. Chama °C
	Excesso de Ar	Pressão injecção	Posição pás	ALR	CO ₂	O ₂	CO	CO (8% O ₂)	
1	0.20	4.5	0	0.25	12.19	3.92	123.7	94.0	854
2	0.20	4.5	0.25	0.35	11.39	4.97	38.0	30.8	871
3	0.20	4.5	0.5	0.45	11.48	4.69	28.9	23.0	855
4	0.20	5	0	0.35	11.15	5.33	18.4	15.3	851
5	0.20	5	0.25	0.45	11.04	5.28	22.3	18.5	863
6	0.20	5	0.5	0.25	11.57	4.59	36.2	28.7	857
7	0.20	5.5	0	0.45	11.66	4.51	37.6	29.6	831
8	0.20	5.5	0.25	0.25	11.43	4.72	31.2	24.8	871
9	0.20	5.5	0.5	0.35	11.52	4.67	19.7	15.6	862
10	0.30	4.5	0	0.35	10.84	5.56	25.8	21.7	818
11	0.30	4.5	0.25	0.45	10.50	6.04	29.6	25.7	826
12	0.30	4.5	0.5	0.25	11.00	5.40	18.4	15.3	858
13	0.30	5	0	0.45	10.85	5.59	27.3	23.0	820
14	0.30	5	0.25	0.25	10.50	6.08	21.6	18.8	865
15	0.30	5	0.5	0.35	10.96	5.48	19.8	16.6	869
16	0.30	5.5	0	0.25	10.56	5.97	165.4	141.9	830
17	0.30	5.5	0.25	0.35	10.67	5.84	19.0	16.2	844
18	0.30	5.5	0.5	0.45	10.72	5.73	12.6	10.7	846
19	0,40	4.5	0	0.45	10.11	6.34	57.2	50.7	808
20	0.40	4.5	0.25	0.25	9.94	6.74	23.9	21.8	843
21	0.40	4.5	0.5	0.35	10.02	6.64	26.2	23.7	823
22	0.40	5	0	0.25	9.26	7.36	335.1	355.5	790
23	0.40	5	0.25	0.35	9.83	6.88	30.0	27.6	856
24	0.40	5	0.5	0.45	9.95	6.79	23.7	21.7	820
25	0.40	5.5	0	0.35	10.10	6.61	40.2	36.2	810
26	0.40	5.5	0.25	0.45	9.69	7.05	37.8	35.2	839
27	0.40	5.5	0.5	0.25	9.69	7.04	22.6	21.1	842

Os índices *S/R* são determinados para cada valor de resposta. Na Tabela 5.11 são apresentados os valores médios dos índices *S/R* para cada um dos três níveis de cada parâmetro ou interacção. A última linha da tabela mostra o valor máximo da diferença

entre as médias dos índices para cada um dos parâmetros. Estes resultados permitem avaliar qual o peso relativo de influência de cada parâmetro no valor da resposta.

Tabela 5.11: Valores médios de índice S/R e diferenças máximas entre níveis

S/R	A	B	AxB		C	AxC		BxC	D	e	BxC	e	e
1	-28.54	-29.40	-32.63	-29.23	-34.29	-27.63	-28.00	-29.38	-32.84	-28.99	-27.98	-27.71	-32.93
2	-27.16	-29.32	-27.33	-28.36	-27.57	-29.05	-30.06	-28.90	-26.77	-29.13	-29.95	-30.32	-28.17
3	-31.74	-28.72	-27.48	-29.85	-25.57	-30.75	-29.38	-29.15	-27.83	-29.31	-29.51	-29.40	-26.34
dif.	4.58	0.68	5.29		8.72	3.11		1.98	6.07	0.32	1.98	2.61	6.59

Pela análise da Tabela 5.11 verifica-se que o índice de rotação (parâmetro C, dif. =8.72) apresenta uma contribuição mais forte para a redução do *CO*, seguida do ALR (parâmetro D, dif. =6.07) e do excesso de ar (parâmetro A, dif. =4.58). A pressão de injeção (parâmetro B) tem uma influência marginal. No entanto, verifica-se que há uma influência determinante por parâmetros que não foram identificados. Esta conclusão é suportada pelo valor da coluna do lado direito, cuja ordem de grandeza é semelhante à do ALR. Este resultado poderá evidenciar a influência de parâmetros que não foram considerados nem controlados tendo, no entanto, uma contribuição significativa para o processo.

A forte influência do índice de rotação está de acordo com as conclusões da secção 5.2, onde ficou evidente que a eficiência da combustão era condicionada pela adequabilidade do escoamento do ar de combustão à estrutura do spray. Do mesmo modo se justifica a influência do ALR, pela sua contribuição para melhoria da estequiometria no centro do spray.

A Tabela 5.12, que apresenta a análise baseada apenas nos valores médios da concentração de *CO*, confirma a tendência observada pela análise dos índices S/R, que se explica pelo facto de se tratar de um plano de experiências cujo objectivo é a minimização da resposta.

A Figura 5.29 mostra a dependência da resposta com os diferentes parâmetros, para os vários níveis de análise. Esta informação permite avaliar o sentido da influência de cada um dos parâmetros na redução da concentração de *CO*.

Tabela 5.12: Análise da contribuição relativa dos parâmetros com base na média da concentração de CO.

Médias	A	B	AxB		C	AxC		BxC	D	e	BxC	e	e
1	31.14	34.07	80.15	33.18	85.34	29.56	29.56	34.40	80.21	32.71	30.96	29.15	80.74
2	32.22	58.40	24.18	36.37	24.36	36.35	62.12	57.72	22.64	38.36	39.22	61.63	26.99
3	65.93	36.82	24.96	59.73	19.59	63.38	37.61	37.18	26.44	58.22	59.12	38.51	21.55
dif.	34.79	24.33	55.97		65.75	33.82		28.16	57.57	25.51		32.48	59.19

Como referido, a pressão de injeção apresenta uma contribuição desprezável (Figura 5.29a). A influência do índice de rotação (Figura 5.29c) é monotónica dentro do intervalo de análise, ou seja, o aumento do valor do índice de rotação melhora a eficiência de combustão (baixa a concentração de CO). Deve ser sublinhado que esta configuração se baseia no atomizador com spray mais aberto (atomizador E) pelo que, de acordo com os ensaios referidos na secção 5.2, é aquele que melhor interaccua com uma alimentação de ar com elevado índice de rotação. Poderá ser expectável que outra configuração distinta do spray (ex: atomizador A) conduza a resultados distintos.

No gráfico da contribuição de ALR (Figura 5.29d), verifica-se que tem um efeito de redução do CO quando passa do nível 1 para o nível 2, mas este parâmetros possui um efeito ligeiramente contrário quando se passa para o nível 3. De facto, a análise da influência do ALR nas características dos sprays produzidos pelo atomizador efervescente, evidencia uma estabilização da sua influência para valores elevados deste parâmetro (Ferreira, 1999).

Para o excesso de ar observa-se uma tendência semelhante à do ALR, com influência negativa do nível 2 para o nível 3, ou seja, para valores elevados de excesso de ar. É sabido que o aumento excessivo do ar de combustão pode provocar uma redução na temperatura de chama e consequentemente nas taxas de reacção, com efeito directo na emissão de CO.

Da análise dos resultados, deve ser sublinhada a forte interacção entre o excesso de ar e a pressão de injeção. No entanto, atendendo a que a influência da pressão por si só é reduzida e ao facto de existir evidência de parâmetros significativos que nesta análise não foram controlados, pressupõe-se que este índice de interacção seja o resultado de erros aleatórios, pois os índices de interacção entre os diferentes níveis estudados não mostram

qualquer tendência consistente (Figura 5.30 a). Os outros parâmetros não evidenciam qualquer interação entre si, pelo paralelismo das linhas de interação (Figura 5.30 b e c).

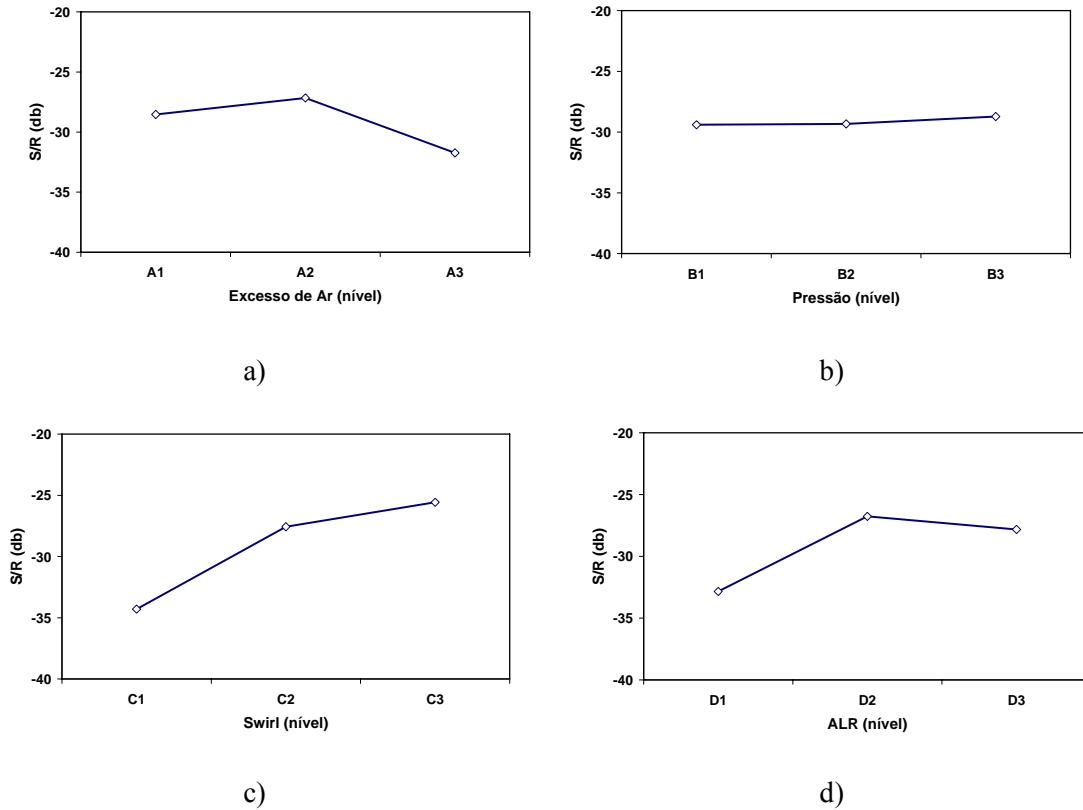


Figura 5.29: Influência individual dos factores na resposta

Na análise de variância (ANOVA) é utilizado o teste F , cujo valor consiste num rácio entre a variância de um parâmetro e a variância do erro. Este parâmetro é calculado na tabela da ANOVA (Tabela 5.13). Quando F se torna suficientemente elevado e admitindo um determinado nível de confiança (confiança = 1- risco (α)): α é também designado de nível de significância, representando a probabilidade, ou risco, de se aceitar que o efeito ou interação é significativo, quando esta hipótese é falsa), pode dizer-se que duas variâncias de amostra são consideradas diferentes. Isto significa que a variância associada a esse parâmetro (factor) é estatisticamente distinta da variância do erro, ou seja: a influência desse parâmetro na resposta é significativa. Para determinar se um valor F de duas variâncias é estatisticamente elevado, considera-se: o nível de confiança necessário, os graus de liberdade associados à variância da amostra no numerador e os graus de liberdade associados à variância da amostra no denominador. Determina-se deste modo o valor de F crítico, com o qual se compara o valor de F de um rácio de variâncias de amostras. A

análise de variância é um teste mais objectivo e quantificável, permitindo tirar conclusões que não são possíveis com a simples análise das médias ou de índices S/R . A Tabela 5.14 apresenta o cálculo estatístico do F crítico em função do nível de risco α (1%, 5% e 10%, para a configuração final da Tabela 5.13.

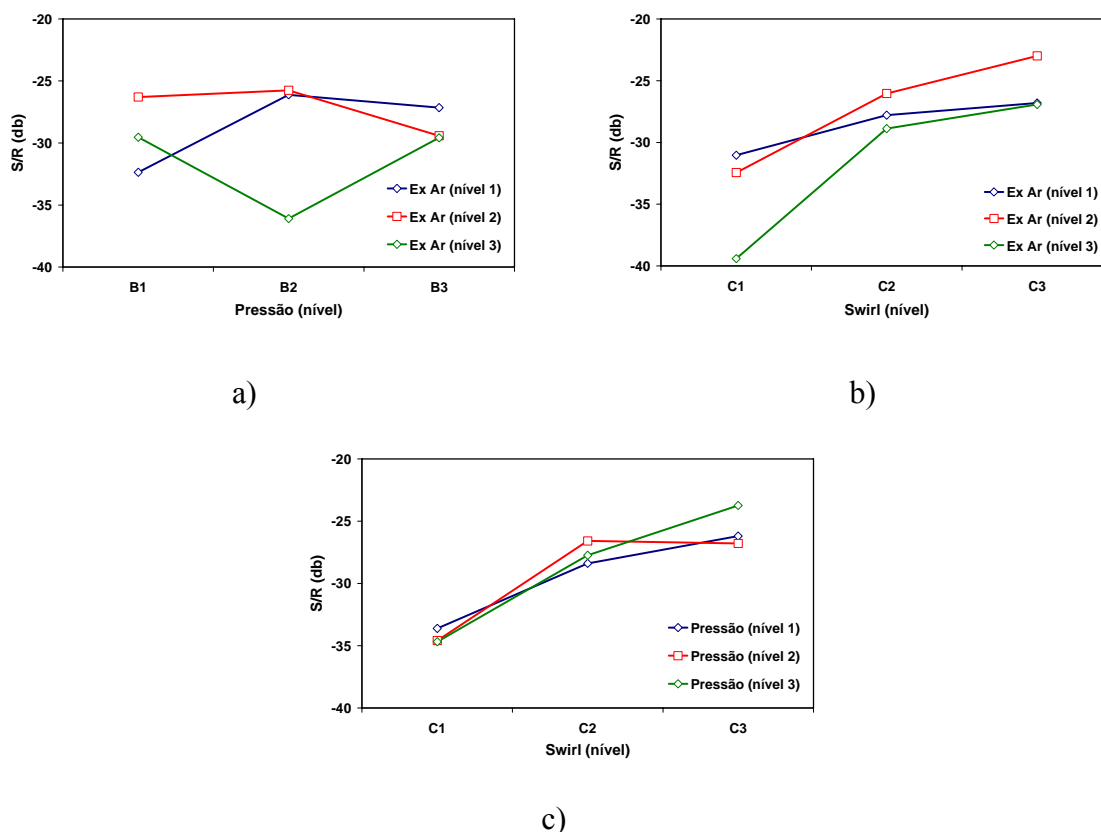


Figura 5.30: Índices de interacção entre os factores

Após aplicação da análise de variância, verifica-se que o valor F associado ao $Swirl$ (parâmetro C), é superior ao F crítico para o maior índice de confiança (risco $\alpha = 0.01$), calculado para o mesmo número de graus de liberdade ($gl=2$). Isto significa que, com um índice de confiança superior a 99%, se pode afirmar que a intensidade de $swirl$ contribuiu cerca de 27% para a redução da concentração de CO .

Por outro lado, o valor de F para o parâmetro ALR, é superior ao F crítico para $\alpha = 0.05$, mas inferior ao de $\alpha = 0.01$. Isto significa que, neste caso, o índice de confiança é inferior. Pode então dizer-se, com um índice de confiança superior a 95%, que o ALR contribuiu cerca de 11% para a redução da concentração de CO .

A Tabela 5.13 permite-nos ainda concluir que o efeito (parâmetro) principal na redução da concentração de CO , é o índice de rotação ($swirl$), seguido do ALR. No entanto, verifica-se

que o valor associado ao erro experimental é superior a qualquer uma destas contribuições (erro = 60.86%). Este valor é de facto significativo e merece uma análise cuidada, pois tem dimensão para mascarar a influência dos parâmetros mais significativos. Na prática, este valor de erro pode ser o resultado de vários factores: parâmetros significativos que não foram estudados e portanto controlados, níveis dos factores desajustados, eventual deficiência no controlo dos parâmetros escolhidos ou instabilidades na operação.

Tabela 5.13: Folha de cálculo da ANOVA.

ANOVA	Exc. ar	Pressão		Swirl			ALR				Cálculo do erro	
	1	2	3 e 4	5	6 e 7	8 e 11	9	10	12	13	erro exp.	total
	A	B	AxB	C	AxC	BxC	D	e	e	e		
gl	2	2	4	2	4	4	2	2	2	2	22	26
sq	99.34	2.51	173.74	375.60	63.57	20.36	189.46	0.47	31.61	208.44	600.04	1165.10
var	49.67	1.25	43.43	187.80	15.89	5.09	94.73	0.23	15.81	104.22	27.27	44.81
pool	s	s	s	n	s	s	n	s	s	s	n	
F				6.89			3.47					
sq'				321.05			134.91				709.14	1165.10
%				27.56			11.58				60.86	100.00

Tabela 5.14: Cálculo de F crítico da ANOVA

F crítico		
	graus de liberdade	
numerador	2	4
denomin.	22	22
α		
0,10	2.56	2.22
0,05	3.44	2.82
0,01	5.72	4.31

A título de exemplo apresenta-se na Figura 5.31 o gráfico da evolução do registo de concentração de CO no ensaio #8, onde se observam perturbações ocasionais nas condições de funcionamento. Esta ocorrência é provavelmente fruto de factores não controlados. Para além disso, durante a realização deste ensaio, registaram-se instabilidades acústicas no processo de combustão, que poderão estar relacionadas com os limites de estabilidade do próprio atomizador. Tipicamente, numa análise de Taguchi, os

níveis são especificados com base no histórico do processo ao qual se quer aplicar a metodologia. Neste caso concreto não há informação anterior sobre a aplicação desta metodologia à combustão num atomizador efervescente. Este problema foi de alguma forma contornado com a análise preliminar no plano inicial de experiências, não significando porém que a combinação de certos níveis dos parâmetros não possa estar perto dos limites de estabilidade.

A análise estatística do Método de Taguchi, utilizando a análise de variância, não permite ir mais além do que estas conclusões sobre efeitos significativos e os níveis de confiança associados. É necessário conhecer bem os fenómenos físico-químicos associados ao processo de combustão, nomeadamente da formação de CO . De facto, existem dificuldades de aplicação do método de Taguchi, quando se torna difícil separar as influências individuais de cada parâmetro.

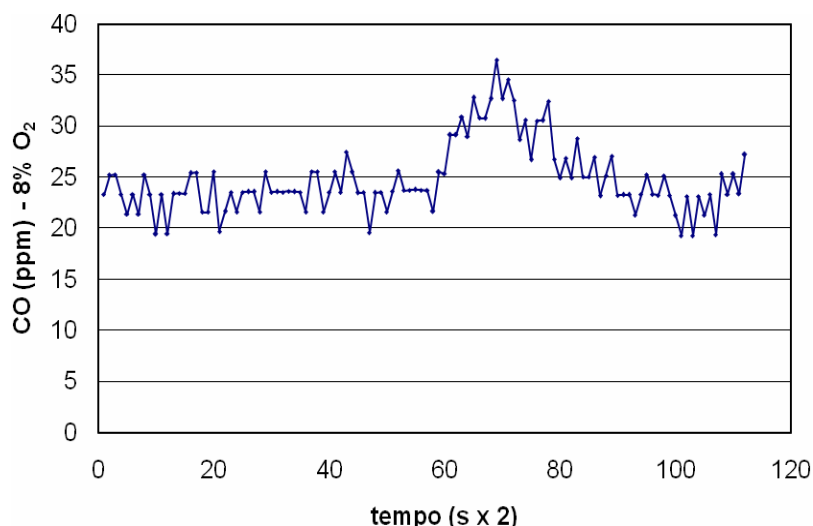


Figura 5.31: Evolução do registo da concentração de CO para o ensaio #8, do plano de Taguchi.

Conforme já descrito no Capítulo 2, a formação de CO depende, numa primeira aproximação, da temperatura, do tempo de residência e do nível de excesso de ar. Para além disso, a presença de radicais contendo hidrogénio permite acelerar a sua oxidação. Trata-se, por isso, de um processo que depende muito das condições microscópicas no interior da chama, que efectivamente não foram controladas neste plano de experiências de Taguchi. De facto, os parâmetros seleccionados são os de operação da fornalha, que acabam por interferir globalmente na configuração do escoamento do spray e do ar no interior da câmara de combustão. Neste sentido, um dos parâmetros que não foi controlado e tem um efeito importante foi a temperatura de chama.

Considera-se no entanto que, não obstante a necessidade de aprofundar melhor esta aplicação, a análise realizada permitiu tirar conclusões úteis para a compreensão da influência dos parâmetros seleccionados no processo de combustão nesta fornalha e fornecer as bases para um estudo mais aprofundado, através do controlo de parâmetros no interior da câmara de combustão, porventura mais críticos do que os exteriores.

6. CONCLUSÕES E TRABALHO FUTURO

6 CONCLUSÕES E TRABALHO FUTURO

Neste capítulo são apresentadas as principais conclusões deste projecto e enumeradas sugestões para trabalho futuro.

6.1 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi projectada e construída uma instalação experimental para a realização de ensaios de combustão de sprays que inclui: fornalha com sistema de arrefecimento, queimador com gerador de rotação do ar de combustão, sistemas de controlo e sistemas auxiliares de abastecimento de ar e combustível. Para além disso, foram também adquiridos e instalados sistemas de recolha de dados experimentais: analisador de gases de combustão (CO , CO_2 e O_2) e respectivo sistema de recolha e tratamento da amostra, placa de aquisição de dados para registo de temperaturas e outros dados analógicos; sistemas de medição auxiliares. A instalação permite ainda o acesso óptico ao seu interior.

A construção da fornalha de testes foi antecedida pela realização de ensaios preliminares que forneceram conclusões importantes sobre as características dimensionais das chamas produzidas com o atomizador efervescente para o projecto da fornalha de testes.

Foram desenvolvidos dois geradores de rotação do ar de combustão, funcionando com o mesmo princípio de injeção tangencial para criação dos necessários índices de rotação. O primeiro, mais esbelto, permitia a obtenção de elevados índices de rotação, possuindo pás de ângulo ajustável para variação da intensidade de rotação. Este gerador de rotação foi utilizado na maioria dos ensaios de combustão, tendo sido alvo de uma caracterização exaustiva dos perfis de velocidade produzidos sem reacção química, da qual se apresentam resultados. O segundo, construído numa fase final do projecto, é menos esbelto e produz perfis de velocidade com menores índices de rotação. Não foram realizadas medições de perfis de velocidade para este gerador de rotação.

Os resultados experimentais foram divididos por três grupos: *a*) caracterização dos perfis de velocidade do gerador de rotação mais esbelto (#1); *b*) ensaios de optimização do

processo de combustão, com alteração da configuração do orifício final do atomizador efervescente e numa segunda fase do tipo de gerador de rotação; c) aplicação dos Métodos de Taguchi à configuração otimizada nos ensaios de combustão, para a análise paramétrica dos factores que influenciam o rendimento da combustão, pela medição do teor de CO .

Do trabalho desenvolvido, podem retirar-se as seguintes conclusões:

- Os ensaios com o gerador de rotação identificaram ângulos de abertura do jacto de ar compreendidos entre 50 e 77°. Este ângulo baixa com o diâmetro do gerador de rotação.
- A influência do caudal no ângulo não é constante e depende do índice de rotação imediatamente a jusante do gerador. Os dados sugerem que para valores superiores à unidade, o ângulo aumenta com o caudal; para valores inferiores a 1, o ângulo baixa com o aumento do caudal de ar.
- Os índices de rotação para as configurações do gerador de rotação ensaiado variaram entre 0.2 e 2. Mantendo constante todos os parâmetros, este índice aumenta ao longo do eixo do jacto de ar.
- O valor do índice de rotação baixa com a diminuição do diâmetro do gerador.
- Foram observados valores elevados do caudal de ar induzido pelo jacto até cerca de 3x o caudal de entrada. O caudal induzido é essencialmente influenciado pela recirculação do jacto e não pelo valor da velocidade axial.
- Os ensaios de combustão mostraram que a aplicação do atomizador efervescente permitiu a obtenção de uma combustão de óleos usados com uma chama estável e com reduzidas emissões de CO (até cerca de 18 ppm). Deste modo, a recuperação energética de óleos usados aparece como uma via promissora para a gestão destes resíduos.
- O atomizador efervescente permite que a combustão se processe com elevada eficiência dentro de uma gama de funcionamento alargada, com baixa pressão de alimentação, sem necessidade de pré-aquecimento do óleo e com reduzida probabilidade de obstrução dos orifícios de descarga. A principal dificuldade prende-se com a característica penetrante do spray o que torna complicada a interacção com o ar de combustão.
- A eficiência de combustão depende essencialmente da adequação do jacto de alimentação do ar de combustão à estrutura do spray. Assim, conseguiu-se um bom

desempenho com um spray longo usando um jacto de baixa rotação ou com uma alimentação de ar de elevada rotação com um spray de elevado ângulo. Esta segunda estrutura foi conseguida pela utilização de múltiplos orifícios, divergentes.

- O perfil de temperatura na parede da fornalha reflecte a estrutura da chama, em particular a sua estabilização.
- Os resultados mostram a elevada contribuição do ar de atomização no desempenho da combustão. A sua presença no núcleo do spray contribui significativamente para a diminuição de CO .
- Para as condições optimizadas em que foram registadas, as emissões de NO_x , partículas, COV 's e SO_2 estão também dentro dos limites definidos para estas instalações.
- Foi aplicada a metodologia de Taguchi com análise de variância ao estudo dos factores que afectam a eficiência da combustão. Neste sentido foi efectuado um conjunto de 27 experiências que permitiram analisar 4 parâmetros a 3 níveis e 3 interacções.
- Individualmente, o índice de rotação, ALR e excesso de ar são os factores que afectam de forma mais significativa a eficiência de combustão. A pressão de injeção mostrou ter uma influência marginal.
- A análise das interacções entre parâmetros não permitiu concluir que exista qualquer tendência evidente com um nível de confiança aceitável.
- A análise de variância permitiu concluir que, com um índice de confiança superior a 99%, se pode afirmar que o índice de rotação contribui em cerca de 27% para a redução do CO e que, com um índice de confiança superior a 95%, o ALR contribui em cerca de 11%.
- O erro resultante da análise de variância sugere a necessidade de uma análise cuidada, pois tem dimensão para mascarar a influência dos parâmetros mais significativos. Na prática, este valor de erro pode ser o resultado de vários factores: parâmetros significativos que não foram estudados e portanto controlados, níveis dos factores desajustados, eventual deficiência no controlo dos parâmetros escolhidos ou instabilidades na operação.

6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHO FUTURO

A instalação desenvolvida no decurso do presente trabalho constitui um importante equipamento de ensaio, dedicado ao estudo de processos de combustão. Daí que as perspectivas que se abrem para o futuro se podem enquadrar em diferentes níveis. Uns, de natureza mais específica, decorrem directamente da realização deste projecto. Algumas dessas opções incluem:

- Estudar os parâmetros que influenciam o escoamento interno do atomizador efervescente, nomeadamente a estrutura do escoamento de bolhas e a sua relação com o desempenho no processo de combustão, com especial ênfase na interacção do spray com o escoamento do ar de combustão. O estudo da influência do índice de rotação no desenvolvimento e desintegração das gotas no spray merece estudos mais detalhados.
- A configuração do atomizador com múltiplos orifícios mostrou ser muito promissora. Neste sentido é importante um estudo detalhado da interacção entre os diversos sprays formados por cada orifício.
- Caracterização dos perfis de velocidade do gerador de rotação #2 e a sua aplicação/optimização com sprays produzidos por configurações do efervescente de um orifício.
- Aplicação desta solução com o desenvolvimento de um protótipo à escala industrial.
- Desenvolvimento da aplicação dos Métodos de Taguchi ao processo de combustão, testando a inclusão de parâmetros internos da chama como temperatura e índice de rotação efectivo do jacto de ar secundário, controlando a concentração de espécies no seu interior.
- Outros desenvolvimentos centram-se na aplicação deste equipamento ao estudo de outros combustíveis com propriedades físico-químicas variáveis (densidade, viscosidade e composição) como a glicerina, resultante do processo de produção de biodiesel, derivados de resíduos ou biocombustíveis.

BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFIA

- * Aggarwal, SK (1998), “A review of Spray Ignition Phenomena: Present Status and Future Research”, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 24, pp. 565-600.
- * Amsden, AA; Ramshaw, JD; O'Rourke, PJ e Dukowicz, JK (1985), "KIVA: A Computer Program for Two- and Three-Dimensional Fluid Flows with Chemical Reactions and Fuel Sprays", Los Alamos Report, N LA-10245-MS, Feb 1985
- * Annamalai, K e Ryan, W (1993), “Interactive Processes in Gasification and Combustion—II. Isolated Carbon, Coal and Porous Char Particles”, *Prog Energy Combust Science*, vol. 19, pp: 383–446.
- * Ashgriz, N e Poo, JY (1990), "Coalescence and Separation in Binary Collisions of Liquid Drops", *J. Fluid Mechanics*, vol. 221, pp. 183-204
- * Ballester, JM e Dopazo, C (1994), “Experimental Study of the Influence of Atomization Characteristics on the Combustion of Heavy Oil”, *Combustion Science and Technology*, vol. 103, pp. 235-263.
- * Ballester, JM; Fueyo, N e Dopazo, C (1996), “Combustion Characteristics of Heavy Oil-water Emulsions”, *Fuel*, vol. 75, nº 6, pp. 695-705.
- * Bartock, W e Sarofim, A (1991), “Fossil Fuel Combustion: a Source Book”, John Wiley & Sons, Inc.
- * Bates, CJ; Bowen, PJ e Teixeira, JCF (2000), “Influence of Exit Orifice Characteristics on Transition Between Effervescent Atomization Flow Regimes”, *Proceedings of the ICLASS 2000, Pasadena*.
- * Beér, JM e Chigier, NA (1972), “Combustion Aerodynamics”, Applied Science Publishers Ltd, London.
- * Benjamin, SF e Roberts, CA (2007), “Three-Dimensional Modelling of NO_x and Particulate Traps Using CFD: A Porous Medium Approach”, *Applied Mathematical Modelling*, vol. 31, pp. 2446–2460

- * Berlement, A; Grancher, MS e Gouesbet, G (1991), “On the Lagrangian Simulation of Turbulence Influence on Droplet Evaporation”, *Int J Heat Mass Transfer*, vol. 34, pp. 2805–12.
- * Bilger, RW (2000), “Future Progress in Turbulent Combustion Research”, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 26, pp. 367–380
- * BSA/FVA Flow Software Installation & User’s guide, DANTEC Measurement Technology (2000), A/S, P.O. Box 121, Tonsbakken 18, DK-2740 Skovlunde, Denmark
- * Buckner, HN e Sojka, PE (1991), “Effervescent Atomization of High Viscosity Fluids: part I. Newtonian Liquids”, *Atomization and Sprays*, vol. 1, pp. 239-252.
- * Chawala, JB (1985), “Atomization of Liquids Employing the Low Sonic Velocity in Liquid/Gas Mixture”, *Proc. of the Third International Conf. On Liquid Atomization and Spray Systems*, LP/1A/5/1-7.
- * Chen, D e Pu, B (2001), “Studies on the Binary Coalescence Model”, *Journal of Colloid and Interface Science*, vol. 243, pp. 433–443
- * Chigier, N (1976), “The Atomization and Burning of Liquid Fuel Sprays”, *Energy and Combustion Science, Selected papers from Progress in Energy and Combustion Science*.
- * Chiu, HH e Liu, TM (1997), “Group Combustion of Liquid Droplets”, *Combustion Sci. Technology*, vol. 17, pp. 127–142.
- * Clift, R; Grace, J e Weber, M (1978), “Bubbles, Drops and Particles”, Academic Press, NY
- * Colantonio, RO (1993), “Application of Jet-Shear-Layer Mixing and Effervescent Atomization to the Development of a Low-NO_x Combustor”, National Aeronautics and Space Administration, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, USA.
- * CONCAWE (1996), “Collection and Disposal of Used Lubricating Oil”, report n° 5/96, Brussels.
- * CONCAWE (2000), “Disposal of Used Lubricating Oils”, *CONCAWE Review*, Volume 9, Number 2.

-
- * Costa, M; Costen, P e Lockwood, FC (1991), “Combustion Measurements in a Heavy Fuel Oil-Fired Furnace”, *Combustion Science and Technology*, vol. 75, pp. 129-154.
 - * Dryer, FL e Glassman, I (1973), “High Temperature Oxidation of CO and CH₄”, *Proceedings of the 14th Symposium on Combustion*, Combustion Institute, Pittsburgh, pp. 987-1003.
 - * Durst, J; Melling, A e Whitelaw, JH (1981), “Principles and Practice of Laser Doppler Anemometry”, Academic Press, London.
 - * ECOLUB (2008), “Relatório de Progresso Trimestral, 2º Trimestre de 2008”, Sistema Integrado de Gestão de Óleos Usados, Julho 2008.
 - * Eslamian, M e Ashgriz, N (2006), “Modeling of Particle Formation by Spray Pyrolysis using Droplet Internal Circulation”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 33, pp. 863–871
 - * Faeth, GM (1977), “Current Status of Droplet and Liquid Combustion”, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 3, pp. 199-224.
 - * Faeth, GM (1983), “Evaporation and Combustion of Sprays”, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 9, pp. 1-76.
 - * Ferreira, MEC (1999), “Atomization of Residual Oils”, *Provas de Aptidão Pedagógica e Capacidade Científica – Componente Científica*, Universidade do Minho, Guimarães.
 - * Ferreira, MEC; Martins, JIG; Teixeira, SFCF; Bates, CJ; Teixeira, JCF (2000), “Design Parameters of Effervescent Atomizers”, in *Proceedings of the 7th Mechatronics Forum International Conference*, Atlanta, USA, CD-ROM. (ISBN 0-08-043703-6)
 - * Ferreira, MEC; Teixeira, JCF; Bates, CJ e Bowen, PJ (2001), “Detailed Investigation of the Influence of Fluid Viscosity on the Performance Characteristics of Plain-Orifice Effervescent Atomizers”. *Atomization and Sprays*, vol. 11, pp. 107-124
 - * Ferreira, MEC; Teixeira, JCF e Martins, JIG (2004), “Application of an Effervescent Atomizer in the Combustion of Used Recycled Oils”, *Proceedings of the ILASS 2004*, Nottingham, UK

- * Galletti, C; Parente, A e Tognotti, L (2007), “Numerical and Experimental Investigation of a Mild Combustion Burner”, *Combustion and Flame*, vol. 151, pp. 649-664
- * Gelfand, BE (1996), “Droplet Break up Phenomena in Flows with Velocity Lag”, *Prog. Energy Combustion Science*, vol. 22, pp. 201-265
- * Glassman, I (1987), “Combustion”, Academic Press, Orlando.
- * Godsave, GAE (1954), “Studies of the Combustion of Drops in a Fuel Spray—the Burning of Single Drops of Fuel”, *Fourth Symposium (International) on Combustion*, The Combustion Institute, Pittsburgh, PA, pp. 818-830.
- * Gokalp, I; Chauveau, C; Simon, O e Chesneau, X (1992), “Mass Transfer from Liquid Fuel Droplets in Turbulent Flow”, *Combust and Flame*, vol. 89, pp. 286–98.
- * Goldstein, RJ (1983), “Fluid Mechanics measurements”, Hemisphere Publishing Corporation, Washington DC.
- * Gulyurtlu, I; Lopes, H e Cabrita, I (1996), “The Determination of Emissions of Pollutants from Burning Waste Oils”, *Fuel*, vol. 75, 8, pp. 940-944.
- * Hernandez, R e Ballester, RH (2008), “Flame Imaging as a Diagnostic Tool for Industrial Combustion”, *Combustion and Flame*, *in press*
- * Hilbert, R; Tap, F; El-Rabii, H e Thévenin, D (2003), “Impact of Detailed Chemistry and Transport Models on Turbulent Combustion Simulations”, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, pp. 61–117
- * Hinze, JO (1975), “Turbulence”, McGraw Hill, 2nd Edition
- * Hottel, HC e Hawthorne, WR (1949), “Diffusion in Laminar Flame Jets”, *Third Symposium (International) on Combustion, Flame and Explosive Phenomena*, The Combustion Institute, Pittsburgh, PA, pp. 254-266.
- * Ingebo RD e Foster, HH (1957), “Drop-Size Distribution for Crosscurrent Breakup of Liquid Jets in Airstreams”, *NACA Tech. Note No. 4087*.
- * Keirsbulck, L; Labraga, L; Mazouz, A e Tournier, C (2002), “Surface Roughness Effects on Turbulent Boundary Layer Structures”, *Journal of Fluids Engineering*, vol. 124, pp 127-135.

-
- * Kissel, RR e Michaud, M (1962), “International Flame Research Foundation: First Experiments at Ijmuiden on the Combustion of Oil Using Oxygen”, *Journal of the Fuel Institute*, pp. 109.
 - * Kumagai, S e Isoda, H. (1957), “Combustion of Fuel Droplets in a Falling Chamber”, *Sixth Symposium (Int.) on Combustion*, The Combustion Institute: Pittsburgh, PA, pp. 726–731.
 - * Laufer, J (1954), “The Structure of Turbulent Flow in Fully Developed Pipe Flow”, NACA report 1174
 - * Law, CK (1975), “Asymptotic Theory for Ignition and Extinction in Droplet Burning”, *Combustion and Flame*, vol. 24, pp. 89–98.
 - * Law, CK (1976), “Unsteady droplet combustion with droplet heating”, *Combustion and Flame*, vol. 26, pp. 17–22.
 - * Law, CK (1977), “A Model for the Combustion of Oil/Water Emulsion Droplets”, *Combustion Science Technology*, vol. 17, pp. 29–38.
 - * Law, CK (1982), “Recent Advances in Droplet Vaporization and Combustion”, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 8, pp. 171-201.
 - * Lee, SL e Durst, F (1979), “On the Motion of Particles in Turbulent Flows”, State University of New York
 - * Lee, SL e Borner, T (1987), “Fluid Flow Structure in a Dilute Turbulent Two-Phase Suspension Flow in a Vertical Pipe”, *Int. J. Multiphase Flow*, vol. 13, pp. 233-246.
 - * Lefebvre, AH (1983), “Gas Turbine Combustion”, Hemisphere Publishing Corp., New York.
 - * Lefebvre, AH; Wang, XF e Martyin, CA (1988), “Spray Characteristics of Aerated-Liquid Pressure Atomizers”, *J. Propulsion*, vol. 4, n.º 4.
 - * Lefebvre, AH (1989), “Atomization and Sprays”, Hemisphere, Washington, DC.
 - * Loebker, D e Empie, HJ (1997), “High Mass Flow-rate Effervescent Spraying of High Viscosity Newtonian Liquid”, *Proceedings of the 10th Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, pp. 253-257, Ottawa, ON, Canada.
 - * Lorcher, M; Schmidt, F e Mewes, D (2005), “Effervescent Atomization of Liquids”, *Atomization and Sprays*, vol. 15, pp. 145-168.

- * Ma, L; Jones, JM; Pourkashanian, M e Williams, A (2007), “Modelling the Combustion of Pulverized Biomass in an Industrial Combustion Test Furnace”, *Fuel*, vol. 86, pp. 1959–1965
- * Mahallawy, F e Habik, S (2002), “Fundamentals and Technology of Combustion”, Elsevier.
- * Mansour, M e Chen, Y-C (2008), “Stability Characteristics and Flame Structure of Low Swirl Burner”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 32, pp. 1390–1395
- * Maqua, C; Castanet, G e Lemoine, F (2008), “Bicomponent Droplets Evaporation: Temperature Measurements and Modelling”, *Fuel*, vol. 87, pp. 2932–2942
- * McLelland, SJ; Ashworth, PJ; Best, JL e Livesey, JR (1999), “Turbulence and Secondary Flow over Sediment Stripes in weakly Bimodal Bed Material”, *Journal of Hydraulic Engineering*, vol. 125 (5), pp. 463-473
- * Melling, A (1975), “Investigation of Flows in Non-Circular Ducts and other Configurations by Laser Doppler Anemometer”, PhD Thesis, University of London.
- * Miller, JA, e Bowman, CT (1989), “Mechanism and Modeling of Nitrogen Chemistry in Combustion”, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 15, pp. 287-338.
- * Nasr, H e Ahmadi, G (2007), “The Effect of Two-Way Coupling and Inter-Particle Collisions on Turbulence Modulation in a Vertical Channel Flow”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 28, pp 1507–1517
- * Naterer, GF; Milanez, M e Vennb, G (2005), “On the Lagrangian/Eulerian modeling of dispersed droplet inertia: Internal circulation transition”, *Journal of Colloid and Interface Science*, vol. 291, pp. 577–584
- * Nelson, HF (1986), “Nitric Oxide Formation in Combustion”, *AIAA Journal*, vol. 14, pp. 1177-1182.
- * Nijdam, JJ; Guo, F; Fletcher, DF e Langrish, TAG (2006), “Lagrangian and Eulerian Models for Simulating Turbulent Dispersion and Coalescence of Droplets within a Spray”, *Applied Mathematical Modelling*, vol. 30, pp. 1196–1211
- * Nukyama, S e Tanasawa, Y (1939), “An Experiment on the Atomization of Liquid by Means of an Air Stream”, *Trans. Soc. Mech. Engrs. (Japan)*, vol. 4

-
- * O'Rourke, PJ e Bracco, FV (1980), "Modeling of Drop Interactions in Thick Sprays and Comparison with Experiments", *Stratified Charge Automotive Engines Proc Conf IMechE*, C404/80, pp. 101-116
 - * Panchagnula, MV e Sojka, PE (1999), "Spatial Droplet Velocity and Size Profiles in Effervescent Atomizer-Produced Sprays", *Fuel*, vol. 78, pp 729-741.
 - * Patel, N e Menon, S (2008), "Simulation of Spray-Turbulence-Flame Interactions in a Lean Direct Injection Combustor", *Combustion and Flame*, vol. 153, pp. 228-257
 - * Peskin, RL e Wise, H (1966), "A Theory for Ignition and Deflagration of Fuel Drops", *AIAA J*, vol. 4 (9), pp. 1646-50.
 - * Peskin, RL; Polymeropoulos, CE e Yeh, PS (1967), "Results from a Theoretical Study of Fuel Drop Ignition and Extinction", *AIAA J*, vol. 5 (12), pp. 2173-8.
 - * Pilch, M e Erdman, CA (1987), "Use of Break up Time and Velocity History data to Predict the Maximum Size of Stable Fragments for Acceleration Induced Break up of a Liquid Droplet", *Int. J Multiphase Flow*, vol. 13, 6, pp. 741-757
 - * Prakash, S e Sirignano, WA (1978), "Liquid Fuel Droplet Heating with Internal Circulation", *Int J Heat Mass Transfer*, vol. 21, pp. 885-895.
 - * Prakash, S e Sirignano, WA (1980), "Theory of Convective Droplet Vaporization with Unsteady Heat Transfer in the Circulating Liquid Phase", *Int J Heat Transfer*; vol. 23, pp. 253-268.
 - * Qian, J e Law, CK (1997), "Regimes of Coalescence and Separation in Droplet Collision", *J. Fluid Mechanics*, vol. 331, pp. 59-80
 - * Ranz, WE (1958), "Some Experiments on Orifice Sprays", *Can. J. Chem. Eng.* 36, pp. 175-181.
 - * Ranz, WE e Marshall, WR (1952), "Evaporation from Drops", *Chemical Eng. Progress*, vol. 48, pp. 141-146 e 173-180.
 - * Rashkovan, A; Kholmer, V e Sher, E (2004), "Effervescent atomization of gasoline containing dissolved CO₂", *Atomization and Sprays*, 14, pp 341-354

- * Rebola, AJB (2001), “Emissões de NO_x e Partículas na Queima de Fuelóleo Residual numa Fornalha Semi-Industrial”, Tese de Mestrado, IST, Lisboa.
- * Rhoss, PJ (1991), “Aplicações das Técnicas de Taguchi na Engenharia da Qualidade”, McGraw-Hill.
- * Roesler, TC e Lefebvre, AH (1987), “Studies on Aerated-Liquid Atomization”, ASME Winter Annual Meeting Boston, Massachusetts.
- * Roslin, P e Rammler, E (1933), "The Laws Governing the Fineness of Powdered Coal", *Inst. of Fuel*, vol. 7, pp. 29
- * Sankar, SV; Robart, DM e Bachalo, WD (1995), “Swirl Effervescent Atomizer for Spray Combustion”, *ASME HTD*, 312-317, pp. 82-175.
- * Sazhin, SS (2006), “Advanced Models of Fuel Droplet Heating and Evaporation”, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 32, pp. 162–214
- * Schnelle, KB e Brown, AB (2002), “Air Pollution Control Technology Handbook”, CRC Press.
- * Signal (2003), “9000MGA Multi gas Analyser Operating Manual”, Signal Group Limited, Surrey, England.
- * Sirignano, WA (1984), “Fuel Droplet Vaporization and Spray Combustion Theory”, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 9, pp. 291-322.
- * Sirignano, WA (1999), “Fluid Dynamics and Transport of Droplets and Sprays”, Cambridge University Press.
- * Sirignano, WA (1983), “Computational Spray Combustion in Numerical Modeling in Combustion”, *in* Chung TJ, editor, Hemisphere.
- * Solomon, ASP; Shuen, J-S; Zhang, QF e Faeth, GM (1985-a), “Structure of Nonevaporating Sprays. I - Initial Conditions and Mean Properties”, *AIAA J*, vol. 23, pp. 1548.
- * Solomon, ASP; Shuen, J-S; Zhang, QF e Faeth, GM (1985-b), “Structure of Nonevaporating Sprays. II - Drop and Turbulence Properties”, *AIAA J*, vol. 23, pp. 1724.

-
- * Sovani, SD; Sojka, PE e Lefebvre, AH (2001), “Effervescent Atomization”, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 27, pp. 483-521.
 - * Sovani, SD; Crofts, JD; Sojka, PE; Gore, JP e Eckerle, WA (2005), "Structure and Steady-State Spray Performance of an Effervescent Diesel Injector", *Fuel*, vol. 84, pp. 1503-1514
 - * Spalding, DB (1954), “The Combustion of Liquid Fuels”, Fourth International Symposium on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, PA, pp. 847-864.
 - * Szegő, GG; Dally, BB e Nathan, GJ (2008), “Scaling of NO_x Emissions from a Laboratory-Scale Mild Combustion Furnace”, *Combustion and Flame*, vol. 154, pp. 281–295
 - * Taylor, NS (2001), “Critical Review of Existing Studies and Life Cycle Analysis on the Regeneration and Incineration of Waste Oil”, European Commission.
 - * Tchen, CM (1947), “Mean Value and Correlation Problems Connected with the Motion of Small Particles Suspended in a Turbulent Field”, PhD Thesis, Universidade de Delft, Holanda
 - * Teixeira, JCF (1997), “Effervescent Atomization”, Report N. 2277, School of Engineering, University of Wales, Cardiff.
 - * Wang, XF; Chin, JS e Lefebvre, AH (1989), “Influence of Gas-Injector on atomization performance of aerated-liquid nozzles”, *International Journal of Turbo and Jet Engines*, vol. 6, pp. 271-279.
 - * Wilk, R, e Szlek, A (1994), “The Possibility of NO_x Emission Control by Shaping the Microstructure of the Atomized Liquid Fuel”, *Proceedings of the ICLASS-94*, Rouen, France, July 1994.
 - * Williams, A (1973), “Combustion of Droplets of Liquid Fuels: a Review”, *Combustion and Flame*, vol. 21, pp. 1-31.
 - * Yan, J; Luo, K; Fan, J; Tsuji, Y e Cen, K (2008), “Direct Numerical Simulation of Particle Dispersion in a Turbulent Jet Considering Inter-Particle Collisions”, *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 34, pp 723–733
 - * Yanta, WJ e Smith, RA (1973), “Measurements of Turbulence-Transport Properties with a Laser Doppler Velocimeter”, *AIAA paper No 73-169, 11th Aer. Sc. Meeting*, 9 pp.

* Yetter, YA; Dryer, FL e Rabitz, H (1991), "A Comprehensive Reaction Mechanism for Carbon Monoxide/Hydrogen/Oxygen kinetics", *Combustion Science and Technology*, vol. 79, pp. 97-128.

* Yu, SG; Li, JG; Zhao, JR; Yue, LJ; Chang, XY e Sung, CJ (2005), "An Experimental Study of Kerosene Combustion in a Supersonic Model Combustor using Effervescent Atomization", *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 30, pp. 2859–2866.

**ANEXO A: PROCESSOS DE ELIMINAÇÃO DE ÓLEOS
USADOS**

ANEXO A – PROCESSOS DE ELIMINAÇÃO DE ÓLEOS USADOS

Este texto visa introduzir e clarificar um conjunto de conceitos e definições específicos aos processos de tratamento e eliminação de óleos usados.

A.1 DEFINIÇÕES

Recuperação de óleos lubrificantes usados. Simples processo de lavagem (limpeza e filtragem) dos óleos lubrificantes usados, para nova reutilização na mesma função ou como óleos de qualidade mais baixa.

Reprocessamento. Remoção de contaminantes para melhorar a sua qualidade como componente de combustíveis.

Regeneração (re-refining). Tratamento severo de recuperação do óleo base, para utilização em misturas de óleos lubrificantes novos.

Reciclagem. Os óleos usados são utilizados como matéria-prima em refinarias ou em instalações específicas para a produção de combustíveis de elevado valor.

Valorização energética. A utilização de óleos usados como meio de produção de energia através de processos de queima, com recuperação adequada do calor produzido.

A.2 DESPEJO E ELIMINAÇÃO ILEGAIS

Nesta via de eliminação de óleos usados inclui-se o despejo ou eliminação não controlados e ilegais dos óleos usados. Este método, interdito, causa danos irreparáveis ao meio ambiente, a nível do solo e dos lençóis freáticos.

A.3 RECUPERAÇÃO DE ÓLEOS LUBRIFICANTES INDUSTRIAIS

Existem dois métodos de recuperação de óleos:

Lavagem. Os óleos cuja composição e fonte são conhecidas (óleos de corte e óleos hidráulicos), podem ser processados e reutilizados. O processo de recuperação envolve: aquecimento, filtração, remoção de água em vácuo e, após execução de análises, correcção das suas propriedades pela introdução de alguns aditivos. No fundo, o óleo é transformado na sua forma original, ficando apto para nova utilização. Este processo é mais económico do que eliminar completamente o óleo usado e adquirir novo. Uma vez que os resíduos gerados são quase inexistentes, a lavagem pode ser considerada como um processo em ciclo fechado.

Os principais utilizadores de óleos lavados são: empresas de electricidade, indústria naval e grandes empresas de engenharia.

Recuperação para outros fins. É uma via de reciclagem de óleos lubrificantes usados segregados, especialmente óleos hidráulicos. São apenas centrifugados e/ou filtrados e depois utilizados, por exemplo, como óleos para desmoldação ou óleos base para a produção de óleos de corte para serras de fita.

A.4 OPÇÕES DE QUEIMA

Queima directa. Os óleos usados são queimados directamente, sem qualquer tratamento, em equipamentos que normalmente utilizam outro tipo de combustível: caldeiras, fornos a lenha, incineradores, etc.)

Fornos de cimento. O fabrico de cimento é um processo com utilização intensiva de energia. Como fonte de energia térmica, os óleos usados são queimados individualmente ou juntamente com outros componentes orgânicos, tais como: tintas, solventes e produtos de lavagens. Estima-se que, só em 1994, se tenha queimado mais de 300 kt de óleos usados em fornos de cimento, por toda a Europa (CONCAWE, 1996).

Aquecedores de espaços industriais (Geradores de ar quente). Normalmente utilizado em pequena escala, em garagens, oficinas ou estufas em equipamentos fabricados

especificamente para o efeito (Geradores de ar quente). Esta opção permite uma fonte de aquecimento bastante económica, sendo o óleo eliminado na sua fonte. No entanto, produz uma poluição localizada, que pode ser significativa.

Incineradores de resíduos municipais e de resíduos químicos. Os incineradores de resíduos municipais são normalmente da responsabilidade das autoridades locais (Câmaras Municipais, por exemplo). A queima de óleo usado acontece acidentalmente quando este é despejado juntamente com os resíduos domésticos.

Nos incineradores de resíduos químicos é efectuada a queima de grandes quantidades de óleos usados contaminados, que se tornaram impróprios para regeneração, lavagem ou mesmo para a valorização energética.

Existem alguns destes incineradores associados à produção de electricidade ou a sistemas de aquecimento centralizado (*district heating*), embora nenhum em Portugal. No entanto, embora alguns incineradores de resíduos químicos recuperem energia, normalmente, a única via de recuperação de energia é na redução do consumo de energia primária necessária ao seu funcionamento. Nestes casos, os óleos usados podem substituir outros combustíveis de maior valor energético, como gás ou gasóleo, utilizados como combustíveis de suporte ou apoio.

Queima após tratamento prévio de baixo nível. Os óleos usados destinados a processos de secagem de pedras para aplicação em estradas, ou em misturas de combustíveis, necessitam apenas de um processo de limpeza prévio à sua utilização. A água e os sedimentos são separados num tanque, após a mistura de um desulsionante. A deposição é facilitada pelo aquecimento do tanque até cerca de 70/80 °C. Sendo necessário, o óleo limpo passa ainda por processos de decantação e por um conjunto de filtros. Consequentemente, a água e os sedimentos resultantes, terão de ser devidamente tratados antes de serem eliminados. Os óleos usados, tratados por esta via, são utilizados em: *i*) mistura com fuelóleo; *ii*) queima em instalações de secagem de pedras para estradas; *iii*) centrais Eléctricas, nomeadamente no arranque de centrais de carvão pulverizado.

Queima após tratamento prévio de alto nível. Neste tipo de tratamento intenso os óleos usados são transformados em combustíveis que podem ser queimados com níveis de emissões semelhantes aos da queima de outros fuelóleos.

O tratamento consiste nos seguintes passos:

- “*Flash column*” para remoção da água;

- Coluna de destilação em vácuo (ligeiro) para remoção de fracções leves (*light ends*) e gasóleo;
- Coluna de destilação em vácuo (forte) que produz: produtos destilados; resíduos contendo sedimentos, hidrocarbonetos pesados, metais e aditivos

Nesta forma de tratamento incluem-se os seguintes processos: **Processo “Vaxon”** e **Processo “Trailblazer”**.

O processo “Vaxon”, desenvolvido pela ENPROTEC, está licenciado como o “Processo de Re-refinação Vaxon”. Consiste na passagem por uma numa série de ciclones evaporadores, em vácuo, ao que se segue um tratamento químico dos produtos destilados obtidos:

- 1º estágio: remoção de água, nafta e sedimentos leves;
- 2º estágio: remoção de gasóleo, óleo de engrenagens (*spindle oil*) e fuelóleo leve;
- 3º/4º estágios: separação das diferentes fracções de destilados do resíduo (em que se concentram todos os metais, aditivos e produtos de degradação).

Os destilados resultantes são depois aproveitados como combustíveis industriais de elevada qualidade. Este processo pode ainda ser aplicado na produção de óleos regenerados.

O processo “Trailblazer”, desenvolvido pela Texaco o óleo usado é desidratado, aquecido e, finalmente, destilado em vácuo, obtendo-se três tipos de produtos:

- hidrocarbonetos leves: gasolina, querosene (petróleo, na linguagem portuguesa), etc.;
- Produtos destilados: hidrocarbonetos sem cinzas na gama do gasóleo, gasóleo para uso naval;
- Asfalto (*Asphalt extender*): são os resíduos de base da torre de vácuo.

Há uma instalação deste tipo na Louisiana, Estados Unidos, com capacidade para transformar 150 kton/ano de óleos usados.

A.5 OPÇÕES DE REGENERAÇÃO (RE-REFINAÇÃO)

Tendo sido introduzida nos anos 30, a regeneração de óleos usados sofreu um aumento significativo durante a 2ª Guerra Mundial e, mais recentemente, nos finais dos anos 70. A segunda crise do petróleo gerou uma competição acesa entre as opções de queima e de

regeneração. O óleo usado constituía um bom substituto do fuelóleo, pelo seu baixo preço, mas os impactos ambientais nem sempre eram devidamente equacionados. Para além disso, os óleos usados eram uma boa alternativa em termos de matéria-prima para o fabrico de óleos lubrificantes de base.

Subsequentemente, o aumento das preocupações de natureza ambiental trouxe um conjunto de consequências, tais como: a desactivação de muitas instalações de regeneração pelo processo ácido/argila, por motivos económicos e ambientais, a utilização de equipamentos mais eficazes para redução da poluição provocada pela queima de óleos usados e o desenvolvimento de novas tecnologias de regeneração.

Estima-se que a nível mundial existam cerca de 400 instalações de regeneração, com uma capacidade global de cerca de 1 800 kton/ano (CONCAWE, 1996).

Apresenta-se de seguida uma breve descrição dos processos de regeneração mais utilizados.

Processo de regeneração com ácido e argila. Este processo foi o primeiro a ser utilizado comercialmente e continua a ser o mais utilizado a nível internacional, com mais de 60 instalações ainda operacionais. O processo consiste:

- Num primeiro tratamento de destilação à pressão atmosférica, para remoção de água, fracções leves (*light ends*, na literatura inglesa) e traços de combustível.
- Tratamento com ácido: remoção de aditivos, polímeros e produtos anti-desgaste através da adição de ácido sulfúrico; as lamas resultantes são depois separadas por decantação.
- Tratamento com argila e destilação: o óleo já clarificado é misturado com argila para absorção de componentes indesejáveis ainda presentes; passa então a uma unidade de destilação onde se recuperam duas ou três fracções de óleo, mais uma destilação de topo – gás.
- Neutralização e filtragem: As fracções de óleo lubrificante e o gás obtidos são neutralizados com a adição de hidróxido de sódio, ao que se segue uma filtragem.

As vantagens deste processo estão no seu baixo custo de investimento e simplicidade de operação. Por outro lado, o rendimento do processo é bastante baixo e os produtos obtidos são de baixa qualidade. A desvantagem mais importante é o impacto ambiental, resultante dos sub-produtos – lamas ácidas e argila.

Processo de destilação seguido de tratamento com argila. É, no fundo, uma simplificação do processo anterior consistindo essencialmente numa unidade de destilação seguida de mistura com uma elevada quantidade de argila de absorção. O óleo resultante deste processo, não sendo estabilizado nem fraccionado por destilação, apresenta características muito fracas em termos de viscosidade e volatilidade, podendo ser empregue na formulação de um tipo muito limitado de lubrificantes industriais. Os aspectos ambientais são também bastante desfavoráveis.

Destilação/tratamento químico ou extracção com solventes. Este processo é uma extensão do processo “Vaxon” para tratamento de óleos para produção de combustíveis, apresentado anteriormente. O óleo passa pelos quatro estágios já anteriormente descritos, seguindo-se um tratamento químico ou, em alternativa, uma extracção por solventes.

No tratamento químico são retirados todos os contaminantes e, eventualmente, todo o Cloro, até uma concentração inferior a 5 ppm. Subsequentemente passa por uma destilação à pressão atmosférica, para correcção da volatilidade e do ponto de inflamação.

Na extracção por solventes são retirados os Hidrocarbonetos Aromáticos Polinucleares (PAH), especialmente aqueles potencialmente cancerígenos.

Extracção de asfalto por propano (*Propane deasphalting* – PDA - process). Neste processo é utilizado propano líquido para a separação da fracção residual de asfaltos (metais, aditivos, polímeros e produtos de desgaste).

A primeira etapa é semelhante ao processo com ácido e argila, em que o óleo passa por uma coluna de destilação à pressão atmosférica. De seguida o asfalto é separado através da extracção das fracções recuperáveis, pela injeção de propano. Há duas versões deste tipo de tratamento:

- Com um estágio: após tratamento com o propano, o óleo é separado deste, sendo-lhe injectado hidrogénio. Finalmente passa por uma coluna de destilação, onde são obtidas as diversas fracções de óleo lubrificante.
- Com 2 estágios: após tratamento com o propano, o óleo é destilado e fraccionado numa coluna de vácuo. A fracção do fundo, ainda com impurezas, é reencaminhada para uma segunda unidade de tratamento com propano; a fracção de asfalto resultante é reciclada de novo para a primeira unidade de propano. As fracções de óleo lubrificante vindas da coluna de vácuo e a fracção mais pesada, processada no segundo estágio, são hidrogenadas separadamente.

Processo “Interline”. Esta tecnologia, desenvolvida pela Interline, utiliza o propano líquido para a separação da fracção de asfalto, à semelhança do processo PDA. A única diferença é que, neste caso, esta operação é efectuada a montante, no óleo usado não tratado. Resume-se a duas etapas: extracção e separação.

Na primeira fase o óleo é misturado com um solvente à base de propano, para extrair as fracções de hidrocarbonetos recuperáveis. A mistura resultante (água e resíduo) é depois decantada para separação da água e do resíduo sólido.

Na segunda fase separa-se o óleo do propano e removem-se os hidrocarbonetos mais leves numa coluna de destilação à pressão atmosférica. O óleo resultante é então destilado sobre vácuo, para recuperação dos óleos lubrificantes de base, gasóleo e produtos residuais.

***Thin Film Evaporator* (TFE) e processo de hidrogenação.** O óleo é inicialmente destilado à pressão atmosférica, ou em condições de vácuo ligeiro, para remoção de água, sedimentos leves e restos de combustíveis. Na etapa seguinte o óleo é processado em vácuo a temperaturas elevadas, retirando-se-lhe o asfalto residual (metais pesados, polímeros, aditivos e outros produtos de desgaste). A fracção de óleo lubrificante resultante é subsequentemente processada por hidrogenação. Finalmente, é feita a separação em diferentes fracções de óleo lubrificante numa coluna de vácuo.

Processo Térmico de Remoção de Asfalto (*Thermal Deasphalting (TDA) process*). A fase inicial consiste numa coluna de destilação idêntica à dos outros processos. É aplicado um tratamento químico, para minimizar a corrosão e a formação de incrustações nos processos seguintes, bem como para facilitar a remoção do asfalto.

O óleo passa por um processo de decantação, num tanque desenhado para o efeito, onde se retira parte do asfalto. Os resíduos são então removidos com a descarga do óleo na base da coluna de destilação, efectuando-se deste modo a separação das várias fracções. O processo é terminado quer com o tratamento de argila, quer por hidrogenação.

Pré-tratamento e reciclagem de óleo lubrificante na refinaria. Consiste em dois processos consecutivos: pré-tratamento, numa instalação de regeneração, e reciclagem, numa refinaria de produção de óleo lubrificante.

O pré-tratamento é efectuada através do processo *Thin Film Evaporator* (TFE). Após condensado e arrefecido, o óleo é enviado para a refinaria.

Na refinaria o óleo é processado na Unidade de Extração de Aromáticos, para remoção dos Hidrocarbonetos Aromáticos Polinucleares (PAH) e outros componentes indesejados. Um tratamento final com hidrogénio permite afinações de cor e obtenção de estabilidade térmica e de oxidação.

Novos processos em desenvolvimento. Mais recentemente têm sido propostos algumas formas de tratamento alternativas, as quais ainda se encontram em fase implementação industrial. Se entre elas podem identificar-se:

- a) UOP *Hydrogen deasphalting*
- b) ENTRA – tratamento com Sódio e caulino (*Bleaching Earth*)
- c) *Supercritical Extraction*
- d) Reciclagem nas Refinarias

A.6 GASEIFICAÇÃO

A tecnologia de gaseificação, desenvolvida pela Texaco, tem sido largamente utilizada em mais de 100 instalações, representando uma opção para a reciclagem de óleo.

O óleo usado (só, ou juntamente com outras matérias-primas) é introduzido em instalações de gaseificação, para a conversão dos materiais que contêm carbono em gás de síntese - H₂ e CO. Este processo pode também utilizar outras misturas de resíduos que não sejam economicamente rentáveis separar (por exemplo, misturas de óleo com plásticos).

No caso de co-gaseificação com carvão, os metais provenientes do óleo podem ser retidos numa escória inerte.

Os compostos de enxofre são convertidos em sulfureto de hidrogénio e removidos por processos convencionais de separação, sendo depois transformados em enxofre elementar. Do processo de gaseificação não resultam emissões de metais ou dioxinas.

ANEXO B – FORNALHA PROVISÓRIA

ANEXO B – FORNALHA PROVISÓRIA

Atendendo ao facto de se desconhecer a viabilidade da utilização do atomizador efervescente em processos de combustão, bem como as características da chama produzida na combustão de óleos usados, optou-se por construir uma instalação de queima provisória, antes de se dar início ao fabrico de uma fornalha definitiva para execução dos testes de combustão de óleos usados, com este atomizador. De referir que, de acordo com os ensaios de atomização previamente efectuados, o spray formado pelo atomizador é extremamente penetrante devido à pequena abertura do cone e à elevada velocidade de injeção (Ferreira *et al*, 2001).

Com a construção desta fornalha provisória pretendeu-se verificar as condições de ignição e as características dimensionais da chama produzida. Aspectos como o rendimento da queima e emissões gasosas produzidas não faziam parte dos objectivos destes ensaios preliminares.

Esta fornalha provisória (Figura B. 1) consistia numa simples conduta de secção quadrangular com 0.45 m de lado e 2 m de comprimento, construída em chapa de aço de 2 mm de espessura, isolada exteriormente com lã mineral.

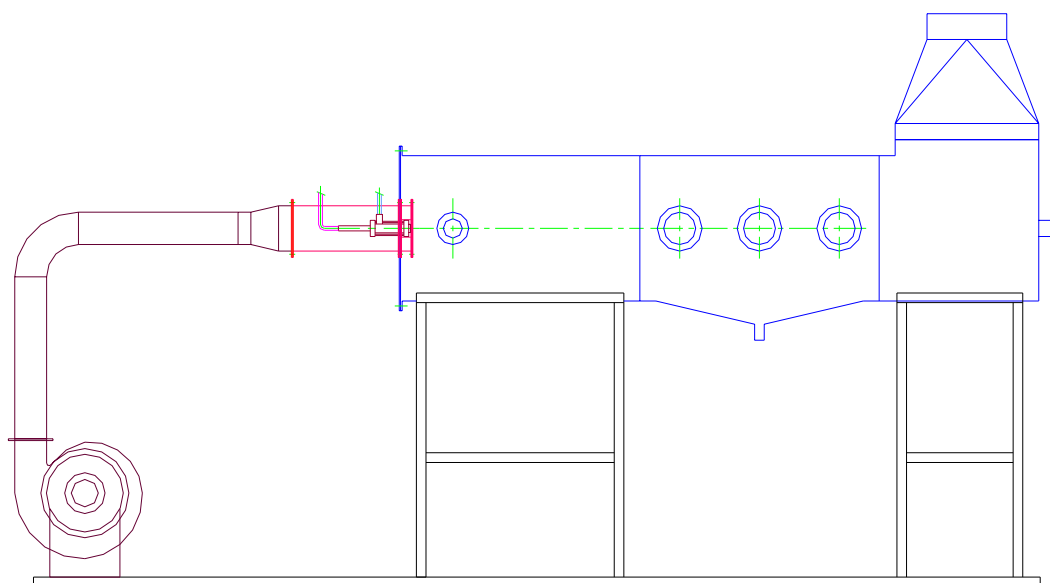


Figura B. 1: Fornalha provisória para realização de ensaios preliminares de queima.

Numa das faces laterais foram colocadas quatro janelas circulares para visualização da chama. A primeira janela tinha um diâmetro de 60 mm enquanto as restantes mediam 100 mm. Estas janelas encontravam-se normalmente fechadas com uma chapa basculante. Na face oposta ao injektor foi também colocada uma janela com 60 mm de diâmetro para visualização frontal da chama produzida.

Para exaustão dos fumos foi instalada uma chaminé provisória em chapa de aço galvanizado com 250 mm de diâmetro.

Na face frontal foram instalados o atomizador e o sistema de injeção do ar secundário, conforme esquema apresentado na Figura B. 2.

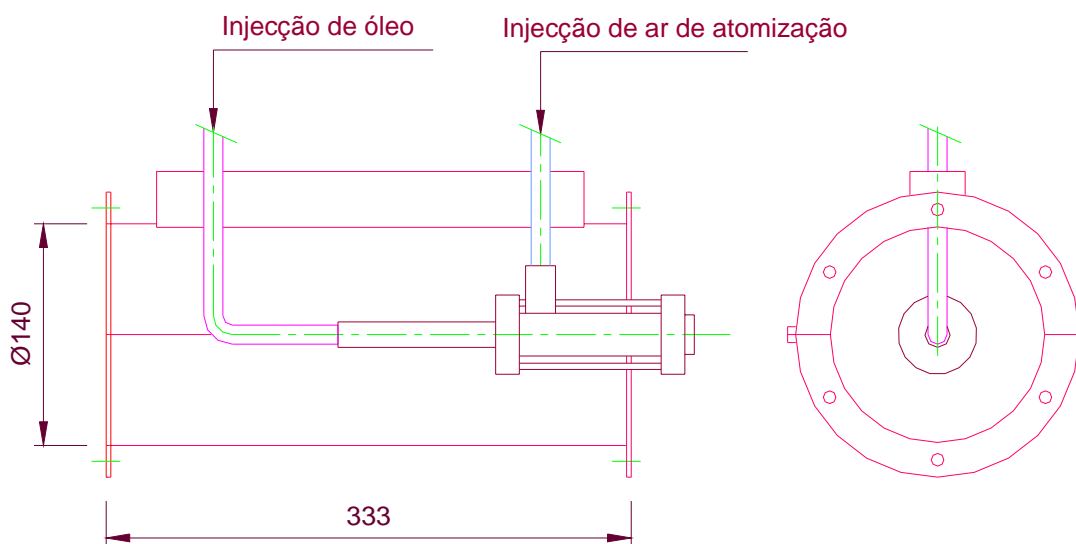


Figura B. 2: Esquema do tubo de alojamento do atomizador efervescente e injeção do ar de combustão.

O ar de combustão é fornecido por um ventilador centrífugo modelo *SODECA CMAT-527-2T*, accionado por um motor de 0.30 kW. Para injeção do ar secundário foi construído o dispositivo apresentado na Figura B. 3, com um diâmetro de 140 mm e 300 mm de comprimento. Este tubo permitia também o alojamento do atomizador efervescente, devidamente centrado pelo eixo. A ligação dos tubos de injeção de óleo e de ar comprimido de atomização foi efectuada lateralmente, conforme se pode observar na mesma figura.

Para a criação da rotação necessária à mistura de ar com o spray produzido, e consequente estabilização da chama, foi construído um gerador de rotação composto por um conjunto

de pás inclinadas, em forma de hélice, conforme apresentado na Figura B. 3. Nesta figura é também visível a posição do atomizador efervescente. Estes dois componentes (tubo e gerador de rotação) foram devidamente aparafusados na chapa de topo da fornalha provisória, facilitando deste modo a sua eventual substituição. Na Figura B. 4 é apresentada uma imagem de conjunto destes componentes.



Figura B. 3: Aspecto do gerador de rotação de ar de combustão utilizado na fornalha provisória.



Figura B. 4: Imagem de conjunto do sistema de geração de rotação e do tubo de alojamento do atomizador efervescente.

Para a injeção do óleo foi utilizado o mesmo sistema de bombagem já existente no Laboratório e apresentado no Capítulo 3. Na Figura B. 5 é apresentado um aspecto de toda a instalação onde se pode observar: fornalha provisória devidamente isolada, chaminé, ventilador e tubeira para medição de caudal, depósito e sistema de bombagem de óleo e rotâmetros para medição do caudal de ar de atomização.

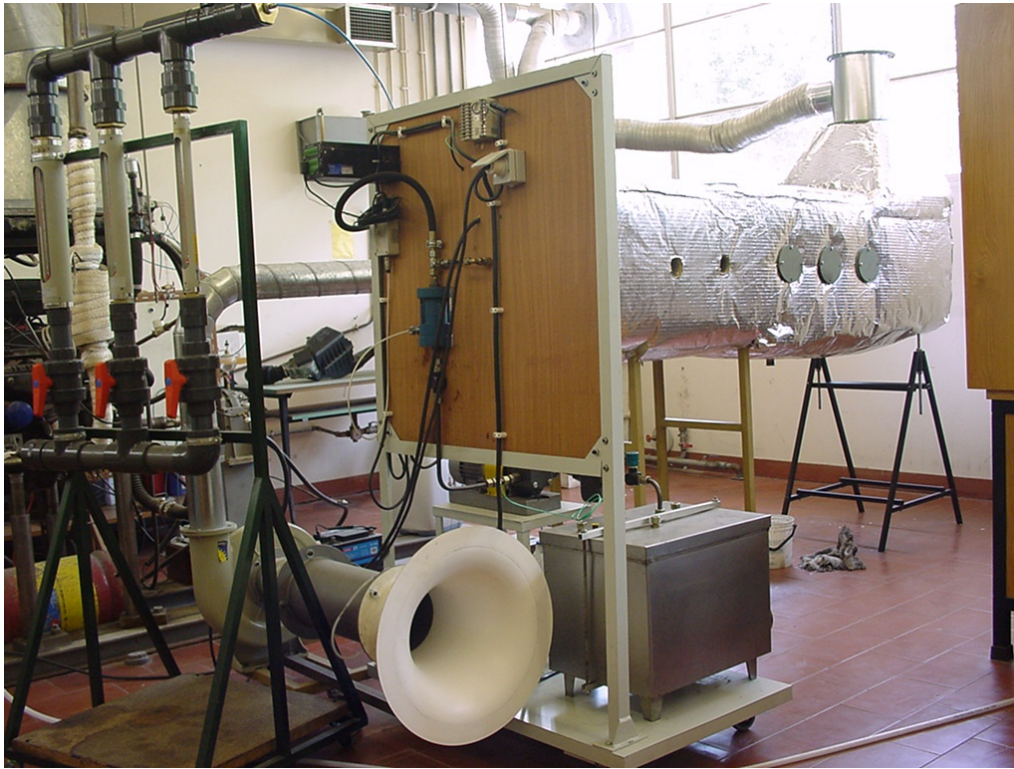


Figura B. 5: Fornalha provisória para ensaios preliminares.

Uma vez que o objectivo, nesta fase, não era a obtenção de resultados experimentais, não foi efectuado registo dos parâmetros de funcionamento durante os testes que se realizaram.

O sistema de ignição era efectuado através de um pequeno maçarico a gás, que se introduzia pela primeira janela lateral, junto ao queimador. No arranque ligavam-se os sistemas de injeção pela seguinte ordem: ar combustão, ar primário de atomização e, por último, a injeção de óleo. Esta operação era efectuada com o apoio do técnico do Laboratório, que introduzia o maçarico na fornalha, na altura em que era ligada a bomba de abastecimento de óleo.

Uma vez que não se dispunha de sistema de pré-aquecimento da fornalha, os primeiros arranques eram constantemente interrompidos, dando-se o apagamento da chama. Atingindo-se um certo nível de aquecimento, conseguia-se uma chama minimamente estável, após o ajuste dos caudais apropriados de ar e combustível.

O caudal máximo de óleo nos ensaios efectuados foi de 15 l/h. A chama produzida, de coloração amarela, tinha um comprimento de cerca de 2 m, uma vez que quase atingia o fundo da fornalha. O diâmetro era visivelmente inferior a 0.45 m pois não tocava nas paredes.

A duração dos ensaios, após a estabilização da chama, nunca ultrapassou 10 min, uma vez que não se dispunha de sistema de arrefecimento das paredes e era necessário garantir a integridade da fornalha.

Em termos de análise destes ensaios, concluiu-se que o comprimento da chama na ordem dos 2 m e o diâmetro relativamente pequeno, se devia ao baixo nível de circulação do ar de combustão. A baixa intensidade de rotação do ar de combustão não produzia a desejada taxa de mistura com o combustível (óleo) o que resultava na necessidade de uma maior zona de reacção, até que todo o combustível queimasse.

Pala análise feita concluiu-se que:

- O sistema de geração da rotação do ar de combustão teria de ser mais eficiente.
- Assumindo que a condição anterior é garantida, o comprimento da chama produzida por este atomizador efervescente, com um caudal de 15 L/h de óleo, nunca será superior a 2 m.
- Será expectável um aumento do diâmetro da chama
- Um pormenor essencial numa fornalha para combustão de óleos usados, é a existência de um sistema de pré-aquecimento com um queimador alternativo (queimando gás, por exemplo), de forma a garantir um arranque correcto do queimador de óleo, diminuindo, nesta fase, a emissão de poluentes gasosos, essencialmente partículas.

ANEXO C – CALIBRAÇÃO DO ROTÂMETRO DE ÓLEO

ANEXO C – CALIBRAÇÃO DO ROTÂMETRO DE ÓLEO

Para a medição do caudal do óleo foi utilizado um rotâmetro com parafuso helicoidal, modelo *OMG13* da *Litre Meter*. O rotâmetro tem uma gama nominal de 3 – 600 L/h, podendo atingir 250 bar e 150 °C, no seu funcionamento. No entanto, foi calibrado de fábrica para trabalhar na gama de 10 a 30 L/h. Pode ser utilizado com fluidos de viscosidades variáveis entre 1.2 e 5000 cSt. Para além disso, o rotâmetro foi fornecido com um transdutor e ecrã digital, permitindo a alteração das unidades de saída e a leitura de caudais instantâneos ou acumulados.

O rotâmetro foi calibrado, antes da realização dos ensaios, através da tradicional técnica do cronómetro e de um vaso com escala de volumes. Para cada valor de caudal lido foram realizadas duas leituras, tendo-se efectuado a média aritmética destes dois valores. A temperatura do óleo durante a calibração foi de 18 °C.

Tabela C. 1: Parâmetros de calibração do rotâmetro de óleo.

Caudal lido (l/h)	Tempo (s)	Volume (ml)	Caudal medido (l/h)	Média (l/h)
7.15	11.99	24.5	7.36	7.30
	12.02	24.2	7.25	
9.81	8.96	25.5	10.25	10.18
	8.9	25	10.11	
12.85	6.42	23.6	13.23	13.12
	26.58	96	13.00	
16.54	21.09	99	16.90	16.95
	20.64	97.5	17.01	
22.29	15.62	98	22.59	22.68
	15.49	98	22.78	

Na Tabela C. 1 são apresentados os parâmetros das medições e na Figura C. 1 é apresentada a curva de calibração. Na coluna da esquerda é apresentado o valor do caudal lido no rotâmetro e nas colunas da direita apresentam-se os valores dos caudais obtidos por medição do volume e do tempo decorrido, bem como a média aritmética de cada grupo de dois valores.

Observando a Figura C. 1, verifica-se que a relação entre os valores medidos e lidos é do tipo linear e traduzida pela equação da recta apresentada no gráfico. Refira-se que o grau de aproximação entre os dois conjuntos de dados é elevado, sendo o coeficiente de correlação igual 0.9998.

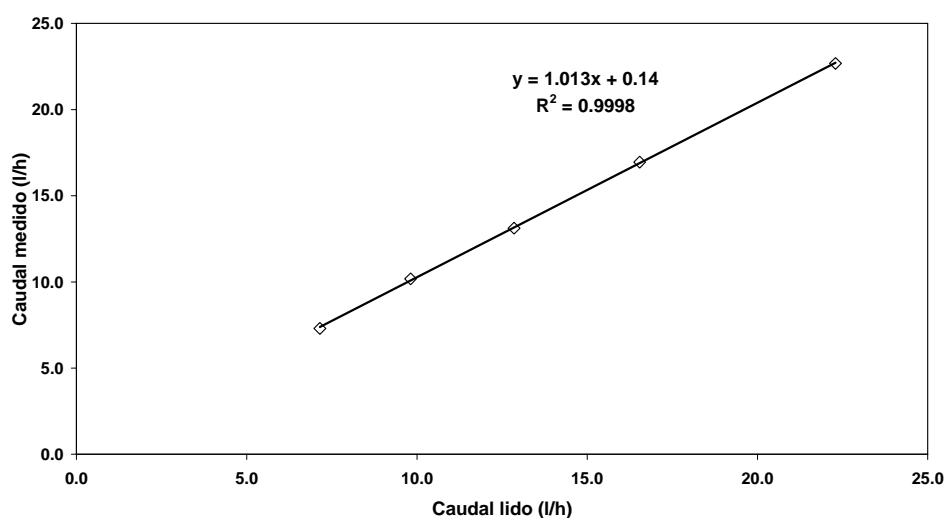


Figura C. 1: Curva de calibração do rotâmetro de óleo

**ANEXO D – CORRECÇÃO DO CAUDAL EM FUNÇÃO DA
PRESSÃO DO ROTÂMETRO DE AR DE ATOMIZAÇÃO**

ANEXO D – CORRECÇÃO DO CAUDAL EM FUNÇÃO DA PRESSÃO DO ROTÂMETRO DO AR DE ATOMIZAÇÃO

Na medição do caudal de ar de atomização foram usados dois rotâmetros em paralelo da *Fisher & Porter*, com tubo de medida em borosilicato e flutuador em aço inox.

A gama nominal dos rotâmetros, fornecida de fábrica, corresponde às condições normais de pressão e temperatura (1.013 bar e 20 °C). Deste modo, as leituras efectuadas em diferentes condições, têm de ser convertidas para as actuais condições de funcionamento. Para o efeito todas as leituras de caudal eram acompanhadas pela medição da pressão e temperatura do ar movimentado.

Sendo Q_n a leitura no rotâmetro, nas condições de pressão p_n e temperatura T_n , o caudal volumétrico equivalente à pressão e temperatura normais (p_0, T_0) é:

$$Q_0 = Q_n \sqrt{\frac{p_n T_0}{p_0 T_n}} \quad (\text{D.1})$$

sendo a temperatura e a pressão definidas numa escala absoluta.

ANEXO E – CONSTRUÇÃO E CALIBRAÇÃO DA TUBEIRA

ANEXO E – CONSTRUÇÃO E CALIBRAÇÃO DA TUBEIRA

E.1 CONSTRUÇÃO DA TUBEIRA

Para a medição do caudal de ar secundário foi utilizada uma tubeira, construída para este efeito, instalada à entrada do ventilador.

Ao entrar na tubeira, o fluido é gradualmente acelerado, desenvolvendo-se uma camada limite fina junto à parede, de modo a que as medidas de velocidade no seu eixo correspondam, muito aproximadamente, ao valor médio da velocidade de escoamento, $U_i \approx U_m$.

Este facto permite uma determinação expedita e aproximada do valor do caudal, a partir de uma única medição da pressão estática no eixo da tubeira, pois uma vez determinada a velocidade média, U_m , multiplicando-a pela área da secção A onde foi efectuada a medição, obtemos o valor de caudal pretendido.

O desenho da tubeira obteve-se usando uma secção elíptica na entrada, seguida de uma secção cilíndrica com metade do diâmetro da anterior (Figura E. 1). O conhecimento da geometria da tubeira permite uma determinação expedita da área de secção, em qualquer ponto, desde que se conheça a distância à entrada.

A tubeira desenhada é elíptica, sendo a equação do seu perfil em corte:

$$\left(\frac{x}{a}\right)^2 + \left(\frac{y}{b}\right)^2 = 1 \quad (\text{E.1})$$

onde:

- x - Abcissa num ponto da elipse;
- y - Ordenada no mesmo ponto;
- a - Semi-eixo da elipse na direcção das abcissas;
- b - Semi-eixo da elipse na direcção das ordenadas.

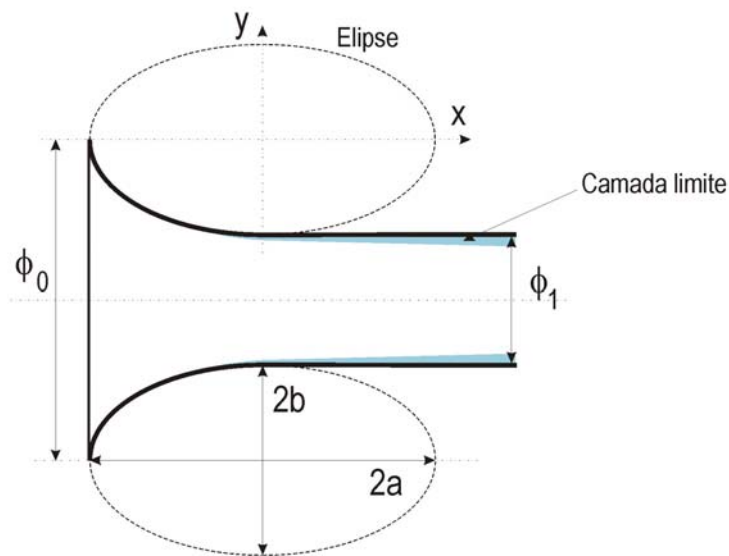


Figura E. 1: Escoamento na tubeira de entrada e no tubo de ligação

Referenciando a secção de medição pela posição x , em relação à entrada, teremos:

$$y = \frac{b}{a} \cdot \sqrt{2ax - x^2} \quad (\text{E.2})$$

Sendo a área de secção:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (\text{E.3})$$

em que ϕ é o diâmetro à distância x do bocal.

Mas, sendo $\phi = 4b - 2y$, por ser $\phi_1 = 2\phi_2$ e, por conseguinte, $\phi_1 - \phi_2 = 2b$, virá:

$$A = \pi(2b - y)^2 \quad (\text{E.4})$$

sendo y o valor já definido na equação E.2

Desta forma, é possível com uma única leitura determinar de forma aproximada o caudal que passa na tubeira:

$$Q \cong U_i \pi (2b - y)^2 \quad (\text{E.5})$$

Apesar da boa aerodinâmica dos bocais de entrada tipo tubeira, existe sempre uma queda de pressão pelo que, será conveniente obter o coeficiente de entrada (C_D) do escoamento na tubeira para, com maior exactidão, poder determinar o valor do caudal real.

$$Q \cong C_D \cdot A_1 U_1 \quad (\text{E.6})$$

Sendo A_1 , a área da garganta e U_1 , a velocidade do escoamento nessa zona.

$$U_1 = \sqrt{\frac{2(p_0 - p_1)}{\rho_f}} \quad (\text{E.7})$$

Para uma utilização correcta desta tubeira é necessário obter a curva do C_D em função de Re do escoamento, na gama de caudais esperados durante os ensaios. A forma de obtenção dessa curva, conforme apresentado mais adiante, terá como base a determinação do caudal teórico, pela medição da pressão estática após a tubeira (Equação E.5), e do caudal real por um método mais fiável.

A tubeira construída para a instalação experimental teve como base uma elipse em que o eixo maior tem 250 mm e o menor 125 mm. Pela revolução de $\frac{1}{4}$ desta elipse, na direcção do seu eixo maior, em torno de um eixo imaginário a 62.5 mm, obteve-se a tubeira de entrada, com um diâmetro na entrada de 250 mm e 125 mm na garganta, como podemos no ver na Figura E. 2. As dimensões utilizadas tiveram como base a experiência existente no grupo de Energia e Fluidos, na construção de outras tubeiras.

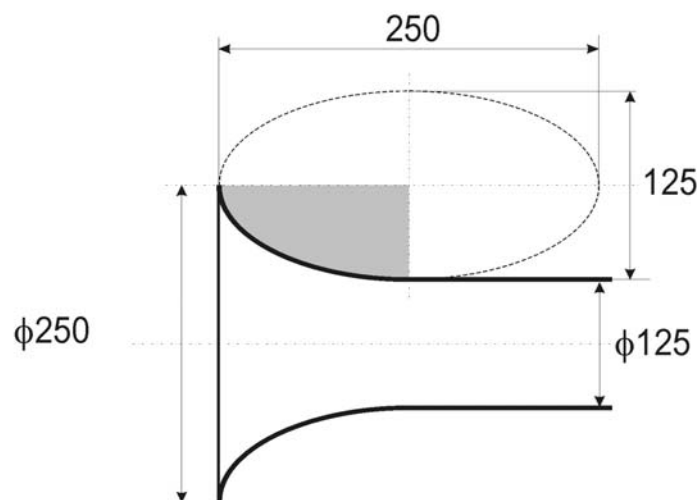


Figura E. 2: Dimensões da tubeira

Para obtenção da tubeira como peça acabada construiu-se inicialmente, por torneamento, um molde em placas de aglomerado de madeira (*MDF*). Depois de obtido o molde, procedeu-se a um bom acabamento da sua superfície, antes de ser utilizado na obtenção da peça final, em fibra de vidro (Figura E. 3: Aspecto da tubeira de entrada de ar, em fibra de vidro). A fibra de vidro tem a vantagem, para além da obtenção da forma desejada, de permitir a obtenção de uma parede com bom acabamento, reduzindo assim ao máximo a turbulência devida à rugosidade e retardando o aparecimento de camada limite.



Figura E. 3: Aspecto da tubeira de entrada de ar, em fibra de vidro

A zona da garganta da tubeira foi ligeiramente prolongada para aplicação de uma flange de ligação ao elemento seguinte da instalação: tubo de ligação ao ventilador.

Este tubo, que serve de ligação entre a tubeira e o ventilador, tem a função de minimizar, na entrada da tubeira, os efeitos de turbulência provocados, a jusante desta, pela aspiração do ventilador (Figura E. 4).

No início deste tubo foram colocadas três tomadas de pressão, desfasadas de 120° entre si, com o objectivo de permitir uma leitura, tão precisa quanto possível, dos valores da pressão estática. Recorde-se a importância da precisão de leitura destes valores, na determinação do caudal movimentado em cada ensaio.

O tubo foi executado em chapa de aço macio, soldado longitudinalmente, flangeado nas extremidades, e subsequentemente pintado.



Figura E. 4: Tubo de ligação tubeira-ventilador e o pormenor de uma tomada de pressão estática

E.2 CALIBRAÇÃO DA TUBEIRA

Conforme referido anteriormente, a correcta utilização desta tubeira exige a sua calibração, que passa pela determinação da curva do coeficiente de descarga (C_D).

O coeficiente de descarga (C_D), traduz a relação entre o caudal teórico Q_t , que entraria numa tubeira ideal onde não existissem perdas de atrito na sua parede e o caudal real Q , que efectivamente entra nessa tubeira, sendo este obviamente inferior ao primeiro.

$$Q = C_D \cdot Q_t \quad (\text{E.8})$$

O valor de C_D varia com a geometria de cada tubeira e com Re (e por conseguinte, com o caudal movimentado).

Sendo a contracção da tubeira uma região de gradiente de pressão favorável, à medida que se aumenta o caudal de entrada numa tubeira, verifica-se um retardamento no desenvolvimento da camada limite. Este facto justifica uma maior aproximação do caudal real ao caudal teórico, com o aumento da velocidade de entrada o que se traduz numa aproximação de C_D à unidade.

Para determinação do C_D da tubeira construída, efectuaram-se medições de caudal, por dois processos: um condicente com a obtenção do caudal teórico e outro, mais preciso, onde se pretendeu determinar o caudal real.

A medição do caudal teórico foi efectuada através da medição de pressão estática, num ponto imediatamente após a sua entrada.

Recorde-se que à entrada de uma tubeira, o reduzido crescimento da camada limite aproxima o escoamento da condição invíscida pelo que se pode considerar que a velocidade no eixo tem um valor muito aproximado da velocidade média. Este facto permite uma determinação expedita e aproximada do valor da velocidade, a partir de uma única medição da pressão estática. Conhecendo a velocidade média e a geometria da tubeira, facilmente se estima o valor de caudal movimentado (Equação E.2 à E.7).

Para a medição da pressão estática imediatamente após a garganta da tubeira, foram utilizados micro-sensores de pressão, devido à precisão e sensibilidade de leitura. Estes foram calibrados com o auxílio de um micro manómetro Betz.

Na Figura E. 5 é apresentada uma imagem da instalação de calibração da tubeira. A jusante do ventilador foi instalado um tubo transparente em *acrílico*, com um diâmetro interno de 93 mm e 2 m de comprimento. Foi garantida a total estanqueidade nas ligações efectuadas entre todos os elementos de ligação, para que todo o caudal que entrasse pela tubeira, passasse por este tubo.

A determinação do caudal real foi efectuada com base na medição do caudal que efectivamente passava por este tubo. Para isso foi utilizado o equipamento de Anemometria Laser (LDA) existente no Laboratório de Mecânica de Fluidos. A medição local da velocidade de escoamento ao longo da secção do tubo de *acrílico*, permitiu obter o perfil de velocidades nessa secção. Após obtenção do perfil de velocidades procedeu-se à integração gráfica para determinação da velocidade média do escoamento que, multiplicada pela área transversal do tubo, dava o caudal real movimentado.

Enquanto nos líquidos as impurezas normalmente presentes servem como partículas de refacção, nos gases é necessário introduzir no fluxo um elemento contaminante, para conseguir a visualização do escoamento. No caso concreto dos ensaios de calibração, utilizou-se um óleo de silicone da *HAAKE*, ref^a *SIL 300*. Este óleo era pulverizado através de um nebulizador, com injeção de ar comprimido, sendo introduzido na corrente de ar através da entrada da tubeira (Figura E. 7).



Figura E. 5: Instalação para calibração da tubeira de entrada de ar secundário



Figura E. 6: Utilização do LDA para determinação do perfil de velocidades no tubo de acrílico

As medições foram efectuadas a cerca de 100 mm do topo do tubo de *acrílico*, para evitar o efeito da saída do ar no escoamento local. O escoamento nesta secção estava completamente desenvolvido, o que era garantido pelo comprimento rectilíneo do tubo, a montante – cerca de 1.9 m.



Figura E. 7: Pormenor de injeção de óleo de silicone pulverizado, no escoamento de ar, durante os ensaios de calibração da tubeira

Foram efectuadas medições ao longo do diâmetro do tubo, sobre a horizontal, tendo-se iniciado e terminado a cerca de 0.5 mm da parede. O intervalo entre cada ponto de medição foi de 1 mm.

Foi utilizada uma lente com um comprimento de focagem de 310 mm e mediu-se apenas a componente axial da velocidade, uma vez que se verificou que as outras componentes (radiais) eram desprezáveis.

Foram efectuados três ensaios, apresentando-se na Figura E. 8 o perfil de velocidades num desses ensaios (#3) e na Tabela E. 1 os valores da velocidade em todos os pontos da secção e respectiva folha de cálculo do coeficiente de descarga. A velocidade média foi obtida por integração numérica dos dados experimentais. Nesta integração, atendendo à elevada resolução espacial na determinação do perfil de velocidades, o método dos trapézios é adequado. O valor de C_D retirado é de 0.991 para $Re=72\ 419$. Os restantes ensaios mostraram que o valor de C_D é independente de Re dentro da gama testada.

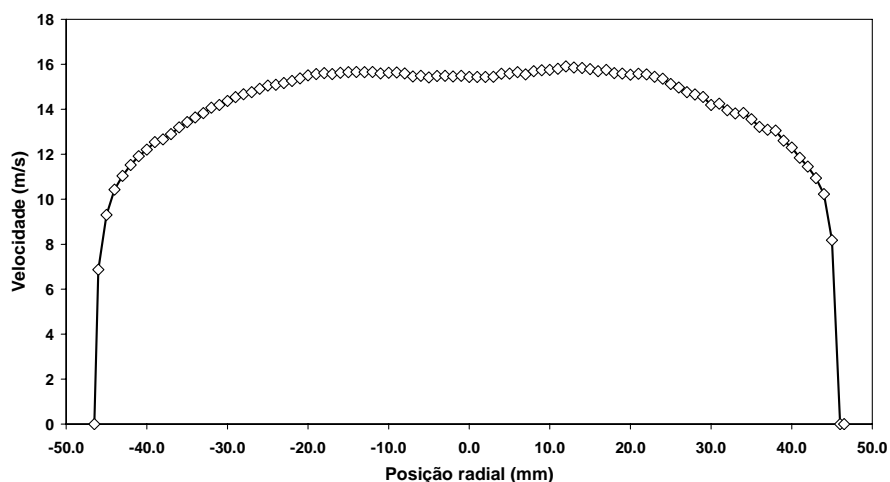


Figura E. 8: Perfil de velocidades no tubo de 93 mm de diâmetro, num dos ensaios de calibração da tubeira (#3)

Tabela E. 1: Folha de cálculo do coeficiente de descarga num dos ensaios de calibração (#3)

X (mm)	Vel (m/s)	X (mm)	Vel (m/s)	Área (mm ²)	$Ax \cdot Ux$
-46	6.87	46.00	0.00	289.03	992.81
-45	9.30	45.00	8.18	282.74	2471.18
-44	10.43	44.00	10.23	276.46	2855.83
-43	11.04	43.00	10.94	270.18	2969.24
-42	11.53	42.00	11.45	263.89	3032.14
-41	11.92	41.00	11.84	257.61	3060.41
-40	12.21	40.00	12.30	251.33	3080.02
-39	12.54	39.00	12.61	245.04	3081.43
-38	12.66	38.00	13.05	238.76	3069.27
-37	12.90	37.00	13.09	232.48	3021.05
-36	13.20	36.00	13.22	226.19	2988.03
-35	13.43	35.00	13.56	219.91	2967.71
-34	13.64	34.00	13.84	213.63	2935.25
-33	13.83	33.00	13.82	207.35	2866.55
-32	14.07	32.00	13.96	201.06	2817.88
-31	14.20	31.00	14.25	194.78	2770.73
-30	14.37	30.00	14.20	188.50	2692.66
-29	14.54	29.00	14.55	182.21	2650.28
-28	14.67	28.00	14.66	175.93	2580.00
-27	14.76	27.00	14.76	169.65	2503.98
-26	14.91	26.00	14.97	163.36	2440.64
-25	15.06	25.00	15.13	157.08	2371.12
-24	15.09	24.00	15.36	150.80	2295.88
-23	15.17	23.00	15.45	144.51	2212.50
-22	15.26	22.00	15.55	138.23	2129.43
-21	15.38	21.00	15.58	131.95	2042.54
-20	15.51	20.00	15.54	125.66	1950.93
-19	15.57	19.00	15.59	119.38	1859.95
-18	15.61	18.00	15.61	113.10	1765.45
-17	15.57	17.00	15.75	106.81	1672.71
-16	15.62	16.00	15.70	100.53	1574.31

X (mm)	Vel (m/s)	X (mm)	Vel (m/s)	Área (mm ²)	$A_x \cdot U_x$
-15	15.65	15.00	15.79	94.25	1481.58
-14	15.66	14.00	15.84	87.96	1385.44
-13	15.65	13.00	15.86	81.68	1286.89
-12	15.66	12.00	15.91	75.40	1190.16
-11	15.60	11.00	15.80	69.12	1085.11
-10	15.62	10.00	15.75	62.83	985.52
-9	15.64	9.00	15.74	56.55	887.25
-8	15.60	8.00	15.69	50.27	786.40
-7	15.46	7.00	15.55	43.98	681.95
-6	15.49	6.00	15.65	37.70	586.98
-5	15.42	5.00	15.59	31.42	487.10
-4	15.48	4.00	15.58	25.13	390.31
-3	15.49	3.00	15.45	18.85	291.60
-2	15.46	2.00	15.44	12.57	194.15
-1	15.49	1.00	15.44	6.28	97.17
0	15.44			0.79	12.13
				6792.91	89551.63
	Velocidade média (m/s)				13.18
	Caudal no tubo (m ³ /h)				322.39
	Pressão estática (mmca) lida na Tubeira D125 =				3.20
	Massa volúmica do ar (kg/m ³) =				1.18
	Velocidade Média na Tubeira (m/s) =				7.36
	Caudal na entrada - TEÓRICO (m ³ /h) =				325.36
	Caudal no tubo D93 - REAL (m ³ /h) =				322.39
	Coefficiente de entrada tubeira =				0.991
	Nº Reynolds na tubeira =				72 419

**ANEXO F – CALIBRAÇÃO DOS ROTÂMETROS DE ÁGUA
DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO**

ANEXO F – CALIBRAÇÃO DOS ROTÂMETROS DE ÁGUA DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO

Na medição dos caudais de água que circulavam por cada segmento da fornalha, foram utilizados cinco rotâmetros da *Fisher & Porter*, com tubo de medida em borosilicato e flutuador em aço inox, conforme lista apresentada na Tabela F. 1. A montante de cada rotâmetro estava instalada uma válvula de regulação fina para ajuste do caudal pretendido.

Tabela F. 1: Lista de rotâmetros e respectivas características nominais, nas condições normais de pressão e temperatura (1.013 bar e 20 °C)

Rotâmetro nº	Diâmetro	Escala
1	1”	0-100 % (20 N L/min)
2	1”	0-100 % (20 N L/min)
3	1”	0-100 % (20 N L/min)
4	2”	100-1800 L/h
5	2”	400-3000 L/h

Cada um dos rotâmetros foi devidamente calibrado, antes da realização dos ensaios, através da tradicional técnica do cronómetro e de um vaso com escala de volumes. Para cada valor de caudal lido foram realizadas duas leituras, tendo-se efectuado a média aritmética destes dois valores. A temperatura da água durante a calibração foi de 20 °C.

Nas tabelas seguintes são apresentados os parâmetros das medições, juntamente com uma figura onde é apresentada a curva de calibração de cada um dos rotâmetros. A coluna da esquerda apresenta o valor do caudal lido no rotâmetro e nas colunas da direita apresentam-se os valores dos caudais obtidos por medição do volume e do tempo decorrido, bem como a média aritmética de cada grupo de dois valores.

Tabela F. 2: Parâmetros de calibração do rotâmetro nº 1 (100% = 20 N L/min)

Caudal lido (L/min)	Tempo (s)	Volume (ml)	Caudal medido (L/min)	Média (L/min)
4.0	13.48	990	4.41	4.39
	13.31	970	4.37	
8.0	20.11	2760	8.23	8.24
	27.41	3770	8.25	
11.0	18.4	3750	12.23	12.23
	20.81	4240	12.22	
15.8	20.89	5620	16.14	16.02
	22.37	5930	15.91	

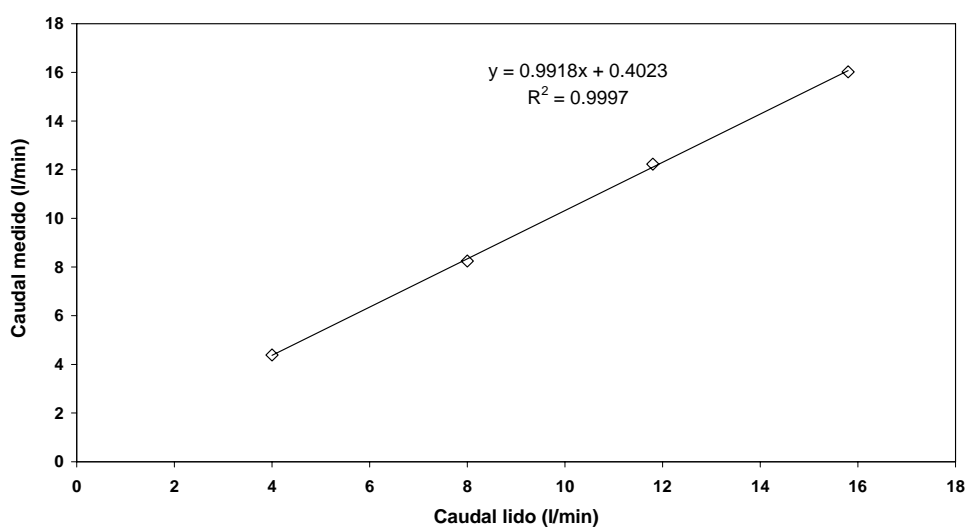


Figura F. 1: Curva de calibração do rotâmetro nº 1 (100% = 20 N L/min)

Tabela F. 3: Parâmetros de calibração do rotâmetro nº 2 (100% = 20 N L/min)

Caudal lido (L/min)	Tempo (s)	Volume (ml)	Caudal medido (L/min)	Média (L/min)
4.0	14.28	1000	4.20	4.20
	14.30	1000	4.20	
8.0	20.94	2870	8.22	8.31
	20.36	2850	8.440	
12.0	14.57	3000	12.35	12.41
	22.00	4570	12.46	
16.0	21.59	5650	15.70	16.04
	20.32	5550	16.39	

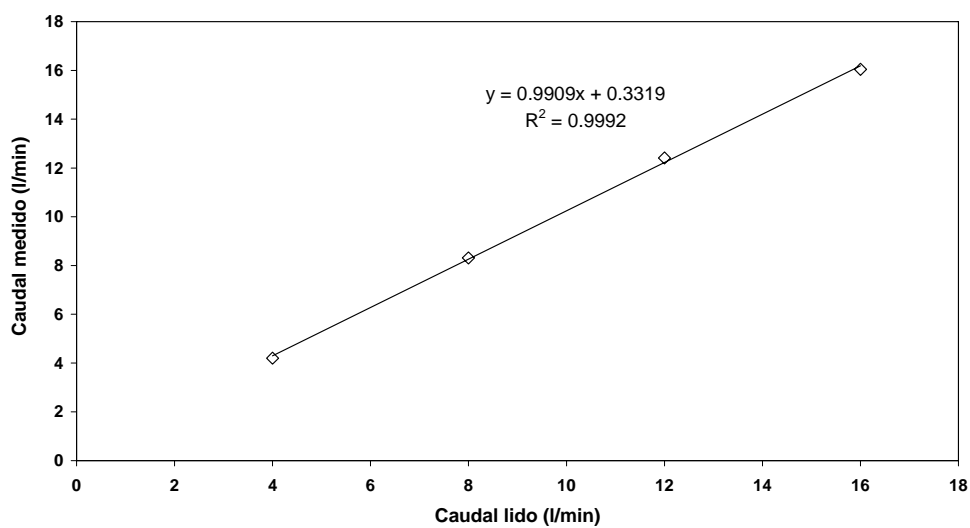


Figura F. 2: Curva de calibração do rotâmetro nº 2 (100% = 20 N L/min)

Tabela F. 4: Parâmetros de calibração do rotâmetro nº 3 (100% = 20 N L/min)

Caudal lido (L/min)	Tempo (s)	Volume (ml)	Caudal medido (L/min)	Média (L/min)
4.0	14.14	1000	4.24	4.19
	14.50	1000	4.14	
8.0	20.44	2830	8.31	8.23
	19.98	2715	8.15	
12.0	20.25	4100	12.15	12.19
	18.89	3850	12.23	
15.6	21.50	5690	15.88	15.70
	22.04	5700	15.52	

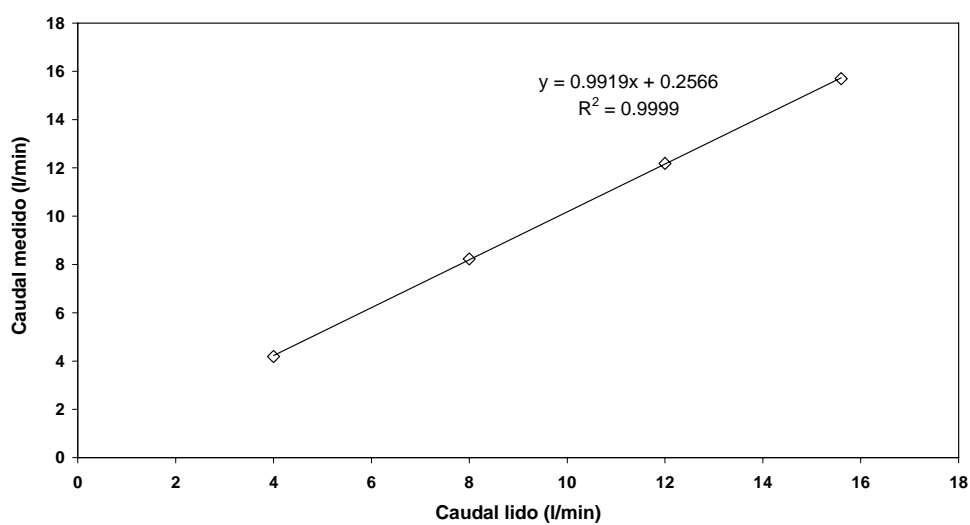


Figura F. 3: Curva de calibração do rotâmetro nº 3 (100% = 20 N L/min)

Tabela F. 5: Parâmetros de calibração do rotâmetro nº 4 (200 – 1800 L/h)

Caudal lido (L/h)	Tempo (s)	Volume (ml)	Caudal medido (L/h)	Média (L/h)
400	18.39	2000	392	392
	19.19	2090	392	
800	17.09	3790	798	796
	17.95	3955	793	
1 200	16.68	5640	1 217	1 208
	17.27	5750	1 199	
1 500	13.55	5610	1 490	1 489
	13.58	5615	1 489	

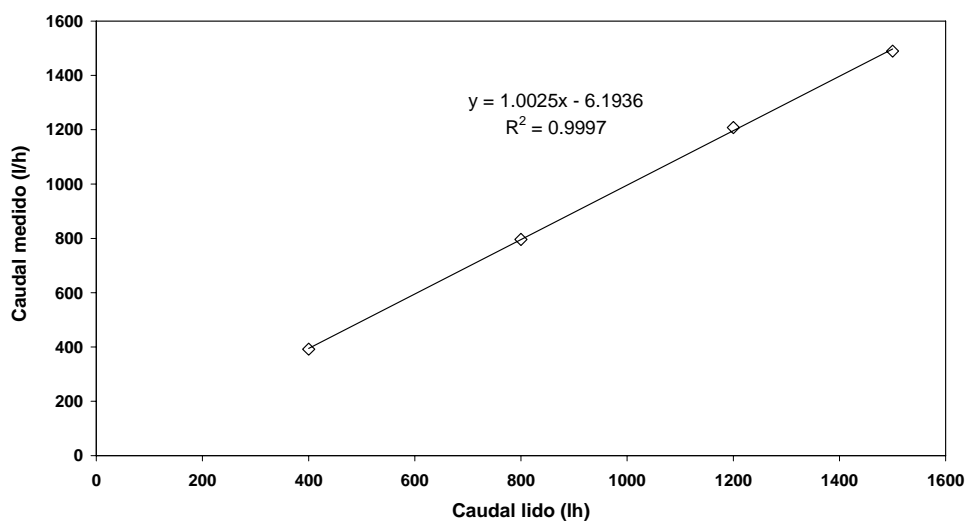


Figura F. 4: Curva de calibração do rotâmetro nº 4 (200 – 1800 L/h)

Tabela F. 6: Parâmetros de calibração do rotâmetro nº 5 (400 – 3000 L/h)

Caudal lido (L/h)	Tempo (s)	Volume (ml)	Caudal medido (L/h)	Média (L/h)
600	19.23	3090	578	576
	23.25	3710	574	
1 000	15.32	4290	1 008	1 001
	14.55	4020	995	
1 500	13.67	5740	1 512	1 517
	13.53	5720	1 522	

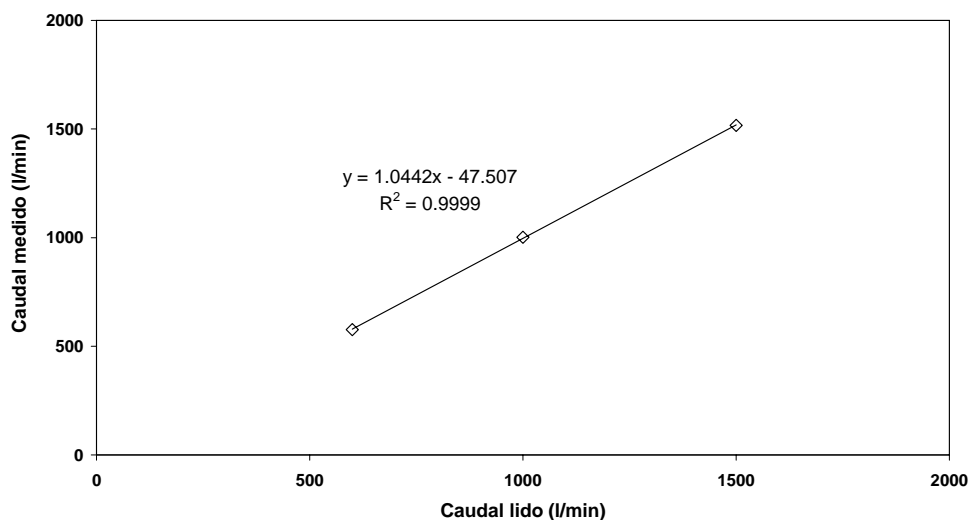


Figura F. 5: Curva de calibração do rotâmetro nº 5 (400 – 3000 L/h)

Pela observação das figuras, verifica-se que a relação entre os valores medidos e lidos é do tipo linear e traduzida pelas equações das rectas apresentadas em cada gráfico. Refira-se que o grau de aproximação entre os dois conjuntos de dados é elevado em todos eles, sendo os coeficientes de correlação muito próximos da unidade.

ANEXO G – SISTEMA DE INJECCÃO DE SEEDING

ANEXO G – SISTEMA DE INJEÇÃO DE SEEDING

Para a medição de perfis de velocidade da chama com o LDA é necessária a introdução de partículas sólidas que reflectam a luz laser. Para esse efeito foi seleccionado óxido de alumínio (massa volúmica de $3\,970\text{ kg/m}^3$) com diâmetro de partículas inferior a $3\text{ }\mu\text{m}$. As partículas de óxido de alumínio garantem que continuam presentes mesmo em ambientes extremamente reactivos como a combustão. A sua temperatura de fusão é de aproximadamente $2040\text{ }^\circ\text{C}$, valor muito superior à temperatura dentro da câmara de combustão. Para a sua introdução no escoamento foi desenvolvido um sistema baseado num pequeno ciclone (ver Figura G. 1). Este é constituído por um tubo de acrílico de 80 mm de diâmetro. A uma altura de aproximadamente $2/3$ da base, um fluxo de ar comprimido é injectado tangencialmente. O óxido de alumínio está depositado na base do tubo; a injeção tangencial de ar comprimido promove a mistura das partículas com o fluxo de ar que sai por um tubo central na face superior. Esta mistura é introduzida no fluxo de ar de combustão, entre o ventilador e o gerador de rotação. A quantidade de ar comprimido que é introduzida no interior da fornalha por este dispositivo é desprezável.

A optimização da taxa de aquisição de dados do LDA é conseguida através de um ajuste da pressão e caudal de ar comprimido, bem como da posição vertical do tubo de saída da mistura em relação ao nível de pó no interior do tubo de acrílico.

Com base no débito de partículas ao longo de cada ensaio e no caudal de ar de combustão, estima-se que a sua concentração volumétrica seja na ordem de 10^{-7} , pelo que o escoamento bifásico é claramente diluído.

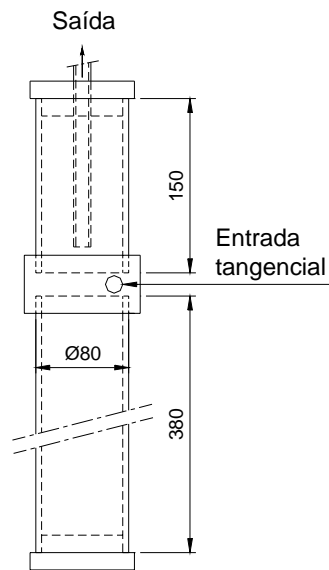


Figura G. 1: Esquema do ciclone para injeção de óxido de alumínio no fluxo de ar de combustão