



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Roberto Manuel Silva Magalhães

Estudo do Comportamento de um
Esquentador Estanque de 22 kW



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Roberto Manuel Silva Magalhães

Estudo do Comportamento de um
Esquentador Estanque de 22 kW

Dissertação de Mestrado
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação do
Professor Doutor José Carlos Teixeira
Professor Doutor Manuel Eduardo Ferreira

Declaração

Nome: Roberto Manuel Silva Magalhães

Endereço electrónico: roberto51128@gmail.com

Telefone: 00351 91 299 47 64

Número do cartão do cidadão: 129 16 811

Título de dissertação: **Estudo do comportamento de um esquentador estanque de 22 kW**

Orientador(es): Professor Doutor José Carlos Fernandes Teixeira; Professor Doutor Manuel Eduardo Cardoso Ferreira

Ano de conclusão: 2014

Designação do Mestrado ou do Ramo de Conhecimento do Doutoramento:

Ciclo de Estudos Conducente ao Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Declaro que concedo á Universidade do Minho e aos seus agentes uma licença não-exclusiva para arquivar e tornar acessível, nomeadamente através do seu repositório institucional, nas condições abaixo indicadas, a minha dissertação, no todo ou em parte, em suporte digital.

Declaro que autorizo a Universidade do Minho a arquivar mais de uma cópia da dissertação e a, sem alterar o seu conteúdo, converter a dissertação entregue, para qualquer formato de ficheiro, meio ou suporte, para efeitos de preservação e acesso.

Retenho todos os direitos de autor relativos à dissertação, e o direito a usar em trabalhos futuros (como artigos ou livros).

Concordo que a minha tese ou dissertação seja colocada no repositório da Universidade do Minho com o seguinte estatuto:

- Disponibilização imediata do conjunto do trabalho para acesso mundial

Universidade do Minho, ___ / ___ / _____

Assinatura: _____

Agradecimentos

Dedico esta dissertação ao meu PAI, Mãe e Irmão.

Agradeço ao Professor José Carlos Teixeira e ao Professor Eduardo Ferreira a disponibilidade e ajuda para levar este trabalho até ao fim, assim como apoio nas horas mais difíceis e a experiência e informação adquirida.

Agradeço também à Bosch Termotecnologia representado pelo Engenheiro Luís Monteiro pelo apoio à realização do trabalho, disponibilização da instalação experimental e alguns acessórios fornecidos.

Obrigado ao Armando Alves e ao Ricardo pelas ajudas e ideias.

Agradeço imenso as ajudas, conversas formais e informais de amigos como Pedro Ribeiro, João Sousa e João Ferreira que acompanharam mais de perto este momento, sem esquecer elementos de enorme amizade, importância e impacto que tiveram e têm na minha vida, como: Ricardo Campos, Nuno Pacheco, Carlos Mendes, Pedro Correia, Pedro Costa, Ricardo Ferreira, Bruno Silva, Luis Moniz, Pedro Marques, André Alves, Renato Alves, Diogo Cunha e Hugo Bonjardim.

Um sentido agradecimento aos amigos de Arquitetura que em muitas vezes me acompanharam, e ajudaram este último ano, destacando-se Maria Abreu e Sara Andrade.

Um muito obrigado aos amigos de Braga pelas conversas, momentos de lazer e pelo acompanhamento que tiveram ao longo deste últimos anos, Walter Cunha, Marri Sousa, Wilson Fernandes.

Um obrigado aos amigos da Recriação do Volley, pelas suas amizades e convívio, em especial Ariana Biscaia e Francisco Dias.

Obrigado também a Catarina Pereira, Liliana Braga, Sara Barros, Joana e Vitor Barreiro, Gracinda Palha, entre outros amigos e família que me acompanharam ao longo desta caminhada da vida. Obrigado a todos os docentes do Departamento e outros demais da Instituição do Minho que certamente deixarão saudade.

A TODOS o meu mais sincero obrigado.

Resumo

No mercado nacional atual os esquentadores são dispositivos bastante utilizados para o aquecimento de água sanitárias. Como tal, a legislação cada vez mais apertada, tem estimulado um desenvolvimento sustentado no que diz respeito à melhoria da eficiência, redução das emissões de poluentes e melhoria da segurança destes equipamentos, dos quais algumas soluções são apresentadas e testadas neste trabalho.

O objetivo desta dissertação foi verificar o comportamento térmico de um protótipo de esquentador estaque de 22 kW, a funcionar com gás propano, fornecido pela Vulcano. Foram efetuadas alterações em torno da placa com orifícios que limita a entrada do ar nas flautas do queimador, onde se realiza a pré-mistura com o combustível. Produziram-se quatro placas com orifícios de diferentes diâmetros e testaram-se em caso real, tendo sido tomada especial atenção às emissões de poluentes e aos consumos de combustível verificados.

No decurso dos ensaios experimentais foram utilizados um analisador de gases e um sistema de aquisição de dados, que permitiram monitorizar e recolher os dados, de forma a verificar o cumprimento da Norma 26:2000 no que diz respeito ao rendimento e à emissão de monóxido de carbono (CO). Para cada placa e utilizando apenas o ventilador do equipamento, foi ainda traçada a curva característica da instalação, em três situações distintas: i) com bloqueio das condutas de ar primário; ii) com bloqueio da matriz do ar secundário; iii) livre circulação de ar.

Da análise dos resultados concluiu-se que a configuração mais vantajosa, em termos de eficiência, é a original, seguida da placa “-0,5 mm” e “+1 mm”. A placa de “-1 mm”, por outro lado, correspondeu à menor emissão CO. Nas placas com diâmetros superiores à original verificou-se instabilidade de chama, fruto da maior quantidade de ar primário arrastado. Nas mesmas condições de teste, comprovou-se que com a inclusão de uma tubeira o ar aspirado pelo ventilador é superior. Finalmente notou-se que com a diminuição dos diâmetros dos furos das placas, diminui a percentagem de ar primário, aumentando a perda de carga na zona das flautas e a perda de carga global do sistema. Estes resultados foram comprovados analiticamente utilizando o método de balanço dinâmico.

Abstract

In today's Portuguese market, water heaters are still the preferred equipments to heat sanitary water. The tightening of the legislation about these appliances is promoting an increase on efficiency, pollutant emission reduction and an increase on the safety features, that some of them are presented and tested on this work.

The purpose of this dissertation was to verify the thermal behaviour of a water heater prototype with 22 kW of nominal heat output, running on Propane, provided by Vulcano. Changes were made to the plate with orifices that limits the air supply to the burner flutes, where the pre-mixture with the fuel is made. Four different plates with different orifice diameters were built and tested in real case scenarios, taking into special consideration the pollution emission and the fuel consumption verified.

The experiments were conducted side by side with a gas analyser and a data acquisition system to monitor and collect the information, in order to verify the compliance of the 26:2000 standard, with regard to the efficiency and carbon monoxide emission (CO). For each plate, working exclusively with the appliance fan, the installation characteristic curve in three distinct situations was traced: i) with primary air ducts blocked; ii) with secondary air duct blocked; iii) free airflow.

Analysing the results it was concluded that the best configuration in terms of efficiency is the original one, followed by the "-0,5 mm" and "+1 mm" plates. On the other hand, the best plate in terms of CO emission was the "-1 mm" plate. Concerning the plates with diameters superior to the manufacturer's original configuration, flame instability was verified as a result of the greater primary airflow. Under the same test conditions it was noted that the introduction of a nozzle into the fan inlet conducted to the suction of a larger amount of air. Finally it was also concluded that the reduction of the orifice diameters of the plates, reduces the split of primary air, resulting in an increased pressure drop in the flutes and on the global pressure drop of the system. These results were validated analytically by the dynamic balance method.

Índice

Agradecimentos	III
Resumo	V
Abstract.....	VII
Índice	IX
Lista de Símbolos e Abreviaturas	XIII
Lista de Figuras	XIX
Lista de Tabelas.....	XXV
1 Introdução.....	1
1.1 O esquentador	4
1.2 Motivação	8
1.3 Objetivos da tese	9
2 Esquentador Sensor Compacto	13
2.1 Classificação do Esquentador.....	13
2.2 Apresentação do Modelo	16
2.3 Dados Técnicos	19
3 Revisão Bibliográfica	25
3.1 Chamas de difusão e Chamas de pré-mistura.....	25
3.2 Estabilidade da chama.....	29
3.3 Estequiometria.....	35
3.4 Limites de explosão	38
3.5 Limites de flamabilidade	39
3.6 Termoquímica	39
3.7 Entalpia de formação	40
3.8 Entalpia absoluta	40
3.9 Entalpia de reação e entalpia de combustão	41

3.10	Temperatura adiabática de chama	41
3.11	Dissociação.....	42
3.12	Poder Calorífico	42
3.13	Índice de Wobbe	43
3.14	Injetores	44
3.15	Jatos Turbulentos	47
3.16	Arrastamento de ar e ar primário	49
3.17	Efeitos nocivos da combustão	54
3.17.1	Mecanismo térmico ou de Zeldovich.....	55
3.17.2	Mecanismo súbito ou de Fenimore	55
3.17.3	Mecanismo N ₂ O intermédio	56
3.17.4	Métodos de controlo de emissões	56
3.17.5	Efeitos dos poluentes.....	57
3.18	Método de cálculo das emissões	58
3.18.1	Índice de emissão	58
3.18.2	Correção da concentração de CO	59
3.18.3	Concentrações mássicas.....	60
4	Instalação Experimental.....	63
4.1	Descrição da Instalação.....	63
4.2	Deteção e correção de anomalias	71
5	Técnicas Experimentais.....	75
5.1	Medição do caudal de ar, água e propano.....	75
5.2	Medição de temperatura	83
5.3	Recolha e análise dos gases de combustão (CO; CO ₂ ; O ₂)	84
6	Apresentação de resultados	89
6.1	Emissões dos gases.....	89
6.1.1	Placa original	89

6.1.2	Placa com -1 mm	93
6.1.3	Placa com -0,5 mm	96
6.1.4	Placa com +0,5 mm	98
6.1.5	Placa com +1 mm	101
6.2	Influência da tubeira.....	103
6.3	Influência das placas na curva da instalação.....	108
6.3.1	Placa original (funcionamento isotérmico vs funcionamento com combustão)	109
6.3.2	Comparação entre placas.....	110
7	Conclusão e trabalhos futuros	117
7.1	Conclusão.....	117
7.2	Trabalhos futuros.....	122
8	Referências.....	127
9	Anexos.....	133
9.1	Anexo A	133
9.2	Anexo B	135
9.3	Anexo C	137
9.4	Anexo D.....	139

Lista de Símbolos e Abreviaturas

Símbolo	Descrição	Unidade
		S.I.
$\% z$	Concentração mássica de uma espécie nos gases de exaustão	—
$\% O_2$	Concentração volúmica de oxigénio nos gases de exaustão	[%vol.]
A	Área	[m ²]
C_L	Coefficiente de perda de carga nas paredes	—
c_p	Calor específico	[J/(kgK)]
$C_x H_y$	Coefficientes da composição dos hidrocarbonetos	—
d	Densidade relativa	—
d_0	Diâmetro do injector	[mm]
dr	Distância num queimador de Bunsen	[m]
dT	Variação da temperatura da mistura	[K]
$du(r)$	Variação de velocidades da mistura num queimador de Bunsen	[m/s]
dx	Distância	[m]
D	Diâmetro interior do tubo do queimador de Bunsen	[m]
e	Percentagem de excesso de ar	[%]
fem	Força eletromotriz	[V]
g_b	Gradiente de velocidades num queimador de Bunsen acima do qual ocorre blowout/blowoff	[1/s]

g_f	Gradiente de velocidades num queimador de Bunsen abaixo do qual ocorre blowout/blowoff	[1/s]
h_i	Entalpia absoluta	[kJ/kg]
h_{prod}	Entalpia dos produtos	[kJ/kg]
h_{reag}	Entalpia dos reagentes	[kJ/kg]
Hz	Hertz	[Hz]
k	Condutividade térmica da mistura	[W/(mK)]
kW	1kiloWatt = 1000W	[W]
m_{ar}	Massa de ar	[kg/mol]
m_{comb}	Massa de combustível	[kg/mol]
m_i	Massa emitida	[kg]
mV	Tensão	[V]
\dot{m}_a	Caudal mássico de água	[kg/s]
\dot{m}_{comb}	Caudal mássico de combustível	[kg/s]
\dot{m}_{gas}	Caudal mássico gás (combustível)	[kg/s]
M	Massa molar	[kg/mol]
$MM_{combustivel}$	Massa molar da mistura combustível-ar	[kg/mol]
MMP	Massa da mistura com propano	[kg/mol]
$M_{poluente}$	Massa molar do poluente	[kg/mol]
MMR	Massa da mistura real	[kg/s]
n_{mix}	Somatório do número de moles de todas as espécies nos gases de exaustão	—
p	Pressão	[Pa]
p_{ref}	Pressão de referência	[atm]

PCS	Poder calorífico superior	[MJ/kg]
PCI	Poder calorífico inferior	[MJ/kg]
\dot{P}_n	Potência útil nominal	[kW]
\dot{Q}	Potência	[W]
\dot{Q}_n	Potência térmica nominal	[kW]
r	Distância radial ao centro do jacto	[mm]
R	Raio do queimador de Bunsen	[m]
s_L	Velocidade de propagação da chama laminar	[m/s]
T_{ad}	Temperatura adiabática de chama	[K]
T_f	Temperatura final da mistura	[K]
T_i	Temperatura inicial da mistura	[K]
T_{in}	Temperatura inicial	[K]
T_{ref}	Temperatura de referência	[°C]
u	Velocidade	[m/s]
\bar{u}	Velocidade média	[m/s]
U_m	Velocidade inicial	[m/s]
V	Tensão	[V]
\dot{V}	Caudal volumétrico	[m ³ /s]
v_f	Velocidade de chama	[m/s]
v_u	Velocidade dos reagentes	[m/s]
$v_{u,n}$	Componente normal da velocidade dos reagentes	[m/s]
\dot{V}_{fu}	Caudal volumétrico da mistura num queimador de Bunsen	[m ³ /s]
W	Índice de Wobbe	[MJ/kg]
x	Distância à saída do injector	[mm]

X_i	Frações molares de uma dada espécie	[g/mol]
Z	Cota	[m]

Símbolo	Descrição	Unidade S.I.
----------------	------------------	---------------------

Grego

α	Difusividade térmica da mistura	[m ² / s]
Δh_R	Entalpia de reação	[kJ/kg]
Δh_s	Entalpia sensível	[kJ/kg]
ΔT	Variação de temperatura	[°C]
ΔT_a	Variação de temperatura da água	[°C]
η	Rendimento	[%]
η_0	Espessura térmica da onda de combustão	[m]
λ	Coefficiente de excesso de ar	—
ρ_i	Massa volúmica da mistura	[kg/m ³]
Φ	Razão de equivalência	—
ψ	Ângulo da abertura do cone	[rad]

Abreviaturas	Descrição	Unidade S.I.
---------------------	------------------	---------------------

<i>PTP</i>	Pressão e temperatura padrão (25°C; 1atm)	—
<i>PTN</i>	Pressão e temperatura normal (0°C; 1atm)	—
<i>GN</i>	Gás natural	—
<i>EU</i>	União Europeia	—
<i>EN</i>	Norma Europeia	—
<i>AFR</i>	Air and Fuel Ratio	—

ppm_v	Partes por milhão em volume	—
mg/Nm^3	Miligramas por metro cúbico em condições PTN	—
SO_x	Óxidos de enxofre	—
NO_x	Óxidos de azoto	—
CO_x	Óxidos de carbono	—
IE_I	Índice de Emissão	—
O_2	Oxigénio	—
N_2	Azoto	—
C_3H_8	Propano	—
C_2H_6	Etano	—
C_4H_{10}	Butano	—
OH	Hidróxilo	—

Lista de Figuras

Figura 1.1 - Consumo de energia final por tipo de uso (Fonte INE 2010)	2
Figura 1.2 - Esquentador click ventilado, gama da Vulcano (Fonte Vulcano).....	3
Figura 1.3 - Comparação de troca de calor entre Esquentador sem condensação (esquerda) e com condensação (direita) (Fonte Bosch Climate).....	4
Figura 1.4 - Esquema ilustrativo de um single point (N. Lopes,2012).....	5
Figura 1.5 - Esquema ilustrativo de um Multipoint (N. Lopes, 2012)	5
Figura 1.6 - Modo de funcionamento da válvula de fornecimento do carburante (M. Lopes, 2012)	6
Figura 1.7 - Esquema de um esquentador convencional (M. Lopes, 2012)	7
Figura 1.8 - Demonstração da condução de ar através de um esquentador estanque	8
Figura 2.1 - Exemplos de Aparelhos do Tipo A, B, C.....	14
Figura 2.2 - Esquema ilustrativo do esquentador estanque Vulcano (Manual de Instalação e Utilização, 2013)	18
Figura 2.3 - Dimensionamento do esquentador WTD12 (Manual de Instalação e Utilização, 2013)	22
Figura 2.4 - Dimensões necessárias da conduta com ligação ao exterior (Manual de Instalação e Utilização, 2013)	22
Figura 3.1 - Diversos tipos de chamas	25
Figura 3.2 - Demonstração dos tipos de chama num queimador de Bunsen	26
Figura 3.3 - Esquema de uma chama de pré-mistura laminar estabilizada num queimador de Bunsen (Coelho & Costa, 2012)	26
Figura 3.4 - Variação da temperatura e concentração de reagentes ao longo da chama (Cancino, 2004).....	28
Figura 3.5 - Distribuição da temperatura na chama (Lewis e Von Elbe, 1968)	29
Figura 3.6 - Estabilização de chama num queimador de Bunsen (Lewis & von Elbe, 1987)	30
Figura 3.7 - Perfis de velocidade de propagação e escoamento da mistura no interior de um queimador (Lewis & von Elbe, 1987).....	31
Figura 3.8 - Influência da velocidade do escoamento na estabilização de chama num queimador de Bunsen (Lewis & von Elbe, 1987).....	32

Figura 3.9 - Influência da razão de equivalência nos gradientes de retorno de chama e de blowout/blowoff para uma mistura de combustível ar (Glassman, 1996)	33
Figura 3.10 - Diagrama de estabilidade de chama para um queimador de Bunsen (Wohl, 1953).....	34
Figura 3.11 - Diagrama de estabilidade e limites de operação de queimadores de Bunsen (Glassman, 1996).....	34
Figura 3.12 - Diagrama de estabilidade para um dado combustível e queimador (Coelho & Costa, 2012)	35
Figura 3.13 - Estado de equilíbrio de uma reação de combustão	35
Figura 3.14 - Limites de explosão em função da pressão e temperatura (Borman & Ragland, 1998).....	38
Figura 3.15 - Tipo de chama em função das condições de fornecimento de ar primário e gás.....	44
Figura 3.16 - Coeficiente de descarga em função da geometria do injetor (Jones, 1989)	46
Figura 3.17 - Coeficiente de descarga em função do número de Reynolds (Jones, 1989)	46
Figura 3.18 - Vórtices de um jacto turbulento (Rodko, 1997)	47
Figura 3.19 - Foto de jacto livre (Van Dyke, 1982).....	48
Figura 3.20 - Linhas de igual velocidade adimensional na zona principal de um jacto virtual (Nunes, 2003)	49
Figura 3.21 - Mistura e arrasto de um jacto livre	50
Figura 3.22 - Efeito da pressão de fornecimento de combustível sobre o ar primário para um queimador convecção natural para 60% de ar primário (Jones, 1989)	54
Figura 4.1 - Instrumentos de medida pertencente à banca.....	63
Figura 4.2 - Panorama geral da banca de ensaios	64
Figura 4.3 – a) Bomba de água b) Regulador de pressão	64
Figura 4.4 - Entrada de ar "zona clara" a) e entrada de ar selada b)	65
Figura 4.5 - Placa eletrónica à esquerda e esquentador sem placa eletrónica à direita	66
Figura 4.6 - Placa de distribuição do gás propano	67

Figura 4.7 - Zona de distribuição do ar " 1) ar primário/orifícios " " 2) ar secundário/placa perfurada) "	67
Figura 4.8 - Placa de limitação de caudal "original"	67
Figura 4.9 - a) Sonda de gases com ligação do termopar K e tubo para recolha de gases; b) termopar K ligado à água quente.....	68
Figura 4.10 - Esquema do sistema de aquisição de dados.....	68
Figura 4.11 - Computador com <i>hardware</i> e <i>software</i> da National Instruments.....	69
Figura 4.12 - <i>Software</i> Labview.....	70
Figura 4.13 - Placa eletrónica.....	71
Figura 4.14 - À Esq. posição do caudalímetro à Dir. o caudalímetro ELK-0602.....	71
Figura 4.15 - a) Voltímetro FLUKE 87; b) Osciloscópio HITACHI V-212; c) Gerador de sinal CIRCUITMATE FG2	72
Figura 5.1 - Aplicação das tubeiras na lateral do esquentador, em cima de 27 mm abaixo de 15 mm.....	77
Figura 5.2 - Tubo com tubeira de 27 mm conectado ao ventilador	77
Figura 5.3 - Aplicação da tubeira diretamente no ventilador.....	78
Figura 5.4 - Fonte de alimentação regulável	78
Figura 5.5 - Manómetro de pressão	79
Figura 5.6 - Utilização dos manómetros para recolha de pressões estáticas no queimador e na tubeira	80
Figura 5.7 - Esquerda) tomada de pressão depois do ventilador; Direita) Tomada de pressão na chaminé	80
Figura 5.8 - Em cima, a entrada de ar primário bloqueada, em abaixo, a entrada de ar de secundário bloqueado	81
Figura 5.9 - a) rotâmetro do propano b) rotâmetro da água.....	81
Figura 5.10- Calibração do rotâmetro de água.....	82
Figura 5.11 - Calibração do rotâmetro de gás (Mendes e Cunha, 2013)	83
Figura 5.12 - Analisador multi-gás 9000MGA da Signal Instruments.....	85
Figura 5.13 - Esquema do sistema de recolha e análise de gases	86
Figura 6.1 - Temperatura de água e gases de combustão com placa original.....	91
Figura 6.2 - Emissões de gases com placa original	91
Figura 6.3 - Temperatura de água e gases de combustão "placa -1 mm"	94
Figura 6.4 - Emissões de gases "placa -1 mm"	94

Figura 6.5 - Temperatura de água e gases de combustão “placa -0,5 mm”	96
Figura 6.6 - Emissões de gases “placa -0,5 mm”	97
Figura 6.7 - Temperatura de água e gases de combustão “placa +0,5 mm”	99
Figura 6.8 - Emissões de gases “placa +0,5 mm”	99
Figura 6.9 - Temperatura de água e gases de combustão “placa +1 mm”	101
Figura 6.10 - Emissões de gases “placa +1 mm”	102
Figura 6.11 - Análise do caudal de ar com e sem tubeira de 27mm.....	104
Figura 6.12 - Coeficiente de perda de carga em função da relação da velocidade radial e velocidade linear (Persoons, 2007).....	105
Figura 6.13 - Coeficiente de perda de carga em função do bocal	106
Figura 6.14 - Emissões de gases com tubeira	106
Figura 6.15 - Temperatura de água e gases de combustão com tubeira.....	107
Figura 6.16 - Perdas de cargas da instalação no funcionamento isotérmico e no funcionamento com combustão	109
Figura 6.17 - Influência das diversas placas na perda de carga no ar primário	111
Figura 6.18 - Influência das diversas placas na perda de carga no ar total.....	111
Figura 7.1 - Percentagem de Oxigénio em função da temperatura selecionada	118
Figura 7.2 - Percentagem de dióxido de carbono em função da temperatura selecionada.....	118
Figura 7.3 - Emissões de CO em função da temperatura selecionada.....	119
Figura 7.4 - Temperatura dos gases de escape em função da temperatura selecionada.....	119
Figura 7.5 - Caudal de gases em função da temperatura selecionada.....	120
Figura 7.6 - Rendimentos e emissões de CO corrigidos médios	121
Figura 9.1 - Desenho técnico da tubeira Norma ISO 5167.....	133
Figura 9.2 - Desenho técnico da tubeira fabricada para o esquentador.....	133
Figura 9.3 - Tubeira de 15 milímetros.....	133
Figura 9.4- Vista lateral em corte	135
Figura 9.5 - Secção A-A.....	135
Figura 9.6 - Sonda de recolha de gases de exaustão para esquentadores estanque	135
Figura 9.7 - Placa com menos 1,0 milímetro em relação à original.....	137
Figura 9.8 - Placa com menos 0,5 milímetros em relação à original.....	137

Figura 9.9 - Placa original	137
Figura 9.10 - Placa com mais 0,5 milímetros em relação à original.....	138
Figura 9.11 - Placa com mais 1,0 milímetro em relação à original.....	138

Lista de Tabelas

Tabela 1.1 - Número de equipamentos para aquecimento de águas (Fonte INE:2010).....	2
Tabela 2.1 - Família de gases utilizados no esquentador (EN437:2003).....	15
Tabela 2.2 - Pressão e consumo de gás admissível em funcionamento contínuo (Manual de Instalação e Utilização, 2013)	19
Tabela 2.3 - Condições de fornecimento de água (Manual de Instalação e Utilização, 2013)	19
Tabela 2.4 - Potência do esquentador medida nas seguintes condições PTN (15 °C e a 1,013 bar) (Manual de Instalação e Utilização, 2013)	20
Tabela 2.5 - Dados diversos do esquentador (Manual de Instalação e Utilização, 2013)	20
Tabela 2.6 - Tabela de identificação de erros do esquentador (Manual de Instalação e Utilização, 2013).....	21
Tabela 3.1 - Velocidade de propagação de chama, limites de flamalidade e distância de quenching para misturas estequiométricas a condições PTP (Barnett & Hibbard, 1957)	39
Tabela 3.2 - Entalpias de formação padrão (JANAF Thermochemical Tables, 1985)	40
Tabela 3.3 - Poder Calorífico Inferior e Superior de alguns combustíveis (Turns, 2000)	43
Tabela 3.4 - Índice de Wobbe (Mendes, 2002).....	44
Tabela 3.5 - Efeitos nocivos de alguns gases de combustão (Coelho & Costa, 2012; Ribeiro, 2012)	57
Tabela 3.6 - Valores de CO ₂ , em percentagem, em função do tipo de gás utilizado	59
Tabela 4.1 - Tolerâncias para termopares tipo K.....	68
Tabela 5.1 - Capacidades do analisador multi-gás 9000MGA	85
Tabela 5.2 - Gases de calibração	85
Tabela 6.1 - Características do esquentador WTD12 [condições PTN (15 °C e a 1,013 bar)] (Manual de Instalação e Utilização, 2013)	89
Tabela 6.2 - Emissões e consumos do esquentador WTD12 [condições PTN (15 °C e a 1,013 bar)] (Manual de Instalação e Utilização, 2013).....	89

Tabela 6.3- Propriedades físicas dos fluídos.....	90
Tabela 6.4 - Caudal e percentagem de emissões de gases	93
Tabela 6.5 - Balanço energético	93
Tabela 6.6 - Caudal e percentagem de emissões de gases “placa -1 mm”	95
Tabela 6.7 - Balanço energético “placa -1 mm”	95
Tabela 6.8- Caudal e percentagem de emissões de gases “placa -0,5 mm”	98
Tabela 6.9 - Balanço energético “placa -0,5mm”	98
Tabela 6.10 - Caudal e percentagem de emissões de gases “placa +0,5 mm”	100
Tabela 6.11 - Balanço energético “placa +0,5 mm”	101
Tabela 6.12 - Caudal e percentagem de emissões de gases “placa +1 mm”	103
Tabela 6.13 - Balanço energético “placa +1 mm”	103
Tabela 6.14 - Caudal de ar sem a tubeira lido pelo analisador de gases	103
Tabela 6.15 - Caudal de ar com a tubeira lido pelo analisador de gases	104
Tabela 6.16 - Caudal de ar recolhido na tubeira	104
Tabela 6.17 - Caudal e percentagem de emissões de gases com a tubeira.....	108
Tabela 6.18 - Balanço energético com tubeira	108
Tabela 6.19 - Percentagem de ar distribuído em ar primário e secundário	110
Tabela 6.20 - Percentagem de ar distribuído em ar primário e secundário para as diversas placas.....	112
Tabela 6.21 - Valores calculados pelo método do balanço dinâmico	113
Tabela 6.22 - Valores calculados pelo método de Pritchard	114
Tabela 6.23 - Relação dos caudais mássicos de ar e combustível, pelo método de Pritchard	114

Introdução

1 Introdução

Desde os primeiros tempos em que o Homem arranjou maneira de “dominar” o fogo. Fazendo este parte da sua vida diária para nas mais diversas utilizações, desde cozinhar como forjar metal ou aquecer água. Ao longo dos anos o Homem foi aprimorando a prática de domínio sobre esse processo de combustão, utilizando-o para o seu próprio bem. O aquecimento de água passava por colocar água num recipiente de metal e expor esse conjunto a fonte e calor, tal como uma fogueira, sendo utilizada a água quente para o aquecimento de banhos, por exemplo. A necessidade de obter água quente de forma instantânea, com disponibilidade direta no local desejado, levou ao desenvolvimento do Esquentador.

O primeiro equipamento de aquecimento instantâneo de água tem origem na Inglaterra em 1868 e foi produzido por um desenhador Britânico chamado Benjamin Waddy Maughan. Este equipamento denominado de Geysler, era apenas utilizado para aquecer a água para banheira sendo que o método utilizado para aquecer água era passá-la por entre fios metálicos quentes. Apesar de bastante engenhosa, a solução também era perigosa pois não tinha um sistema de exaustão dos gases queimados. (Analyn, 2011)

Em 1889, surgiu nos Estados Unidos uma versão melhorada, pelo engenheiro mecânico Norueguês de nome Edwin Ruud. Tratava-se de um equipamento de aquecimento com armazenamento de água, conhecido hoje em dia por termoacumulador. A sua grande vantagem era dispor de fornecimento de água quente para diversos pontos de consumo. (Analyn, 2011)

No caso dos equipamentos de aquecimento instantâneo de água, o esquentador, foi patenteado em 1890 pela Junkers dispondo de controlo da válvula de fornecimento de gás em função da abertura da torneira e chaminé para extração dos gases queimados. Estes equipamentos que já nos acompanham desde o século XIX tiveram uma evolução constante, apesar dos modelos atuais não fugirem muito ao princípio básico do primeiro esquentador patenteado pela Junkers.

Estes aparelhos que nos são essenciais no dia-a-dia, têm uma cota de venda anual na ordem dos 5 a 6 milhões de unidades na Europa consumindo cerca de 20% da energia primária, apenas para aquecer água (Paepe, 2013). Em Portugal o número de alojamentos com esquentador ronda os 3 milhões (Tabela 1.1), e cerca de 31,3% da energia final é utilizada para aquecimento de águas (Figura 1.1).

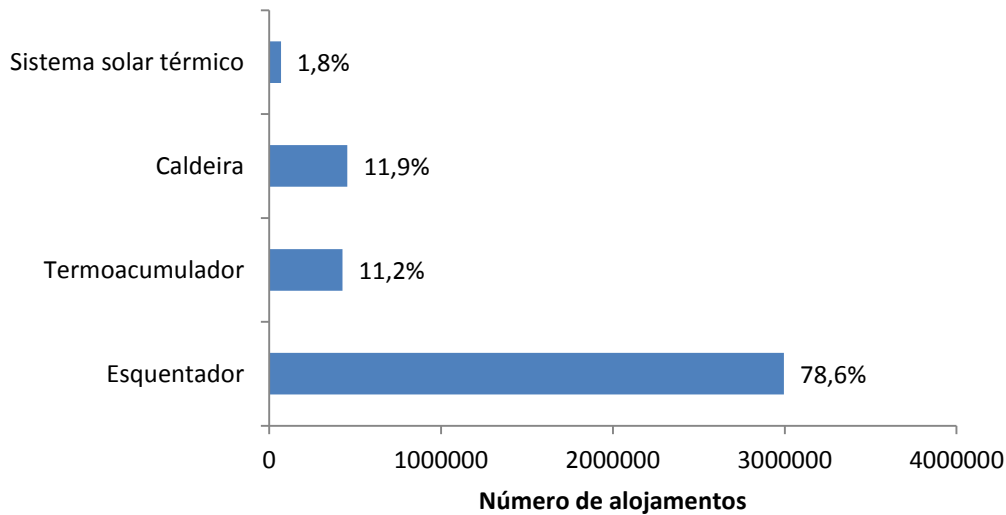


Tabela 1.1 - Número de equipamentos para aquecimento de águas (Fonte INE:2010)

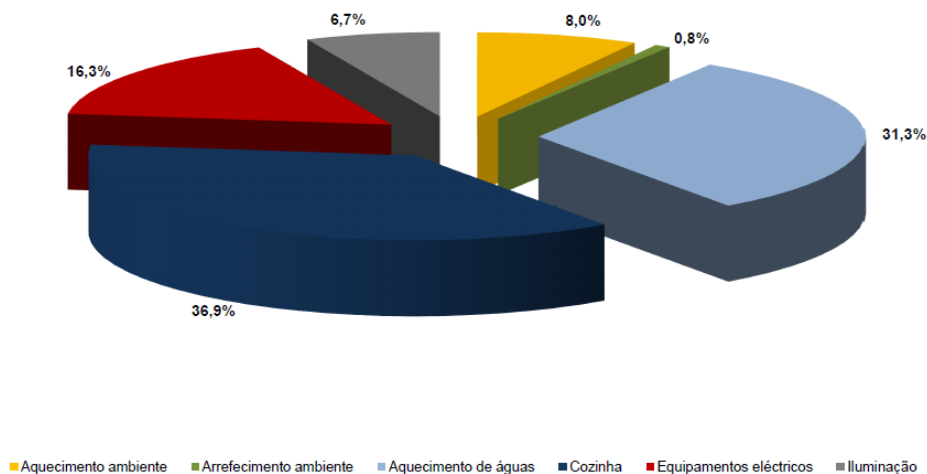


Figura 1.1 - Consumo de energia final por tipo de uso (Fonte INE 2010)

Na tentativa de reduzir o consumo de energia têm vindo a ser introduzindo melhoramentos ao longo dos anos para uma melhor eficiência, assim como uma exigência do mercado.

Para que existisse uma evolução constante (segurança, classificação do consumo, emissões de gases), assim foram-se sucedendo Normas pela Comunidade Europeia (EN 26:1977; EN 12067-1:2000; EN 26:2000; EN 88-2:2007; EN 15502-1:2010; EN 1404:2013). Ao mesmo tempo, foi criada a Diretiva 92/75/CEE da qual um dos objetivos era rotular os equipamentos em função do seu consumo de energia, sendo de seguida revogada dando espaço à Diretiva 27/2012/EU para regular o mercado de produção de esquentadores.

Com as obrigações impostas, estes aparelhos térmicos foram evoluindo, desde os esquentadores de convecção natural sem arrancador automático (anos 80 e 90), até aos atuais esquentadores com ventilação forçada e controlo de temperatura, como é o exemplo (Figura 1.2) do esquentador da Vulcano, ou esquentadores de condensação como apresenta o esquema da Figura 1.3. Estes últimos aproveitam o calor latente presente nos gases de escape. Algumas das mais recentes evoluções passam pela utilização de um catalisador após a queima de maneira a reduzir a emissão das fontes poluentes nos gases de combustão e estabilizar a combustão do metano (Xiaoyu, 2006), a combustão de combustível fluidizado com diversas vantagens, tais como baixas emissões de poluentes e uma boa estabilidade de chama mesmo com elevado excesso de ar, e finalmente a combustão pulsada (Jones, 1989).



Figura 1.2 - Esquentador click ventilado, gama da Vulcano (Fonte Vulcano)

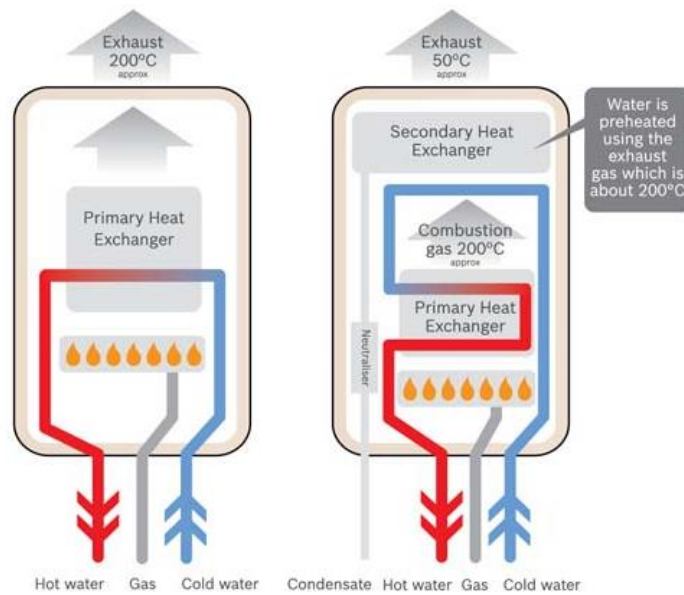


Figura 1.3 - Comparação de troca de calor entre Esquentador sem condensação (esquerda) e com condensação (direita)
(Fonte Bosch Climate)

1.1 O esquentador

O esquentador, tal como já foi referido, é um equipamento para produção de água quente instantânea, isto é, não existe nenhum depósito para acumulação da água ou energia proveniente da combustão, sendo que desta maneira apenas está em funcionamento quando o utilizador assim o desejar. Em contrapartida, existem sempre perdas de água e energia durante o aquecimento, assim como, ficará água quente por utilizar no seu fecho.

Dentro da gama dos esquentadores existem dois tipos: *Single point* (Figura 1.4) e *Multipoint* (Figura 1.5). O *Single point* é um esquentador utilizado apenas para fornecer água quente a um ou dois equipamentos sanitários. Situa-se no mesmo local ou próximo do local onde a água será utilizada sendo de construção mais simples, com potência inferior a 11 kW e caudal em torno dos 2,5 L/min.

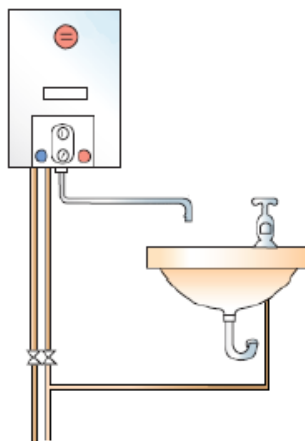


Figura 1.4 - Esquema ilustrativo de um single point (N. Lopes,2012)

Multipoint, é o mais utilizado em nossas casas. Fornece água quente a toda a rede de águas quentes sanitárias dentro da habitação. Por ser um modelo mais comercializado acaba por ter diversos tipos de aparelhos com potências diferentes entre 18 e 50 kW e caudais que vão desde dos 5 L/min até aos 11 L/min.

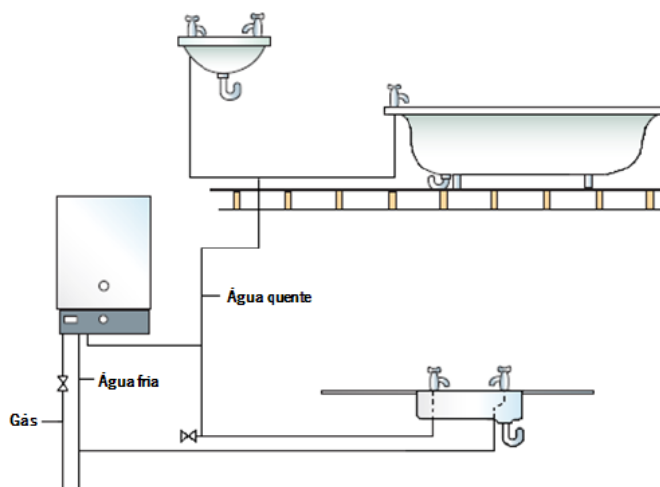


Figura 1.5 - Esquema ilustrativo de um Multipoint (N. Lopes, 2012)

O princípio de funcionamento de um esquentador atual é idêntico ao funcionamento do patenteado pela Junkers. Assim que se abre a torneira de “água quente” irá ocorrer uma pressão causada pela água, esta pressão será detetada por uma válvula que fornece o combustível a ser queimado. Este seria misturado com o ar dando origem a uma reação de combustão onde se liberta a energia para o permutador de calor. A água fria por sua vez receberá grande parte dessa energia calorífica no permutador de calor através dos tubos alhetados. Assim que não seja

necessária mais água quente, quando se fecha a torneira, a válvula deixa de ser atuada pela água bloqueando assim o fornecimento do combustível, e por fim extinguirá a chama. Este sistema simples funciona perfeitamente com os dois fluidos, devido à diferença de pressão provocada na válvula. Assim que se abre a torneira, a água irá criar uma pressão na válvula, que anteriormente estava em equilíbrio, essa diferença de pressões que é provocada pelo efeito de venturi, acionará uma válvula que fornece o carburante ao esquentador pelo meio de uma haste que liga os dois diafragmas. Assim que se fechar a torneira da água, todo o sistema voltará ao equilíbrio hidráulico, voltando assim as duas válvulas (de água e combustível) ao estado inicial, Figura 1.6.

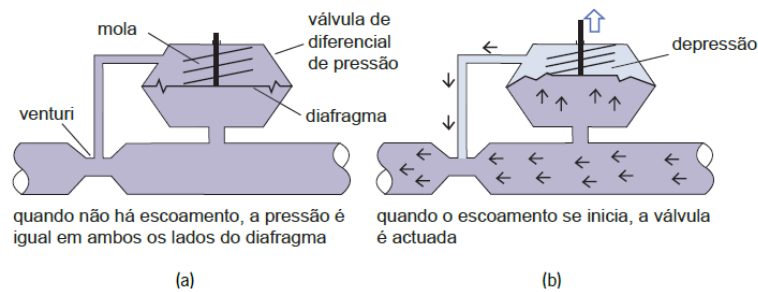


Figura 1.6 - Modo de funcionamento da válvula de fornecimento do carburante (M. Lopes, 2012)

A temperatura de água à saída do esquentador depende diretamente do caudal que circula pelo sistema. Se um menor caudal implica maior temperatura e vice-versa, desta conjugação resulta a seguinte expressão, que relaciona o caudal de água (\dot{V}) e a diferença de temperatura (ΔT) entre a entrada e a saída.

$$\dot{V}_x \Delta T_x = \dot{V}_y \Delta T_y \quad (1.1)$$

Apesar da variedade de esquentadores existentes no mercado, nos quais é possível ter diversos componentes que não existem em todos os modelos (ventilador, placa eletrónica), a composição de um esquentador comum e usual incide sobre partes fulcrais que se podem observar na Figura 1.7. Este aparelho é bastante compacto, com poucas partes móveis, no qual se incluem as válvulas que regulam os caudais de água e combustível. A mistura combustível/ar é efetuada na zona das flautas, onde o arrastamento do ar é provocado pela injeção do combustível, seguindo-se a câmara de combustão e o permutador de calor. A volatilização dos gases e a energia libertada na combustão circulam por entre as alhetas e os tubos, (geralmente em ligas de cobre)

que constituem o permutador de calor. Dentro desses tubos circula a água a aquecer. De referir que entre a câmara e permutador existe uma zona na qual é necessário ter em conta uma distância mínima para a obtenção de uma reação completa, evitando desse modo o arrefecimento da chama no caso de esta entrar em contacto com os tubos do permutador, o que aumentaria os níveis de gases poluentes.

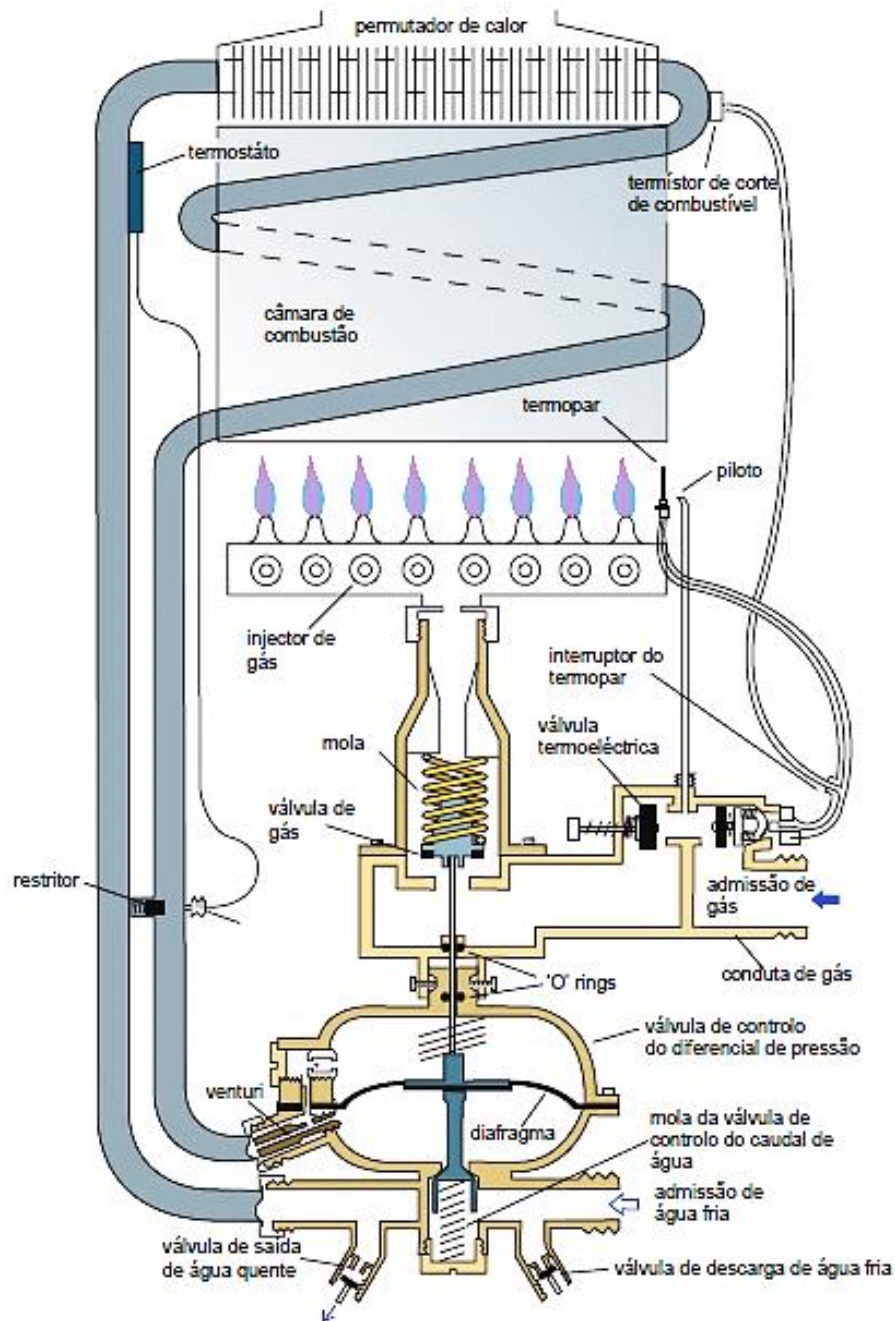


Figura 1.7 - Esquema de um esquentador convencional (M. Lopes, 2012)

No objeto de estudo desta Dissertação, os esquentadores estanques são auxiliados por um ventilador que fica a montante da zona de mistura/combustão. Estes esquentadores são

maioritariamente utilizados em locais onde o arejamento do compartimento é bastante insuficiente ou nulo, sendo necessário que o esquentador funcione isolado desse ambiente e garanta o caudal de ar suficiente para se obter uma chama estável e controlando as emissões de gases dentro dos parâmetros (Figura 1.8). Outra das razões é a redução do permutador do esquentador para uma mesma potência desejada, socorrendo-se para isso de um ventilador que se situa a montante da mistura ar/combustível. Este ventilador tem diversas funções: uma delas é garantir que o ar, vindo através do tubo da chaminé chegue em quantidade suficiente à zona da combustão; a outra função é de que após passar pelo ventilador, todo o ar esteja sobre pressão até sair pelo tubo de exaustão garantindo assim que a zona da troca de calor com a água seja mais compacta, devido à transferência de convecção forçada; outra vantagem é o controlo do caudal de ar ser efeito através do controlo do ventilador. Para verificar tudo isto, é adicionado uma placa eletrónica que controla todos os parâmetros em função da temperatura a que desejamos a água quente.

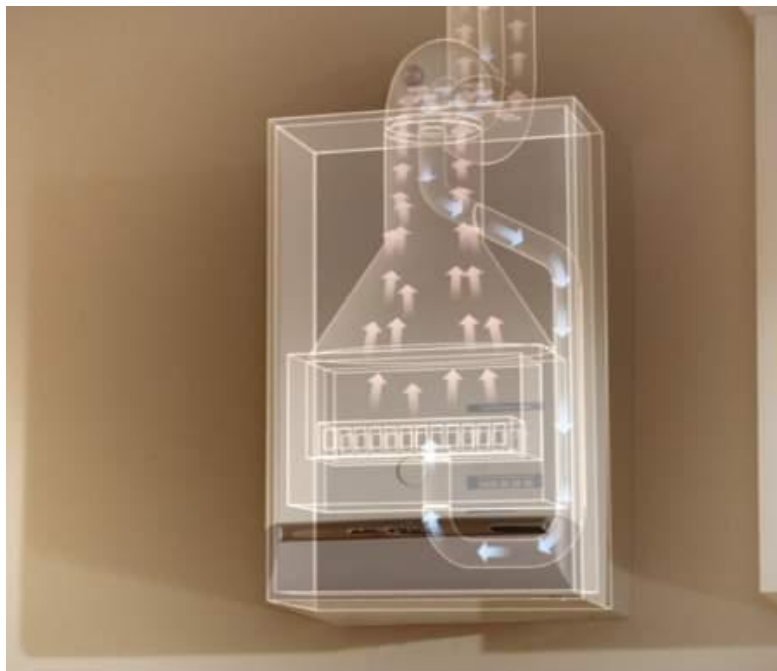


Figura 1.8 - Demonstração da condução de ar através de um esquentador estanco

1.2 Motivação

Sendo o esquentador doméstico o aparelho de aquecimento instantâneo de água que mais se vê em grande parte dos lares domésticos europeus, principalmente em Portugal e sabendo que para aquecer a água é utilizado um processo de combustão do qual resulta a emissão de gases poluentes, é de todo o interesse estudar, analisar e possivelmente melhorar

estes aparelhos para que possam ter um rendimento superior, baixando assim os recursos utilizados, e sendo menos poluentes, obtendo uma imagem mais “verde”.

Por fim como grande foco da engenharia possibilitam uma evolução contínua e sustentada.

Como tal o interesse neste estudo prende-se com perceber, por via experimental, qual a influência que a distribuição/quantidade de ar têm na combustão, procurando perceber o método de distribuição de ar original do esquentador e obter os melhores resultados possíveis (em rendimento, e emissões) à medida que é feita alguma alteração nas placas que limitam o ar primário e distribuição do ar pelos injetores.

1.3 Objetivos da tese

Este trabalho tem como grande objetivo verificar o comportamento de chama e respetivo aquecimento da água com a alteração dos diâmetros dos orifícios de limitação de ar primário. Os trabalhos realizam-se com um esquentador estanque, mais conhecido por Esquentador Sensor Compacto, da marca Vulcano, com uma capacidade máxima de 12 L/min de aquecimento de água. Os objetivos a atingir dividem-se em:

1. Estudo da importância do arrastamento do jacto com o fluido vizinho
2. Estudo da envolvimento do ar primário com a combustão
3. Análise dos processos de combustão em esquentadores (estabilização de chama e influência dos gases de escape)
4. Caracterização do esquentador utilizado definindo os seus parâmetros originais e análise do comportamento ao nível térmico e emissão de poluentes
5. Modelação matemática para verificar a possível influência das alterações da quantidade de ar primário
6. Estudo da influência dos parâmetros de entrada de ar primário no rendimento e nas emissões
7. Quantificação do ar primário e secundário em função dos tamanhos dos orifícios das placas

Esquentador Sensor Compacto

2 Esquentador Sensor Compacto

2.1 Classificação do Esquentador

Como já referido anteriormente, o tipo deste esquentador é da gama estanque sendo que para a empresa Vulcano é denominado como Esquentador Sensor Compacto, do qual existem 3 modelos de 12, 15 e 18 L/min. São modelos com o mesmo funcionamento, alterando apenas a potência calorífica útil para que seja possível aquecer a água dentro das temperaturas desejadas, sendo que para maiores caudais (\dot{m}) é necessário aumentar a potência (\dot{Q}), de acordo com a equação 2.1:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_f - T_i) \quad (2.1)$$

O esquentador existente no Laboratório de Fluidos tem uma capacidade de 12 L/min e a sua potência útil é variável desde 2,9 a 20,8 kW. A referência deste esquentador é WTD 12 AME 31. Trata-se do código de identificação onde é possível identificar a gama, modelo e tipo de gás que é utilizado no esquentador. Esse código é definido segundo a seguinte descrição:

- [W] – Esquentador de água e gás
- [T] – Termoestático
- [D] – Interface Digital com o utilizador
- [12] – Capacidade (L/min)
- [A] – Câmara estanque
- [M] – Exaustão forçada
- [E] – Ignição elétrica
- [31] – Aparelho ajustado para propano
- [23] – Aparelho ajustado para GN

Existem normas para regular e classificar os diversos tipos de esquentadores. A Norma Europeia (EN 4415:2002) utiliza uma classificação consoante as condições em que o esquentador (e outros aparelhos de combustão) funciona, isto é, em concordância com a maneira de extração dos gases de combustão e de admissão do novo ar, atribuindo essa classificação por 3 níveis.

Tipo A – Aparelhos concebidos para não terem ligação em forma de conduta para a extração dos gases de combustão ou outro meio de encaminhamento dos produtos da combustão para o exterior. Trata-se de aparelhos de aquecimento que não pertencem à família dos esquentadores, mas são aparelhos que empregam a reação de combustão para aquecimento de espaços habitado. Em grande parte dos casos são unidades móveis pelo qual não é necessário a aplicação de condutas de extração, mas é regulamentado que se utilize um dispositivo de deteção da viciação da atmosfera.

Tipo B – São dispositivos em que é obrigatório terem uma conduta de extração dos gases de combustão para o exterior do compartimento, de onde fazem parte a família de aparelhos de aquecimento de águas sanitárias (caldeiras/esquentadores). Dentro deste grupo existem diversas subclassificações (B_1 , B_{11} , etc) para se regulamentarem os diversos tipos de extração ou admissão de novo ar, um caso exemplar é aplicação de ventiladores à saída do permutador de calor do esquentador para que exista uma extração forçada dos gases, classificando dessa maneira o esquentador como um aparelho do tipo B_{11BS} . Outro caso análogo é a ausência desse ventilador dando-se uma extração natural dos produtos sendo que é classificado como B_{11} .

Tipo C – Mecanismos de combustão que diferem dos Tipo B por serem estanques em relação ao local em que se situam, isto é, todo o circuito de combustão desde admissão de ar à saída dos gases é realizado isoladamente do lugar onde se situa o esquentador. Também aqui existem diversas subclassificações para regular os esquentadores.

Como exemplo: o tipo C_1 identifica aparelhos que utilizam condutas concêntricas para a extração e admissão; o tipo C_2 é para casos em que a mesma conduta fornece ar e encaminha os gases de diversos aparelhos ao mesmo tempo, dando um exemplo desta aplicação, os esquentadores estanque aplicados em apartamentos.

A Figura 2.1 mostra alguns exemplos dos aparelhos de combustão.

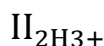


Figura 2.1 - Exemplos de Aparelhos do Tipo A, B, C

O esquentador que se encontra no laboratório é do Tipo C. Outro método de classificação não menos importante e regulado pela Norma Europeia (EN 437:2003) baseia-se na classificação dos aparelhos em função da família de gases de combustão. Os gases que são utilizados pelos esquentadores têm um fator de diferenciação em função do seu Índice de Wobbe (Capítulo 3.13); consoante a pressão e as condições de fornecimento do gás fazem com que se reagrupe

em 3 grandes famílias de gases e dentro dessas famílias ainda existe a divisão por grupos. No caso dos aparelhos de aquecimento instantâneo de água, vulgo esquentador, é classificado por 3 categorias que diferem entre si na capacidade de queimar gases das diversas famílias, isto é, conforme o fabricante existem esquentadores que têm capacidade de apenas queimar gases de uma família, ou o oposto em que é indiferente no tipo de gás que se utiliza. Para essa diferenciação estes são rotulados com Categoria I, II ou III.

Esta rotulagem vem expressa no esquentador em forma de código da seguinte maneira:



II – Representa a categoria com que o esquentador é construído para utilizar gases de duas famílias distintas.

2H – Uma das famílias que o aparelho utiliza para combustão é a segunda família e dentro dessa família o grupo de gás requerido é do grupo H em que é fornecido com uma pressão de alimentação fixa.

3+ - Também pode ser utilizado no esquentador e pertencente à terceira família. Neste caso, pode funcionar com todos os gases desta família e a pressão em que é alimentada varia dentro de um certo intervalo sendo que não existe qualquer tipo de dispositivo de regulação de pressão dentro do aparelho.

Família de Gases e grupos	Índice de Wobbe superior, a 15 °C e 1013,25 mbar MJ/m ³	
	Mínimo	Máximo
Primeira família – Grupo A	22,4	24,8
Segunda família	39,1	54,7
- Grupo H	45,7	54,7
- Grupo L	39,1	44,8
- Grupo E	40,9	54,7
Terceira família	72,9	87,3
- Grupo B/P	72,9	87,3
- Grupo P	72,9	76,8
- Grupo B	81,8	87,3

Tabela 2.1 - Família de gases utilizados no esquentador (EN437:2003)

Para o esquentador em estudo o tipo de famílias de gases que se utiliza é da Segunda e Terceira famílias sendo exequível utilizar todos os gases dessas famílias devido ao ajuste manual que é possível fazer no esquentador. A categoria do aparelho é então II_{2R3R} 2R que é a

utilização dos gases da segunda família (ex. gás natural) e 3R do qual se utiliza os gases da terceira família (ex. GPL). A designação “R” utilizada nas duas famílias tem a ver com o que se explicou anteriormente de que é possível utilizar todos os gases dessa família, após afinação na pressão do gás e no caudal de ar a fornecer.

2.2 Apresentação do Modelo

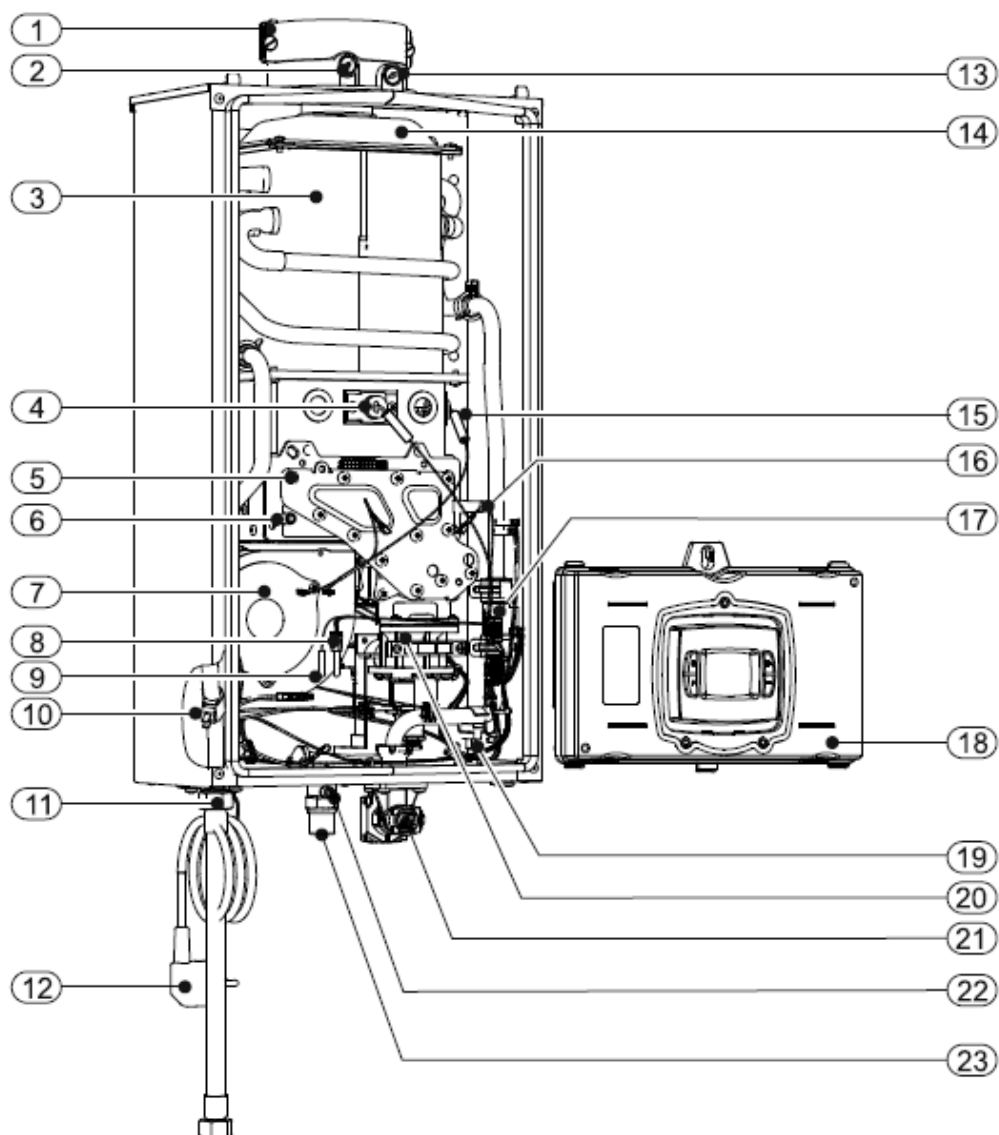
O modelo que está presente no laboratório foi fornecido pela empresa Vulcano/Bosch tratando-se ainda de um protótipo do esquentador que se encontra agora no mercado, que é o Sensor Compacto com capacidade de 12 L/min. Neste aparelho, encontra-se implementada a tecnologia termostática que assenta na variação automática de potência, isto é, o caudal de gás varia em função do caudal de água desejado à temperatura pretendida. Este sistema regula-se através da diferença de temperaturas da água, sendo a temperatura de saída predefinida pelo utilizador. A temperatura de entrada é à temperatura ambiente da água (± 18 °C). Apoiado nestas indicações, o esquentador regula a potência necessária, de forma a atingir a temperatura de água quente predefinida, tendo em atenção o caudal de água.

Para a regulação de todos estes parâmetros, o esquentador é auxiliado por uma placa eletrónica (Figura 2.2-18) que tem, como *inputs*, sinais de sensores de temperatura, circulação de água e regulação de temperatura de saída de água, selecionada pelo utilizador. Como *outputs* identificam-se as regulações de caudal de ar a fornecer à combustão, o caudal de gás e as informações do visor no qual é possível identificar a temperatura de saída da água ou a existência de algum erro de funcionamento do conjunto.

O ventilador (Figura 2.2-7) que se situa a montante da zona de mistura do ar com o gás, faz a sucção do ar canalizado do exterior do chassis do esquentador, comprime-o e força-o a passar pelos diversos elementos do esquentador, (Figura 2.2-3 câmara de combustão/permutador) até à sua saída pela conduta de exaustão dos gases queimados. O funcionamento inicia-se assim que se abre a torneira de água quente. À medida que água fria entra é detetada a sua temperatura através de um sensor (Figura 2.2-18), colocado à entrada. De seguida a água começa a circular pela tubagem provocando a rotação do caudalímetro (Figura 2.2-17) gerando um sinal elétrico pulsante que será detetado pela placa, dando início ao arranque do esquentador. Em paralelo, o ventilador começa a trabalhar para fornecer o ar, é aberta a válvula do gás (Figura 2.2-20) e iniciada a ignição (Figura 2.2-15).

O ar, já comprimido, entrará para uma conduta que antecede a mistura com o gás (conduta essa que será parte do estudo desta dissertação) (Figura 2.2-6) dispersando-se por 9 orifícios onde se

localizam os injetores do gás. O gás injetado irá influenciar o arrastamento do ar para dentro desses orifícios. Como tal, o caudal de ar dependerá do caudal de gás, criando dessa maneira uma pré-mistura em quantidades desejáveis entre os dois fluidos. Essa pré-mistura será uma mistura rica, o excedente do ar, isto é, o ar que não é arrastado para as flautas é aproveitado para se misturar mais tarde na câmara de combustão. Esta queima em dois estágios é utilizada para baixar os níveis de poluentes dos produtos de combustão. Após a queima, na câmara de combustão, é libertada energia sobre forma de radiação e convecção. Essa energia, apesar de ter ligeiras perdas nas paredes da câmara, passará em grande parte para o permutador ar/água adjacente, sendo esta uma zona de grande interesse no estudo da transferência de calor. No permutador dá-se a troca de calor dos gases quentes da combustão para a água a aquecer. A disposição do permutador em contra-corrente, estabelece o sentido de escoamento do caudal de gases quentes contrário ao sentido do escoamento da água no interior do permutador. No permutador é proporcionado a ocorrência de fenómenos de transferência de convecção e condução. Não será transferida a totalidade da energia da água, pois a temperatura de saída dos gases de escape cifra-se em torno dos 70 °C, evitando que exista condensação do vapor de água na chaminé e na conduta de saída, evitando a acumulação da água junto das partes metálicas do esquentador. No caso dos esquentadores de condensação, estes estão dimensionados para retirar mais energia dos gases quentes forçando a condensação do vapor de água. A temperatura da água aquecida é monitorizada pelo sensor de temperatura à saída (Figura 2.2-18) que vai dando a informação à placa eletrónica. Após o momento em que é fechada a torneira de água quente, o fluido que se encontra nas tubagens em torno do permutador de calor servirá para arrefecer o permutador evitando que entre em sobreaquecimento. O fecho da circulação da água provocará a paragem do caudalímetro, o que cancela os passos anteriormente realizados. A placa realizará o corte de gás acabando por extinguir a chama.



- | | |
|--|--|
| 1. Adaptador dos gases | 2. Tomada de medição dos gases |
| 3. Câmara de combustão | 4. Eléctrodo de ionização |
| 5. Placa de distribuição de gás | 6. Conduto de ar pressionado |
| 7. Ventilador | 8. Sensor de temperatura do ar na caixa |
| 9. Termofusível | 10. Sensor de temperatura de água quente |
| 11. Saída de água quente | 12. Cabo de alimentação elétrica |
| 13. Tomada de medição do ar limpo | 14. Coletor dos gases de combustão |
| 15. Eléctrodo de ignição | 16. Regulador de pressão gás no distribuidor |
| 17. Caudalímetro | 18. Placa eletrónica |
| 19. Sensor de temperatura da água fria | 20. Válvula do gás |
| 21. Entrada de água fria | 22. Regulador de pressão de gás à entrada |
| 23. Entrada do gás | |

Figura 2.2 - Esquema ilustrativo do esquentador estanque Vulcano (Manual de Instalação e Utilização, 2013)

2.3 Dados Técnicos

Sendo uma máquina que pode utilizar gases de combustão da 2ª e 3ª famílias, que como já foi referido são gases diferentes, os seus consumos e condições de utilização serão também diferentes para a mesma potência de utilização. Como tal, é de todo o interesse referenciar os critérios de normal utilização dos gases, como se pode ver na Tabela 2.2.

	Pressão Mínima de Alimentação [mbar]	Consumo de gás em contínuo [m³/h]
GN G23	20	2.4
Butano G30	28-30	0.705
Propano G31	37	0.890

Tabela 2.2 - Pressão e consumo de gás admissível em funcionamento contínuo (Manual de Instalação e Utilização, 2013)

Para além dos consumos e pressões dos gases combustíveis é necessário que o fornecimento de água cumpra certos parâmetros, como é demonstrado na Tabela 2.3. Como exemplo, para garantir que não exista nenhum rebentamento das juntas nas tubagens, a pressão máxima de fornecimento da água deverá ser de 12 bar.

	Água
Pressão máxima [bar]	12
Pressão mínima para funcionamento [bar]	0.1
Caudal máximo [L/min]	12
Caudal de arranque [L/min]	2.2

Tabela 2.3 - Condições de fornecimento de água (Manual de Instalação e Utilização, 2013)

Para além das condições de fornecimento da água e gás é de grande interesse, e legislado pela EN26-2000, saber a eficiência do esquentador, ou seja, a relação entre a potência útil e a potência térmica fornecida (equação 2.2). Neste caso como existe uma variação de potência útil, existe também a variação da potência térmica.

$$\eta = \frac{\dot{P}_n}{\dot{Q}_n} * 100 \quad (2.2)$$

\dot{P}_n trata-se da potência útil nominal (equação 2.3). Respeitando as condições da norma o caudal de água é regulado para sofrer um aquecimento de (40 ± 1) K em que a temperatura de entrada da água no esquentador tem de ser inferior a 25 °C, para pressão de água a 2 bar.

$$\dot{P}_n = \dot{m}_a cp \Delta T_a \quad (2.3)$$

Em que \dot{m}_a é o caudal mássico da água [kg/s], cp o calor específico [J/(kgK)] e ΔT_a a diferença de temperaturas da água.

Já a potência térmica nominal, \dot{Q}_n , [kW] é calculada:

$$\dot{Q}_n = \dot{m}_{combustivel} PCI \quad (2.4)$$

onde $\dot{m}_{combustivel}$ é o caudal mássico do gás [kg/s] e PCI o seu Poder Calorífico Inferior [kJ/kg].

Outra condição da Norma EN 26-2000 é a realização dos testes em condições mínimas de funcionamento em que é respeitado as subidas de temperatura da água (40 K) mas apenas com o caudal de água mínimo, de modo a verificar a potência útil mínima e potência térmica mínima do esquentador, que são, \dot{P}_m e \dot{Q}_m , respetivamente.

A Tabela 2.4 mostra os valores de referência da Vulcano que são os valores mínimos (Min) e nominais (Nom).

Na Tabela 2.5 demonstra-se a capacidade de resolução do esquentador no que toca à temperatura de saída da água, o intervalo de temperaturas em que este funciona ou até o consumo de potência elétrica que é na sua totalidade utilizada para o ventilador.

	Min – Nom
Potência térmica variável [kW]	3.0 – 22.5
Potência útil variável [kW]	2.9 – 20.5
Eficiência a 30 e 100 % do funcionamento	94 – 91.5

Tabela 2.4 - Potência do esquentador medida nas seguintes condições PTN (15 °C e a 1,013 bar) (Manual de Instalação e Utilização, 2013)

Alimentação elétrica [V]	230
Potência elétrica máxima absorvida [W]	100
Regulação de temperatura [°C]	35 a 60
Estabilidade da temperatura [°C]	+/- 1
Sistema de Ignição [V]	230

Tabela 2.5 - Dados diversos do esquentador (Manual de Instalação e Utilização, 2013)

No que à segurança diz respeito, são utilizados diversos códigos de identificação de erros que podem ocorrer, desde falta de fornecimento de gás ou danificação de um dos sensores, tal como ocorreu na parte experimental. A Tabela 2.6 demonstra os diversos erros que podem ser detetados e possíveis soluções dos mesmos, tendo sido bastante útil para identificar os erros ocorridos e despistar possíveis dúvidas pelo mau funcionamento do aparelho.

Visor	Descrição do erro
A0	Sensor de temperatura de entrada ou saída danificados
A1	Temperatura dentro da caixa muito elevada
A4	Sensor de temperatura do ar da caixa com defeito
A7	Sensor de temperatura de água à saída com defeito
A9	Sensor de temperatura de água à saída montado de forma incorreta ou pressão de gás à entrada baixa
C7	Mau funcionamento do ventilador ou existência de funcionamento do mesmo
CA	Caudal de água acima do valor máximo especificado
CF	Bloqueio da saída dos gases de combustão
C1	Caudal de ar insuficiente no arranque
E0	Avaria na caixa eletrónica
E1	Deteção de sobreaquecimento à saída pelo sensor
E2	Sensor de temperatura de entrada com defeito
E4	Sobreaquecimento do ar da caixa detetado pelo sensor
E9	Termofusível
EA	A chama não é detetada
F7	Chama detetada com aparelho desligado
FA	Falha na válvula de gás
FC	Botões pressionados por mais de 30 s

Tabela 2.6 - Tabela de identificação de erros do esquentador (Manual de Instalação e Utilização, 2013)

A conduta que tem a função na exaustão de gases e admissão de novo ar, neste esquentador, deverá ter os diâmetros do bi-tubo representados nas Figura 2.3 e Figura 2.4 (80 e 110 cm), Além disso, são recomendadas distâncias máximas de instalação da tubagem de 10 e 12 metros para saída horizontal e vertical dos gases, respetivamente, de maneira a ser garantida a circulação normal dos fluidos para o cumprimento das normas de segurança.

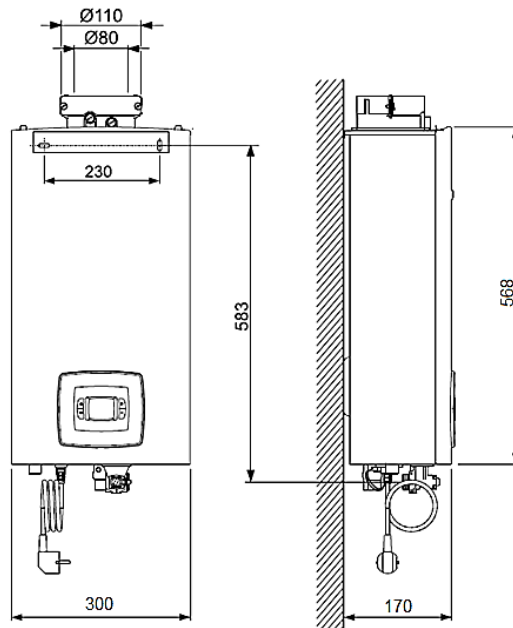


Figura 2.3 - Dimensionamento do esquentador WTD12 (Manual de Instalação e Utilização, 2013)

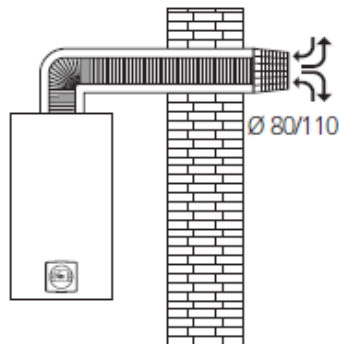


Figura 2.4 - Dimensões necessárias da conduta com ligação ao exterior (Manual de Instalação e Utilização, 2013)

Revisão Bibliográfica

3 Revisão Bibliográfica

3.1 Chamas de difusão e Chamas de pré-mistura

Sendo o enfoque deste trabalho a influência da mistura de fluidos para a combustão, torna-se imprescindível falar dos diversos tipos de chama mais comuns, sendo que grosso modo se situa entre chamas de difusão ou pré-mistura. Dentro do segundo grupo existe uma subdivisão entre chamas laminares ou turbulentas, como demonstra a Figura 3.1.

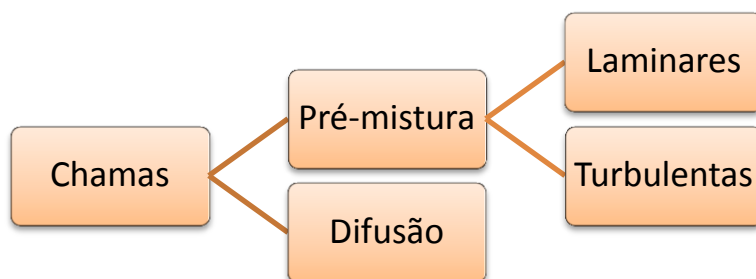


Figura 3.1 - Diversos tipos de chamas

Numa explicação simples, para entender a diferença entre estes dois grandes grupos será dado o exemplo do Bico de Bunsen (Figura 3.2 e Figura 3.3). Trata-se de um objeto que consegue misturar o combustível com o ar antes da zona combustão. O combustível é fornecido pela base do queimador, e quando este passa pela janela lateral arrasta e mistura consigo o ar primário. A mistura torna-se mais homogênea ao longo do percurso dentro do tubo, apesar de se ter uma mistura com pouco ar para o combustível existente. Esta falta de ar será compensada na zona circundante à chama, em que os produtos da queima que não foram totalmente consumidos (Hidrogénio, Monóxido de carbono) se envolvem com o ar circundante (ar secundário) dando origem à continuação da queima. Esta alteração de abastecimento de ar fornece uma chama clara, temperaturas mais altas, maior controlo de combustão, quantidades de calor elevados em espaço mais reduzidos, uma queima mais “limpa”, sem fuligem e com concentrações de gases de combustão mais baixos. Nas chamas de difusão a chama é luminosa, as temperaturas são mais baixas para o mesmo caso, os gases poluentes emitidos pela combustão são mais elevados e acabam por depositar mais fuligem nas zonas circundantes. Para se obter uma chama de difusão com o Bico de Bunsen basta fechar o fornecimento de ar através das janelas laterais, o que provoca apenas o fornecimento de ar total na zona da chama, que não irá chegar

a todo o combustível desencadeando uma combustão menos completa do que as chamas de pré-mistura.

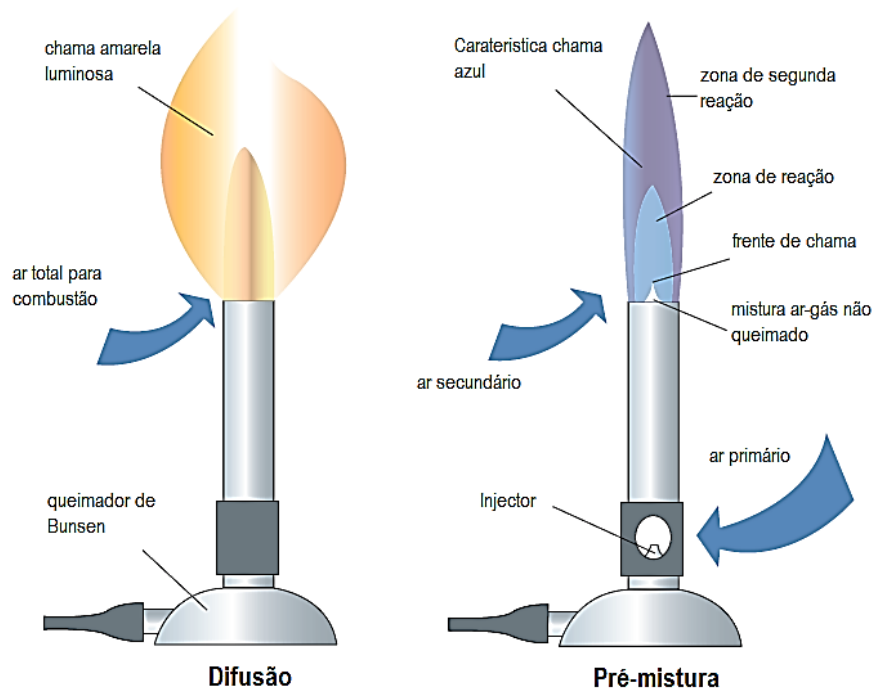


Figura 3.2 - Demonstração dos tipos de chama num queimador de Bunsen

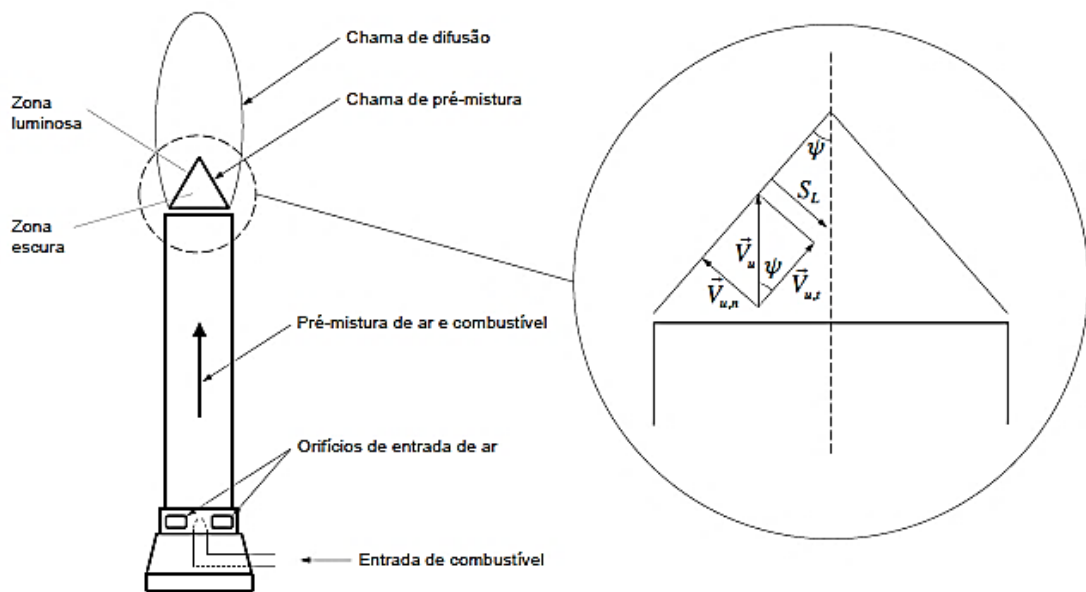


Figura 3.3 – Esquema de uma chama de pré-mistura laminar estabilizada num queimador de Bunsen (Coelho & Costa, 2012)

O formato e estabilização da chama são determinados pela combinação dos efeitos do perfil de velocidades (parabólico) e das perdas de calor na parede do tubo vertical. Se a velocidade do escoamento da mistura for superior à velocidade de propagação da chama laminar, S_L , estabelece-se uma chama de formato cônico junto à saída do queimador (Coelho & Costa, 2012).

A velocidade de propagação de chama é definida como a velocidade, em relação à frente de chama, à qual os reagentes se deslocam na direção perpendicular à frente de chama. Portanto, para a chama estabilizada no queimador de Bunsen tem-se que:

$$S_L = v_{u,n} = v_u \sin \psi \quad (3.1)$$

Do qual v_u é a velocidade dos reagentes, $v_{u,n}$ é a componente normal dessa velocidade à frente de chama e ψ é o ângulo de abertura do cone, conforme representado na Figura 3.3. A relação entre a velocidade de propagação de chama e a velocidade dos reagentes, traduzida nesta equação, justifica a geometria cônica da frente de chama. Para um dado combustível, o ângulo de abertura do cone é ditado pela velocidade dos reagentes. (Coelho & Costa, 2012; Borman & Ragland 1998)

Ao longo da reação calorífica estão presentes diversos estados que influenciam a temperatura e a concentração de reagentes, como é possível ver na Figura 3.4. A zona a vermelho representa a difusão de calor; esta difusão provoca o pré-aquecimento da mistura que escoar na direção da chama, e é esta taxa de difusão que em junção com os reagentes criam as condições de propagação da chama.

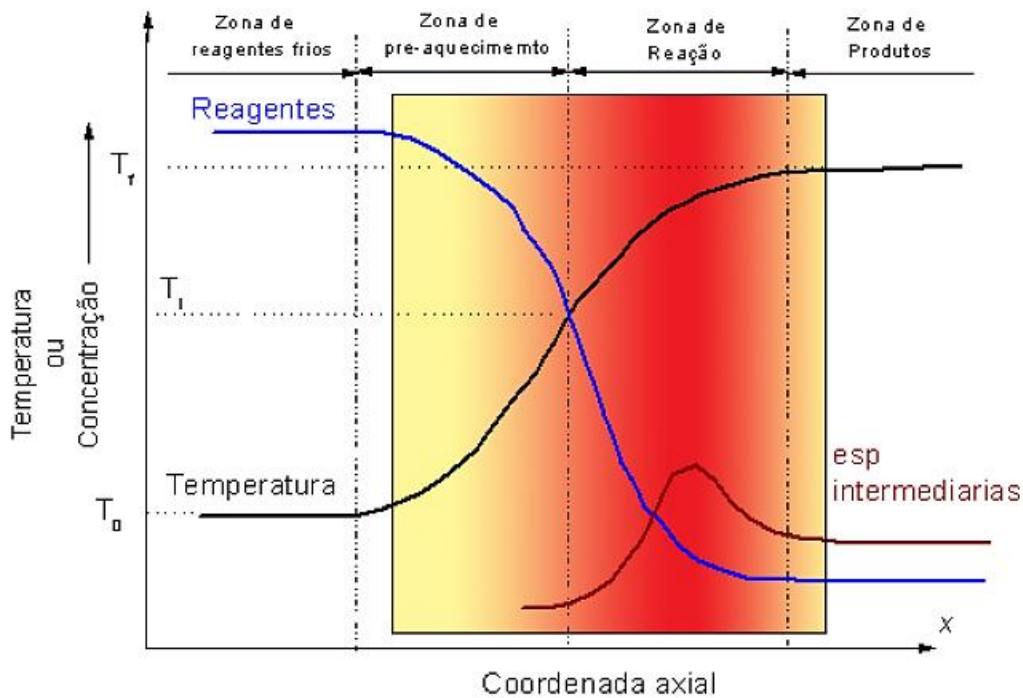


Figura 3.4 - Variação da temperatura e concentração de reagentes ao longo da chama (Cancino, 2004)

A temperatura como é influenciada pelo gradiente de calor acaba por ter perfis diferentes, isto é, para reações lentas o incremento de temperatura é mais lento, para reações rápidas a temperatura sobe mais depressa. Esta diferença define a espessura característica da onda, η_0 . Trata-se da espessura que “separa” a zona da reação da zona de pré-aquecimento dos combustíveis. Tal espessura é função das dimensões da zona de pré-aquecimento. Como se pode ver pela Figura 3.5, a sua definição é através do prolongamento da tangente ao ponto de inflexão até intercepar a linha paralela das abcissas com a ordenada T_f . Então se a zona de pré-aquecimento for pequena, a temperatura antes da reação é mais baixa, logo a espessura terá de ser mais fina. Se a zona de pré-aquecimento tiver condições para que os reagentes recebam algum calor proveniente da reação exotérmica, a temperatura será mais elevada e logo a espessura será mais larga. A espessura térmica é assumida como uma definição de espessura de chama, podendo variar na ordem dos 0,1 mm a 10 mm, dependendo da mistura, pressão e temperatura inicial.

Assumindo que não existem reações antes da chama e que a temperatura final se mantém constante (Lewis & Von Elbe, 1968):

$$c_p \rho_i v_f (T_f - T_i) = k \frac{dT}{dx} = k (T_f - T_i) \frac{1}{\eta_0} \quad (3.2)$$

Em que c_p [kJ/(kgK)] é o calor específico da mistura, ρ_i [kg/m³] é a massa específica da mistura ainda sem queimar, v_f [m/s] é a velocidade de chama e k [W/(mK)] é a condutividade térmica da mistura gasosa.

$$\eta_0 = \frac{k}{c_p \rho_i v_f} = \frac{\alpha}{v_f} \quad (3.3)$$

Desta forma a espessura térmica da onda η_0 [m] é proporcional à razão entre a difusividade térmica da mistura, α [m²/s], e a velocidade de chama v_f [m/s]. (Mallard & Châtelier, 1883; Borman & Ragland 1998)

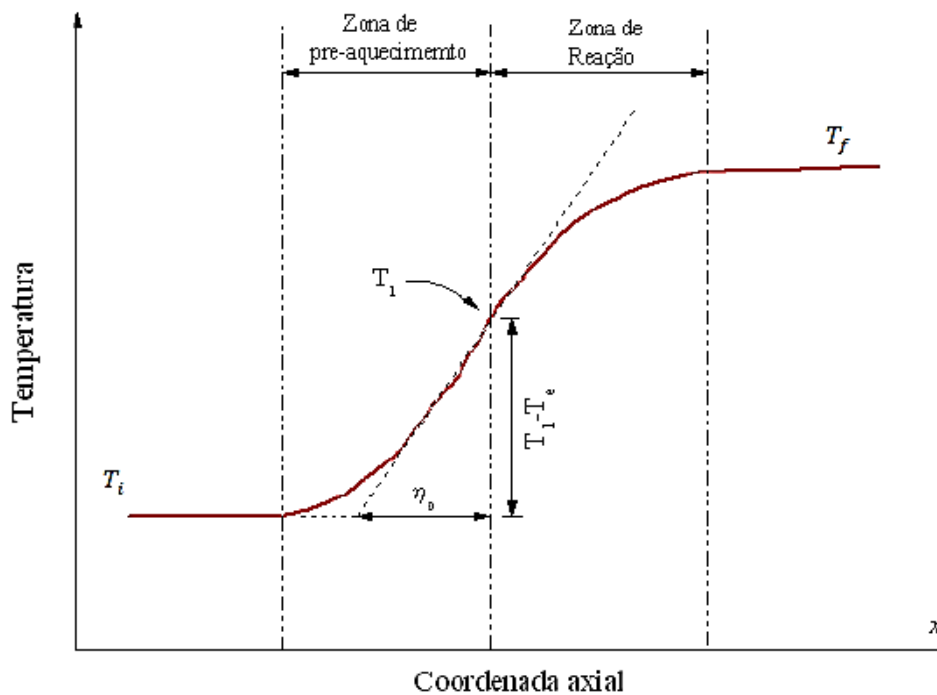


Figura 3.5 – Distribuição da temperatura na chama (Lewis e Von Elbe, 1968)

3.2 Estabilidade da chama

A variação das condições de entrada, tais como o caudal de combustível, razão estequiométrica, ou o pré-aquecimento podem eventualmente criar uma situação não estacionária, tornando a chama instável. Uma chama instável caracteriza-se quando a mudança de alguma das condições de fornecimento provoca deslocamentos na posição da chama, podendo esta recuar ou avançar na direção do deslocamento, e criando assim situações de retorno de chama ou afastamento da mesma. Numa chama estável a posição é imune a certas alterações provocadas, claro está que contém sempre os seus limites até que a chama deixe de estar estável.

Partindo do princípio que o escoamento no interior do tubo do queimador se encontra completamente desenvolvido, apesar do perfil de velocidades ser, na realidade parabólico, junto à parede (numa distância não muito superior a 1 mm) pode ser razoavelmente aproximado a um perfil linear, uma vez que, comparativamente, o diâmetro do tubo é muito maior, tal como se pode observar na Figura 3.6. Se a chama se aproximar demasiado do queimador (caso da curva 1 da Figura 3.6) a perda de calor e a difusão de radicais para a parede do tubo aumentam, fazendo com que a velocidade do escoamento da mistura exceda a velocidade de propagação. Neste caso, a chama tende a descolar, movendo-se para a posição de equilíbrio que é a curva 2. Nesta posição de equilíbrio da frente de chama, a velocidade de propagação de chama (S_L) iguala, em módulo, a componente da velocidade da mistura normal à frente de chama ($v_{u,n}$). À medida que a distância ao queimador aumenta, a perda de calor e difusão de radicais diminui e a velocidade de chama aumenta. Assim, de maneira análoga, no caso da chama se afastar da posição de equilíbrio 2 para a posição superior (curva 3 da Figura 3.6) a velocidade de propagação nesse ponto supera a velocidade de escoamento da mistura e, conseqüentemente, a chama recua, deslocando-se novamente para a posição de equilíbrio, curva 2 (Coelho & Costa 2012; Borman & Ragland 1998; Lopes, 2012).

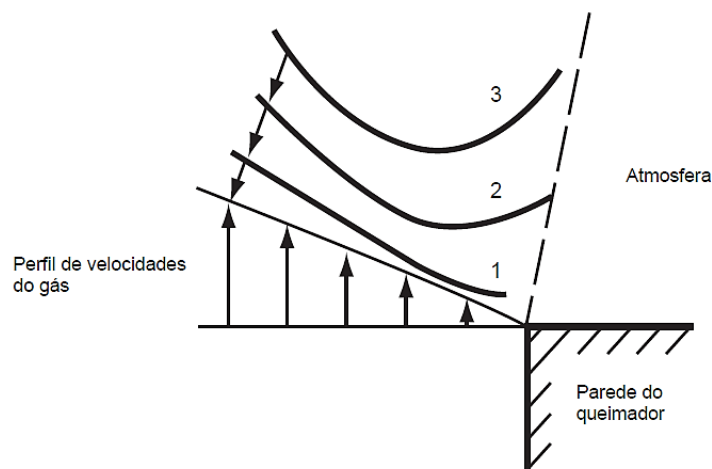


Figura 3.6 - Estabilização de chama num queimador de Bunsen (Lewis & von Elbe, 1987)

Imagine-se agora o caso em que o fornecimento de mistura foi suspenso. Neste caso, ocorre a penetração da chama no tubo do queimador. A Figura 3.7, ilustra os perfis de velocidade do escoamento e propagação da chama junto à parede do queimador. Observando atentamente a figura, rapidamente se verifica que, sendo S_L a velocidade de propagação de chama, numa

distância igual ou menor a metade do diâmetro de *quenching*¹, não existe chama. Se a linha \bar{u}_1 representar o perfil de velocidades do escoamento da mistura perto da parede do queimador, a velocidade de propagação de chama é inferior. Deste modo, qualquer chama que se encontre no interior do tubo do queimador irá deslocar-se para fora do mesmo, podendo estabilizar à saída. A linha \bar{u}_3 ilustra uma região junto à periferia da chama, na qual a velocidade da chama é superior à velocidade da mistura, caso em que a chama se desloca na direção oposta à do escoamento, ocorrendo retorno da chama. Este é o um fenómeno de risco, pois poderá dar origem a uma explosão se a chama não for extinta de imediato. A linha \bar{u}_2 corresponde a velocidade mínima antes de ocorrer retorno de chama (Coelho & Costa, 2012; Borman & Ragland 1998; Lopes 2012).

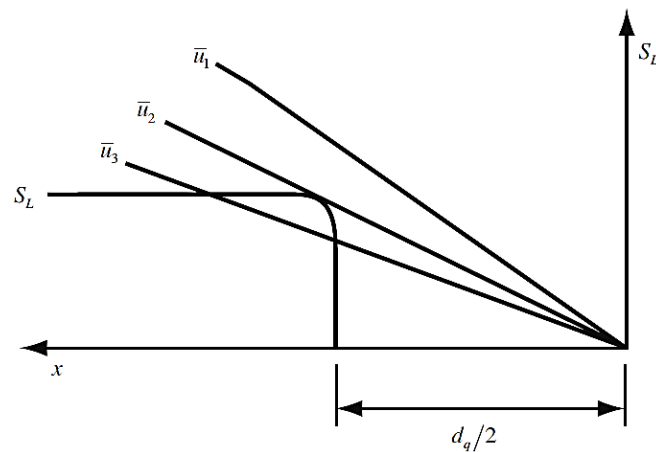


Figura 3.7 - Perfis de velocidade de propagação e escoamento da mistura no interior de um queimador (Lewis & von Elbe, 1987)

Quando o caudal da mistura aumenta, o ponto de equilíbrio afasta-se do queimador devido à velocidade do escoamento que também aumenta. Com o aumento da distância ao queimador, a mistura torna-se progressivamente mais pobre graças à diluição da mesma com o ar ambiente, diminuindo a velocidade de propagação de chama junto ao bordo do queimador. Porém, à medida que a chama estabiliza longe, perde menos calor e radicais para a parede, o que conduz a um aumento da velocidade de propagação junto ao bordo. Apesar destes fenómenos contraditórios, o segundo é dominante, justificando o facto de a chama estabilizar longe com o aumento de caudal. Chamas que estabilizam a uma certa distância do queimador designam-se por chamas deslocadas. É um comportamento algo indesejado porque como a chama se

¹ Diâmetro de *quenching* – diâmetro máximo do tubo para que as chamas não se propaguem dentro deste, evitando o retorno de chama, acabando por se extinguir. Este fenómeno resulta devido à perda de calor pelas paredes caso a chama se propagasse pelo tubo

encontra afastada do queimador algum combustível pode passar sem que seja oxidado contribuindo assim para uma maior poluição. A variação da posição de equilíbrio com o aumento do caudal está esquematizada nas posições 1 a 4 da Figura 3.8 (Coelho & Costa 2012; Lopes, 2012).

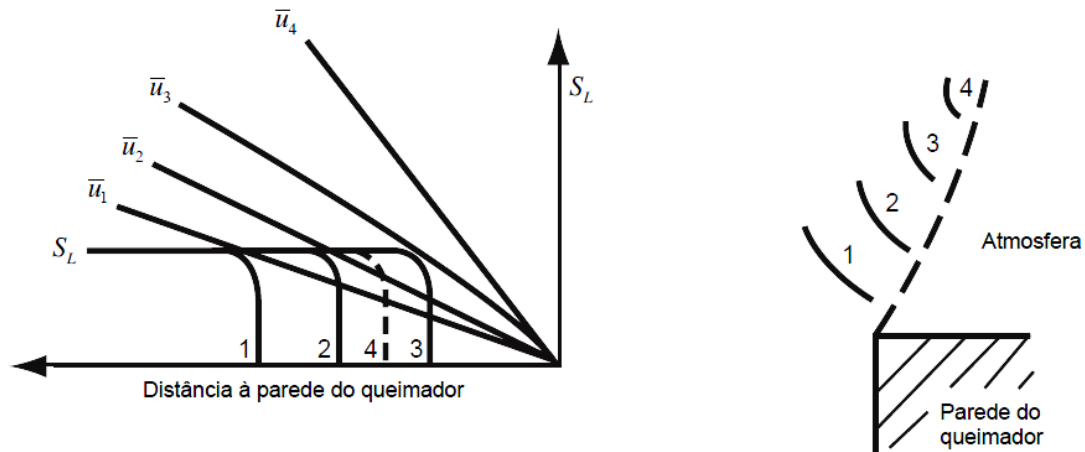


Figura 3.8 - Influência da velocidade do escoamento na estabilização de chama num queimador de Bunsen (Lewis & von Elbe, 1987)

Porém à medida que o caudal aumenta este pode atingir o limite do deslocamento da chama, que está associado ao limite da velocidade de propagação da chama. Com o aumento desta velocidade, a perda de calor e a difusão de radicais para a parede do queimador tendem para zero. Nestas condições, o efeito de diluição da mistura com o ar ambiente acaba por prevalecer e assim a velocidade de propagação, ao atingir o seu limite, não consegue acompanhar de modo a compensar o aumento de caudal, pelo que a chama não consegue estabilizar e extingue-se, fenómeno conhecido na literatura inglesa por *blowout* ou *blowoff*, caso a chama se extinga sem que chegue a descolar.

O parágrafo anterior referencia então que os fenómenos de retorno de chama e *blowout/blowoff* estão estreitamente relacionados com o caudal da mistura e que este é o fator dominante no gradiente de velocidades na proximidade das paredes do queimador. Se o perfil de velocidades no tubo for completamente desenvolvido, então os gradientes de velocidades para os quais ocorre retorno de chama, g_F , e *blowout/blowoff*, g_B , são dados por (Coelho & Costa, 2012):

$$g_F, g_B = - \lim_{r \rightarrow R} \frac{du(r)}{dr} = \frac{4\dot{V}_{fu}}{\pi R^3} = \frac{8\bar{u}}{D} \quad (3.4)$$

onde u [m/s] é a velocidade da mistura, \bar{u} [m/s] a velocidade média, \dot{V}_{fu} [m³/s] o caudal volumétrico, R [m] o raio do tubo e D [m] o seu diâmetro interior. Apesar da definição de retorno

de chama e *blowout/blowoff* seja a mesma, g_F e g_B são diferentes uma vez que a velocidade e o caudal para os quais se obtém retorno de chama são muito inferiores aos que correspondem aos limites de *blowout* ou *blowoff*. A Figura 3.9 mostra o comportamento dos gradientes de velocidades com a variação da razão de equivalência, verificando-se que g_B aumenta com o enriquecimento da mistura, ao passo que g_F atinge o seu máximo para uma mistura estequiométrica (Coelho & Costa, 2012).

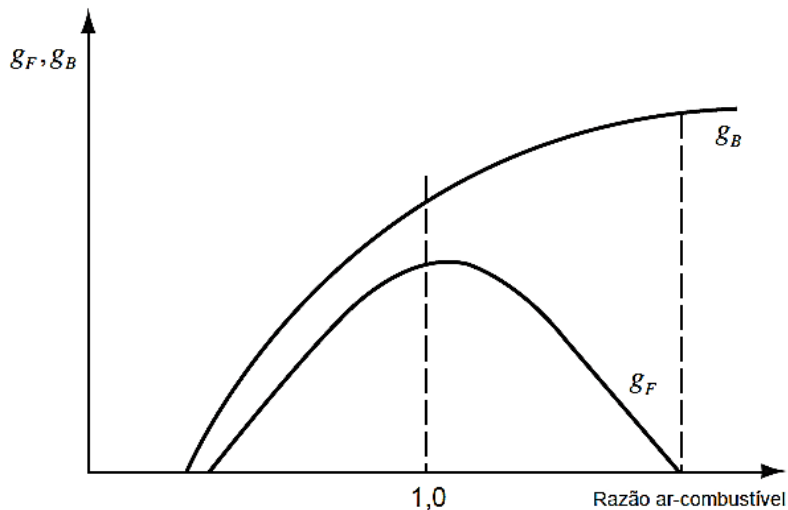


Figura 3.9 - Influência da razão de equivalência nos gradientes de retorno de chama e de *blowout/blowoff* para uma mistura de combustível ar (Glassman, 1996)

A Figura 3.10 mostra os requisitos de estabilidade das chamas, onde se podem observar as regiões de retorno, descolamento e *blowout/blowoff*.

Na Figura 3.11, é possível observar um outro diagrama de estabilidade para um queimador de Bunsen. Neste, é possível definir os limites de operação, ou seja: o diâmetro do tubo deverá ser superior ao diâmetro de *quenching*, a velocidade média do escoamento deverá ser, no mínimo, o dobro da velocidade de propagação de chama, de forma a permitir a estabilização de uma chama cônica, não devendo ser superior ao quádruplo dessa velocidade para evitar a abertura do vértice; para manter o escoamento em regime laminar o número de Reynolds terá de ser inferior a 2000; por fim, para evitar retorno de chama ou *blowout/blowoff*, o gradiente de velocidades junto às paredes do tubo deverá estar compreendido entre g_F e g_B (Coelho & Costa, 2012).

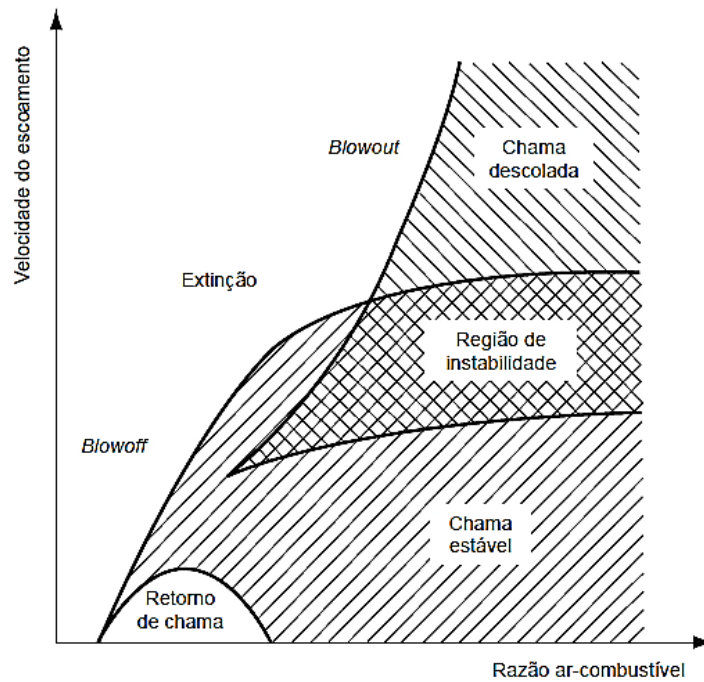


Figura 3.10 - Diagrama de estabilidade de chama para um queimador de Bunsen (Wohl, 1953)

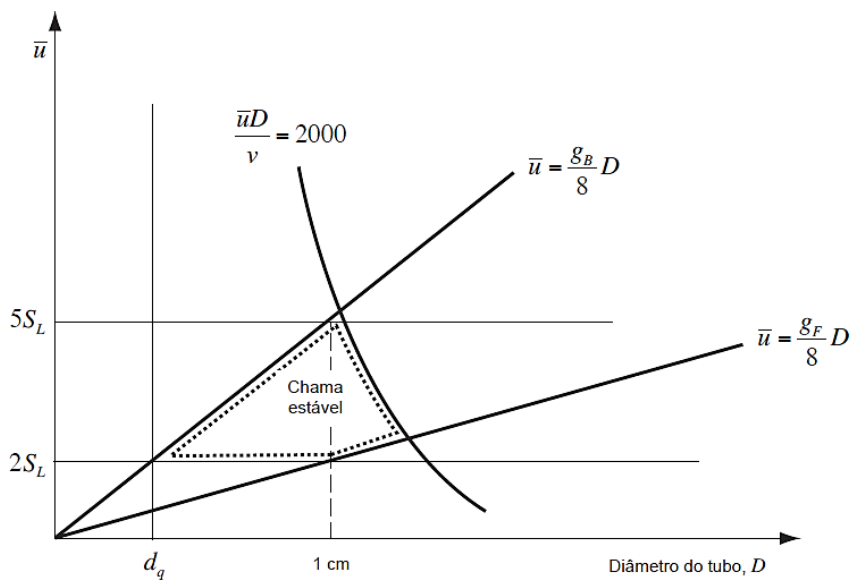


Figura 3.11 - Diagrama de estabilidade e limites de operação de queimadores de Bunsen (Glassman, 1996)

Na Figura 3.12 encontra-se um outro tipo de gráfico de estabilidade de chama em função da relação da estequiometria e da potência do queimador. Verifica-se que o retorno de chama é propício para potências caloríficas baixas, que corresponde a caudais/velocidades baixos e também em caso em que a mistura é estequiométrica ou ligeiramente rica. O deslocamento de chama acontece numa vasta gama de caudais, por exemplo para misturas menos ricas. Misturas muito ricas precipitam a formação de fuligem (Coelho & Costa, 2012).

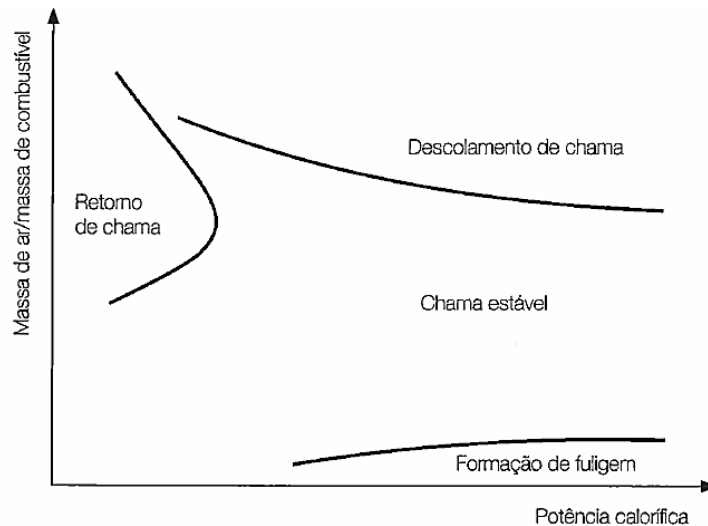


Figura 3.12 - Diagrama de estabilidade para um dado combustível e queimador (Coelho & Costa, 2012)

3.3 Estequiometria

Citando Antoine Lavoisier que diz “ Na Natureza nada se cria e nada se perde, tudo se transforma”, os processos de combustão também não fogem à regra. Como tal, esta mistura química de dois ou mais reagentes diferentes, desencadeia uma série de reações entre os elementos envolvidos (estado inicial) criando assim novas ligações entre os átomos originando novos produtos (estado final). O número de átomos e respetivo número de moles de cada elemento químico mantém-se inalterável, respeitando assim a Lei da conservação das massas.

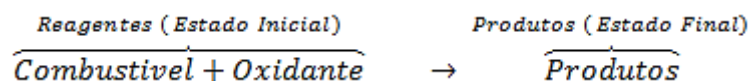
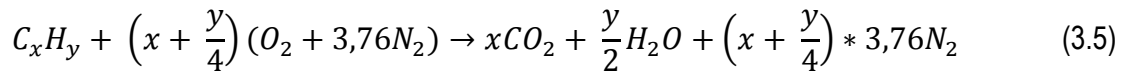


Figura 3.13 - Estado de equilíbrio de uma reação de combustão

No caso dos esquentadores o combustível envolvido são Hidrocarbonetos e o oxidante utilizado é o ar atmosférico, em que a sua composição, em volume, é de 21% de O₂ (Oxigénio) e de 79% de N₂ (Azoto), resultando dessa maneira uma relação entre os dois, de 79/21= 3,76 moles de N₂ para 1 mol de O₂

Para o carburante, e segundo o mecanismo cinético de oxidação de combustíveis de hidrocarbonetos, poderemos dizer que a seguinte equação química geral se aplica para os hidrocarbonetos estudados, nomeadamente para o propano (Westbrook & Dryer, 1981):



Onde o fator $\left(x + \frac{y}{4}\right)$ representa a quantidade de moles de ar necessárias para uma reação estequiométrica.

Uma reação estequiométrica é então uma reação onde nem o combustível nem o oxigénio se encontram em excesso na mistura reagente, onde todo o carbono contido no combustível é oxidado para formar CO_2 (dióxido de carbono) e todo o hidrogénio é oxidado para formar H_2O (água). Na realidade no caso dos esquentadores, isto não acontece, sendo que é sempre necessário atribuir outros fatores para o acerto do método de cálculo. O método de cálculo da relação estequiométrica é inicializado através do cálculo da massa de ar, m_{ar} :

$$m_{ar} = \left(x + \frac{y}{4}\right) * (M_{O_2} + 3,76M_{N_2}) \quad (3.6)$$

Em que o fator multiplica pela massa molar, [g/mol], de cada constituinte do ar.

O *AFR* (Air and Fuel Ratio) de um hidrocarboneto diz respeito á relação estequiométrica entre ar/combustível, por outras palavras é a quantidade de massa de ar necessária para queimar uma unidade de massa do combustível, estequiometricamente, e é dado pela seguinte equação (Coelho & Costa, 2012):

$$AFR = \left(\frac{m_{ar}}{m_{comb}}\right)_{est} \quad (3.7)$$

m_{ar} é a massa de ar e m_{comb} é a massa de combustível ambos em kg/mol.

Conhecido o *AFR*, torna-se necessário conhecer a razão de equivalência (ϕ) que engloba novamente um quociente, sendo que desta vez é o quociente para determinar a estequiometria da mistura, sabendo assim se existe excesso ou escassez de algum dos componentes envolvidos (ar ou combustível). Normalmente é necessário que o ar esteja em excesso para que seja possível o contacto do maior número de moléculas de hidrocarbonetos com as moléculas de oxigénio (Coelho & Costa, 2012).

$$\Phi = \frac{\left(\frac{m_{comb}}{m_{ar}}\right)_{real}}{\left(\frac{m_{comb}}{m_{ar}}\right)_{est}} \quad (3.8)$$

Obtendo-se a razão de equivalência é possível verificar o quociente das quantidades existentes na mistura, em que para $\phi=1$ é uma mistura estequiométrica, se $\phi<1$ está presente em excesso

de ar, então diz que a mistura é pobre, e para $\varphi > 1$ existe excesso de combustível então designa-se como uma mistura rica.

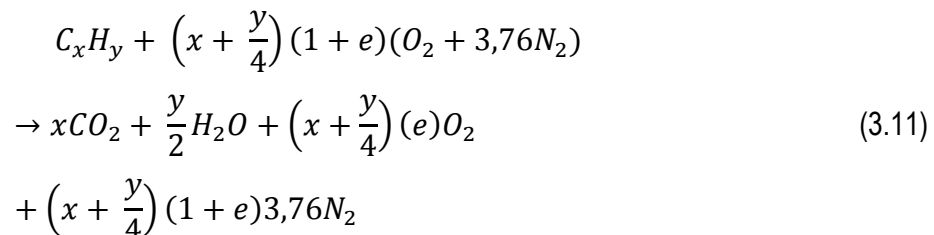
O inverso da razão de equivalência e também muito utilizado para método de cálculo é o coeficiente de excesso de ar (λ) onde se verifica a quantidade de ar a mais num caso real para o caso teórico.

$$\lambda = \frac{1}{\Phi} = \frac{\left(\frac{m_{ar}}{m_{comb}}\right)_{real}}{\left(\frac{m_{ar}}{m_{comb}}\right)_{est}} \quad (3.9)$$

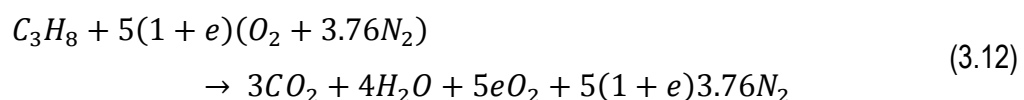
Por fim percentagem de excesso de ar $e[\%]$ será apenas a mudança de expressão do coeficiente de excesso de ar.

$$e[\%] = (\lambda - 1) * 100 \quad (3.10)$$

Como nos esquentadores a combustão é sempre realizada com excesso de ar, e , então é necessário incluir na (equação 3.5) que passa a ser a seguinte:



Para o propano, sendo este C_3H_8 então obtemos o seguinte:



De uma maneira mais simplificada:

$$1\text{kmol de combustível } (C_3H_8) \text{ para } \begin{cases} 5(1 + e)\text{kmol de oxigénio } (O_2) \\ 5(1 + e)3.76 \text{ kmol de azoto } (N_2) \end{cases}$$

Com estas variáveis da mistura, o caudal de combustível fornecido sofre uma ligeira correção, devido ao caudal de gás ser misturado com o caudal de ar criando assim um novo caudal com os dois gases. Utilizando as expressões das reações químicas expressas anteriormente podemos definir que o novo caudal depende do excesso de ar arrastado assim como da sua reação química com o ar.

- Massa da mistura com propano

$$MMP = MM_{C_3H_8} + (1 + e)5(MM_{O_2} + 3.76MM_{N_2}) \quad (3.13)$$

O caudal real total que irá ser queimado será então definido da seguinte maneira:

$$MMR = \frac{\dot{m}_{gas} MMP}{MM_{combustivel}} \quad (3.14)$$

Em que, \dot{m}_{gas} é caudal mássico medido na tubagem de fornecimento de gás em [kg/s], MMP e $MM_{combustivel}$ são as massas molares da mistura combustível-ar e do combustível apenas, respetivamente, sendo que os dois casos dependem do tipo de combustível utilizado e são expressos em [g/kmol].

3.4 Limites de explosão

Como nos casos anteriores, a variação de parâmetros de fornecimento (ex: estequiométrica, pressão) provoca alterações na chama em que em casos extremos a combustão deixa de reagir normalmente. No caso dos limites de explosão correspondem aos valores de pressão e temperatura, máximos e mínimos, para os quais uma mistura reagente numa determinada estequiometria é capaz de iniciar e manter a formação de uma população de radicais de forma homogénea e que torna a combustão autossustentável. Ultrapassando estes limites o risco de explosão pode ocorrer, ou em certos casos, poderá nem haver explosão, como demonstra a Figura 3.14. Portanto, são limites definidos pela termoquímica e pela cinética química da mistura (Borman & Ragland, 1998).

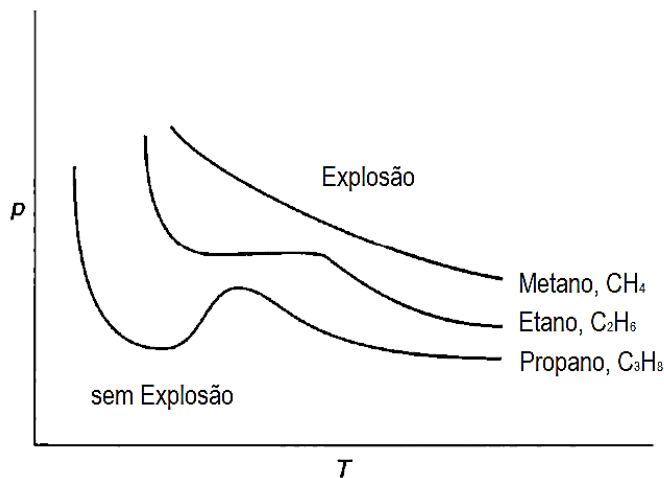


Figura 3.14 - Limites de explosão em função da pressão e temperatura (Borman & Ragland, 1998)

3.5 Limites de flamabilidade

Iniciando uma combustão com misturas estequiométricas, e variando a razão de equivalência tanto para misturas ricas como para misturas pobres de combustível, alcança-se novamente situações limite, em que a taxa de reação entre os fluidos e consequente libertação de energia não é suficiente de modo a auto-sustentar a propagação de chama sem a presença de uma fonte de ignição. Estes limites de propagação de chama designam-se como limites de flamabilidade. O limite inferior de flamabilidade verifica-se para uma mistura pobre e o limite superior de flamabilidade regista-se para uma mistura rica. São geralmente apresentados em termos da percentagem volúmica de combustível na mistura ou da razão de equivalência, como é possível ver na Tabela 3.1. Estes limites de flamabilidade, são também influenciados caso a chama se propague para cima ou para baixo num tubo vertical, ou num tubo horizontal. No caso do tubo vertical a impulsão tem influência, pelo que para uma chama ascendente os limites são mais alargados, seguindo-se da posição horizontal e por fim a posição descendente (Coelho & Costa, 2012).

Combustível	S_L [cm/s]	\emptyset no limite inferior de flamabilidade	\emptyset no limite superior de flamabilidade	Distância de “quenching” [mm]
Metano	40,5	0,45	1,64	2,5
Etano	42,5	0,5	2,72	2,3
Propano	44	0,51	2,83	2

Tabela 3.1 - Velocidade de propagação de chama, limites de flamabilidade e distância de quenching para misturas estequiométricas a condições PTP (Barnett & Hibbard, 1957)

3.6 Termoquímica

Como o próprio nome indica trata-se da termodinâmica química dos reagentes. Reação de combustão entre dois reagentes desencadeia a libertação de energia sobre a forma de luz e calor. Através da análise teórica na quantificação da composição química de uma mistura, através das fracções molares/mássicas, ou concentrações molares/mássicas, e aplicando leis da Termodinâmica é possível saber a composição dos produtos, energia libertada e a temperatura de chama.

3.7 Entalpia de formação

Na ocorrência das reações químicas está sempre presente a variação de energia que é a energia armazenada nas ligações químicas de uma molécula. Esta variação pode absorver energia, reações endotérmicas, ou libertar energia, reações exotérmicas. A reação de combustão pertence ao segundo grupo.

É possível determinar a variação de energia através das variações das diversas entalpias existentes. A entalpia de formação, h_f , é a energia necessária à formação de uma unidade de massa a partir dos seus elementos no estado natural. A entalpia de formação só é específica quando se define o estado de referência, caracterizado pela temperatura e pela pressão a que tem lugar a reação de formação da substância a partir dos seus elementos no estado natural. Para condições *PTP* (Pressão e Temperatura Padrão) onde a temperatura é, $T_{ref} = 25\text{ °C}$ e à pressão atmosférica $p_{ref} = 1\text{ atm}$, são as condições onde aparecem tabelados as entalpias dos elementos.

A partir destas condições, se a formação da espécie química a partir dos elementos químicos no estado natural libertar energia, então $h_f^\circ(T_{ref}) < 0$, e a entalpia de formação é negativa; se essa reação absorve energia, $h_f^\circ(T_{ref}) > 0$, a entalpia de formação é positiva. Na Tabela 3.2 podemos ver alguns exemplos de entalpias de formação padrão.

Espécie	CH ₄ (metano)	C ₂ H ₆ (etano)	C ₃ H ₈ (propano)	C ₄ H ₁₀ (butano)
$h_f^\circ(25^\circ\text{C})$ [kJ/kmol]	-74873	-83860	-103850	-124733

Tabela 3.2 - Entalpias de formação padrão (JANAF Thermochemical Tables, 1985)

3.8 Entalpia absoluta

A entalpia absoluta, $h_i(T)$, representada na equação 3.15 é a soma da entalpia de formação no estado de referência com a variação da entalpia sensível desde essa referência até a uma dada temperatura.

$$h_i(T) = h_{f,i}^\circ(T_{ref}) + \Delta h_{s,i}(T) \quad (3.15)$$

A entalpia sensível, Δh_s , na equação 3.16

$$\Delta h_{s,i}(T) = \int_{T_{ref}}^T c_{p,i}(T) dT \quad (3.16)$$

3.9 Entalpia de reação e entalpia de combustão

Na aplicação aos esquentadores, a entalpia de reação e de combustão acabam por ser a mesma coisa, pois são situações de reação em que a pressão e a temperatura se mantêm constantes, a variação de energia é apenas o resultado da diferença entre as condições do estado final e inicial do sistema. Desprezando as energias cinética e potencial, e aplicando a 1ª lei da Termodinâmica é possível dizer que a energia variável na reação é igual à variação da entalpia de reação, que no caso da combustão sem intervenção exterior acaba por ser a mesma energia, e é sempre negativa devido à libertação de energia.

Então a entalpia de combustão é Δh_R e define-se pela seguinte equação:

$$\Delta h_R(T) = h_{prod}(T) + h_{reag}(T) \quad (3.17)$$

Onde $h_{prod}(T)$ e $h_{reag}(T)$ são as entalpias absolutas dos produtos e reagentes, respetivamente, para uma dada temperatura.

3.10 Temperatura adiabática de chama

Considerando uma combustão adiabática, sistema isolado, a temperatura obtida nos produtos da reação seria então considerada como a temperatura máxima possível, essa temperatura é chamada de temperatura adiabática de chama. Na realidade, a temperatura que se consegue após a reação é inferior à temperatura adiabática de chama em virtude das perdas de calor por convecção, condução e radiação para o exterior.

Se considerarmos que não é fornecido trabalho ao sistema, isto é, a reação dá-se a pressão constante, é possível dizer que:

$$h_{prod}(T_{ad}) = h_{reag}(T_{in}) \quad (3.18)$$

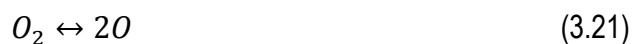
Em que os produtos estão a temperatura adiabática de chama, $h_{prod}(T_{ad})$, e os reagentes à temperatura inicial fornecida, $h_{reag}(T_{in})$, normalmente a temperatura ambiente. As entalpias utilizadas nos dois casos são entalpias absolutas, (equação 3.15) e obtém-se o seguinte:

$$h_{f,prod}^{\circ}(T_{ref}) + \Delta h_{s,prod}(T) = h_{f, reag}^{\circ}(T_{ref}) + \Delta h_{s, reag}(T) \quad (3.19)$$

A temperatura adiabática de chama, para além de depender da temperatura dos reagentes, depende também da razão de equivalência. Assim, é possível controlar a temperatura adiabática em função do excesso de ar na combustão. Esta temperatura torna-se máxima, na ausência de dissociação, quando a mistura é estequiométrica: no caso de uma mistura rica parte da energia libertada será para aquecer o combustível não queimado, numa mistura pobre a energia aquecerá o ar em excesso.

3.11 Dissociação

Trata-se de um processo de formação de novas moléculas com o auxílio das temperaturas elevadas que estão presentes na chama e é um fator prejudicial no processo de combustão devido à produção de espécies químicas como monóxido de carbono (CO) ou hidróxilo (OH). Esta dissociação das partículas acontece quando se atingem valores na ordem dos 1200 °C na zona circundante à chama. Esta elevada temperatura provoca instabilidade nas espécies químicas que se formaram da combustão (CO₂, H₂O, N₂ e O₂) e desta forma os produtos de uma primeira reação reagirão novamente numa reação endotérmica, aproveitando a energia presente e dando origem a produtos como CO, H₂, OH, H, O.



3.12 Poder Calorífico

Como o próprio nome indica é a quantidade de energia que um certo combustível pode fornecer por uma certa unidade de massa [J/kg]. É uma forma recorrente de se quantificar e

diferenciar as diversas fontes de energia, em vez de serem utilizadas entalpias ou energias internas de combustão, sendo valores similares.

Podem ser definidos vários tipos de poder calorífico conforme a combustão se dê a pressão ou volume constante.

Dentro da gama do poder calorífico existe o Poder Calorífico Inferior (*PCI*) Tabela 3.3 que é o calor recuperado na queima de um combustível por unidade de massa e onde a água se encontra vaporizada nos gases de combustão. O Poder Calorífico Superior (*PCS*) Tabela 3.3 será a mesma definição mas em que o calor latente de vaporização, h_{fg} , que é originário da condensação da água é recuperado (Coelho & Costa, 2012).

Combustível	CH ₄ (metano)	C ₂ H ₆ (etano)	C ₃ H ₈ (propano)	C ₄ H ₁₀ (butano)
PCI [MJ/kg]	50,016	47,489	46,357	45,742
PCS [MJ/kg]	55,528	51,901	50,368	49,546

Tabela 3.3 - Poder Calorífico Inferior e Superior de alguns combustíveis (Turns, 2000)

3.13 Índice de Wobbe

É o parâmetro de diferenciação entre gases, em que se agrupa os diversos gases em 3 grandes famílias. Dentro das mesmas existe uma intermutabilidade entre estes, ou seja existe a capacidade de um gás dentro da mesma família poder substituir um outro numa combustão. Representa-se por, W , e é o quociente entre o Poder Calorífico, PC , e a raiz quadrada da sua densidade relativa ao ar ambiente, d , sendo expresso da seguinte forma:

$$W = \frac{PC}{\sqrt{d}} \quad (3.24)$$

Em que W é em MJ/m³, PC , pode ser inferior ou superior, daí advindo o índice de Wobbe inferior e superior, respetivamente, e representa-se por MJ/m³, por fim, d , é adimensional.

A seguinte tabela apresenta alguns dos gases, agrupados nas famílias.

Família	Gás	PCS [MJ/m ³]	d [ar=1]	Wobbe [MJ/m ³]	p [mbar]
1 ^a	Gás cidade	17,6	0,58	23,1	8
	Ar metanado	20,9	0,82	23,1	8
2 ^a	Gás natural	41,9	0,65	52,1	20
	Ar propanado	56,7	1,31	50,5	20
3 ^a	Propano	100,5	1,6	79,5	37
	Butano	125,6	2	87,9	30

Tabela 3.4 - Índice de Wobbe (Mendes, 2002)

3.14 Injetores

Os injetores são peças importantes no projeto dos esquentadores pois são estes que injetam a quantidade de fluxo de gás necessário para se dar a combustão no queimador. Torna-se mesmo fundamental que as dimensões e o desenho destes sejam bem escolhidos para alimentar o queimador nas perfeitas condições pois caso contrário é possível que se criem condições de mau funcionamento dos esquentadores. A título de exemplo na Figura 3.15 é possível ver duas situações de comportamento de chama instável provocado pelo mau dimensionamento do injetor. O alinhamento com o eixo da flauta também se torna importante, com a intenção de que a injeção do gás seja direcionado perfeitamente para dentro da flauta. Desse modo se evitam perdas de energia da injeção do gás nas paredes circundantes, o que evita a diminuição da quantidade de movimento e posterior quantidade de ar arrastado.

A definição da potência calorífica do esquentador depende diretamente do caudal de combustível que passa através do injetor, o que quer isto dizer que é delimitado através da área do injetor. Já a pressão a que o fluido é injetado influenciará a eficiência do arrasto de ar.

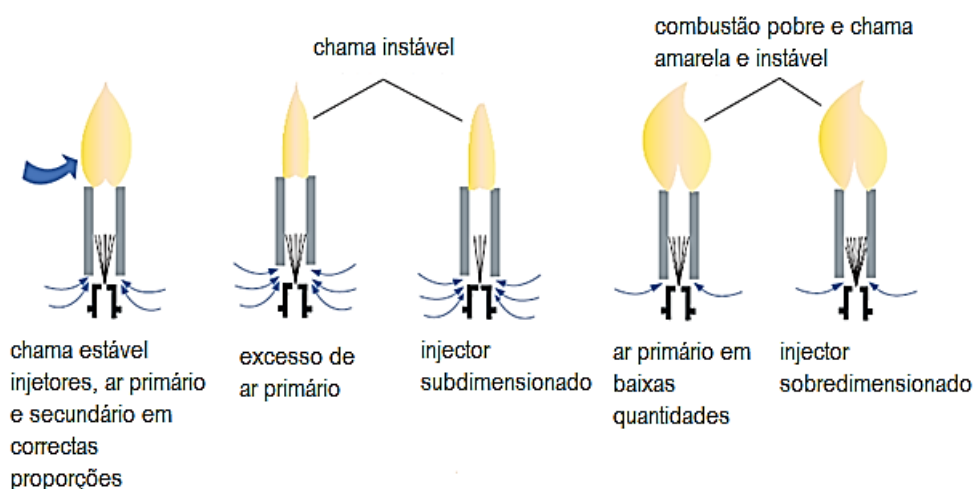


Figura 3.15 - Tipo de chama em função das condições de fornecimento de ar primário e gás

Os injetores são normalmente fabricados em latão e funcionam com pressões entre os 13 e 37 mbar acima da pressão atmosférica, o combustível que o atravessa pode chegar a velocidades na ordem dos 45 m/s acabando por arrastar consigo o ar circundante para dentro da queimador e criando assim a pré-mistura com o ar primário que já anteriormente foi referido. Na família dos injetores existem diversas formas para as solicitações a que são precisas sendo que podem variar no formato do bico ou do ângulo de abertura. Por exemplo, influenciando a perda de carga na injeção e respetiva eficiência de arrasto, ou o nível de ruído produzindo poder ser diferente de caso para caso.

Em termos físicos, o injetor é então um dispositivo que converte a energia potencial do fluido, que está comprimido, em energia cinética quando este é expelido para o meio ambiente, em termos matemáticos e pela conservação da energia a quantidade de caudal de gás que passa pelo injetor é calculado pela seguinte equação (Jones, 1989)

$$\dot{V}_c = A_j \sqrt{\frac{2 p}{\rho_{comb}}} \quad (3.25)$$

Em que \dot{V}_c é o caudal de combustível em, [m³/s], A_j é a área do orifício do injetor em, [m²], a sobrepressão é em [Pa] e ρ_{comb} trata-se da massa volúmica, [kg/m³]. Como a descarga do fluido nunca é realizada sem que existam perdas para as paredes do injetor e também pelo efeito de *vena contracta* então não é de desprezar na equação anterior a inclusão do coeficiente de descarga que difere com o tipo de bico dos injetores usados.

No caso do tubo do injetor ser bastante longo comparado com o seu diâmetro existem perdas de energia devido à elevada fricção. Se o tubo é bastante curto existe perdas de energia devido à súbita contração e expansão do fluido. Para valores de coeficiente de descarga superiores a 0.9 são usualmente usados injetores em que comprimento e diâmetro do injetor têm as mesmas dimensões e o ângulo de aproximação é cerca de 35°, como é possível ver na Figura 3.16. Outro fator preponderante na variação do coeficiente de descarga é o número de Reynolds como é possível ver na Figura 3.17.

				
$\frac{\text{comp. do orifício}}{\text{diâmetro}}$	0.58	3.5	0.8	1.0
ângulo de abordagem	45°	55°	33°	40°
coef. de descarga	0.81	0.84	0.93	0.94

Figura 3.16 - Coeficiente de descarga em função da geometria do injetor (Jones, 1989)

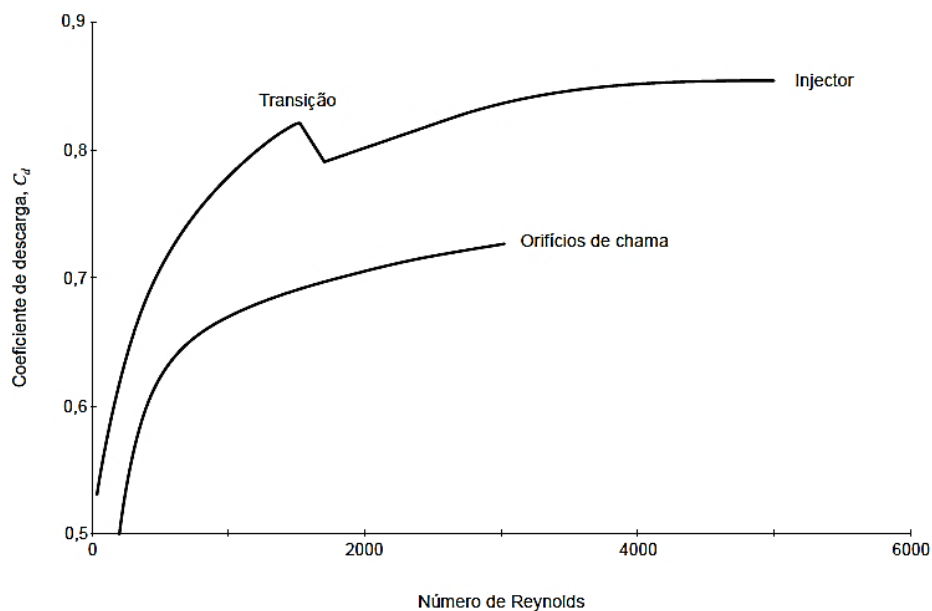


Figura 3.17 - Coeficiente de descarga em função do número de Reynolds (Jones, 1989)

Por fim então com inclusão do coeficiente de descarga a equação anterior fica da seguinte maneira:

$$\dot{V}_c = A_j C_d \sqrt{\frac{2 p}{\rho_{comb}}} \quad (3.26)$$

Em que C_d apenas é o coeficiente de descarga não contendo unidades.

3.15 Jatos Turbulentos

Trata-se de um fenómeno do escoamento do fluido quando este atinge valores de Reynolds superiores a 2000, que é quando passa de laminar para turbulento. No caso em estudo, o jato de combustível, em estado gasoso, mistura-se com o ar que também é gasoso. O jato de combustível acaba por arrastar e se misturar com o ar circundante aumentando o seu diâmetro de ação até ao ponto que a energia contida no jato acaba por se dissipar no meio ambiente. Esta energia advém da queda de pressão através do orifício. O jacto e o meio envolvente podem ser compressíveis ou incompressíveis, o caso propano e gasolina, respetivamente e entre os dois meios podem existir diferenças de velocidades, temperatura, densidade ou até de concentração de poluentes. Um fenómeno interessante trata-se com a influência do diâmetro do orifício no arrastamento de ar. Os injetores com o diâmetro mais pequeno conseguem arrastar mais ar circundante, isto acontece porque o injetor de menor diâmetro necessita de mais pressão para enviar a mesma quantidade de caudal, que o de maior diâmetro. Desta maneira acaba por haver uma diferença de pressões maior e consequentemente mais energia no jacto para ser dissipado ao misturar-se com o ar.

Nas Figura 3.18 e Figura 3.19, é possível ver o desenvolvimento de um jacto turbulento livre. Na zona onde são criados os vórtices é onde melhor se misturam os fluidos. Existe uma outra zona mais estável em que a interação entre o combustível e o ar não é tão forte.

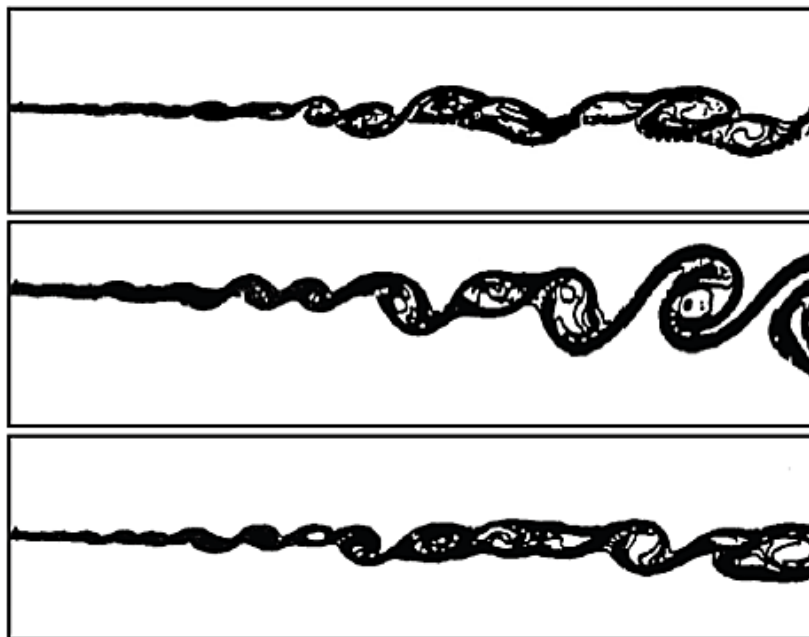


Figura 3.18 - Vórtices de um jacto turbulento (Rodko, 1997)



Figura 3.19 - Foto de jacto livre (Van Dyke, 1982)

Beér e Chigier provaram matematicamente o decréscimo da velocidade do jacto ao longo da distância percorrida, como demonstra a equação 3.27.

$$\frac{\bar{U}_0}{U_m} = 0,16 \frac{x}{d_0} - 1,5 \quad (3.27)$$

Em que \bar{U}_0 e U_m , são as velocidades inicial à saída do injetor e máxima ao longo do eixo central em função da distância em [m/s], x e d_0 , é a distância à saída do injetor e diâmetro do injetor ambos em [mm]. À medida que o jacto começa a ganhar volume, quando começa a misturar-se com o meio, começa também a expandir-se e a ganhar velocidades radiais da expansão. Essas mesmas velocidades radiais acabam por decrescer à medida que todo o sistema perde a energia. Esse decréscimo também foi calculado por Beér e Chigier.

$$\frac{\bar{U}_0}{U_m} = \exp \left[-K_G \left(\frac{r}{x} \right) \right] \quad (3.28)$$

A equação 3.28 difere da equação da equação 3.27 na utilização da constante de Gauss (K_G), 87, e r que representa a distância radial ao centro do jacto em [mm].

Ainda dentro da constituição dos jatos, assim que o jacto atravessa o orifício do injetor este já tem uma largura aceitável. Essa origem é designada como origem virtual e trata-se do ponto em que o diâmetro e a velocidade do jato tendem para zero. Da divisão entre a velocidade local, u , pela velocidade máxima do jacto na posição, U_m , (que coincide com a velocidade axial) obtém-se uma velocidade adimensional, caracterizada por uma recta que é função da posição relativa do

ponto na secção transversal do jacto e que, tendo em conta a linearidade da espessura e simetria axial do jacto que é representada pela equação. (Nunes, 2003)

$$\frac{u}{U_m} = f\left(\frac{x}{y}\right) \quad (3.29)$$

A divisão entre as velocidades origina um conjunto de retas que convergem para um ponto antes do plano que “contém” o local de descarga do jacto, Figura 3.20.

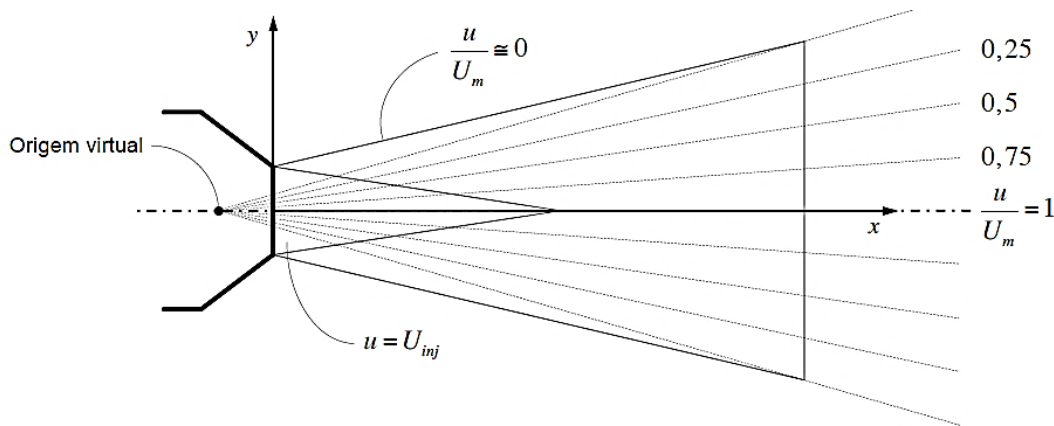


Figura 3.20 - Linhas de igual velocidade adimensional na zona principal de um jacto virtual (Nunes, 2003)

3.16 Arrastamento de ar e ar primário

O fenómeno de arrastamento de ar, conhecido por *entrainment* da literatura inglesa é uma interação entre fluidos que tem um vital interesse no desenho dos esquentadores devido à quantidade de ar primário que é arrastado para a porta da flauta. Este fenómeno tem efeitos consideráveis na estabilidade, na forma e temperatura de chama, nos gases de combustão (NO_x , CO), e ultimamente até mesmo no desenho da própria câmara de combustão. O gás é expelido do injetor em forma de jacto livre, criando regiões de baixa pressão que são causadas pela aceleração do fluido injetado em relação ao fluido vizinho. Estas regiões surgem à medida que a camada de corte à saída do injetor se espalha devido à difusão lateral e à desaceleração (Rodko, 1997). Esta depressão acaba por arrastar para si o ar circundante, e à medida que é acrescentado mais ar provoca turbulência entre os dois fluidos que acabam por se misturar entre si, aumentando assim o diâmetro do jacto, como é possível ver na Figura 3.21.

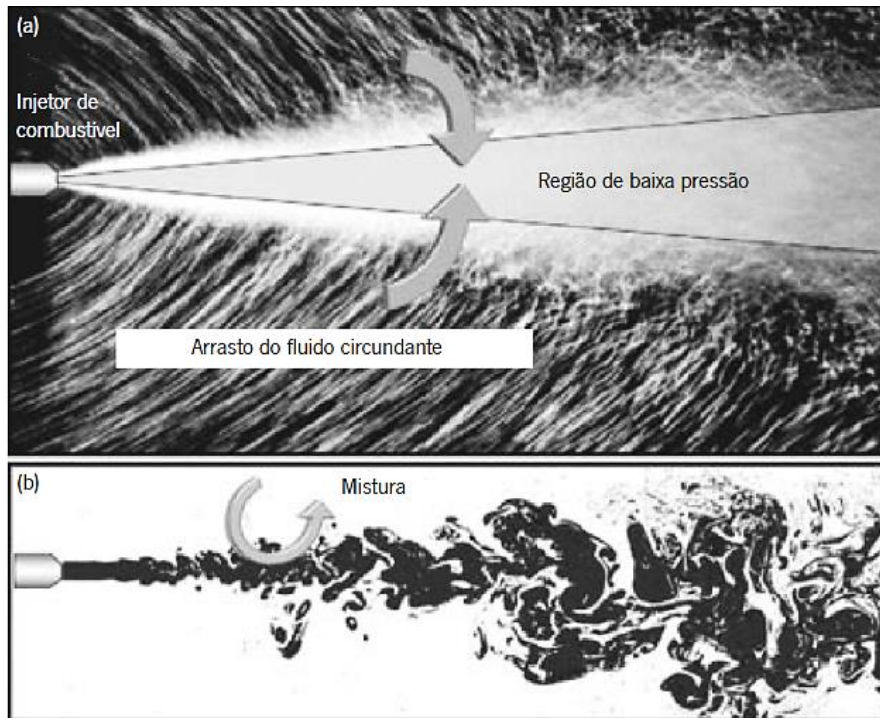


Figura 3.21 - Mistura e arrasto de um jacto livre

Esta quantidade de ar arrastado pode ser estimada pela seguinte equação de Beér e Chigier.

$$\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} = 0.32 \left(\frac{\rho_{ar}}{\rho_{comb}} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{x}{d} \right) \quad (3.30)$$

Em que \dot{m}_{ar} e \dot{m}_{comb} são o caudal mássico de ar e combustível, respetivamente, em [kg/s], ρ_{ar} e ρ_{comb} , a massa volúmica do ar e combustível, respetivamente, em [kg/m³] e x e d , a distância a jusante à saída do orifício e diâmetro do orifício, ambos em [mm].

Esta equação do jacto livre apesar de ser bastante abrangente apenas se torna válida para $x/d > 18$. Utilizando os dados técnicos do esquentador estanque em que o diâmetro do injetor é de 1,3 mm e sabendo que a distância típica até que o arrasto de ar termina, é de 5 a 10 mm intuitivamente chegamos à conclusão que para este caso mais complexo a equação 3.30 não se aplica.

Uma característica da junção dos dois fluidos é que a relação de gás/ar é independente da velocidade do jacto. Normalmente, induz-se em erro que quanto mais velocidade tiver o jacto mais rápido se dá a mistura, é verdade que arrasta mais massa de ar consigo, mas não implica que a mistura se dê mais rapidamente como é comprovado na equação 3.30. (Baukal)

A distância entre o injetor e o bocal da flauta também influencia o arejamento: se os dois estiverem muito perto, o diâmetro do jacto é bastante inferior em comparação com o diâmetro do

bocal, então o jacto comporta-se como um jacto livre, se a distância entre os dois for tal que o diâmetro do jacto é do tamanho do diâmetro do bocal, as paredes do segundo afetam a turbulência do jacto criando uma recirculação no interior do jacto, deste modo aumenta a turbulência fazendo com que a mistura seja mais homogénea (Kandakure, 2008). O contínuo aumento da distância acaba por criar a situação em que o diâmetro do jacto é superior ao do bocal da flauta e isso limita o arrastamento de ar assim como a homogeneidade da mistura. Um outro método de cálculo do arrastamento de ar prende-se com o equilíbrio do momento do processo de mistura e do balanço de energia entre o injetor e flauta, (Jones, 1989) Anexo D.

$$(p_{flauta} - p_{queimador}) * A_{flauta} = \frac{\rho_{comb} \dot{V}_{comb}^2}{A_{inj}} - \frac{\rho_{mist} \dot{V}_{mist}^2}{A_{flauta}} \quad (3.31)$$

$$\rho_{mist} = \frac{\rho_{comb} \dot{V}_{comb} + \rho_{ar} \dot{V}_{ar}}{\dot{v}_{mistura}} \quad (3.32)$$

$$\dot{V}_{mistura} = \dot{V}_{ar} + \dot{V}_{comb} \quad (3.33)$$

$p_{queimador}$ e p_{flauta} , é a diferença de pressões no queimador e à entrada da flauta, em Pa , A_{inj} e A_{flauta} , a área do injetor e da entrada da flauta, expresso em $[m^2]$, ρ_{mist} e ρ_{comb} , a massa volúmica da mistura e do combustível em $[kg/m^3]$, \dot{V}_{mist} , \dot{V}_{comb} e \dot{V}_{ar} , caudal volumétrico da mistura ar-combustível, do combustível e do ar em $[m^3/s]$. A dificuldade nesta expressão será tirar a diferença de pressões, visto que, no esquentador em estudo, na zona do queimador o ar encontra-se a uma pressão maior do que a pressão ambiente por causa da pressão criada pelo ventilador.

Outro parâmetro bastante importante de calcular é o rácio da área do orifício do injetor e da flauta, proposto por Pritchard (Jones, 1989); este é calculado da seguinte maneira:

$$\frac{A_{inj}}{A_{flauta}} = \frac{\rho_{comb} \dot{V}_{comb}^2}{\rho_{mist} \dot{V}_{mist}^2 (1 + C_L)} \quad (3.34)$$

Criando uma relação R entre o caudal de ar e de combustível podemos afirmar o seguinte:

$$\dot{V}_{ar} = R \dot{V}_{comb} \text{ e } \dot{V}_{mist} = \dot{V}_{comb} (1 + R), \text{ substituindo na equação 3.34.}$$

$$\frac{A_{inj}}{A_{flauta}} = \frac{\rho_{comb}}{\rho_{mist} (1 + R)^2 (1 + C_L)} \quad (3.35)$$

Considerando que $\rho_{comb} = \sigma \rho_{ar}$ em que σ é o rácio entre as massas volúmicas e sabendo que:

$$\begin{aligned}\rho_{mist} &= \frac{\rho_{comb} \dot{V}_{comb} + \rho_{ar} \dot{V}_{ar}}{\dot{V}_{mist}} = \\ &= \frac{\rho_{comb} (1 + \sigma R)}{(1 + R)} = \\ &= \frac{\rho_{comb} (\sigma + R)}{\sigma(1 + R)}\end{aligned}\quad (3.36)$$

Substituindo na equação 3.35:

$$\frac{A_{inj}}{A_{flauta}} = \frac{\sigma}{(\sigma + R) + (1 + R) (1 + C_L)} \quad (3.37)$$

Para calcular a relação entre o ar e o gás, por outras palavras, o arrastamento de ar, começámos por manipular a equação 3.37 resolvendo em ordem a R , que se trata da relação entre o caudal de ar e de combustível (Jones, 1989).

$$(\sigma + R) + (1 + R) = \frac{\sigma}{(1 + C_L)} \frac{A_{flauta}}{A_{inj}} \quad (3.38)$$

Como é possível ver, a equação torna-se uma equação quadrática,

$$R^2 + R(1 + \sigma) + \sigma \left(1 - \frac{A_{flauta}}{A_{inj} (1 + C_L)} \right) = 0$$

podendo ser resolvível através da equação resolvente

$$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2};$$

$$a = 1; b = (1 + \sigma); c = \sigma \left(1 - \frac{A_{flauta}}{A_{inj} (1 + C_L)} \right)$$

E fica,

$$R = \frac{-(1 + \sigma) \pm \sqrt{(1 + \sigma)^2 - 4\sigma + \frac{4\sigma A_{flauta}}{A_{inj} (1 + C_L)}}}{2}$$

$$R = \frac{-(1 + \sigma) \pm \sqrt{1 + 2\sigma + \sigma^2 - 4\sigma + \frac{4\sigma A_{flauta}}{A_{inj} (1 + C_L)}}}{2} \quad (3.39)$$

$$R = \frac{-(1 + \sigma) \pm \sqrt{(1 - \sigma)^2 + \frac{4\sigma A_{flauta}}{A_{inj} (1 + C_L)}}}{2}$$

Como $\sigma = \frac{\rho_{comb}}{\rho_{ar}} = \frac{1.909}{1.204} = 1.58$ substituindo em $(1 - \sigma)^2$ o valor final é pequeno comparado com a aplicação dos princípios de combustão, então fica:

$$R = \frac{-(1 + \sigma)}{2} + \sqrt{\frac{\sigma A_{flauta}}{A_{inj} (1 + C_L)}} \quad (3.40)$$

Finalmente, substituindo novamente $R = \frac{\dot{V}_{ar}}{\dot{V}_{comb}}$ e $\sigma = \frac{\rho_{comb}}{\rho_{ar}}$ que são relações anteriores, obtemos a seguinte expressão (Jones, 1989):

$$\frac{\dot{V}_{ar}}{\dot{V}_{comb}} = \frac{-\left(1 + \frac{\rho_{comb}}{\rho_{ar}}\right)}{2} + \sqrt{\frac{A_{flauta} \frac{\rho_{comb}}{\rho_{ar}}}{A_{inj} (1 + C_L)}} \quad (3.41)$$

Por fim $C_L = 0$, pois este coeficiente de perda de carga é dependente da perda de energia pelo contacto com as paredes. Como entre o injetor e a flauta não existem paredes, é considerado que a sua influência é nula.

Pelas equações anteriores é possível prever que o ar primário é independente do caudal exceto se houver alguma influência de C_L . A Figura 3.22 demonstra a variação do rácio do caudal de ar e do caudal de combustível, $\frac{\dot{V}_{ar}}{\dot{V}_{comb}}$, em relação à pressão de fornecimento de gás para um queimador a funcionar com 60% de ar primário. Exceto para caudais muito baixos em que o C_L tem relevância devido ao baixo número de Reynolds, a variação do ar primário não é influenciada (Jones, 1989).

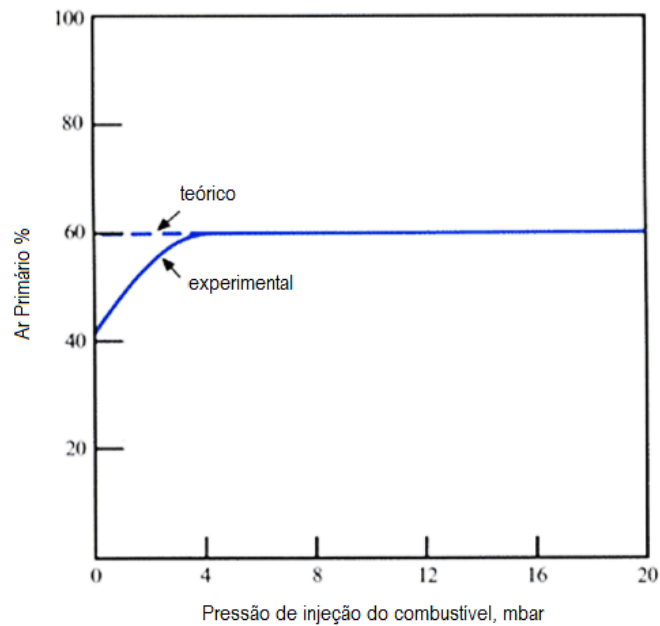


Figura 3.22 - Efeito da pressão de fornecimento de combustível sobre o ar primário para um queimador convecção natural para 60% de ar primário (Jones, 1989)

3.17 Efeitos nocivos da combustão

Na reação de combustão são formados novos produtos que se tornam nocivos para a saúde e ambiente implicando que nos dias correntes os esquentadores têm então um controlo cada vez mais apertado para combater essa emissão de gases poluentes. Os casos mais preocupantes são poluentes como os óxidos de azoto (NO_x), monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não queimados, semi-queimados, fuligem e óxidos sulfúricos (SO_2 , SO_3) apesar que neste último caso a emissão é bastante baixa ou não existe mesmo, dado que combustíveis gasosos utilizados têm uma percentagem muito pobre em enxofre. (Turns, 1996)

Para controlar as emissões de NO_x é necessário conhecer os diversos mecanismos químicos que o desencadeiam, e no caso dos esquentadores existem 3 possíveis mecanismos de formação. Na combustão de combustíveis que apresentam quantidades de azoto considerável, caso do carvão, o mecanismo do combustível contribui bastante para a formação de NO_x , mas neste caso não será abordado pois os combustíveis utilizados nos esquentadores não contêm átomos de azoto em quantidade considerável, inibindo assim a formação de NO_x por este processo.

3.17.1 Mecanismo térmico ou de Zeldovich

Mecanismo associado a combustões de altas temperaturas (1800 K) para uma vasta gama de razão de equivalência (Φ). (Coelho, 2012)



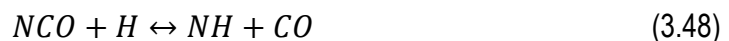
Para dissociação da molécula de N_2 é necessário imensa energia. Como tal o desenvolvimento deste mecanismo requer um estágio longo a altas temperaturas e rico em O_2 para que se forme o NO. Para temperaturas abaixo de 1800 K é usual ignorar-se a sua formação.

3.17.2 Mecanismo súbito ou de Fenimore

Associado a combustões de misturas ricas, este mecanismo está muito ligado à química da combustão dos hidrocarbonetos onde o N_2 reage com radicais de hidrocarbonetos formando HCN e CN. (Coelho, 2012)



Depois desta reação o composto HCN dá origem a NO pelo seguinte processo sequencial:





O mecanismo Fenimore é realizado em zonas próximas da zona da chama onde a riqueza da mistura não queimada é maior, e também em zonas de temperatura baixa onde reagem hidrocarbonetos com N_2 . Este mecanismo também é importante para misturas ricas, $\Phi > 1$.

3.17.3 Mecanismo N_2O intermédio

Importante para o controlo de emissões de NO_x envolvendo pré-misturas bastante pobres, com $\Phi < 0,8$ onde, conseqüentemente, as temperaturas de combustão são baixas. (Coelho, 2012)



3.17.4 Métodos de controlo de emissões

Para o controlo das emissões de NO_x já foram desenvolvidas diversas técnicas que podem ser empregues durante o processo de combustão, criando estágios ou pré-estágios da mistura dos gases combustível-ar tirando partido da cinética de formação de NO_x , por outras palavras, introduzindo ar em dois estágios distintos como é o caso do esquentador em estudo, e onde no final a temperatura de chama será mais baixa devido ao excesso de ar presente. Outro método é a utilização de processos de filtragem após a queima, pré-misturas pobres ou recirculação dos produtos de combustão (Coelho & Costa, 2012). Outra forma é a introdução de inertes que inibam a formação de NO_x , apesar de não ser um caso utilizado para esquentadores domésticos.

De um modo geral, os esquentadores funcionam com valores elevados de excesso de ar. Estas condições de funcionamento, principalmente porque este excesso, dadas as disposições construtivas dos queimadores, é ar secundário que não afeta a estabilidade e bom

funcionamento da chama, leva a condições favoráveis para emissões baixas de NO_x e de CO (Torreggiani, 1992).

3.17.5 Efeitos dos poluentes

Como é sabido, os produtos da combustão são nocivos à saúde humana e ao meio ambiente, na Tabela 3.5 estão presentes os poluentes mais comuns originários da queima de combustível nos esquentadores domésticos e os possíveis efeitos que podem provocar na saúde.

	Óxidos de Azoto (NO_x)	Monóxido de Carbono (CO)	Hidrocarbonetos (HC)
Características	Poluente primário (NO) e secundário (NO ₂); consiste numa mistura de gases com cor a variar entre incolor e vermelho-acastanhado	Poluente primário, gás incolor, inodoro com forte afinidade com a hemoglobina sanguínea	Poluente primário, compostos orgânicos em forma gasosa ou partículas
Origem	Queima de combustíveis a altas temperaturas tanto em instalações industriais como em veículos automóveis. O NO emitido para a atmosfera é transformado posteriormente em NO ₂ por oxidação fotoquímica	Fogos florestais; queima incompleta de combustíveis e outros materiais contendo carbono e oxidação de poluentes orgânicos como o metano	Queima incompleta de combustíveis que contêm carbono na sua constituição
Efeitos	Provoca lesões nos brônquios e alvéolos pulmonares e levanta problemas de ordem cardiovascular. Provoca efeitos negativos na vegetação e provoca danos em materiais como os polímeros. É o principal responsável pela ocorrência de nevoeiro fotoquímico (smog)	Absorção pelos pulmões. Possui capacidade de ligação à hemoglobina sanguínea muito superior ao oxigénio causando dificuldades respiratórias, asfixia e morte. Diminui a perceção visual e capacidade mental e afeta o desenvolvimento fetal	Exposição prolongada provoca irritação ocular, nasal e ao nível da garganta. Exposição crónica suspeita-se suscitar o aparecimento de cancro

Tabela 3.5 - Efeitos nocivos de alguns gases de combustão (Coelho & Costa, 2012; Ribeiro, 2012)

3.18 Método de cálculo das emissões

São diversos os métodos de quantificação dos gases emitidos numa combustão, sendo que isso varia do método aplicado, como por exemplo as emissões no ramo automóvel são expressas em g/km e no sector energético já se utiliza mg/MJ. Os modelos que se apresentam são algumas das maneiras mais utilizadas para calcular a quantidade das emissões.

3.18.1 Índice de emissão

Este índice relaciona a quantidade, em massa, emitida de uma espécie, com a quantidade de combustível queimado, em massa.

$$IE_i = \frac{m_i}{m_{c.queima}} \quad (3.54)$$

Em que m_i é a massa emitida, e $m_{c.queima}$ é a massa do combustível queimado. Esta relação torna-se importante pois permite comparar a quantidade emitida de um dado poluente por cada unidade de massa de combustível, independentemente do grau de diluição dos produtos de combustão ou eficiência do processo de combustão.

Na queima de um hidrocarboneto C_xH_y em ar e conhecendo a concentração em fração molar da espécie que interessa, é possível determinar o IE relacionando a fração à massa molar da espécie e à fração molar e massa molar dos compostos de carbono presente nos gases de exaustão como demonstra a equação 3.55:

$$IE_i = \left(\frac{X_i}{X_{CO} + X_{CO_2}} \right) \left(\frac{C_x M_i}{M_{comb}} \right) \quad (3.55)$$

Em que X_i , X_{CO} , X_{CO_2} são as frações molares da espécie em interesse, do CO e de CO₂ respectivamente, C_x é o número de átomos de carbono presentes no hidrocarbonato C_xH_y , e os M_i e M_{comb} são as massas molares das espécies (Coelho & Costa,2012; Ribeiro,2012).

3.18.2 Correção da concentração de CO

Trata-se de um método utilizado para normalizar e comparar as emissões de monóxido de carbono. Equipamentos de combustão diferentes utilizam métodos de combustão diferentes e percentagens de excesso de ar diferentes. No caso das emissões de CO serem elevadas, estando num enorme volume de outros poluentes, a sua percentagem não terá grande peso. Se a mesma quantidade de CO estiver numa pequena quantidade de poluentes, a sua percentagem dentro desse bolo será considerável. Nos dois casos a quantidade de CO emitido foi o mesmo, mas a diferença de volumes dos poluentes origina uma interpretação errada quando os valores de CO são analisados. O interesse desta correção é fazer uma correção de valores para que seja possível haver um termo de comparação, englobando apenas a quantidade de emissões de um ou vários poluentes, sendo para isso utilizado um certo valor de referência normalizado. No caso presente para se retirar o excesso de ar das amostras de CO, utiliza-se o teor máximo de CO₂ emitido em função do tipo de combustível utilizado como é possível ver na Tabela 3.6. Estes valores de referência são retirados da EN26:2000 e as condições de recolha dos gases para a medição terão de ser isentos de ar e vapor de água.

Designação do gás	G110	G20 G27	G21	G23	
$(CO_2)_N$	7,6	11,7	12,2	11,6	
Designação do gás	G25 G231	G26	G30	G31 G130	
$(CO_2)_N$	11,5	11,9	14,0	13,7	
Designação do gás	G120	G140	G141	G150	G271
$(CO_2)_N$	8,35	7,8	7,9	11,8	11,2

Tabela 3.6 - Valores de CO₂, em percentagem, em função do tipo de gás utilizado

A correção dos valores de CO é feita através da seguinte fórmula

$$CO = (CO)_M \frac{(CO_2)_N}{(CO_2)_M} \quad (3.56)$$

Em que $(CO)_M$ e $(CO_2)_M$ são as concentrações, em percentagem, das amostras recolhidas de monóxido de carbono e dióxido de carbono, e $(CO_2)_N$ é o valor retirado da Tabela 3.6 que como foi dito anteriormente depende do tipo de gás utilizado.

3.18.3 Concentrações mássicas

A leitura das concentrações mássicas de O_2 e CO_2 por serem em quantidades mais elevadas, são normalmente expressas em percentagens volúmicas

$$\% z = \frac{\text{Unidades de volume}_z}{\text{Unidades de volume}_{ar}} \quad (3.57)$$

No caso de poluentes como CO ou NO_x sendo valores de emissão bastante inferiores a escala de unidades de grandeza será obviamente inferior, desta forma é normal os aparelhos de medição apresentarem valores em ppm_v , concentrações volúmicas de partes por milhão ou em mg/Nm^3 , em que N significa que os gases são medidos em condições PTN (pressão e temperatura normais; 1 atm, 0 °C).

$$mg/Nm^3 = ppm_v \cdot 4,462 \cdot 10^{-2} M_{poluente} \quad (3.58)$$

Em que $M_{poluente}$ corresponde ao valor da massa molar do poluente em questão.

Instalação Experimental

4 Instalação Experimental

Para a realização dos ensaios foi necessária a preparação de uma instalação experimental e realizadas alterações ligeiras ao esquentador, de maneira a serem aplicados dispositivos de medição /controlo. Como tal, foi utilizado um esquentador protótipo cedido pela Vulcano que já se encontrava nas instalações do Departamento de Mecânica e utilizada uma banca de ensaios da mesma empresa, já utilizado num projeto anterior.

4.1 Descrição da Instalação

A instalação inclui o esquentador, e outros componentes de auxílio para fornecimento de energia e água, instalados numa banca de ensaios (Figura 4.2) perfeitamente adaptada. Esta banca contém diversos instrumentos de medição de pressão e caudal, que se encontram descalibrados. Foi, por isso, necessário proceder à sua calibração (Figura 4.1).



1. Manómetro de pressão do gás propano
2. Manómetro de pressão da água fria
3. Manipulo do gás propano
4. Manipulo da água fria
5. Caudalímetro do gás propano
6. Caudalímetro da água fria

Figura 4.1 - Instrumentos de medida pertencente à banca



1. Esquentador
2. Manómetros de pressão e caudalímetros
3. Banca de instalação
4. Tubo de exaustão de gases queimados
5. Válvula limitadora de pressão do gás propano
6. Conduto de fornecimento de gás propano

Figura 4.2 - Panorama geral da banca de ensaios

O esquentador é alimentado por uma garrafa de 35 kg de gás propano instalada na parte exterior do laboratório. A pressão desta alimentação é bastante superior aos 40 mbar que são necessários para alimentar o esquentador em funcionamento contínuo, e para conseguir limitar essa pressão está presente na conduta uma válvula limitadora de pressão com um manómetro (Figura 4.3-b). Apesar da presença do manómetro, este tem uma escala demasiado grande para se conseguir obter 40 mbar com precisão. Para resolver este problema foi utilizado um manómetro de pressão digital para controlar a pressão fornecida, assunto este que será abordado com melhor detalhe mais adiante. Para o abastecimento de água, utilizou-se inicialmente uma bomba com motor monofásico (Figura 4.3-a) que garantia pressão da água até 3 bar e um caudal superior ao fornecido pela rede pública, mas acabou por ser abandonada a sua utilização por não garantir o mesmo caudal ao longo de todo o ensaio.

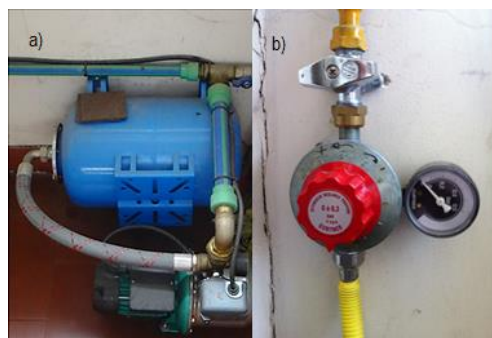


Figura 4.3 – a) Bomba de água b) Regulador de pressão

O esquentador, foi então sujeito a algumas alterações que permitissem a obtenção de resultados.

Aproveitando a estanquicidade do esquentador que originalmente apenas tinha uma entrada de ar (Figura 4.4), optou-se pelo fecho desta e pela abertura de duas novas entradas laterais onde foram aplicadas duas tubeiras com tomadas de pressão estática de 27 e 15 mm (Figura 5.1). A tubeira de 27 mm foi adquirida no âmbito de um outro projeto e a tubeira de 15 mm foi idealizada e projetada para este caso. As suas dimensões e método de fabrico estão expressas no Anexo A e respeitam a Norma ISO 5167.

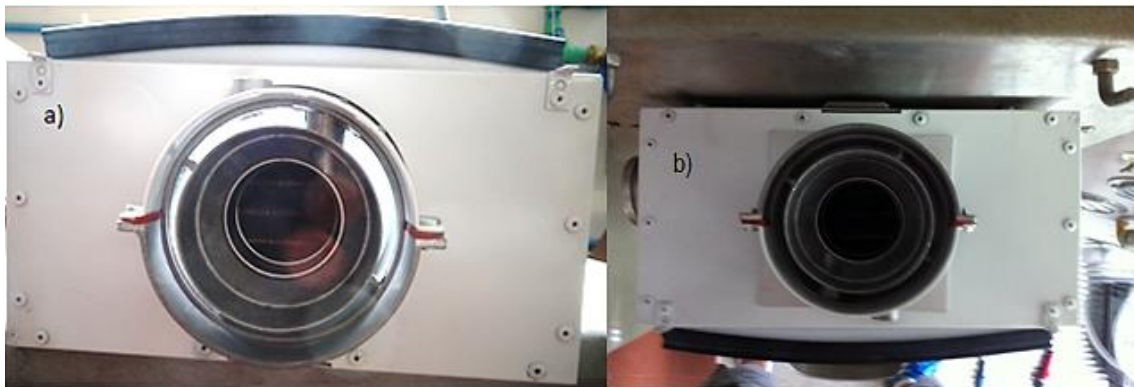


Figura 4.4 - Entrada de ar "zona clara" a) e entrada de ar selada b)

O esquentador presente nas instalações do DEM é alimentado de ar através do ventilador. O controlo eletrónico é feito pela placa eletrónica (ver Figura 4.5) que faz a gestão dos caudais de gás e ar em função da potência necessária para aquecer a água até à temperatura desejada, que é previamente selecionada pelo utilizador.

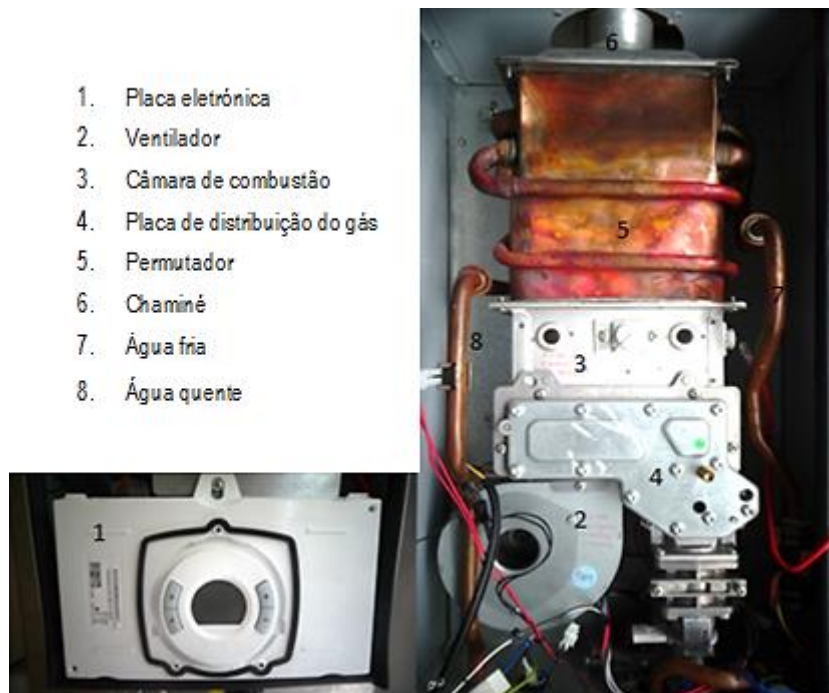


Figura 4.5 - Placa eletrónica à esquerda e esquentador sem placa eletrónica à direita

No interior do esquentador, em zonas onde se dá a pré-mistura combustível-ar, o fornecimento de gás é canalizado para os injetores (Figura 4.6). Será a pressão de injeção do propano que influenciará o arrastamento do ar idealizando uma mistura estequiometricamente rica. Este ar primário atravessa os orifícios que delimitam a quantidade de ar arrastado (Figura 4.7-1), e o restante ar que se encontra no local, o ar secundário, passará por uma placa perfurada (Figura 4.7-2) direto para a câmara de combustão de maneira a ajudar a obter uma queima de combustível completa.

Os orifícios presentes na Figura 4.8 serão o alvo de interesse deste estudo. Estes limitam o caudal de ar primário que é fornecido ao combustível realizando uma distribuição entre ar primário e secundário. Nesta dissertação o interesse será perceber o impacto que se produz na modificação desses orifícios em todo o sistema, verificando se existe alguma variação de comportamento térmico ou poluente, assim que se alteram os diâmetros dos orifícios. Para isso, foram produzidas quatro placas com alteração nos diâmetros, duas com diâmetros superiores e o restante com diâmetros inferiores (Anexo C), tendo como ponto de comparação as dimensões da placa original.

Da mesma forma utilizar-se-á como ponto de partida os valores de emissão de poluentes e rendimentos medidos com a placa original, bem como valores expressos em catálogo da Vulcano.



Figura 4.6 - Placa de distribuição do gás propano

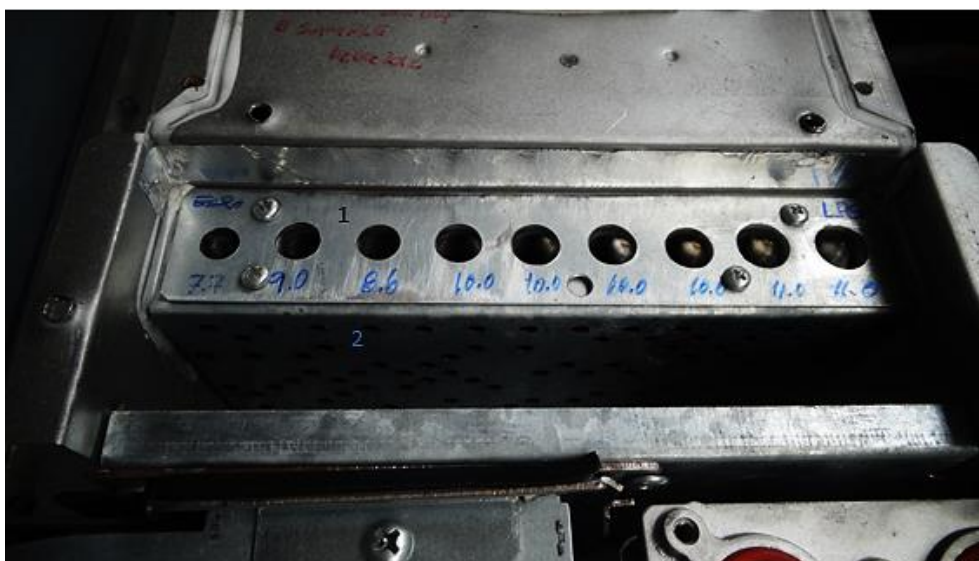


Figura 4.7 - Zona de distribuição do ar " 1) ar primário/orifícios " " 2) ar secundário/placa perfurada) "



Figura 4.8 - Placa de limitação de caudal "original"

Foi instalada uma sonda de gases e temperaturas ligada a um sistema de aquisição e tratamento de dados. A sonda foi colocada acima do topo da chaminé a uma distância igual ao diâmetro da conduta da exaustão dos gases, de acordo com a Norma 26:2000. Foi produzida para este estudo por se tratar da análise a um esquentador estanque Anexo B (Figura 4.9-a).



Figura 4.9 – a) Sonda de gases com ligação do termopar K e tubo para recolha de gases; b) termopar K ligado à água quente

Para além da aplicação desta sonda, também foi colocado um sensor de temperatura no circuito da água quente (Figura 4.9) à saída do esquentador, obtendo desta maneira um controlo da temperatura da água sem depender diretamente e apenas do *output* de visualização oferecido pelo esquentador. Os sensores utilizados são termopares tipo K (Tabela 4.1).

Classe 1	Classe 2	Classe 3
- 40°C a 375°C, ± 1,5°C	- 40°C a 333°C, ± 2,5°C	- 167°C a 40°C, ± 2,5°C

Tabela 4.1 - Tolerâncias para termopares tipo K

A recolha dos dados provenientes da medição das temperaturas e caudais de ar e gases nos diversos pontos, é encaminhada para um sistema de aquisição de dados da National Instruments que é constituído por diversos módulos anexados como demonstra a Figura 4.10, sendo dessa forma possível uma análise em tempo real de todos os dados.

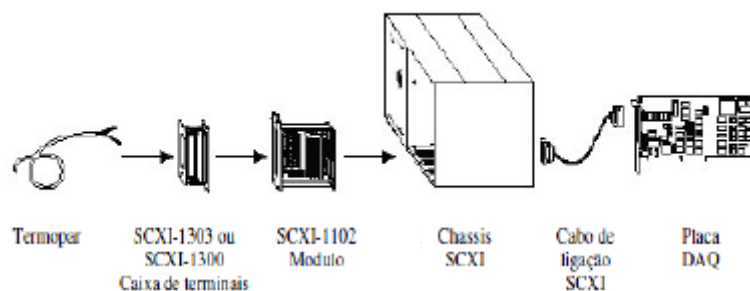


Figura 4.10 - Esquema do sistema de aquisição de dados

O sistema é composto por um chassis do modelo SCXI-1000 que incorpora dois modelos de tratamento de sinal, a caixa de terminais SCXI-1300 ou 1303 que recebe o sinal e transmite-o para o módulo SCXI-1102 ou 1180 respetivamente, após isso é comunicado à placa DAQ que

estabelece a comunicação ao computador que contém o *software* LabView para realizar o tratamento de dados e controlo dos processos envolvidos

Caixa de terminais SCXI 1300/1303: a caixa de terminais “1300” é especialmente desenhada para a ligação de termopares devido ao seu isolamento térmico que minimiza os erros derivados dos gradientes térmicos, incorpora um filtro passa baixo de 2 Hz por canal e uma proteção contra os picos de tensão a ± 42 V. É constituída por 32 canais digitais do qual se podem ligar os termopares do tipo K já anteriormente descritos. A caixa de terminais “1303” é tudo idêntico à já descrita, apenas se altera para ser possível fazer a ligação com o analisador de gases.

Módulo de sinal SCXI 1102/1180: módulo para ser usado com a caixa de terminais 1300, é constituído por 32 canais de entrada equipados individualmente de um amplificador que pode ser programável por *software*. Os valores ganhos de amplificação variam conforme o sinal fornecido, isto é para tensões de amplitude de ± 10 V este toma o valor de 1 para tensões na ordem dos mV como acontece com os termopares o valor é de 100. O módulo 1102 é utilizado com a caixa 1300, o módulo 1180 é usado com a caixa 1303.

Chassis SCXI-1000: contém todos os módulos conectados a si, serve como um transporte de sinal contendo os *inputs* dos módulos e *outputs* para a placa. Consegue ligar até 4 módulos de PXI e 8 módulos de SCXI.



Figura 4.11 - Computador com *hardware* e *software* da National Instruments

Após a filtragem e amplificação do sinal, este é tratado, processado e visualizado através do *software* Labview pertencente também à empresa National Instruments. Trata-se de um

instrumento de programação gráfica que utiliza ícones ao contrário de linhas de texto de programação para a criação de aplicações. Esta vantagem torna-se prática e fácil de entender para utilizadores que não são profundos conhecedores da linguagem de programação.

O Labview permite controlar a janela de medições, programar os parâmetros de entrada de sinal e por fim registar e exportar os dados para outra plataforma digital. É possível alterar os dados de entrada em função dos sinais de saída, de maneira a ser possível controlar ou automatizar o instrumento de ensaio se assim for o caso. A inclusão de linearização dos sinais dos termopares é uma das suas funções, e para análise dos sinais dos gases é realizada uma conversão direta da voltagem medida em concentração, tendo em conta a calibração de escalas entre o analisador de gases 9000MGA e o Labview.

A interface com o utilizador é compreensível (Figura 4.12) e dá o poder de controlar diversos parâmetros, tais como as portas de leitura, a taxa de aquisição e o intervalo de tempo da aquisição dos sinais, entre outras funções, a possibilidade de se ver graficamente os resultados dos sinais obtidos em tempo real é uma enorme vantagem do Labview podendo assim identificar irregularidades, in loco.

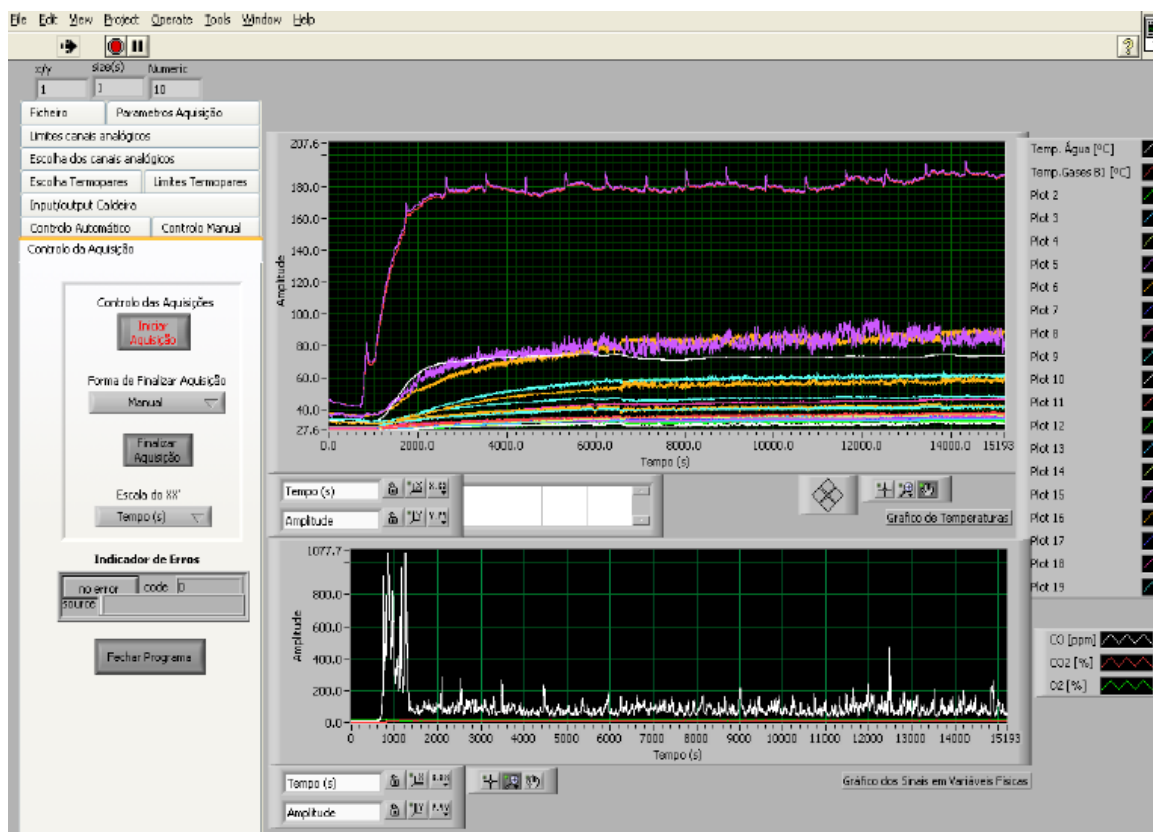


Figura 4.12 - Software Labview

4.2 Detecção e correção de anomalias

Ao longo dos ensaios aconteceram alguns contratempos causados pelo mau funcionamento de algumas peças do esquentador e de forma a resolver esses maus funcionamentos foram realizados diversos passos de despistagem. Um dos componentes problemáticos foi a placa eletrónica (Figura 4.13) que acabou por se queimar e apenas a sua substituição na sede da Vulcano deu a possibilidade de prosseguir as experiências.



Figura 4.13 - Placa eletrónica

Outra situação que se encontrava com problemas e de descoberta mais difícil foi o caudalímetro de água (Figura 4.14). Este dispositivo situa-se na tubagem de água fria do esquentador, não é nada mais do que uma turbina que ligada a um sensor envia um sinal elétrico em pulsação em função da quantidade de água que passa por este. A ausência deste sinal indicava o erro A0 (sensor de temperatura de entrada ou saída danificados) e impossibilitava o arranque do esquentador.



Figura 4.14 - À Esq. posição do caudalímetro à Dir. o caudalímetro ELK-0602

Para descobrir que esta era a peça danificada foi necessário recorrer a um esquema de eliminação que consistiu na utilização de um voltímetro (Figura 4.15-a) para perceber se existia o envio de algum sinal. Para retirar todas as dúvidas foi utilizado o osciloscópio (Figura 4.15-b) que mais uma vez não detetou qualquer sinal, ainda assim para “despertar” o esquentador foi utilizado um gerador de sinal (Figura 4.15-c) que simulou o sinal e impulsionou o aparelho a funcionar acabando por confirmar a falha que se suspeitava.



Figura 4.15 – a) Voltímetro FLUKE 87; b) Osciloscópio HITACHI V-212; c) Gerador de sinal CIRCUITMATE FG2

Técnicas Experimentais

5 Técnicas Experimentais

Ao longo do trabalho foram utilizadas diversas técnicas experimentais para a obtenção de resultados e monitorização para um funcionamento seguro do esquentador. Na procura de resultados satisfatórios ao nível da experiência em si foram utilizadas diversas técnicas de medição. Entre essas técnicas algumas acabaram por ser abandonadas por não fornecerem dados credíveis. Para a avaliação do desempenho do esquentador foram apontados dados como os caudais de ar e de propano, emissões de gases poluentes, pressão de fornecimento de gás à entrada do esquentador e dentro do queimador, assim como temperaturas de saída dos gases e da água quente.

5.1 Medição do caudal de ar, água e propano

Sendo o caudal de ar um dos parâmetros dos quais o processo de combustão depende bastante criando condições favoráveis ou desfavoráveis para queima de combustível, seria imprescindível realizar este trabalho sem quantificar e perceber a distribuição do ar dentro do esquentador. Para isso foram utilizadas diversas técnicas na busca dos melhores resultados possíveis. As primeiras opções basearam-se na medição da pressão estática dentro das tubeiras e na utilização da equação de Bernoulli (equação 5.1), da qual se obtém a variação da velocidade do ar sabendo a variação de pressão entre dois pontos não coincidentes, isto considerando que esses dois pontos de medição estão à mesma altura.

$$\frac{p_e}{\rho} + \frac{u_e^2}{2} + gz_e = \frac{p_t}{\rho} + \frac{u_t^2}{2} + gz_t \quad (5.1)$$

Extrapolando a equação para o caso em estudo, em que as variáveis com o índice e são condições de ambiente à entrada da tubeira e para dentro da tubeira as variáveis são acompanhadas pelo t . Sabendo ainda que a pressão à entrada é a pressão ambiente, e que nesse ponto a velocidade, u_e , é igual a zero, e que a cota a que os dois pontos estão é igual $z_e = z_t$, a relação reduz-se a:

$$\frac{u_t^2}{2} = -\frac{p_t}{\rho} \quad (5.2)$$

Como o valor de pressão dentro da tubeira é inferior á pressão atmosférica, então a determinação da velocidade na tubeira pode ser feita em função da diferença de pressões entre os dois pontos.

$$u_t = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (5.3)$$

Como já se encontra determinada a área da tubeira, o cálculo do caudal de ar apenas passa pela multiplicação da área pela velocidade determinada (equação 5.4).

$$\dot{Q}_t = A_t u_t \quad (5.4)$$

As tubeiras apesar de serem desenhadas de modo a evitarem influências no resultado, isto é, desenhadas de modo a minimizar o aparecimento da camada limite, acabam por ter sempre alguma influência obrigando à introdução de um coeficiente conhecido como coeficiente de descarga, C_d . Este coeficiente depende do número de Reynolds, que depende da velocidade. No caso das tubeiras o coeficiente é de valores superiores a 0,94, e neste caso utilizou-se o valor de 0,97 (valor médio das tubeiras) para todos os casos estudados, ficando a equação anterior da seguinte maneira.

$$\dot{Q}_t = 0,97 A_t u_t \quad (5.8)$$

Aplicação das tubeiras seria então para quantificar o caudal de ar total necessário para os vários estados de funcionamento. A razão para aplicação de duas tubeiras tinha a ver com a perda de carga que seria induzida à medida que a velocidade do ar passava sobre estas, muito resumidamente a ideia seria que para velocidades de ar baixas utilizava-se a tubeira de 15 mm o contrário aplicava-se à de 27 mm, e para velocidades médias seria estudado cada situação com as duas tubeiras para se verificar onde era possível retirar dados mais concretos ao longo da gama de potência do aparelho. Esta ideia inicial acabou por não surtir efeito pois os valores de depressão retirados nas tubeiras não eram viáveis nem comportavam o valor de caudal real que seria esperado, como tal, a ideia acabou por ser abandonada. Outra ideia implementada e rapidamente abandonada devido ao mesmo problema foi a aplicação de um tubo de acrílico em que numa das extremidades continha a tubeira de 27 mm e do outro lado estava directamente conectado ao ventilador (Figura 5.2).



Figura 5.1 - Aplicação das tubeiras na lateral do esquentador, em cima de 27 mm abaixo de 15 mm



Figura 5.2 - Tubo com tubeira de 27 mm conectado ao ventilador

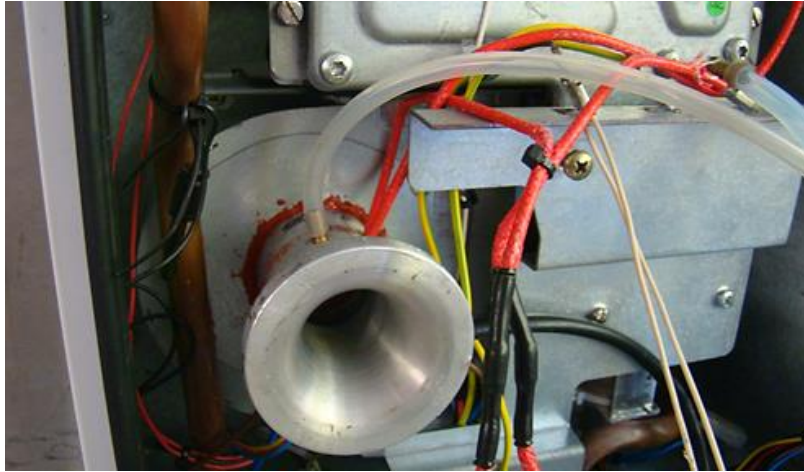


Figura 5.3 - Aplicação da tubeira diretamente no ventilador

Por fim a opção escolhida foi a aplicação direta da tubeira no ventilador (Figura 5.3), os valores obtidos foram exagerados como seria de esperar, mas esses valores em comparação directa com o excesso de oxigénio lido no analisador, serviram para retirar uma comparação e verificar que influência é que a tubeira provocaria no fluxo de ar admitido. Esta experiência foi realizada com uma fonte de alimentação regulável Velleman PS613 (Figura 5.4), em que possui duas saídas directas de 5 e 12V DC e uma saída regulável de 24V DC. Esta fonte era directamente ligada ao ventilador, e a regulação da tensão regulava a velocidade do ventilador podendo assim controlá-lo, simulando assim a curva de caudal de ar que normalmente seria necessário para a combustão nas diversas temperaturas de saída da água.



Figura 5.4 - Fonte de alimentação regulável

Para a leitura das pressões foi utilizado o manómetro digital da empresa Love Controls, este manómetro tem uma leitura máxima de 28" H₂O o que equivale a 7000 Pa, lê pressões de fluidos gasosos, depressões ou até pressões relativas entre dois pontos com uma resolução de 0,001 mm se estivermos a medir em metros de coluna de água. Ainda é possível obter pressões de dois pontos que sejam totalmente distintos sem criar uma relação entre eles exibindo os resultados no ecrã que se encontra dividido. Nos casos aplicados a leitura que sempre se obteve é referente à pressão estática nessas secções.



Figura 5.5 - Manómetro de pressão

A utilização do manómetro não se cingiu apenas a recolher os dados do caudal de ar, este e outro exemplar serviram para recolher dados de pressões estáticas do propano em diversos pontos do circuito.

Num dos casos, a medição da pressão estática à entrada do esquentador serviu para monitorização e controlo do gás, de maneira a ter uma pressão mais ou menos uniforme ao longo de toda a curva de funcionamento do esquentador, algo que não se tornou fácil devido às oscilações constantes da pressão. No outro caso, foi ligado a uma tomada de pressão estática na zona mesmo antes da distribuição do propano pelos injetores. Esta leitura serviu para verificar a variação da pressão de gás em função da potência térmica que era necessária. Obtidos esses dados serviram para comparar com o caudal de gás calculado teoricamente criando assim uma comparação direta entre dois métodos distintos, um teórico e outro experimental. (equação 3.26).



Figura 5.6 - Utilização dos manómetros para recolha de pressões estáticas no queimador e na tubeira

Por fim, foram recolhidas pressões estáticas em dois pontos (Figura 5.7) de forma a determinar a curva da instalação do esquentador, com cada uma das placas. Dessa maneira tentou-se perceber a afetação da perda de carga em função dos tamanhos dos orifícios das placas que limitam o caudal de ar primário. As perdas de carga por onde passa o ar secundário também foram estudadas, Figura 5.8).

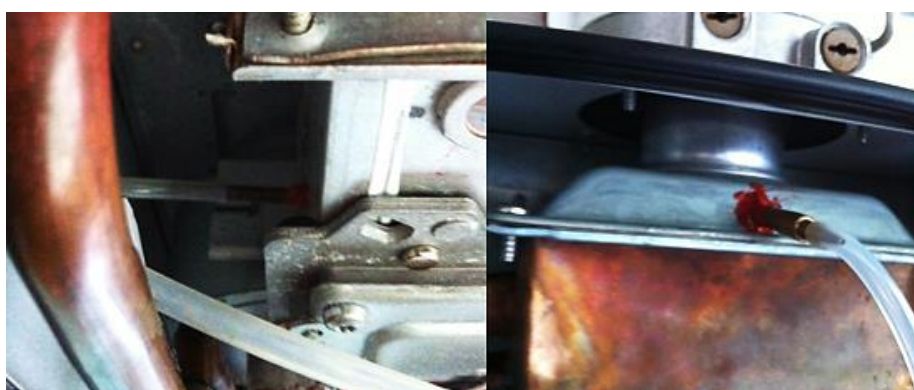


Figura 5.7 - Esquerda) tomada de pressão depois do ventilador; Direita) Tomada de pressão na chaminé



Figura 5.8 – Em cima, a entrada de ar primário bloqueada, em abaixo, a entrada de ar de secundário bloqueado

Na contínua recolha de dados, foram tidos em conta os rotâmetros existentes na banca de ensaios. Este instrumento de medição funciona segundo um equilíbrio das forças, é composto por um flutuador que se move verticalmente dentro de um tubo cônico, sendo que esse movimento é provocado pelo escoamento do fluido até que seja encontrado um ponto de equilíbrio entre a força do escoamento e o peso do flutuador, após esse equilíbrio é possível fazer a leitura pela escala graduada que o acompanha.

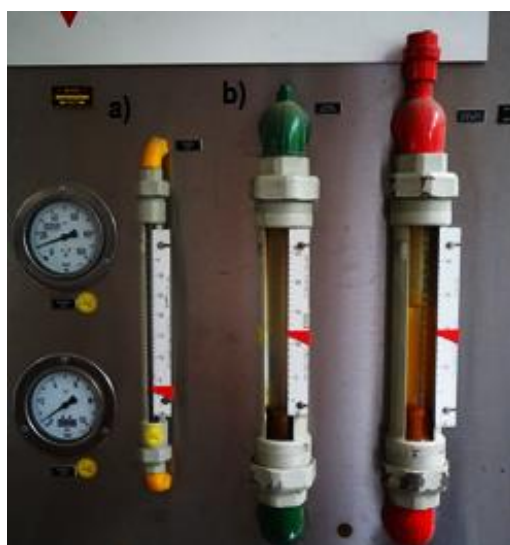


Figura 5.9 - a) rotâmetro do propano b) rotâmetro da água

Os rotâmetros lidos foram o da água e do gás que serviram para recolha do caudal de um e outro fluido. Apesar da sua leitura visual, no caso do rotâmetro de gás a oscilação do flutuador era demasiada, o que com uma simples visualização não torna os dados recolhidos perfeitos, mas utilizáveis para o exercício em questão. No caso da água foi utilizado um caudal constante devido às limitações do fornecimento do caudal de água, essa constante ficou-se sempre pelos 5,5 L/min. Apesar das leituras dos rotâmetros procedeu-se à sua calibração por via experimental. No caso da calibração da água, procedeu-se à correção em função da temperatura, neste caso para 15 °C, visto a escala de medição no rotâmetro ser para água a 15 °C. No caso em estudo a água encontrava-se a 23 °C. (Equação 5.9)

$$\dot{V}_{15^{\circ}\text{C}} = \dot{V}_{med} \sqrt{\frac{p_{med}}{p_{15^{\circ}\text{C}}} * \frac{T_{15^{\circ}\text{C}}}{T_{med}}} \quad (5.9)$$

Onde a \dot{V} , p , T , são o caudal volumétrico [m³/s], pressão [bar] e temperatura [K].

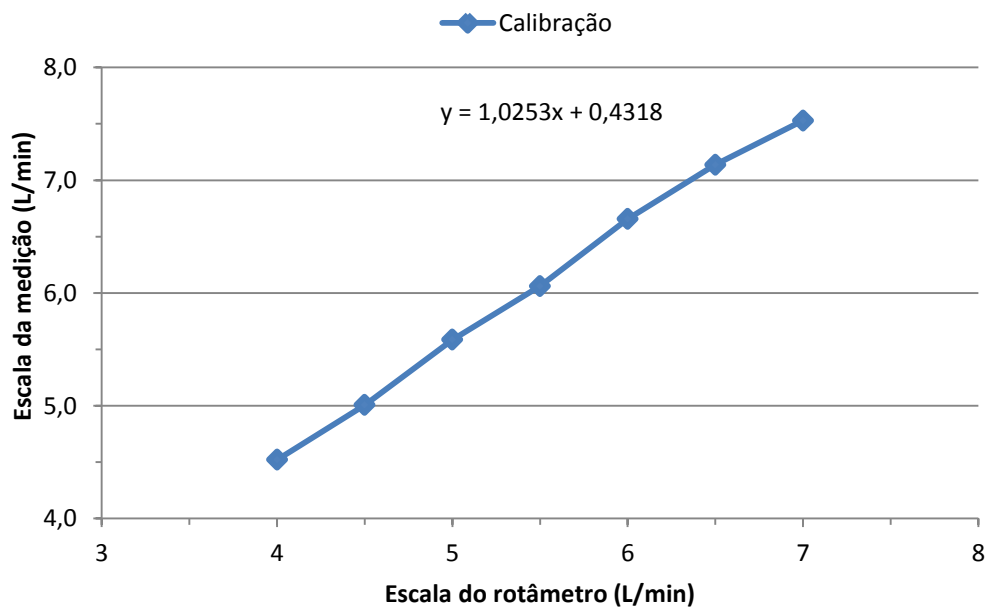


Figura 5.10- Calibração do rotâmetro de água

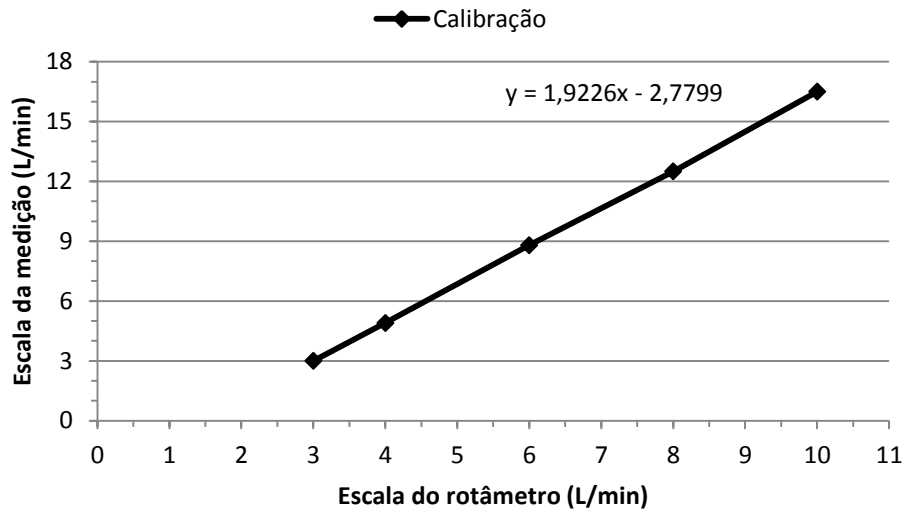


Figura 5.11 - Calibração do rotâmetro de gás (Mendes e Cunha, 2013)

5.2 Medição de temperatura

A técnica de medição de temperatura já foi parcialmente explicada no capítulo 5.1. No caso em estudo existem dois pontos de leitura da temperatura. Um na conduta de exaustão dos gases de escape em que está ligado a uma sonda de recolha de gases. O registo desta temperatura torna-se importante, para verificar se em algum caso ocorre o risco de uma temperatura abaixo de 60 °C. Temperaturas baixas podem criar condensação na conduta o que poderá ser um problema ao longo da vida útil do aparelho. No limite oposto será necessário ter em atenção as temperaturas mais elevadas que não podem exceder os 170 °C, recomendado em catálogo. Para além de se verificar se a temperatura dos gases está dentro dos limites, esta torna-se importante para calcular qual a potência calorífica que se perde para o exterior através dos gases.

$$\dot{Q}_{esc} = \dot{m}_{esc} cp (T_{esc} - T_{amb}) \quad (5.10)$$

Em que \dot{Q}_{esc} é a potência térmica perdida em [kW], \dot{m}_{esc} o caudal mássico de gases que passa na conduta em [kg/s], cp o calor específico dos gases que neste caso será utilizado o do ar, [kJ/(kgK)], e por fim T_{esc} e T_{amb} que são as temperaturas dos gases e ambiente em [°C].

O cálculo do caudal mássico dos gases depende da relação estequiométrica da mistura o que dependerá da quantidade de ar que está presente nos gases da combustão, do caudal mássico do combustível e do AFR da mistura.

$$\dot{m}_{esc} = \frac{\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{comb} \lambda AFR}{3600} * 1000 \quad (5.11)$$

\dot{m}_{esc} está em [kg/h] para ir ao encontro com as indicações de catálogo, enquanto que \dot{m}_{comb} está em [g/s].

O outro sensor está ligado à temperatura de saída de água quente, verificando o desvio da temperatura real em relação à temperatura prevista e visualizada no visor digital. A recolha da temperatura de água fria apenas é feita no início dos ensaios, não sendo necessário um registo contínuo, mas parte na mesma na utilização de termopares do tipo K, como no caso da temperatura da água quente ou dos produtos da combustão. No final é possível perceber qual a potência que foi necessária para aquecer a água de um estado inicial até ao estado desejado.

$$\dot{Q}_{\acute{a}gu} = \dot{m}_{\acute{a}gu} c_p (T_{quente} - T_{fria}) \quad (5.12)$$

Como o caso do cálculo da potência perdida para os gases, aqui aplica-se o mesmo cálculo mas sendo a água o centro de estudo.

5.3 Recolha e análise dos gases de combustão (CO; CO₂; O₂)

A recolha de gases é feita pela sonda que se encontra na conduta de exaustão, depois de limpa e arrefecida é encaminhada para o analisador para quantificar qual a concentração de monóxido de carbono, dióxido de carbono e oxigénio presente nos gases.

Para analisar este tipo de gases foi utilizado um analisador multigás da Signal Instruments, modelo 9000MGA, este equipamento é composto por três entradas independentes, para a medição de cada um dos gases, (CO; CO₂; O₂). Para uma melhor comunicação com o utilizador este dispõe de três ecrãs para cada um dos gases, onde é possível ver os valores lidos para cada um dos gases, assim como é acompanhado com comandos de *input* para se alterar outros critérios de controlo, como a escala, calibrações, entre outros.

A análise das amostras é feita de duas maneiras distintas, para a medição do CO e do CO₂, utiliza uma técnica de correlação por absorção de infravermelhos, através do uso de filtros óticos gasosos para obter a máxima seletividade, para a medição do O₂ utiliza um sensor paramagnético de duas esferas, visto o oxigénio apresentar propriedades paramagnéticas elevadas quando comparado com outros gases. Para evitar a formação de condensados este sensor é aquecido.

A leitura das concentrações de CO₂ e O₂ é feita em percentagem volumétrica em base seca, e para o CO é feito em partes por milhão de volume (*ppm_v*).



Figura 5.12 - Analisador multi-gás 9000MGA da Signal Instruments

Na Tabela 5.1 é possível ver algumas das capacidades do analisador.

Gás analisado	CO	CO ₂	O ₂
Princípio	Infravermelho	Infravermelho	Paramagnético
Escala	1000, 5000, 10000 ppm	5, 10, 20%	5, 10, 25%
Tempo de resposta	<15 s	<15 s	5 s
Linearidade	<0,5% da gama		
Desvio do zero e da amplitude	<0,1% da gama, em 1 hora, a temperatura e pressão constantes		
Saídas	0-10 V; 4-20 mA; RS232		

Tabela 5.1 - Capacidades do analisador multi-gás 9000MGA

Sempre que o analisador é utilizado é necessário ter alguns cuidados, nomeadamente realizar as calibrações do zero e das escalas dos analisadores, com as misturas dos gases padrão, Tabela 5.2.

Após a sua utilização é necessário realizar sempre a limpeza dos sensores, isto faz-se com a utilização do azoto.

Gás	CO	CO ₂	O ₂
Composição do gás de calibração	5000 ppm de CO + N ₂	10% de CO ₂ + N ₂	20% de O ₂ + N ₂

Tabela 5.2 - Gases de calibração

Os sinais analógicos provenientes dos analisadores são transmitidos para o computador, através de conversores A/D, onde são registados a cada segundo. Os dados registados e o *software* que

os recebe, neste caso o Labview, terão de conter a mesma escala de medição para que os dados registados não sejam influenciados pela escala.

Amostra antes de ser analisada passa por várias fases onde é retirado a humidade por um conjunto de condensadores e as partículas recolhidas num filtro, depois de diversas passagens é possível garantir que a amostra se encontra limpa, seca e a uma temperatura inferior a 40 °C para se proceder à sua análise, tal como é recomendado no manual de utilizador. O transporte da amostra é garantido por uma bomba de vácuo instalada no circuito. (Figura 5.13)

Para o sistema se encontrar completo existe um conjunto de garrafas para calibração, nas concentrações que estão referidas na Tabela 5.2, estas garrafas servem para realizar a calibração e purga do sistema.

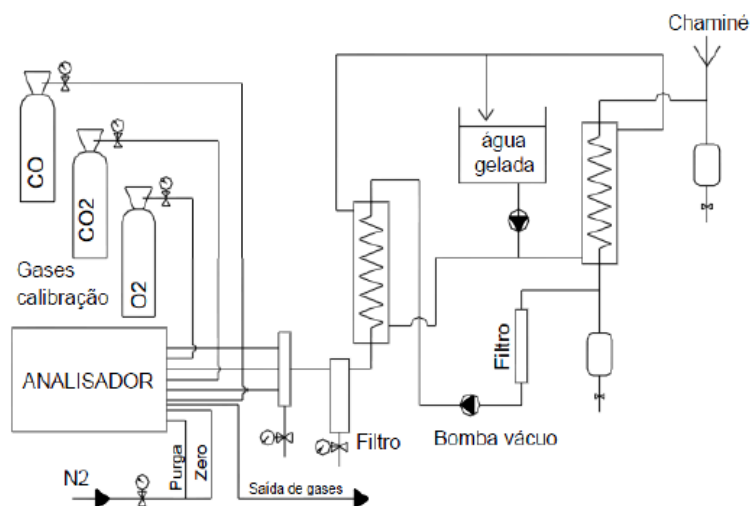


Figura 5.13 - Esquema do sistema de recolha e análise de gases

Apresentação de resultados

6 Apresentação de resultados

Neste capítulo serão apresentados os resultados laboratoriais obtidos com o esquentador. Iniciando com a placa original seguido das placas alteradas em ordem crescente de dimensão dos orifícios. As quantidades de emissão dos gases (CO; CO₂; O₂) foram lidas pelo analisador de gases da Signal Instruments, e outras medições retiradas pelos rotâmetros, manómetros de pressões digitais ou termopares tipo K. De seguida são apresentados os resultados obtidos para cada placa e por fim serão apresentados mais dois trabalhos experimentais. O primeiro contém a influência da tubeira na admissão do ar. No segundo, é lida a perda de carga que é obtida caso o ar circule dentro da flauta ou fora dela, por outras palavras, a perda de carga admitida no ar primário ou no ar secundário, respetivamente. No final são expostos alguns cálculos teóricos para se comprovar a influência dos diâmetros dos orifícios.

6.1 Emissões dos gases

6.1.1 Placa original

Para uma análise e comparação dos resultados obtidos torna-se necessário relembrar algumas informações do esquentador que está em estudo, como é possível ver na Tabela 6.1 e Tabela 6.2.

	Mínimo	Máximo
Potência térmica variável [kW]	3,0	22,5
Potência útil variável [kW]	2,9	20,5
Caudal de água [L/min]	2,2	12
Temperatura dos gases de combustão [°C]	50	170

Tabela 6.1 - Características do esquentador WTD12 [condições PTN (15 °C e a 1,013 bar)] (Manual de Instalação e Utilização, 2013)

Consumo de gás Propano [kg/h]	1,7
CO ₂ [%]	6,6
Caudal dos produtos de combustão [kg/h]	38,48

Tabela 6.2 - Emissões e consumos do esquentador WTD12 [condições PTN (15 °C e a 1,013 bar)] (Manual de Instalação e Utilização, 2013)

Outro dos limites a ter em conta é o limite de emissões de CO imposto pela Norma 26:2000 em que o seu requisito é a emissão de CO abaixo de 0,10% (1000 ppm) isento de vapor de água e de ar. Cumprindo este requisito a combustão é considerada higiénica o contrário é considerado não higiénica. No que toca aos fluidos utilizados, ar e propano para a combustão, e água que é aquecida é possível ver algumas das suas propriedades na Tabela 6.3 e que serviram para o cálculo da potência térmica e útil.

	Massa volúmica [kg/m³]	Viscosidade dinâmica [kg/(ms)]	Viscosidade cinemática [m²/s]	Calor específico [kJ/(kgK)]	PCI [kJ/kg]	Temperatura [°C]
Ar	1,20	1,75E-05	1,46E-05	1,01	-	20
Propano	1,91	7,99E-06	4,19E-06	1,67	46370	20
Água	1000	1,03E-03	1,00E-06	4,19	-	20

Tabela 6.3- Propriedades físicas dos fluidos

Os testes experimentais começaram pela placa que já compunha originalmente o esquentador para que fosse possível obter valores de referência, tanto com as placas que foram construídas assim como com os valores de catálogo da Vulcano. Estes testes tiveram um tempo médio útil de 30 minutos cada um. Atingir a temperatura de 35 °C na água quente, foi o ponto inicial em todos os testes, após isso aumentava-se a temperatura da água em 5 °C e retiravam-se os dados necessários. Este processo repetiu-se até chegar aos 60 °C. Em alguns casos não foi possível atingir essa temperatura, sendo que se registaram os valores à temperatura mais elevada possível. Apenas como nota, a recolha de dados apenas se iniciava assim que a temperatura da água estivesse estável. A pressão de fornecimento do propano era sempre regulada em função do que era necessário, isto é, à medida que se aumentava a temperatura de saída de água quente aumentava-se a pressão de fornecimento do gás, este processo influenciou pontualmente os resultados como vai ser possível ver nos gráficos. O fornecimento de água, esse foi bastante mais estável, sendo que a pressão e o caudal foram constantes, em torno de 1,5 bar segundo o manómetro de pressão e 5,0 L/min segundo o rotâmetro. Após a calibração constatou-se que o valor real correspondente é de 5,55 L/min.

Após a realização do primeiro teste, os resultados obtidos são apresentados na Figura 6.1 e Figura 6.2.

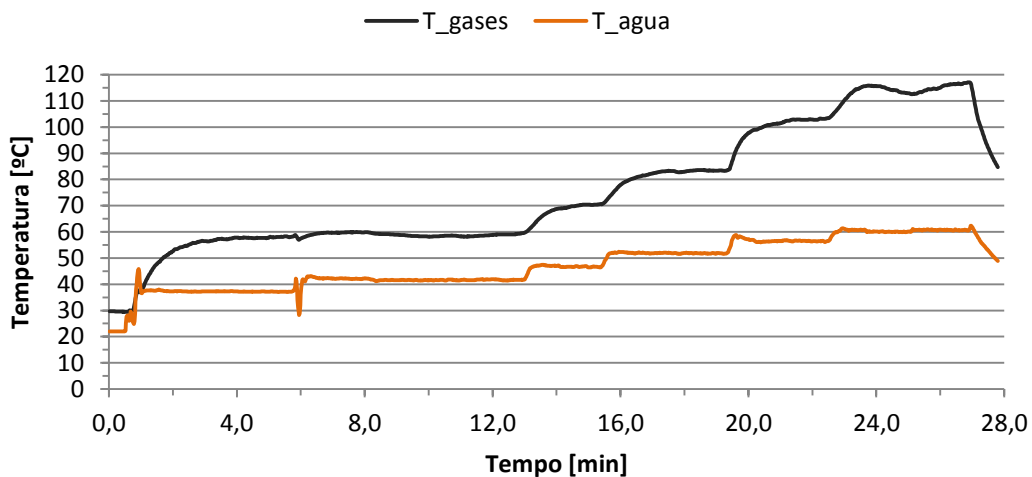


Figura 6.1 - Temperatura de água e gases de combustão com placa original

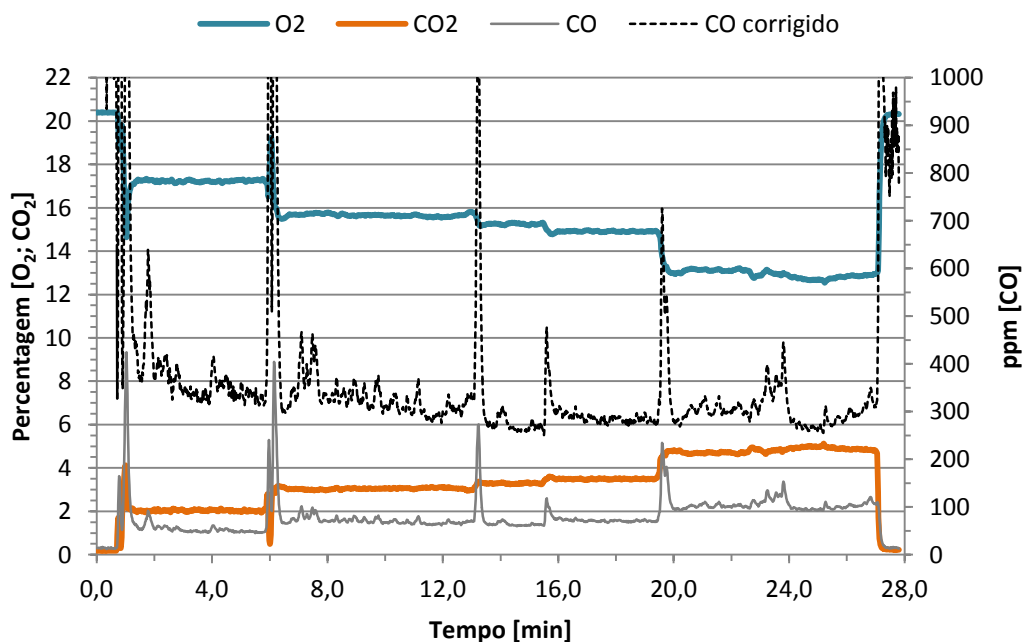


Figura 6.2 - Emissões de gases com placa original

Pela análise dos gráficos é possível ver que o esquentador tem baixas emissões de CO, após a correção (Norma 26:2000) esse valor varia entre os 400 e os 300ppm em toda a faixa de utilização o que é bem abaixo dos 1000ppm impostos pela Norma 26:2000. Por ser ventilado a percentagem de O₂ registado é superior a 12% o que acaba por ser um excesso de ar elevado. À medida que se aumenta a potência térmica, o excesso de ar vai diminuindo. Esta diminuição favorece a relação ar-combustível, que assim se aproxima à relação estequiométrica e dessa

forma provoca um aumento da temperatura adiabática de chama. O comportamento inverso ao do oxigénio é realizado pelo dióxido de carbono, este vai aumentando com o aumento da potência térmica fazendo sentido o seu resultado e a dependência direta do oxigénio. Na temperatura dos gases estes encontram-se dentro da janela que é prevista em catálogo. A temperatura mais baixa, 53°C, é de tal ordem que existe a possibilidade de alguma condensação do vapor de água. A temperatura da água apesar de haver sempre um intervalo de espera, nunca conseguiu ficar dentro do intervalo de ± 1 °C em relação ao selecionado pelo utilizador, por exemplo, para uma temperatura selecionada de 40 °C a temperatura real da água era de 42 °C e nunca inferior a isto, em todos as fases.

Nos gráficos apresentados é possível ver que existem picos pontuais de emissões de CO, e diminuição da temperatura de água, dos gases de escape e do CO₂. Isto pretende-se pela afinação que era necessária fazer, sempre que se aumentava a temperatura de água quente desejada, era necessário fazer o ajuste da pressão de fornecimento do propano. Mesmo que o aumento fosse ligeiramente gradual, essa variação da temperatura criava uma falha de fornecimento do propano, criando dessa forma uma instabilidade da chama. A chama tinha tendência em apagar-se, criando uma espécie de retorno de chama o que impunha uma combustão incompleta e daí todas as variáveis dependentes foram afetadas, tais como a temperatura e emissões.

Da Tabela 6.4 os valores das emissões de gases são a média aritmética dos valores obtidos pelo analisador de gases. O caudal de gases é obtido em função do caudal de combustível e do caudal de ar (equação 5.11). O coeficiente do excesso de ar resulta da percentagem de oxigénio que é lida e da divisão dessa percentagem pelo somatório de todos os gases expelidos, como demonstra a equação 6.1. Já a equação 6.2 é o cálculo do caudal de ar em função do caudal de combustível, AFR e o coeficiente de excesso de ar.

$$\begin{aligned}
 e[\%]O_2 &= \frac{\left(x + \frac{y}{4}\right)(e)O_2}{xCO_2 + \left(x + \frac{y}{4}\right)(e)O_2 + \left(x + \frac{y}{4}\right)(1 + e)3,76N_2} = \\
 &= \frac{5e}{5e + 5(1 + e) * 3,76 + 3} = \\
 &= \frac{4,36}{e} = \frac{1}{\%O_2} - 4,76
 \end{aligned}
 \tag{6.1}$$

$$\dot{v}_{ar} = \frac{AFR * \dot{m}_{comb} * \lambda}{\rho_{ar}}
 \tag{6.2}$$

Na Tabela 6.5 é possível ver que o rendimento está dentro do espectável sendo que em média é superior a 84% o que cumpre a Norma 26:2000. O caudal do propano foi retirado visualmente, utilizando o rotâmetro, como existia bastante instabilidade tentou-se retirar o valor mais acertado possível. Esta influência errática da leitura acabará por criar efeito no cálculo da potência calorífica.

Por última análise, visualmente a chama teve um comportamento bastante estável, de cor azul e chama longa sendo que não se verificou o contacto com as alhetas no permutador. Entre a faixa dos 35 °C e 50 °C apenas parte das flautas é que estavam em “funcionamento”, tratando-se de uma característica do próprio esquentador. Assim que se transpôs os 50 °C (até aos 60°C) foram utilizadas as restantes flautas, este fenómeno criou obviamente um aumento de emissões de CO e CO₂. O caudal de ar e dos gases diminuíram e a chama manteve a estabilidade. A velocidade de escoamento da mistura diminui e assim a chama tornou-se mais flutuante.

T. selecci. [°C]	35	40	45	50	55	60
O₂ [%]	17,38	15,76	15,28	14,92	13,24	12,84
CO₂ [%]	1,97	2,99	3,28	3,49	4,64	4,87
CO [ppm]	64	79	77	73	108	106
CO corrigido [ppm]	498	403	327	293	325	304
Caudal gases [kg/s]	0,0108	0,0095	0,0122	0,0148	0,0130	0,0149
λ	5,39	3,75	3,44	3,24	2,56	2,44

Tabela 6.4 - Caudal e percentagem de emissões de gases

T. ág. quente [°C]	37	42	47	52	57	60
T gases [°C]	53	59	68	81	100	114
Caudal prop. [kg/s]	0,00013	0,00016	0,00022	0,00029	0,00032	0,00038
Caudal ar [m³/s]	0,0088	0,0076	0,0098	0,0119	0,0104	0,0119
Pot. útil [kW]	5,01	6,85	8,80	10,80	12,67	14,15
Pot. calor [kW]	5,90	7,38	10,33	13,28	14,75	17,70
Rendimento [%]	84,9	92,8	85,2	81,3	85,9	79,9

Tabela 6.5 - Balanço energético

6.1.2 Placa com -1 mm

Esta placa é placa em que o diâmetro dos orifícios de admissão de ar primeiro são os mais pequenos (Figura 9.7-Anexo C). A ideia inicial seria diminuir o diâmetro em um milímetro em comparação com as dimensões da placa original, mas tal não foi possível devido às

limitações de material existente no laboratório. Após os ensaios os resultados foram os seguintes:

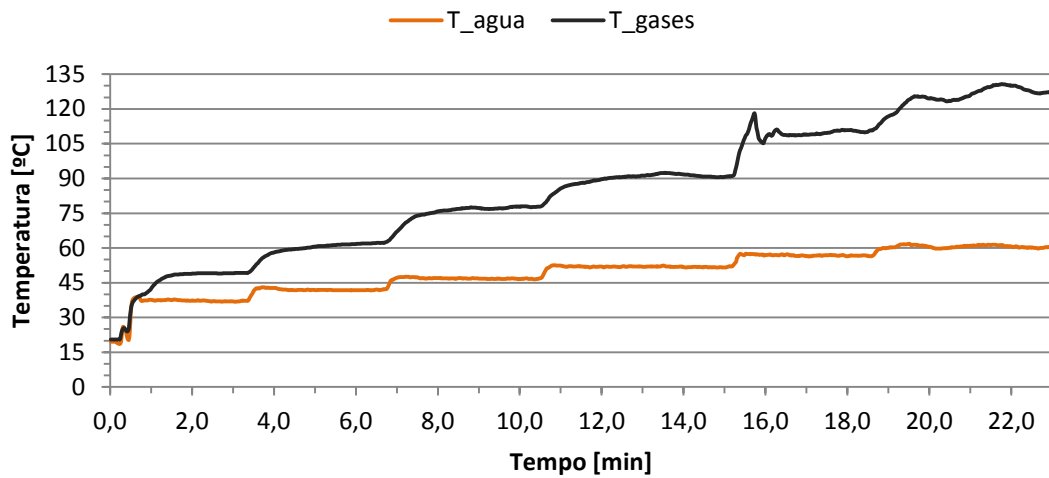


Figura 6.3 - Temperatura de água e gases de combustão “placa -1 mm”

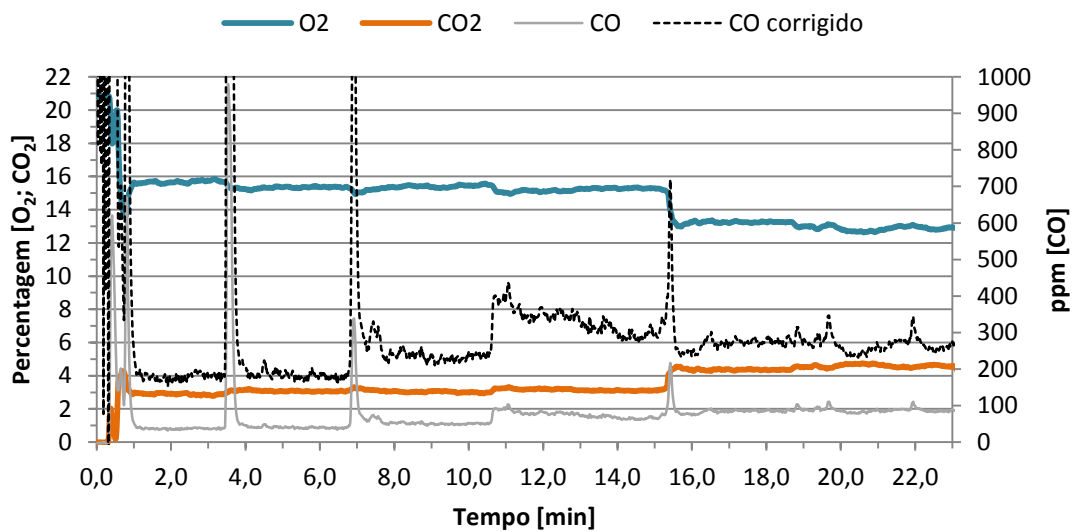


Figura 6.4 - Emissões de gases “placa -1 mm”

Como se pode ver pelas Figura 6.3 e Figura 6.4 o problema de controlar a pressão de combustível (assim que se aumentava a temperatura de saída da água quente) manteve-se e é claramente verificável nos picos de CO. Da mesma figura é possível ver que em quase toda a faixa os níveis de CO já corrigido são mais baixos do que com a placa original. Os níveis de O₂ e CO₂ são ligeiramente melhores aos 35 e 40 °C e iguais ou o ligeiramente piores para as

restantes temperaturas. Todos os outros resultados acabam por seguir na mesma linha, ou seja melhores resultados a baixas cargas e piores a altas cargas.

Nas Tabela 6.6 e Tabela 6.7 é possível ver que o coeficiente de excesso de ar não tem nenhum pico ao longo do funcionamento. O rendimento é mais baixo em comparação com a placa original, isto acontece por ser consumido mais propano para as mesmas temperaturas de água quente. Com o aumento de combustível aumenta também o ar necessário para a combustão e por fim aumenta o caudal de gases de escape. Apesar de haver um aumento de combustível isto não se traduziu apenas em aquecimento da água. O excesso de temperatura da combustão acabou por se perder para os gases de combustão, como é possível ver no aumento de temperatura dos gases de combustão. Uma situação a ter em conta é precisamente essa temperatura, quando o esquentador trabalha à carga mínima a temperatura de gases de escape ronda os 48,8 °C o que incorre à formação de condensação. O rendimento médio fica-se pelos 79% o que implica o não cumprimento da Norma, mas volta-se a referir que a medição do caudal de propano não foi a mais exata e isso reflete-se nos resultados. Ao longo do teste verificou-se também que dentro da gama dos 35 °C aos 50 °C inclusive, apenas parte das flautas é que estavam em funcionamento, quando se passou para os 55 °C e 60 °C a câmara de combustão funcionou em pleno, sendo visível esse efeito (Figura 6.3) na linha da temperatura dos gases.

T. selecci. [°C]	35	40	45	50	55	60
O₂ [%]	15,97	15,35	15,35	15,21	13,35	12,89
CO₂ [%]	2,78	3,07	3,06	3,15	4,32	4,59
CO [ppm]	87	84	63	75	87	88
CO corrigido [ppm]	412	383	285	331	285	268
Caudal gases [kg/s]	0,0079	0,0106	0,0141	0,0172	0,0145	0,0150
λ	3,90	3,48	3,48	3,40	2,60	2,45

Tabela 6.6 - Caudal e percentagem de emissões de gases “placa -1 mm”

T. ág. quente [°C]	36	42	47	52	57	61
T gases [°C]	45	60	75	90	109	125
Caudal prop. [kg/s]	0,00013	0,00019	0,00025	0,00032	0,00035	0,00038
Caudal ar [m³/s]	0,0061	0,0086	0,0115	0,0140	0,0115	0,0119
Pot. útil [kW]	5,19	6,97	8,90	10,87	12,77	14,20
Pot. calor [kW]	5,90	8,85	11,80	14,75	16,23	17,70
Rendimento [%]	87,9	78,7	75,4	73,7	78,7	80,2

Tabela 6.7 - Balanço energético “placa -1 mm”

6.1.3 Placa com -0,5 mm

Nesta placa, (Figura 9.8-Anexo C) tal como a anterior as dimensões não foram as desejadas, e neste caso apenas o primeiro e terceiro orifício têm dimensões diferentes em relação à placa original, tudo o resto manteve as mesmas medidas.

Pelas Figura 6.5 e Figura 6.6 é possível ver que existe maior instabilidade e mais emissões de CO entre as várias fases, mas sempre abaixo dos 1000ppm. É possível ver que entre o minuto 27 e 29 existe uma subida estagiada da temperatura dos gases de escape, isto aconteceu porque quando se aumentou a temperatura de água quente, inicialmente apenas parte das flautas estavam em funcionamento mas no final as restantes acabaram por acender dando assim o impulso final da temperatura dos gases.

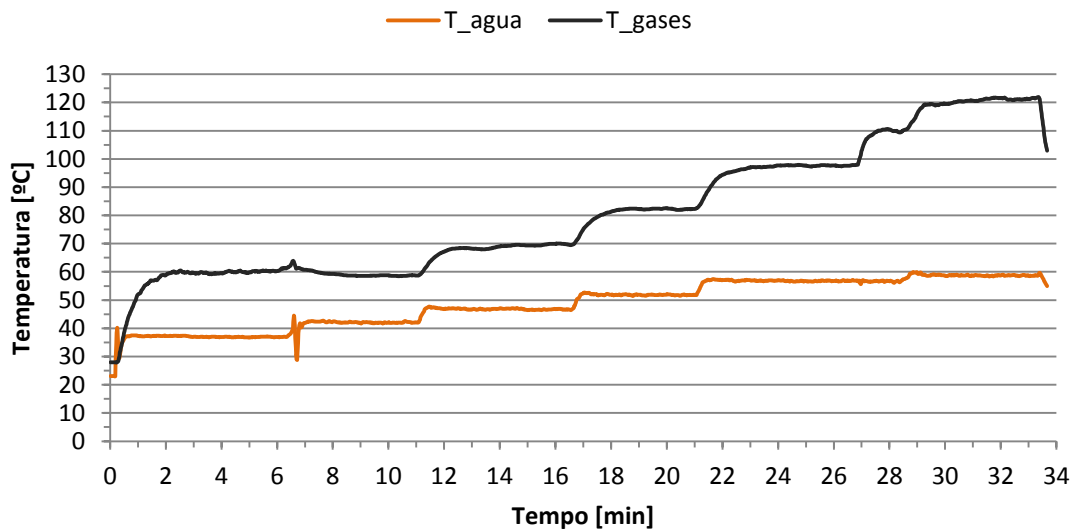


Figura 6.5 - Temperatura de água e gases de combustão “placa -0,5 mm”

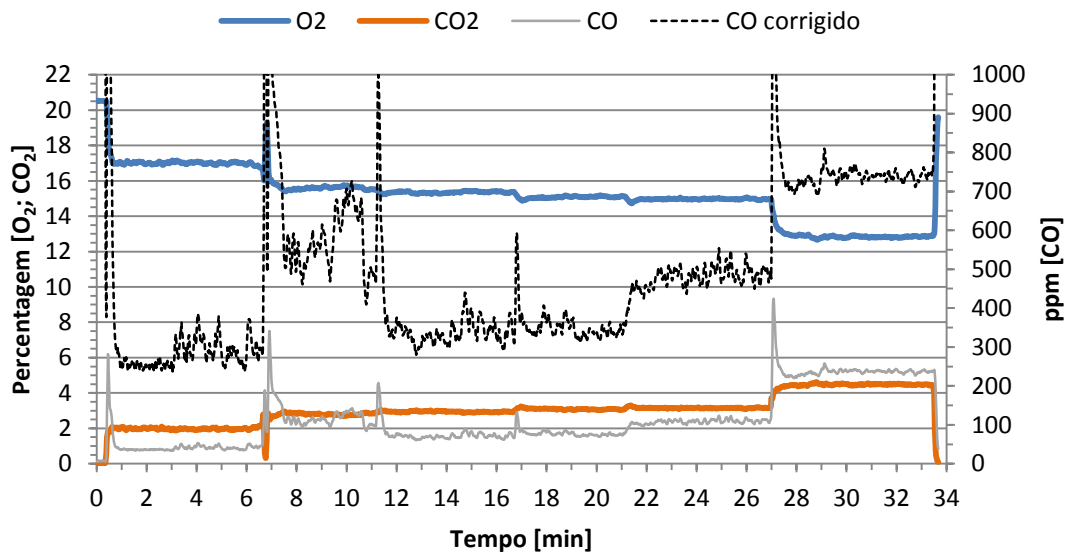


Figura 6.6 - Emissões de gases "placa -0,5 mm"

Pelas Tabela 6.8 e Tabela 6.9 os valores de quase todos os parâmetros aproximam-se aos valores da placa original, com alguma discrepância nas emissões de CO, CO₂ e O₂ onde as emissões são piores o que indica que a ligeira alteração afetou a combustão. Basta comparar que as temperaturas de 35, 45 e 50 °C o combustível injetado é o mesmo, o rendimento em média é ligeiramente inferior comparando com a placa original e as emissões de CO₂ e CO são piores. Tal como em todos os outros casos a temperatura da água quente é sempre superior em 2 °C ao desejado. Um dado importante a salientar é facto de não ter sido possível atingir os 60 °C ficando apenas pelos 57 °C, o que acarreta que a última coluna das Tabela 6.8 e Tabela 6.9 não incluía dados comparáveis com as restantes experiências. Este problema surge por falta de combustível, pois a pressão e caudal de propano não eram suficientes para alimentar o esquentador à carga máxima. Esta situação deveu-se talvez porque o rendimento é mais baixo em comparação com o teste na placa original. Esse ligeiro extra de caudal de combustível acaba por levar a que sistema de abastecimento não garanta o fornecimento constante de caudal do propano criando uma chama muito instável e emissões elevadas. Ao longo do teste foi possível verificar que até aos 55 °C, inclusive, apenas parte das flautas estavam ligadas, e só quando se tentou a carga máxima é que todas as flautas ligaram. Entre os 40 e 45 °C a chama estava instável onde o fenómeno observado era de um retorno de chama e logo um respetivo reequilíbrio na posição da chama, isto deve-se à velocidade de escoamento ser inferior à velocidade de propagação de chama o que acaba por colar a chama à flauta e depois esta volta à posição de equilíbrio pelo mesmo principio mas de modo inverso.

T. selecci. [°C]	35	40	45	50	55	57
O ₂ [%]	17,16	15,78	15,35	15,08	14,62	12,96
CO ₂ [%]	1,91	2,71	2,94	3,09	3,38	4,37
CO [ppm]	44	121	76	78	134	234
CO corrigido [ppm]	421	680	362	352	539	839
Caudal gases [kg/s]	0,0100	0,0108	0,0125	0,0152	0,0183	0,0149
λ	4,91	3,66	3,48	3,33	3,27	2,44

Tabela 6.8- Caudal e percentagem de emissões de gases “placa -0,5 mm”

T. ág. quente [°C]	37	42	47	52	57	59
T gases [°C]	57	59	68	81	98	119
Caudal prop. [kg/s]	0,00013	0,00019	0,00022	0,00029	0,00035	0,00038
Caudal ar [m ³ /s]	0,0081	0,0087	0,0100	0,0123	0,0147	0,0119
Pot. útil [kW]	5,04	6,89	8,85	10,79	12,72	13,46
Pot. calor [kW]	5,90	8,85	10,33	13,28	16,23	17,70
Rendimento [%]	85,4	77,8	85,7	81,3	78,4	76,0

Tabela 6.9 - Balanço energético “placa -0,5mm”

6.1.4 Placa com +0,5 mm

Nos ensaios com esta placa, os resultados não foram os melhores, as dimensões dos orifícios não foram as desejadas pois apenas três sofreram alterações para diâmetros maiores, mas essas alterações acabaram por também surtir efeito na combustão. Prova disso são os resultados apresentados nas Figura 6.7 e Figura 6.8. Dessas figuras destacam-se a longa duração do ensaio e a grande oscilação a partir do minuto 28. Este fenómeno tem início devido à oscilação da chama por falta de propano em potências altas, tal como aconteceu no ensaio anterior. Como este foi o primeiro ensaio em que tal efeito se precipitou, desconfiando que o problema seria do esquentador e não do caudal de propano, houveram algumas insistências para chegar aos 60 °C mas sem sucesso, ficando pelos 57 °C. Esta insistência é verificável entre o minuto 28 e 62 que se refere ao período de maior oscilação em tudo, temperatura e emissões. A partir do minuto 62 procurou-se o melhor compromisso à temperatura mais elevada possível e fez-se registo desses valores. Na análise ao restante teste é possível verificar que os níveis de CO são mais elevados e mais oscilantes em todo o ensaio. Destaca-se que na altura da potência mais baixa, os níveis de CO acabam mesmo por ultrapassar os 1000ppm. A temperatura de saída de água quente mantém-se sempre próximo do selecionado, mas sempre com mais 2 °C. Tais como nos outros ensaios, quando existe passagem para uma temperatura superior, os

níveis de CO disparam. Esse descontrole do momento acaba por incrementar, na água, mais energia do que o calculado chegando por vezes a temperatura de água quente a ter valores de temperatura superiores em 3 °C em relação ao seleccionado.

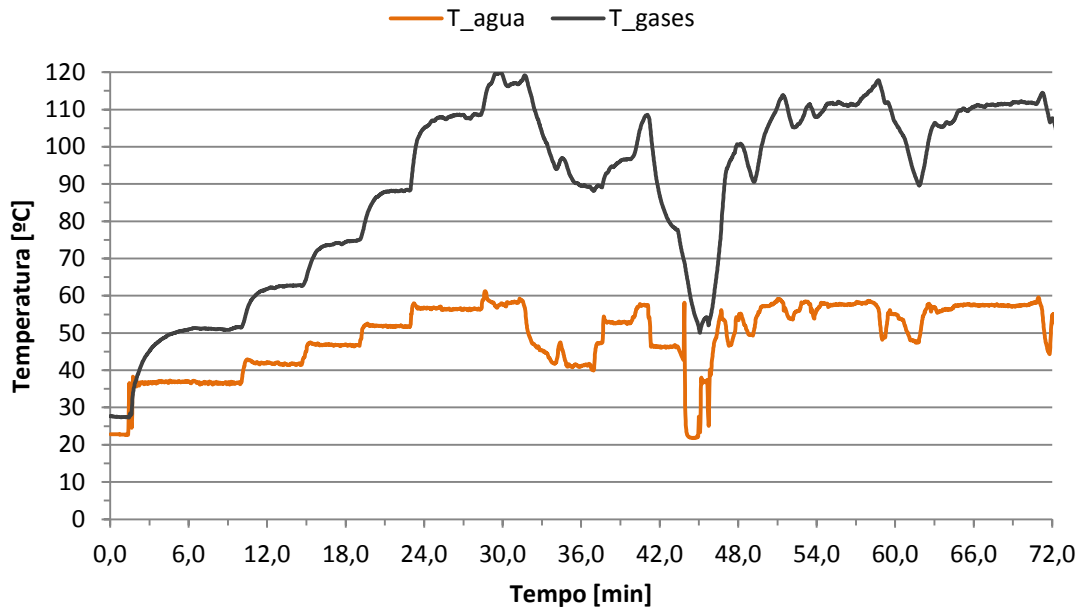


Figura 6.7 - Temperatura de água e gases de combustão “placa +0,5 mm”

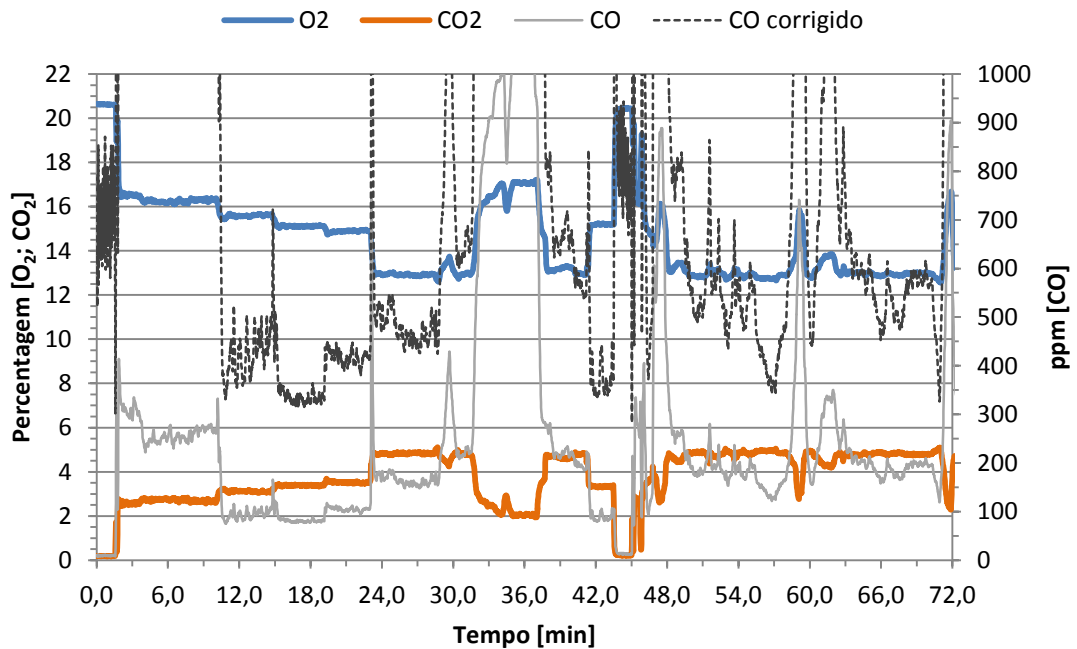


Figura 6.8 - Emissões de gases “placa +0,5 mm”

Nas Tabela 6.10 e Tabela 6.11 é possível ver que os valores de coeficiente de excesso de ar são equivalentes aos valores da placa original exceto para a temperatura de 35 °C. O caudal de gases é ligeiramente superior pois foi necessário mais propano para as mesmas temperaturas. Nestas condições, inevitavelmente acaba-se por ter um rendimento mais baixo e neste caso o rendimento não atinge sequer os 84% exigidos pela Norma 26:2000. As emissões dos gases são mais elevados em todos os aspetos, tanto o CO e CO₂ aumentaram. Apesar do rendimento ser mais baixo, este aumento indica que alguma quantidade de propano injetada acabou por queimar na mesma. Existindo maior fonte de reagentes existirá maior quantidade de produtos, neste caso no CO₂. Ainda sobre as emissões, utilizando uma parte em particular, se compararmos os valores a 55 °C com a placa anterior é possível ver que o CO₂ é mais elevado o que poderá ser um maior caudal de ar primário a entrar originando uma melhor combustão. O caudal de gases é em média superior, fazendo sentindo se é necessário mais propano também é necessário mais ar para o queimar. A consequência deste aumento de caudal de gases é que a temperatura de gases de escape sobe, pois a temperatura existente no caudal de gases não tem tempo para passar para água. Por fim, o esquentador funcionou com parte das flautas até à passagem para os 55 °C como é possível ver na subida mais acentuada da temperatura dos gases de escape. Nos momentos em que o esquentador estava apenas a funcionar parcialmente a chama estava estável mas era notório que a chama estava deslocada da flauta assim como que tinha o comportamento de escoamento elevado, como por exemplo o comportamento da chama de um maçarico quando tem orifício de entrada de ar primário bastante aberto. Neste caso as seguintes tabelas são compostas por mais uma coluna onde inclui a temperatura máxima que foi possível obter, na coluna imediatamente anterior, estão registados os valores das tentativas para chegar aos 60 °C.

T. selecci. [°C]	35	40	45	50	55	60	56
O₂ [%]	16,52	15,62	15,15	14,89	13,00	14,41	12,96
CO₂ [%]	2,59	3,11	3,37	3,52	4,79	3,86	4,81
CO [ppm]	261	107	86	105	177	341	197
CO corrigido [ppm]	1435	488	356	416	519	1641	575
Caudal gases [kg/s]	0,0110	0,0111	0,0136	0,0164	0,0139	0,0183	0,01514
λ	4,37	3,65	3,37	3,23	2,49	3,00	2,48

Tabela 6.10 - Caudal e percentagem de emissões de gases “placa +0,5 mm”

T. ág. quente [°C]	36	42	47	52	57	51	57
T gases [°C]	48	61	72	86	106	99	109
Caudal prop. [kg/s]	0,00016	0,00019	0,00025	0,00032	0,00035	0,00038	0,00038
Caudal ar [m ³ /s]	0,0089	0,0089	0,0110	0,0131	0,0111	0,0146	0,0121
Pot. útil [kW]	4,84	6,92	8,79	10,77	12,63	10,44	12,90
Pot. calor [kW]	7,38	8,85	11,80	14,75	16,23	17,70	17,70
Rendimento [%]	65,6	78,2	74,5	73,0	77,8	59,0	72,9

Tabela 6.11 - Balanço energético “placa +0,5 mm”

6.1.5 Placa com +1 mm

Na construção desta placa foi possível aumentar todos diâmetros em mais um milímetro. O resultado dessa alteração provocou que as emissões fossem piores em relação à placa original e mesmo piores do que a placa com +0,5 mm. Pela avaliação das Figura 6.9 e Figura 6.10 é possível ver que as emissões de CO são das mais elevadas sendo que em certos casos ultrapassa os 1000ppm. Depois do minuto 18 as emissões oscilam bastante devido mais uma vez à falta de combustível, em que desta vez nem se quer foi possível passar a fasquia dos 55 °C, mesmo assim foram feitas algumas tentativas mas sem sucesso. Ao longo da experiência verificou-se que só para a temperatura de 55 °C é que todas as flautas estavam ligadas, nas outras temperaturas o funcionamento foi parcial, isso é possível ver pelo acréscimo da temperatura dos gases e na acentuada variação da percentagem de O₂ e CO₂, tal como acontece em todos os outros ensaios.

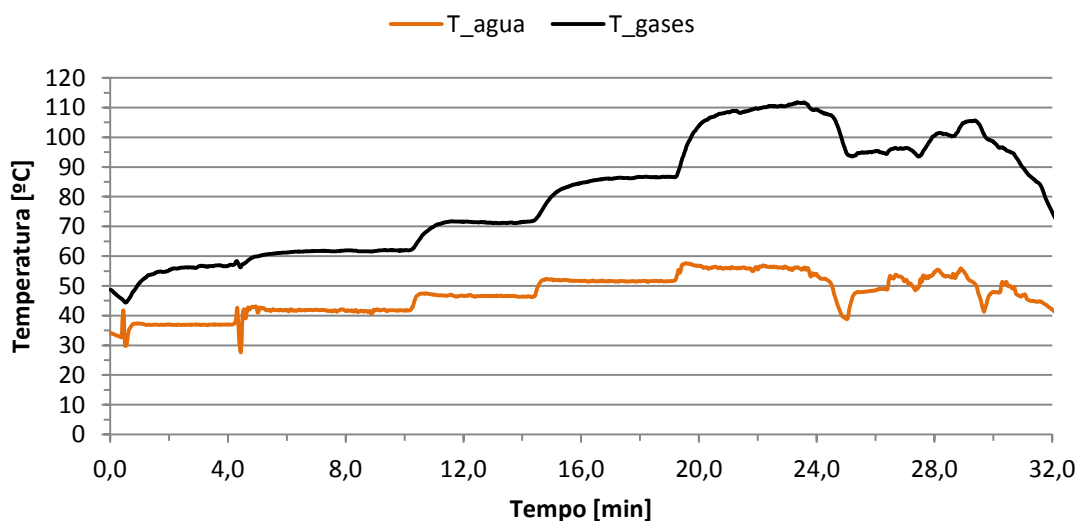


Figura 6.9 - Temperatura de água e gases de combustão “placa +1 mm”

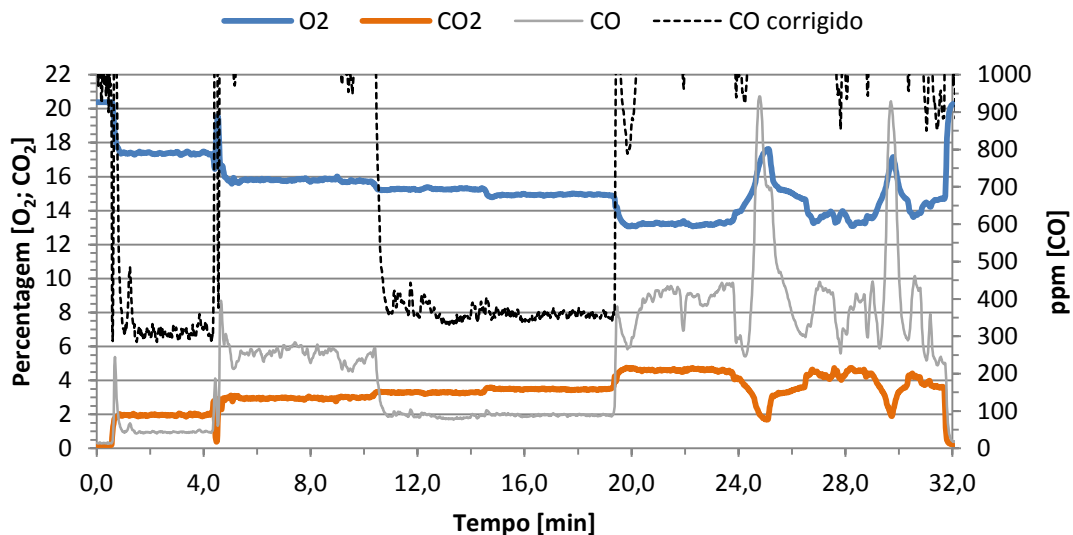


Figura 6.10 - Emissões de gases “placa +1 mm”

Pelas Tabela 6.12 e Tabela 6.13, conclui-se que existe mais excesso de ar nas amostras comparativamente à placa original e à placa com +0,5 mm. O consumo de propano é sempre superior para as mesmas temperaturas e sobe imenso quando a utilização das flautas passa a ser total. Com esta subida fica-se perto de atingir o caudal máximo de fornecimento, que é algo que se verifica logo de seguida. Assim não foi possível passar os 55 °C sem que o caudal de propano decaía, ao ponto de chama tentar apagar-se. O rendimento não é dos piores apesar de não atingir em média os 84%, e tal como se esperava a temperatura dos gases de escapes é superior em comparação com a placa original, ou com a placa de +0,5 mm, isto para o mesmo consumo de combustível e para a mesma temperatura de saída da água quente. O caudal de gases também aumenta nas mesmas condições. Tal como foi dito anteriormente, não foi possível atingir os 60 °C sendo mesmo a temperatura de 55 °C a temperatura máxima, este problema poderá ter surgido pelo elevado consumo de gás quando é necessário a totalidade das flautas. Ao longo do ensaio foi possível ver que as chamas estavam bastante deslocadas da flauta, em todos os estágios se verificou esse comportamento, sendo que nuns casos mais acentuados que outros mas em nenhum dos casos se verificou que as chamas atingiram as alhetas do permutador.

T. selecci. [°C]	35	40	45	50	55	60
O ₂ [%]	17,62	15,93	15,28	14,94	13,30	-
CO ₂ [%]	1,85	2,88	3,28	3,48	4,57	-
CO [ppm]	49	244	99	89	375	-
CO corrigido [ppm]	401	1212	424	359	1143	-
Caudal gases [kg/s]	0,0116	0,0117	0,0122	0,0148	0,0158	-
λ	5,76	3,87	3,44	3,26	2,58	-

Tabela 6.12 - Caudal e percentagem de emissões de gases “placa +1 mm”

T ág. quente [°C]	37	41	47	52	56	-
T gases [°C]	54	61	70	84	107	-
Caudal prop. [kg/s]	0,00013	0,00019	0,00022	0,00029	0,00038	-
Caudal ar [m ³ /s]	0,0094	0,0095	0,0098	0,0119	0,0126	-
Pot. útil [kW]	4,98	6,81	8,79	10,70	12,49	-
Pot. calor [kW]	5,90	8,85	10,33	13,28	17,70	-
Rendimento [%]	84,3	77,0	85,2	80,6	70,5	-

Tabela 6.13 - Balanço energético “placa +1 mm”

6.2 Influência da tubeira

Neste subcapítulo é demonstrado a influência que a tubeira de 27 mm tem na quantidade de ar que sugado pelo ventilador. Aplicou-se a tubeira diretamente no ventilador, já referido no capítulo 5.1, com o auxílio do manómetro de pressão retiram-se os valores de depressão na tubeira e com a utilização do analisador de gases retiraram-se os valores de oxigénio. Após isso foi repetido o ensaio mas desta vez sem a tubeira e voltou-se a retirar os valores de oxigénio lidos no analisador de gases para comparação (Tabela 6.14 e Tabela 6.15), nos dois casos foi utilizada a placa original.

T. selecci. [°C]	35	40	45	50	55	60
O ₂ [%]	17,38	15,76	15,28	14,92	13,24	12,84
λ	5,39	3,75	3,44	3,24	2,56	2,44
Caudal ar [L/min]	526	458	589	713	625	715
Caudal prop. [kg/s]	0,00013	0,00016	0,00022	0,00029	0,00032	0,00038
Caudal gases [kg/s]	0,0108	0,0095	0,0122	0,0148	0,0130	0,0149

Tabela 6.14 - Caudal de ar sem a tubeira lido pelo analisador de gases

T. selecci. [°C]	35	40	45	50	55	60
O₂ [%]	16,17	15,62	15,31	15,29	12,99	12,84
λ	4,06	3,65	3,46	3,45	2,48	2,44
Caudal ar [L/min]	397	535	592	758	667	715
Caudal prop. [kg/s]	0,00013	0,00019	0,00022	0,00029	0,00035	0,00038
Caudal gases [kg/s]	0,0082	0,0111	0,0123	0,0157	0,0139	0,0149

Tabela 6.15 - Caudal de ar com a tubeira lido pelo analisador de gases

T. selecci. [°C]	35	40	45	50	55	60
Δp ar [Pa]	110	152	225	310	260	320
Caudal ar [L/min]	461	542	660	774	709	787

Tabela 6.16 - Caudal de ar recolhido na tubeira

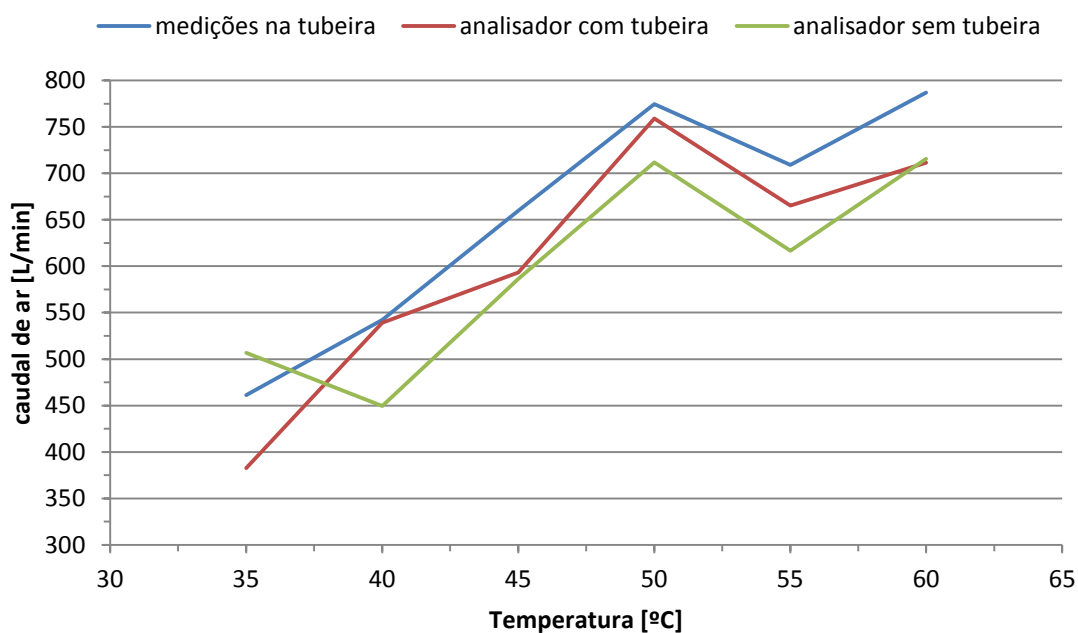


Figura 6.11 - Análise do caudal de ar com e sem tubeira de 27mm

Como já foi dito anteriormente as medições retiradas na tubeira não representavam o verdadeiro caudal de ar que era utilizado pelo esquentador e isso é possível ver na Figura 6.11 pela linha azul. A verde estão representados os caudais de ar em função da temperatura para o trabalho do esquentador sem a tubeira em que apresenta os piores resultados. Balizado por estes encontram-se os valores para o esquentador com a tubeira. Na análise das linhas verde e vermelha é possível ver que para os 35 °C os valores dos caudais em relação ao resto estão

trocados, isso deve-se ao funcionamento do esquentador não ser controlado o que neste caso levou a que quando o esquentador trabalhou sem a tubeira a placa eletrónica tenha indicado para o ventilador sugar mais ar, criando este efeito contraditório. Nos restantes casos os valores de excesso de ar lidos pelo analisador quando o esquentador trabalhava com a tubeira são sempre superiores ao mesmo caso sem a tubeira. Em certos casos o valor do caudal de ar é inflacionado pelo caudal de combustível como se pode ver aos 40 °C e aos 55 °C, nestes casos particulares foi admitido mais combustível em comparação com o esquentador sem a tubeira.

Esta situação em que para a mesma potência do esquentador o ventilador acaba por admitir mais ar, acontece porque existe menos perda de carga quando o ar é antecipadamente encaminhado para o ventilador, isto é, quando um engenho encaminha o ar, a velocidade de entrada no ventilador é um velocidade linear e não radial que é o que acontece involuntariamente quando se aplica a tubeira. Deste modo, impede a criação de velocidade radial que acaba por originar a formação de swirls no escoamento e assim reduzindo a perda de carga como é possível ver na Figura 6.12. Nesta figura comprova-se que quanto maior a velocidade radial para a mesma velocidade linear maior será o coeficiente de perda de carga, isto lá está devido ao efeito de swirls. A construção da tubeira também acaba por reduzir um bocado a perda de carga pois a sua admissão é “mais suave” em comparação com o bocal do ventilador o que não abona a favor deste último. (Figura 6.13)

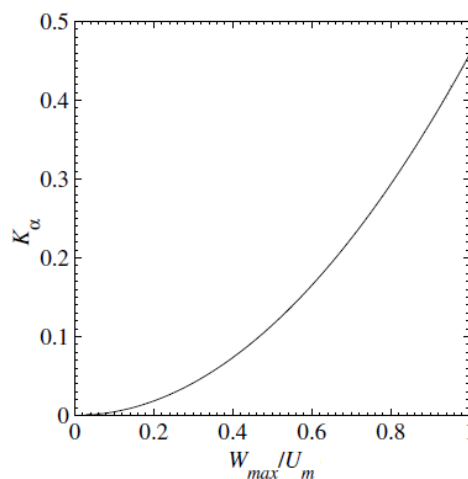


Figura 6.12 – Coeficiente de perda de carga em função da relação da velocidade radial e velocidade linear (Persoons, 2007)

A Figura 6.12 demonstra o coeficiente de perda de carga, K_α , em função da relação velocidade radial, W_{max} , e a velocidade linear, U_m .

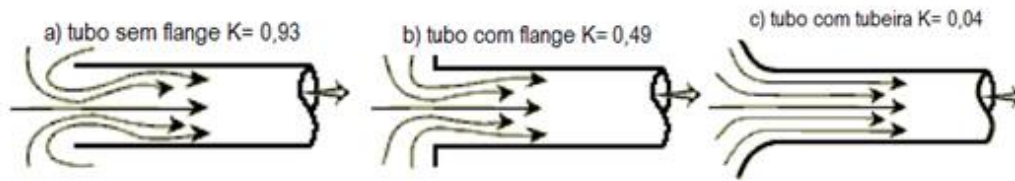


Figura 6.13 - Coeficiente de perda de carga em função do bocal

Ainda acerca da influência da tubeira, é descrito num estudo que consistia na influência de uma tubeira no arrastamento de ar, e este estudo conclui que o arrastamento do ar num tubo de 100 mm de comprimento com uma tubeira é maior ao invés do tubo com um comprimento mais pequeno e sem tubeira. (Rodrigues, 2012)

A título de curiosidade os restantes resultados obtidos durante o ensaio estão representados nas figuras e tabelas seguintes.

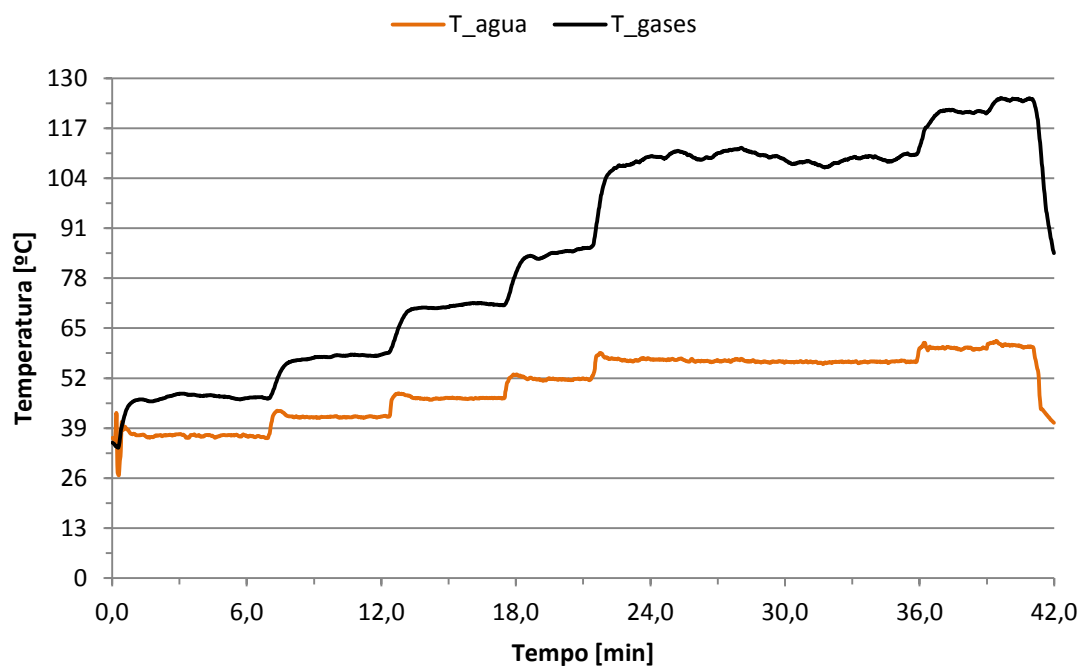


Figura 6.14 - Emissões de gases com tubeira

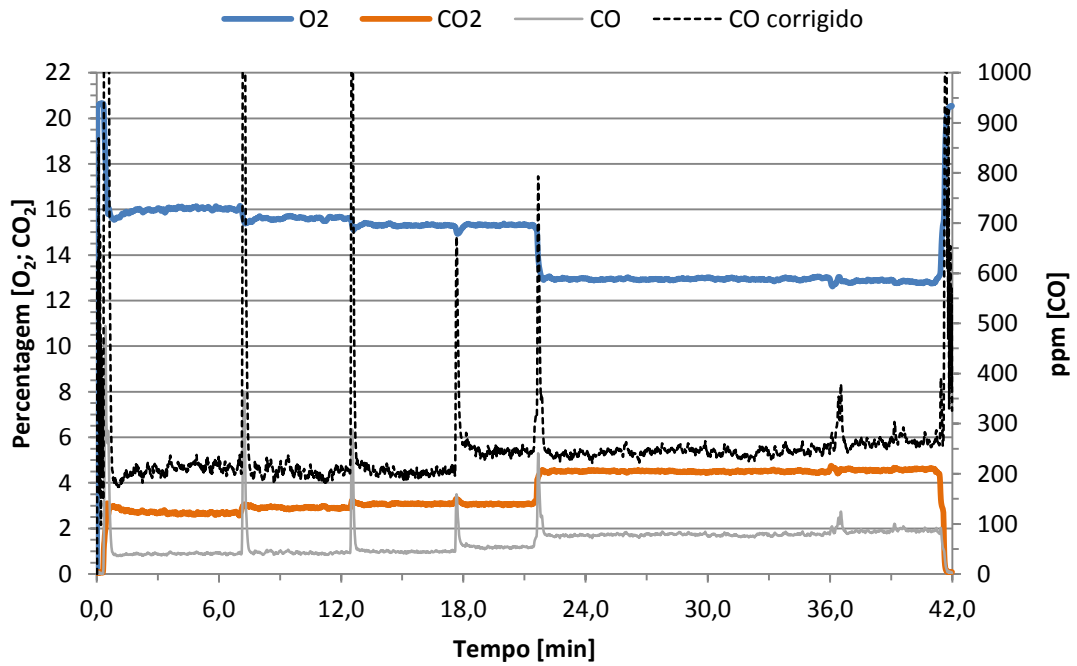


Figura 6.15 - Temperatura de água e gases de combustão com tubeira

Pelas Figura 6.14 e Figura 6.15 nota-se a boa estabilidade das emissões o que traduz a boa estabilidade da chama, assim como é possível ver que o teste decorreu sem problemas de maior sendo possível atingir todas as temperaturas. Existe um pico de valores de CO por volta do minuto 36 que talvez tenha sido causado por uma falta momentânea de fornecimento de propano.

T. selecci. [°C]	35	40	45	50	55	60
O ₂ [%]	16,17	15,62	15,31	15,29	12,99	12,84
CO ₂ [%]	2,62	2,91	3,08	3,08	4,49	4,58
CO [ppm]	50	51	50	57	80	87
CO corrigido [ppm]	281	246	229	259	249	267
Caudal gases [kg/s]	0,0082	0,0111	0,0123	0,0157	0,0139	0,0149
λ	4,06	3,65	3,46	3,45	2,48	2,44

Tabela 6.17 - Caudal e percentagem de emissões de gases com a tubeira

T ág. quente [°C]	37	42	47	52	56	60
T gases [°C]	46	57	70	83	109	122
Caudal prop. [kg/s]	0,00013	0,00019	0,00022	0,00029	0,00035	0,00038
Caudal ar [m ³ /s]	0,0066	0,0089	0,0099	0,0126	0,0111	0,0119
Pot. útil [kW]	5,05	6,96	8,87	10,79	12,59	14,00
Pot. calor [kW]	5,90	8,85	10,33	13,28	16,23	17,70
Rendimento [%]	85,5	78,7	85,9	81,2	77,6	79,1

Tabela 6.18 - Balanço energético com tubeira

Pelas Tabela 6.17 e Tabela 6.18 retira-se que o CO consegue ser mais baixo em relação ao esquentador sem a tubeira, os valores de oxigénio são ligeiramente superiores e o caudal de gases de escape é mais elevado neste teste, o que indica que efetivamente entrou mais ar, e propano em alguns casos. A temperaturas de 45 e 50 °C o combustível injetado é o mesmo e nessa situação pode-se ver que o ar que entrou foi ligeiramente superior comparado para a mesma situação com a ausência da tubeira. O rendimento foi o que mais se aproximou à placa original sendo que nos casos em que utilizam a mesma quantidade de combustível o teste com a tubeira acaba por ter melhorias ligeiras, no melhor dos casos sobe 0,1%. A temperatura dos gases de escape apenas tem o reparo por ter sido muito baixo em baixas cargas, rondando os 47 °C.

6.3 Influência das placas na curva da instalação

Aproveitando a conceção das placas e capacidade de se conseguir controlar o ventilador com uma fonte de tensão variável foi possível enquadrar novos testes. Desta vez o objetivo seria perceber se as alterações dos orifícios alterariam em muito o curso de distribuição do ar pelas duas secções presentes, a secção do ar primário onde circula dentro das flautas e a secção do ar secundário que circula diretamente para a câmara de combustão.

6.3.1 Placa original (funcionamento isotérmico vs funcionamento com combustão)

A realização desta comparação teve duas vertentes, um dos casos a perda de carga entre as tomadas de pressão estática “queimador-chaminé” foi obtida com o esquentador a funcionar normalmente, sendo que mais uma vez os valores obtidos dependeram da temperatura de água quente selecionada. A outra vertente na simulação foi a possibilidade de controlar o ventilador e assim retirar a perda de carga em três situações distintas, no primeiro caso, o ar foi obrigado a atravessar as flautas internamente (ar primário), de seguida bloquearam-se as condutas de ar das flautas obrigando o ar a passar por fora das flautas, diretamente para o a câmara de combustão (ar secundário), o último ensaio foi realizado sem qualquer tipo de restrição (ar total). Com os dados recolhidos traçou-se a curva da instalação em que a perda de carga é em função do caudal medido ao quadrado. Do qual ΔP é em Pa e Q é em L/min neste caso.

$$\Delta P = k Q^2 \quad (6.2)$$

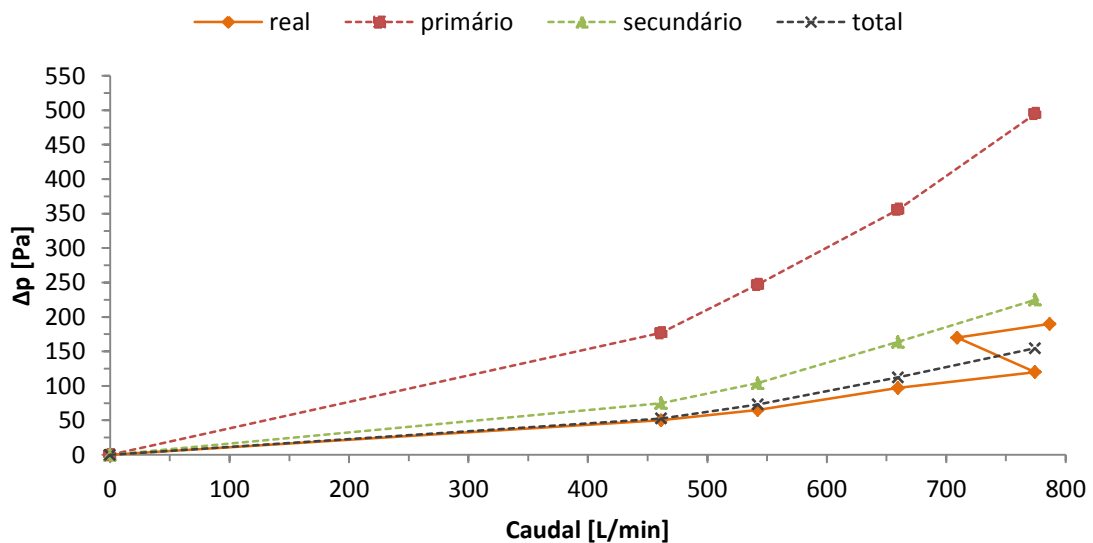


Figura 6.16 - Perdas de cargas da instalação no funcionamento isotérmico e no funcionamento com combustão

Da Figura 6.16 a linha que representa o comportamento com combustão, tem um efeito de “S entre os 50 e 60 °C”, pois nesta altura é quando as flautas ficam todas em funcionamento enquanto dos 35 aos 50 °C o funcionamento não é na sua totalidade. No momento entre os 50 e 60 °C o que acontece é que o caudal de ar efetivamente reduz, mas o caudal de gás aumenta.

Outra possibilidade para este efeito poderá ser a diminuição da densidade dos gases com o aumento da temperatura destes, isto é, quando apenas a havia combustão em algumas das flautas, os gases quentes da combustão misturavam-se com o ar frio que passava pelas flautas que não estavam a funcionar, após todas as flautas estarem a funcionar apenas se obtém os gases quentes da combustão. Este aumento de temperatura poderá ter provocado uma diminuição da densidade dos gases, e sendo os gases mais fluidos haverá menos perda de carga até chegar à chaminé. Assim surge o efeito do “S” que não pode ser simulado, porque na simulação só o ar é que está em jogo. Como não é possível simular, as restantes linhas apenas vão dos 35 aos 50 °C, pois daqui em diante o valor obtido já não é nas condições idênticas ao caso real. Da figura é possível concluir que mesmo não entrando com alguns fatores, como o caudal de descarga do combustível na flauta ou o aquecimento dos gases na câmara de combustão, os valores do funcionamento com combustão e funcionamento isotérmico são praticamente os mesmos, apenas havendo uma ligeira diferença de perda de carga que se deve mais ao erro de leitura pois os valores em questão são bastante pequenos (1 Pa = 0.00001 bar), daqui ainda é possível dizer que da divisão dos caudais resulta a Tabela 6.19

T. selecci. [°C]	35	40	45	50	55	60
Ar primário [%]	29,8	29,6	31,5	31,3	30,1	31,7
Ar secundário [%]	70,2	70,4	68,5	68,8	69,9	68,3

Tabela 6.19 - Percentagem de ar distribuído em ar primário e secundário

Ao contrário que é dito teoricamente em que o caudal de ar primário é cerca de 60% do caudal total fornecido, neste caso, talvez por ser um esquentador de escoamento forçado tal não se verifica sendo que em média se fica pelos 30% do caudal total. Neste caso o ar é forçado, logo a pressão dentro do esquentador é superior à pressão ambiente e tal como em todos os fluidos estes vão pelo caminho mais fácil. Ora no caso do esquentador sem escoamento forçado a pressão dentro do esquentador é ligeiramente inferior à pressão ambiente devido ao arrasto de ar provocado pela combustão, ainda superior a este encontra-se o arrasto de ar primário pela descarga do combustível que acaba por arrastar mais ar consigo.

6.3.2 Comparação entre placas

Para a comparação da influência das placas na perda de carga da instalação mais uma vez foi simulado o trabalho do esquentador, utilizado o ventilador com a tubeira e fazendo variar a depressão na tubeira em intervalos de 20 Pa até ao máximo de 280 Pa que é o máximo

conseguido devido ao limite da fonte de alimentação. De salientar que o caudal de gás não fez parte da simulação assim como não se entrou com influência do aquecimento dos gases.

Neste caso apenas se teve em atenção medir o caudal de ar primário (Figura 6.17), porque para todos os casos a matriz por onde passa o ar secundário é sempre a mesma. Para além destes ensaios foram realizadas experiências idênticas mas sem qualquer obstrução nas condutas. (Figura 6.18)

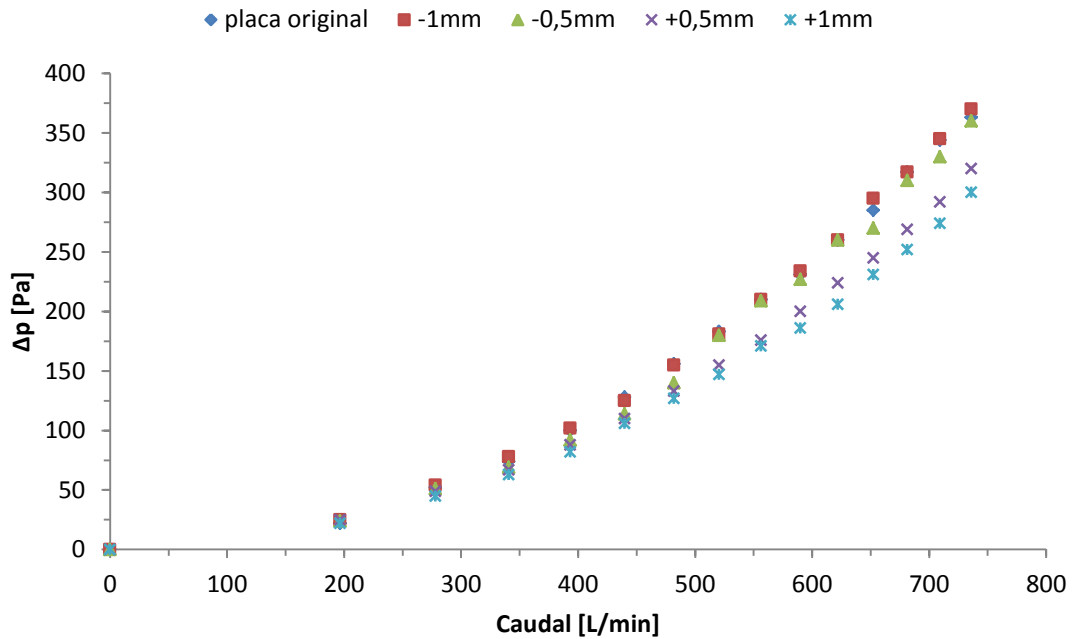


Figura 6.17 - Influência das diversas placas na perda de carga no ar primário

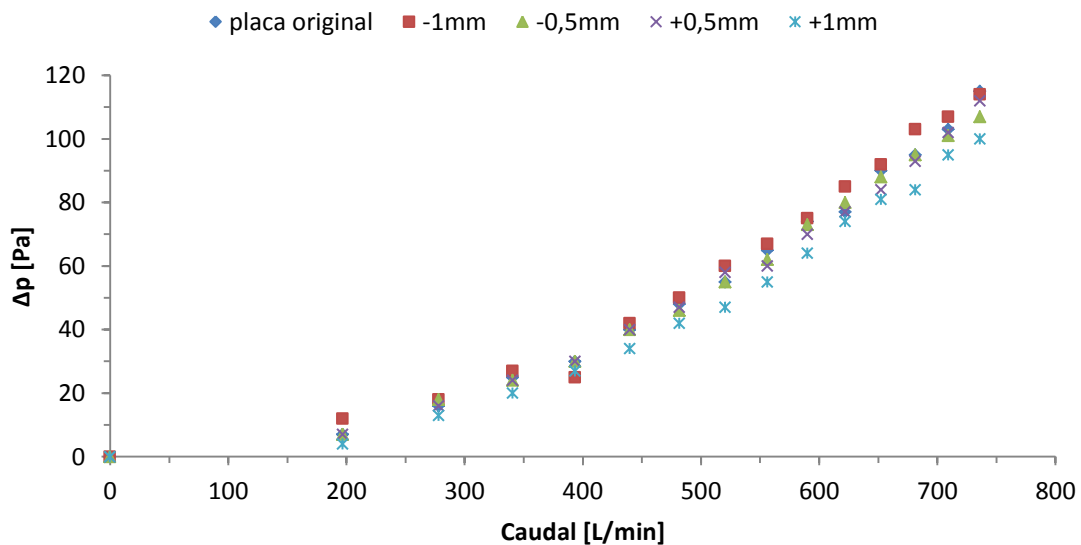


Figura 6.18 - Influência das diversas placas na perda de carga no ar total

T. selecci. [°C]	placa original	- 1 mm	- 0,5 mm	+ 0,5 mm	+ 1 mm
Ar primário [%]	38,3	37,8	39,1	41,2	42,8
Ar secundário [%]	61,7	62,2	60,9	58,8	57,2

Tabela 6.20 - Percentagem de ar distribuído em ar primário e secundário para as diversas placas

Os resultados obtidos foram positivos sendo que se nota uma ligeira variação nas percentagens de ar primário em função da diminuição ou aumento do diâmetro dos orifícios. Exceção à regra para a placa com -0,5 mm que não segue a mesma linha de tendência apesar de diferença não ser muito significativa. Na comparação entre as Tabela 6.19 e Tabela 6.20 nota-se que as percentagens de distribuição de ar na placa de origem estão espaçadas por 10 pontos percentuais, esta grande diferença poderá ter acontecido devido à envolvimento do vento exterior. Nos ensaios descritos na Tabela 6.20 foram realizados em dia algo ventoso e isso efeito sentia-se à saída da tubeira. Essa contrapressão realizada pelo vento poderá ter influenciado a queda de pressão registada na tomada de pressão estática que se encontra no topo da chaminé, e assim induzir em erro que a diferença de pressões entre os dois pontos seria menor. O efeito do vento apenas deve ter influenciado as leituras nesse ponto, pois a outra tomada como se encontra próxima do ventilador acaba por ter apenas a pressão vinda deste por ser mais elevada em relação ao vento exterior.

Por fim na análise matemática que foi feita através do balanço dinâmico (equações 3.31, 3.32 e 3.33) na zona da descarga do injetor. Foi calculado individualmente a influência de cada orifício de cada placa nas condições de ensaio. Por fim foi realizada uma média do caudal primário obtido, do desvio e da relação entre o caudal de ar e de combustível. Os resultados são os apresentados na Tabela 6.21, em que mais uma vez é possível demonstrar que os orifícios influenciam o encaminhamento do ar. Para os orifícios mais pequenos a relação entre o ar e combustível em média é mais baixo. Esta relação não segue à risca para todos os casos pois também é influenciada pelo coeficiente de excesso de ar (λ) onde já foi demonstrado que não é igual para todos. Outra informação relevante é o caudal primário calculado se desviar um bocado ao obtido experimentalmente, tendo um desvio máximo de 12%. Mais uma vez na placa +1 mm aos 60 °C não existem valores pois não foi possível atingi-los e na placa +0,5 mm o valor aos 60 °C é igual aos de 55 °C, porque verdadeiramente apenas se conseguiu atingir os 56 °C como já foi referenciado.

	T. selecci. [°C]	35	40	45	50	55	60
Placa original	Caudal pri. Real [L/min]	201	175	225	273	239	274
	Caudal pri. Calc [L/min]	185	161	206	249	217	247
	Desvio [%]	8	8	8	9	9	10
	$\dot{m}_{ar}/\dot{m}_{comb}$	15,7	10,9	9,9	9,3	7,3	6,9
- 1 mm	Caudal pri. Real [L/min]	144	193	257	314	264	272
	Caudal pri. Calc [L/min]	128	172	229	279	233	240
	Desvio [%]	11	11	11	11	12	12
	$\dot{m}_{ar}/\dot{m}_{comb}$	11,0	9,8	9,8	9,6	7,2	6,8
- 0,5 mm	Caudal pri. Real [L/min]	194	215	233	286	325	283
	Caudal pri. Calc [L/min]	177	197	212	261	295	255
	Desvio [%]	9	9	9	9	9	10
	$\dot{m}_{ar}/\dot{m}_{comb}$	15,1	11,1	10,3	9,8	9,1	7,2
+ 0,5 mm	Caudal pri. Real [L/min]	220	220	271	325	275	299
	Caudal pri. Calc [L/min]	204	204	250	300	251	273
	Desvio [%]	7	8	8	8	9	9
	$\dot{m}_{ar}/\dot{m}_{comb}$	13,7	11,4	10,5	10,1	7,7	7,6
+ 1 mm	Caudal pri. Real [L/min]	241	243	252	306	324	0
	Caudal pri. Calc [L/min]	225	227	234	284	298	0
	Desvio [%]	6	7	7	7	8	0
	$\dot{m}_{ar}/\dot{m}_{comb}$	19,0	12,7	11,3	10,6	8,3	0

Tabela 6.21 - Valores calculados pelo método do balanço dinâmico

O modelo de cálculo de Pritchard, deu resultados bem diferentes do esperado, as relações entre o ar primário e o combustível foram bastante baixas.

	T. selecci. [°C]	35	40	45	50	55	60
Placa original	Caudal pri. Real [L/min]	201	175	225	273	239	274
	Caudal pri. Calc [L/min]	32	41	57	73	81	97
	Desvio [%]	83,9	76,9	74,8	73,3	66,1	64,5
- 1 mm	Caudal pri. Real [L/min]	144	193	257	314	264	272
	Caudal pri. Calc [L/min]	29	36	50	65	72	87
	Desvio [%]	80,0	81,3	80,4	79,3	72,7	68,2
- 0,5 mm	Caudal pri. Real [L/min]	194	215	233	286	325	283
	Caudal pri. Calc [L/min]	32	49	57	73	89	97
	Desvio [%]	83,3	77,5	75,7	74,5	72,6	65,7
+ 0,5 mm	Caudal pri. Real [L/min]	220	220	271	325	275	299
	Caudal pri. Calc [L/min]	41	50	66	83	91	99
	Desvio [%]	81,2	77,5	75,6	74,6	67,0	66,9
+ 1 mm	Caudal pri. Real [L/min]	241	243	252	306	324	0
	Caudal pri. Calc [L/min]	36	55	64	82	109	0
	Desvio [%]	84,9	77,5	74,7	73,2	66,2	0

Tabela 6.22 - Valores calculados pelo método de Pritchard

	Placa original	- 1 mm	- 0,5 mm	+ 0,5 mm	+ 1 mm
$\dot{m}_{ar}/\dot{m}_{comb}$	5,11	4,55	5,10	5,21	5,74

Tabela 6.23 - Relação dos caudais mássicos de ar e combustível, pelo método de Pritchard

Esta relação é bastante baixa, porque por este método apenas se entra em jogo com as áreas do injector e do orifício, sendo ignorados valores como os caudais ou pressões dos dois fluidos. Isto implica que por este método a relação criada é uma relação constante e indiferente à curva de trabalho do esquentador.

Conclusão e Trabalho Futuro

7 Conclusão e trabalhos futuros

7.1 Conclusão

Neste estudo ao esquentador estanque de 12 L/min foram utilizadas 5 placas de limitação de ar primário. A placa originária do esquentador serviu como ponto de partida para se desenvolverem as outras 4 placas sendo que todas elas têm diâmetros com dimensões diferentes. A parte experimental consistia no funcionamento normal do esquentador com apoio de um analisador de gases dos quais resultaram a leitura dos gases de combustão (CO; CO₂; O₂) e posterior comparação com os limites impostos pela Norma 26:2000. Foi necessário *hardware* e *software* de recolha e tratamento de dados, manómetros digitais de pressão para a leitura das pressões na conduta de propano, rotâmetros da banca de ensaios que serviram para obter diversos dados de consumo, tais como entradas de caudal de propano ar e água, e por fim também não foram esquecidos as temperaturas de entrada e saída de água e dos gases de combustão.

A reunião e tratamento destes dados ajudaram a perceber que tipos de afetação provocariam as alterações dos diâmetros dos orifícios placas no normal funcionamento do esquentador, tendo especial atenção na emissão dos gases, consumos e respetivo rendimento em cada caso.

Numa outra experiência com a utilização da placa original nas mesmas condições de ensaio e com os mesmos instrumentos de medição, foi adicionado na entrada do ventilador uma tubeira de 27 mm. Posteriormente foram recolhidos os dados na tubeira e no analisador de gases com e sem a tubeira, para se procurar o efeito que a tubeira teve na admissão de ar.

Por fim, a última análise consistiu apenas na utilização do ventilador. Com o auxílio de uma fonte de alimentação variável foi possível controlar o ventilador, e assim recolher dados para se perceber se com o mesmo caudal de ar primário a entrar nas flautas existia alguma alteração na perda de carga em função dos diâmetros das placas. O mesmo se passou para a obtenção da curva da instalação ($\Delta P = f(Q^2)$) mas sem restrições ao fluido gasoso, isto é, sem a obstrução da placa perfurada que servia o caudal de ar secundário, tentando compreender qual o caudal de ar que passa por cada seção.

Após a eliminação dos problemas que impossibilitavam o esquentador de funcionar, nomeadamente o caudalímetro, os resultados obtidos foram satisfatórios. Apesar de não ser possível controlar o esquentador em que este poderia funcionar com admissões de ar diferentes para casos semelhantes (Figura 7.1), e onde a gestão do funcionamento das flautas, parcial ou

total, era de controlo autónomo, conduziu a que as experiências não foram exatamente iguais em todos os casos.

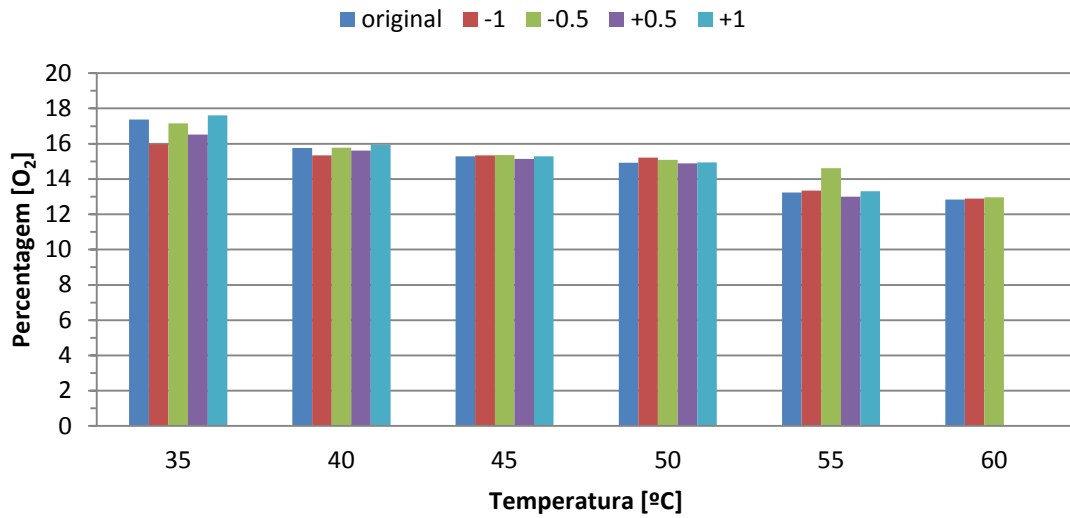


Figura 7.1 - Percentagem de Oxigénio em função da temperatura selecionada

Apesar destes fatores que eram impossíveis de contornar, os resultados obtidos foram razoáveis, percebendo-se que uma ligeira alteração de dimensionamento nas condutas de ar primário pode ter resultados bastante dispares como se pode ver nas figuras, onde foram reunidos alguns dos diversos dados recolhidos na experiência tais como: emissões de CO₂ e CO; temperatura e caudal dos gases de combustão.

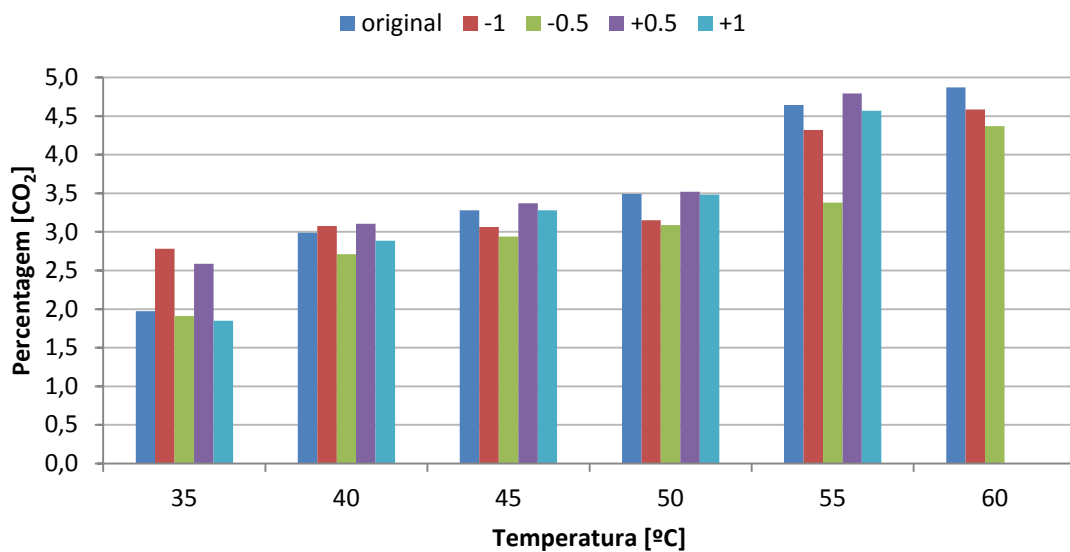


Figura 7.2 - Percentagem de dióxido de carbono em função da temperatura selecionada

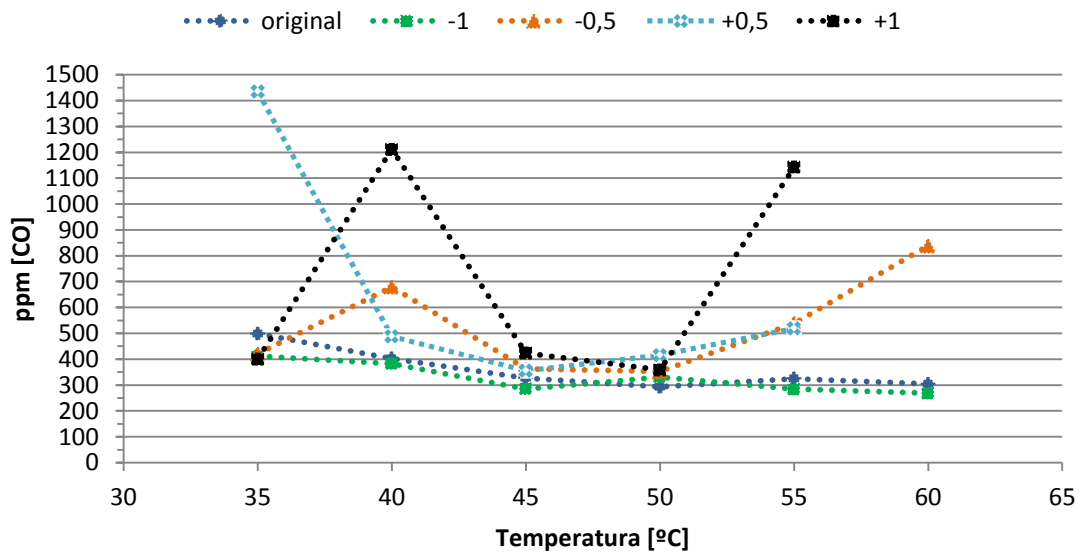


Figura 7.3 - Emissões de CO em função da temperatura selecionada

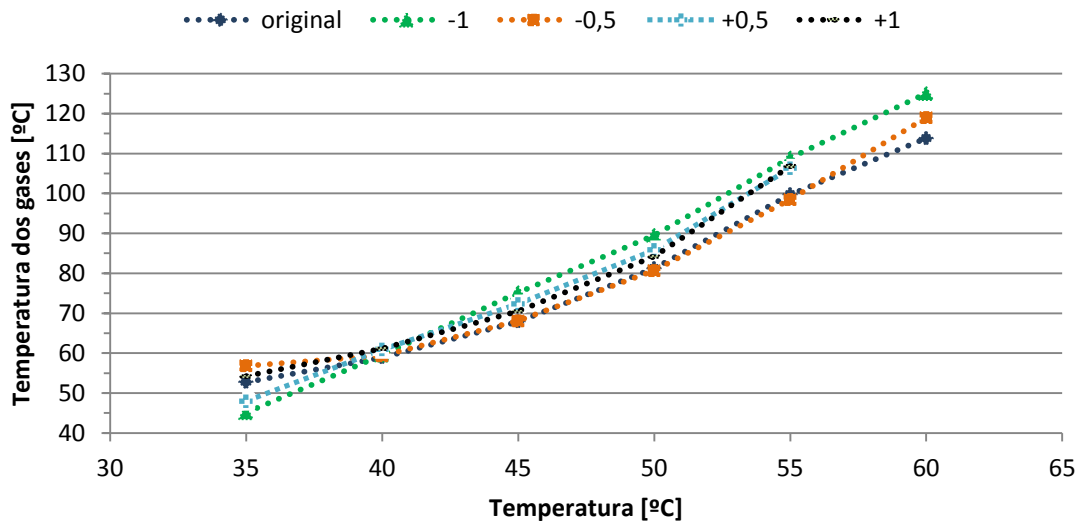


Figura 7.4 - Temperatura dos gases de escape em função da temperatura selecionada

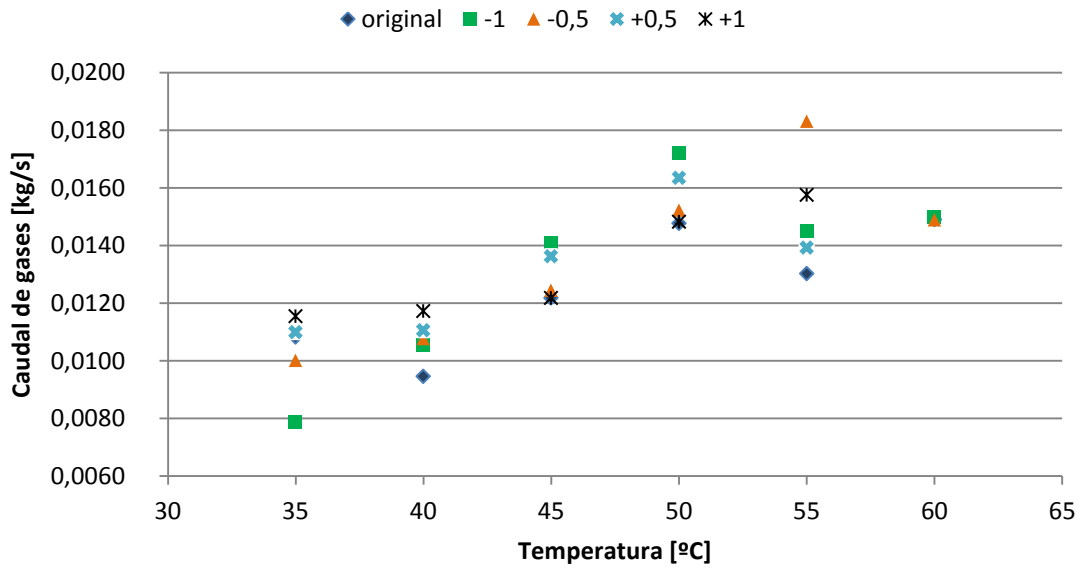


Figura 7.5 - Caudal de gases em função da temperatura seleccionada

Um pequeno apanhado é visível na Figura 7.6, onde os dados aqui descritos apenas contém o rendimento médio e as médias das emissões de CO corrigido entre os 35 °C e os 55 °C. A omissão dos dados a 60 °C serviu para que exista uma uniformidade de todos os resultados, pois nem com todas as placas foi possível atingir a temperatura máxima. Pela análise do gráfico é possível ver que as emissões de CO têm uma variação acentuada com a alteração das placas, não seguindo uma linearidade. No caso do rendimento o intervalo é menos acentuado sendo que a diferença máxima é de 13,1%, tais rendimentos poderão ter alguma distorção, pois estes são baseados no caudal de propano que é consumido e este valor acabou por ser recolhido visualmente sendo que a resolução da escala do rotâmetro não era a melhor. Do mesmo obtinha-se valores muito diferentes, o que leva a que o rendimento seja diferente também.

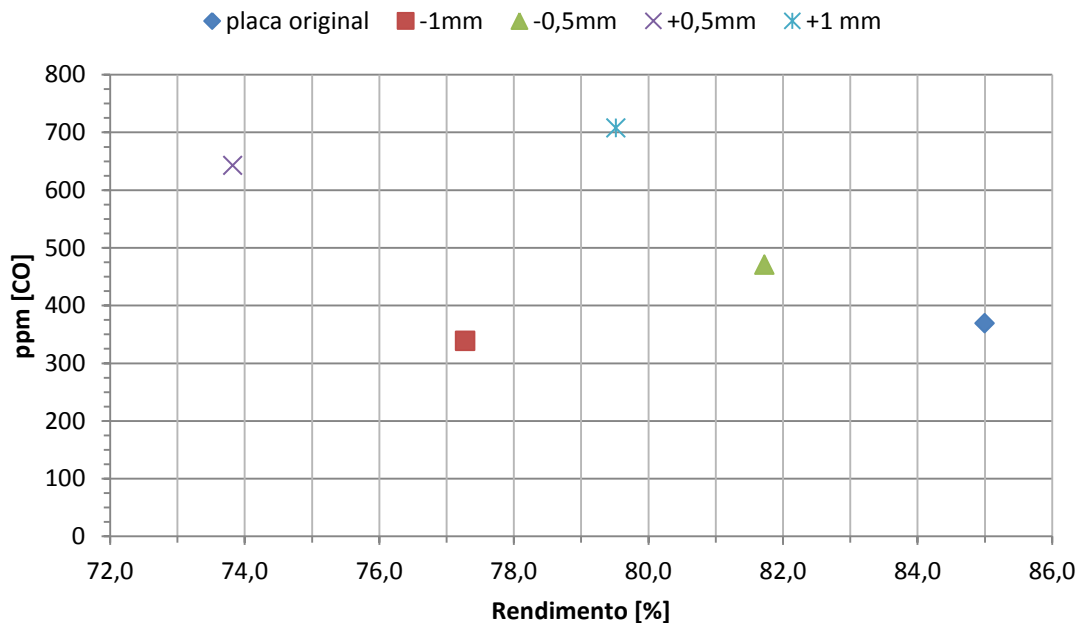


Figura 7.6 - Rendimentos e emissões de CO corrigidos médios

- Da placa original pode-se dizer que cumpriu os parâmetros da Norma 26:2000 onde o seu rendimento foi superior a 84%, mas não atingiu o mínimo que estava descrito em catálogo, os 91,5%. À medida que a temperatura de água quente aumentava, os índices de O_2 e CO_2 aproximavam-se, fazendo sentido pois são inversamente proporcionais. Com o aumento da carga térmica a combustão encaminhou no sentido estequiométrico, fazendo aumentar a temperatura de chama, o coeficiente de excesso de ar foi em média $\lambda=3,68$, por fim os valores de CO foram de $369ppm$.
- Da placa “-1 mm” obteve-se os valores médios de CO corrigido mais baixos de todos ($CO=339ppm$), o rendimento não foi o dos melhores ficando-se pelos 77% a temperatura de gases e o caudal de gases foram superiores, o que pode levar a que o rendimento tenha sido ligeiramente afetado por este aumento de caudal.
- Da placa “-0,5 mm” obteve-se os seguintes resultados, os valores de CO foram de $471ppm$, o rendimento aproximou-se ao da placa original, 81,7%, e o coeficiente de excesso de ar teve uma média e $\lambda=3,75$. Neste caso a ligeira restrição de ar pode ter afetado a combustão aumentando as emissões de CO e a diminuição do rendimento poderá ter sido afetado pela maior quantidade de ar nos gases.
- Da placa “+0,5 mm” os valores de CO foram em média os mais elevados, $643ppm$, o rendimento também foi dos piores ficando-se nos 73,8% o coeficiente de excesso de ar (λ) foi de 3,42 mas o caudal de gases foi dos mais elevados fruto da maior injeção de

combustível para as mesmas condições, foi visível que a chama encontrava-se deslocada da flauta e não foi possível passar dos 56 °C de temperatura de água.

- Da placa “+1 mm” os valores médios de CO foram de 708ppm, o rendimento ficou na média de todos os casos, em torno dos 80%, já o coeficiente de excesso de ar foi, $\lambda=3,78$. O facto de entrar mais ar nas flautas, algo que também foi visível, pode ter afetado a combustão obtendo-se uma temperatura de chama mais baixa, outro facto é que foi impossível ultrapassar os 55 °C.

Dos dados obtidos é possível concluir que o facto de haver alterações nas placas, não contribuíram para uma linearidade de resultados, pois o esquentador adaptava-se às dificuldades geradas de maneira a atingir a temperatura de água selecionada. Esta adaptação fez com que os consumos não fossem iguais em todos os casos e o facto de as medições também conterem algum erro poderá ter influenciado também.

No caso da aplicação da tubeira junto ao ventilador, obtiveram-se caudais de ar ligeiramente superiores em relação à mesma situação sem a tubeira, e isso reflete-se em todos os casos, caudal de gases superior, coeficiente de excesso de ar superior, $\lambda=3,46$, e rendimento mais baixo, 80,2% os níveis de CO seguiram a mesma tendência, sendo o valor médio de 209ppm.

Na obtenção das curvas de instalação para cada placa, já foi possível controlar o ventilador e obter resultados mais fiáveis. É claramente notório que a perda de carga baixa com o aumento de diâmetro dos orifícios das placas, assim como que a percentagem de ar primário também aumenta, indo de encontro ao deslocamento da chama para diâmetros superiores.

Na análise analítica volta-se a comprovar a influência das placas na quantidade de ar admitido. Assim como a razão entre o caudal mássico de ar e do propano aumenta com o aumento dos diâmetros. No caso do método do balanço dinâmico os valores obtidos não tiveram desvios superiores a 12% dos resultados reais, o mesmo não se pode dizer no método de Pritchard, em que o desvio foi superior a 60% em todos os casos, tal acontece porque neste caso o método apenas entra com a relação de áreas do injetor e do orifício da placa ignorando influências do arrasto de ar, dos caudais e pressões impostas naquela situação.

7.2 Trabalhos futuros

Para trabalhos futuros é proposto um melhoramento no fornecimento do propano e na água. No propano a troca de um regulador de pressão por um redutor de pressão seria ótimo para se conseguir uma pressão de fornecimento constante, que é algo usado em nossas casas, estabilizando a pressão poderá ser possível estabilizar o caudal de gás facilitando a leitura no

caudalímetro. No fornecimento de água um depósito de água maior seria o ideal para que quando a bomba funciona-se fosse garantido o mesmo caudal de água ao longo do ensaio. Um registo constante do caudal de ar e do gás utilizando o sistema de aquisição de dados seria deveras interessante para se perceber bem o funcionamento do esquentador quando funciona apenas com parte das flautas e quando utiliza todas as flautas.

Um outro método interessante seria a simulação em CFD de todo o espaço entre a zona de fornecimento de ar, logo à saída do ventilador, e as zonas de distribuição do ar em função dos diversos diâmetros das placas, simulando assim qual seria a distribuição de ar em ar primário ou secundário.

Referências

8 Referências

- A. Castro, "Estudo de queimador de flauta de queima pobre com estabilização aerodinâmica de chama," Guimarães, 2012.
- A. G. L. L. A. Oliveira, Mecânica dos Fluidos, ETEP - Edições Técnicas e Profissionais, 2006.
- A. Mendes, Mecânico de Aparelhos de Gás, 2002.
- A. Nunes, "Apontamentos de Ventilação Industrial".
- A. Nunes, Injeção e mistura de jactos em espaços confinados, Guimarães: Universidade do Minho, 2003.
- A. Rodko, Laser doppler anemometry of a wave affected turbulent jet, The Cooper Union, 1997.
- Analyn, "History of water heaters," 2011.
- C. K.Law, Combustion physics, Cambridge University Press, 2006.
- C. Mendes e J. Cunha, "Heat exchanger raw material replacement (Comunicação privada)," Guimarães, 2013.
- D. 92/75/CEE, Indicação do consumo de energia dos aparelhos domésticos por meio de rotulagem e outras indicações uniformes relativas aos produtos, 1992.
- D. Che, Y. Liu e C. Gao, "Evaluation of retrofitting a conventional natural gas fired boiler into a condensing boiler," 2004.
- E. Information, "Energy Star Residential Water Heaters: Draft Criteria Analysis," 2006.
- EN12067-1:2000, Dispositivos de regulação da taxa gás/ar para queimadores e aparelhos a gás..
- EN1404:2013, Determinação de emissões em aparelhos que utilizam combustíveis gasosos durante os ensaios tipo.
- EN15502-1:2010, Classificação dos esquentadores em função da sua emissão de NOx.
- EN26:1977, Esquentadores de aquecimento instâneo de água para uso sanitário "esquentadores atmosféricos".
- EN26-2000, Aparelhos de produção instantânea de água quentes para aplicações sanitárias equipados com queimadores atmosféricos que utilizam combustíveis gasosos.
- EN437:2003, Gases de Ensaio, Pressões de Ensaio e Categorias dos Aparelhos.

EN4415:2002, Modelo europeu para a classificação dos aparelhos que utilizam os combustíveis gasosos segundo o modo de evacuação dos produtos de combustão.

EN88-2:2007, Reguladores de pressão e dispositivos de segurança associados para aparelhos a gás - Parte 2: Reguladores de pressão para pressões a montante entre 0,5 e 5 bar.

F. El-Mahallawy e S. E.-D. Habik, *Fundamentals and Technology of Combustion*, Elsevier, 2002.

F. M. White, *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill.

G. L. Borman e K. W. Ragland, *Combustion engineering*, McGraw-Hill, 1998.

H. Jones, *Domestic Gas Burner Design*, British Gas, 2005.

H. Jones, *The application of combustion principles to domestic gas burner design.*, British Gas, 1986.

H. Schlichting, *Boundary-Layer theory* 7ª Edição, McGraw-Hill, 1979.

I. Glassman e R. A. Yetter, *Combustion* 4ª Edição, 2008.

INE - Instituto Nacional de Estatística, “Resultados Preliminares do Inquérito ao Consumo de Energia no Sector Doméstico 2010,” Lisboa, 2011.

Instituto Nacional de Estatística, I.P., “Inquérito ao Consumo de Energia no Sector Doméstico 2010,” Lisboa, 2011.

J. C. E. Baukal, *The John Zink combustion handbook*, Oklahoma: CRC Press.

J. Holman, *Transferência de Calor*, McGraw-Hill do Brasil, 1983.

J. M. Beér e N. A. Chigier, *Combustion Aerodynamics* 2, Krieger, 1983.

J. M. Cunha, “O Embuste Solar Térmico,” Porto, 2013.

J. Rodrigues, “Modelo dinâmico de um esquentador,” Lisboa, 2012.

L. Cancino, “Análise de equilíbrio, cinética química da ignição térmica e propagação de chama plana laminar de misturas de hidrocarbonetos leves com ar,” Florianópolis, 2004.

L. Oliveira e A. Lopes, *Mecânica dos Fluidos*, ETEP, 2006.

M. A. B. Yunus A. Cengel, *Termodinâmica*, McGraw-Hill de Portugal, 2001.

M. C. P. Coelho, *Combustão*, Orion, 2012.

M. d. Paepe, C. T´Joen e H. Huisseune, “Comparision of different testing methods for gas fired domestic boiler efficiency determination,” 2013.

- M. Kandakure, V. Patkar e A. Patwardhan, Characteristics of turbulent confined jets, Chemical engineering and processing, 2008.
- M. Lopes, "Estudo do elemento de um queimador de chama pobre com estabilização por chama piloto para queimadores de baixo NOx de 19 kW," Guimarães, 2012.
- M. Miranda, "Estudo do comportamento térmico de um esquentador pressurizado," Porto, 2001.
- N. Rodrigues, "Queimador de chama estagiada: estudo do difusor central da zona primária da flauta," Guimarães, 2012.
- O. Ibrahim e F. Fardoun, "Review of water-heating systems: General selection approach based on energy and environmental aspects," 2013.
- P. Coelho e M. Costa, Combustão, Lisboa: Edições Orion, 2007.
- P. Ribeiro, "Aglomeração de cinzas numa caldeira a pellets - Influência da temperatura e do fluxo de ar," Guimarães, 2012.
- R. Kemna e W. Li, "Eco-design of CH-Boilers "Legislation",", Brussels, 2007.
- R. Treloar, Gas installation Technology 2ª Edição, Wiley-Blackwell, 2010.
- T. Persoons e M. Vanierschot, "Oblique inlet pressure loss for swirling flow entering a catalyst substrate," 2008.
- Vulcano, Catálogo de Esquentadores, 2013.
- Vulcano, Catálogo Esquentadores Sensor Compacto.
- Vulcano, Esquentadores Estanques a gás "Manual de Instalação e Utilização", 2013.
- Y. Çengel e M. Boles, Termodinâmica 3ª Edição, McGraw-Hill de Portugal, 2001.
- Z. Xiaoyu, L. Zhimin, W. Zhenling e D. Xiaochun, "Preparation of high performance methane combustion catalyst and its application to natural gas catalytic combustion fan-boiler," 2006.

Anexos

9 Anexos

9.1 Anexo A

Fabrico da Tubeira de 15 mm para medição do caudal de ar reverenciando a Norma ISO 5167

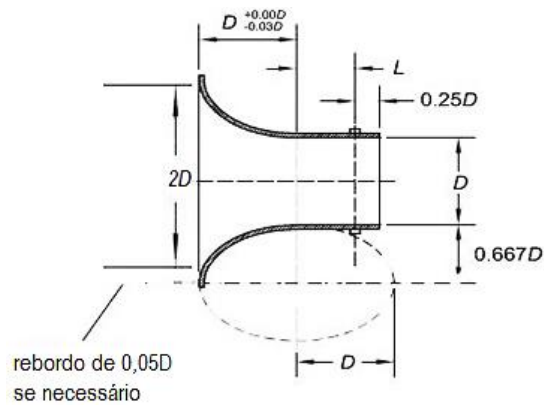


Figura 9.1 - Desenho técnico da tubeira Norma ISO 5167

Desenho técnico realizado em SOLIDWORKS 2014

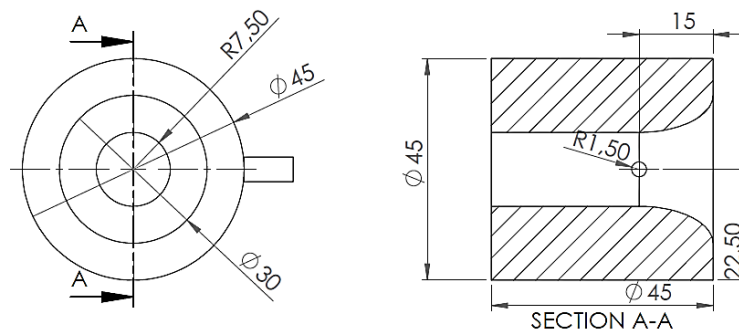


Figura 9.2 - Desenho técnico da tubeira fabricada para o esquentador



Figura 9.3 - Tubeira de 15 milímetros

9.2 Anexo B

Esquema de fabrico da sonda de gases para um esquentador estanque (Tipo C) respeitando a Norma 26:2000

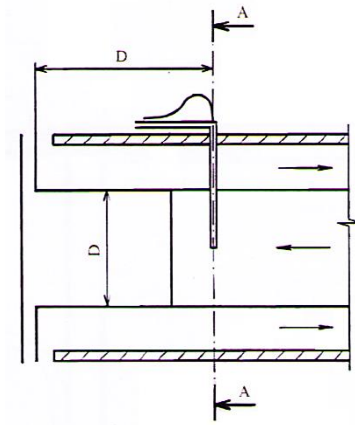


Figura 9.4- Vista lateral em corte

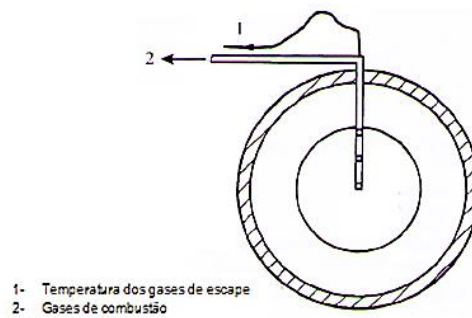


Figura 9.5 - Secção A-A



Figura 9.6 - Sonda de recolha de gases de exaustão para esquentadores estanque

9.3 Anexo C

Dimensões dos orifícios de cada placa.

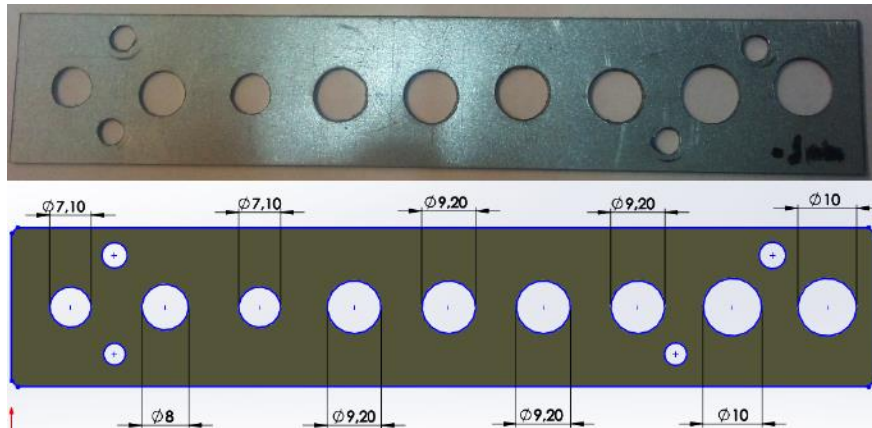


Figura 9.7 - Placa com menos 1,0 milímetro em relação à original

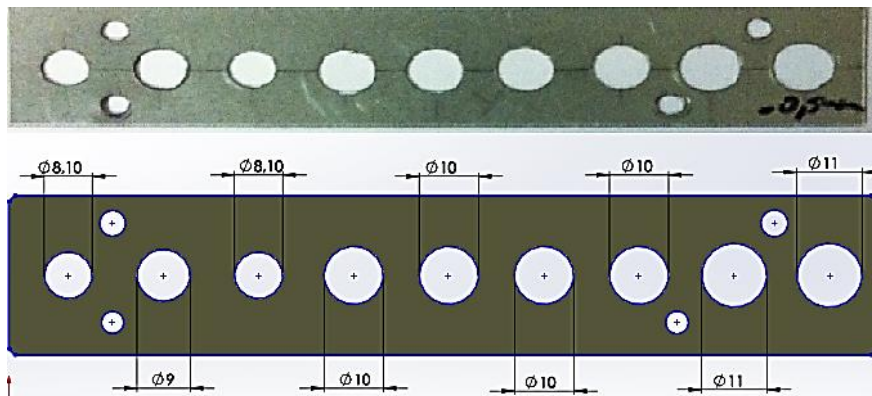


Figura 9.8 - Placa com menos 0,5 milímetros em relação à original



Figura 9.9 - Placa original

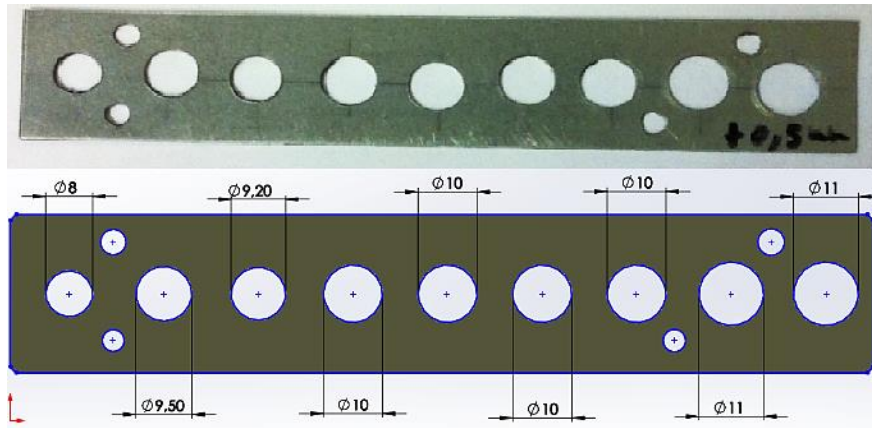


Figura 9.10 - Placa com mais 0,5 milímetros em relação à original

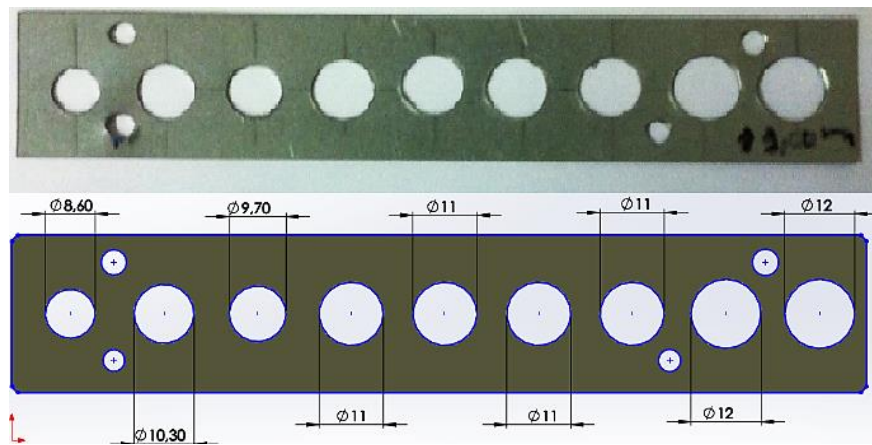


Figura 9.11 - Placa com mais 1,0 milímetro em relação à original

9.4 Anexo D

Fórmula do balanço dinâmico

$$(p_{flauta} - p_{queimador}) * A_{flauta} = \frac{\rho_{comb} * \dot{v}_{comb}^2}{A_{injector}} - \frac{\rho_{mist} * \dot{v}_{mist}^2}{A_{flauta}} =$$

$$\rho_{mist} = \frac{\rho_{comb} * \dot{v}_{comb} + \rho_{ar} * \dot{v}_{ar}}{\dot{v}_{mistura}} \quad \dot{v}_{mistura} = \dot{v}_{ar} + \dot{v}_{comb}$$

$$(p_{flauta} - p_{queimador}) * A_{flauta} = \frac{\rho_{comb} * \dot{v}_{comb}^2}{A_{injector}} - \frac{(\rho_{comb} * \dot{v}_{comb} + \rho_{ar} * \dot{v}_{ar}) * \dot{v}_{mist}^2}{A_{flauta}} =$$

$$= (p_{flauta} - p_{queimador}) * A_{flauta} = \frac{\rho_{comb} * \dot{v}_{comb}^2}{A_{injector}} - \frac{(\rho_{comb} * \dot{v}_{comb} * \dot{v}_{mist} + \rho_{ar} * \dot{v}_{ar} * \dot{v}_{mist})}{A_{flauta}} =$$

$$= -(p_{flauta} - p_{queimador}) * A_{flauta}^2 + \frac{\rho_{comb} * \dot{v}_{comb}^2 * A_{flauta}}{A_{injector}} = (\rho_{comb} * \dot{v}_{comb} * \dot{v}_{mist} + \rho_{ar} * \dot{v}_{ar} * \dot{v}_{mist}) =$$

$$= -(p_{flauta} - p_{queimador}) * A_{flauta}^2 + \frac{\rho_{comb} * \dot{v}_{comb}^2 * A_{flauta}}{A_{injector}} - \rho_{comb} * \dot{v}_{comb} * \dot{v}_{mist} = \rho_{ar} * \dot{v}_{ar} * \dot{v}_{mist} =$$

$$= \frac{-(p_{flauta} - p_{queimador}) * A_{flauta}^2}{\rho_{ar} * \dot{v}_{mist}} + \frac{\rho_{comb} * \dot{v}_{comb}^2 * A_{flauta}}{A_{injector} * \rho_{ar} * \dot{v}_{mist}} - \frac{\rho_{comb} * \dot{v}_{comb} * \dot{v}_{mist}}{\rho_{ar} * \dot{v}_{mist}} = \dot{v}_{ar} =$$

$$= \frac{-(p_{flauta} - p_{queimador}) * A_{flauta}^2}{\rho_{ar} * \dot{v}_{ar} + \rho_{ar} * \dot{v}_{comb}} + \frac{\rho_{comb} * \dot{v}_{comb}^2 * A_{flauta}}{A_{injector} * \rho_{ar} * \dot{v}_{ar} + A_{injector} * \rho_{ar} * \dot{v}_{comb}} - \frac{\rho_{comb} * \dot{v}_{comb}}{\rho_{ar}} = \dot{v}_{ar}$$