



**Sérgio Valdemiro
Francisco Alves
Mazau**

**DESENVOLVIMENTO E TESTE DE UM PROTÓTIPO
FUNCIONAL DE UM QUEIMADOR DE *PELLETS***

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Professor Doutor Nelson Martins, professor auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

Dedico este trabalho à minha família pelo amor, paciência e compreensão que sempre me concederam.

Agradecimentos

Dirijo os meus agradecimentos à minha família, por todo o apoio e compreensão que manifestaram; ao Professor Doutor Nelson Martins da Universidade de Aveiro, pelo apoio concedido no decorrer do trabalho; aos Srs. César Tavares e Francisco Oliveira da VENTIL, aos Engs. João Couto e José Almeida da VENTIL, pelo aconselhamento na concepção e fabricação do sistema de queima; e também a todos aqueles que, directa ou indirectamente, tornaram possível a realização deste trabalho, entre eles, colegas, amigos e professores da Universidade de Aveiro.

O júri

Presidente

Prof. Doutor Vítor António Ferreira da Costa
Professor associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Arguente

Prof. Doutor Luís António da Cruz Tarelho
Professor auxiliar convidado do Departamento de Ambiente e Ordenamento da Universidade de Aveiro

Orientador

Prof. Doutor Nelson Amadeu Dias Martins
Professor auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Palavras-chave

Caldeiras a gasóleo, caldeiras a *pellets*, combustão, *pellets*, isolamentos térmicos, emissões, eficiência de caldeiras

Resumo

Nesta dissertação desenvolveu-se e testou-se um protótipo funcional de um queimador de *pellets* para aquecimento de água, passível de ser acoplado em caldeiras a gasóleo com potência nominal entre 15 e 30kW.

Numa primeira fase abordou-se o estado da arte no que concerne as caldeiras a gasóleo e a *pellets* para aquecimento de água, seguiu-se a concepção e dimensionamento do projecto mecânico e eléctrico do sistema de queima de *pellets* que, em última fase, foi sujeito a testes para a análise e avaliação do seu desempenho energético e ambiental do mesmo.

Keywords

Diesel boilers, pellets boilers, combustion, pellets, boilers thermal insulation, emissions, boilers efficiency

Abstract

In this dissertation it was developed and tested a functional prototype of a pellets' burner for water heating to be connected in diesel boilers with nominal power between 15 and 30kW.

In the first phase of this work it was studied the state of the art focusing the design, the operating mode and efficiency of the diesel and pellets boilers. Then the next step was conception followed by the development of the mechanical and electrical project to produce the device where the pellets shall be burned. Finally, trial tests were carried out with the prototype to verify the energy and ambient performance.

Índice

Índice	1
Índice de figuras	3
Simbologia	6
1. INTRODUÇÃO.....	10
2. OBJECTIVOS DO TRABALHO.....	10
3. ESTADO-DA-ARTE DAS CALDEIRAS DE AQUECIMENTO DE ÁGUA A GASÓLEO E A PELLETS	11
3.1. Caldeiras de aquecimento de água	11
3.2. Aquecimento central e/ou de águas quentes sanitárias por acumulação	11
3.3. Caldeiras a gasóleo	13
3.3.1- Circuito de gasóleo.....	16
3.3.2. Princípio de funcionamento.....	17
3.3.3. Processo de acendimento do queimador.....	18
3.4. Caldeiras a pellets	20
3.4.1. Sistema de Alimentação do combustível	21
3.4.2. Princípio de funcionamento.....	23
3.4.3. <i>Pellets</i>	25
3.4.4. Armazenamento e transporte de <i>pellets</i>	27
3.5. Caldeiras a gasóleo convertidas em caldeiras a pellets	31
3.6. Chaminé	32
3.7. Comparação do ciclo de vida das emissões	33
4. DIMENSIONAMENTO DO QUEIMADOR A <i>PELLETS</i>	34
4.1. Balanço mássico do caso base – queimador a gasóleo para uma caldeira de 30kW	34
4.1.1. Determinação do caudal mássico de gasóleo e de ar para 30kW de potência	34
4.1.2. Cálculo do caudal mássico dos produtos de combustão do gasóleo	36
4.1.3. Determinação da temperatura adiabática de chama resultante da combustão do gasóleo	36
4.1.4. Cálculo do caudal volúmico dos produtos de combustão do gasóleo.....	37
4.2. Parâmetros de combustão do queimador proposto, usando pellets como combustível	39
4.2.1. Determinação do caudal mássico de <i>pellets</i> e de ar para 30kW de potência	39
4.2.2. Cálculo do caudal mássico dos produtos de combustão dos <i>pellets</i>	41
4.2.3. Determinação da temperatura adiabática de chama resultante da combustão das <i>pellets</i>	42
4.2.4. Cálculo do caudal volúmico dos produtos de combustão dos <i>pellets</i>	42
4.3. Queimador de pellets construído	43
4.4. Dimensionamento da espessura de isolamento do queimador de pellets	45
4.5. Dimensionamento do moto-redutor do transportador de parafuso	47
4.6. Dimensionamento à flexão e à fadiga do veio do transportador de parafuso	49
4.7. Dimensionamento do ventilador de ar para combustão de pellets	52
5. CARACTERÍSTICAS DA CALDEIRA A GASÓLEO UTILIZADA NO ENSAIO.....	56
5.1. Circuito dos fumos e da água	56
5.2. Esquema eléctrico e de controlo	57

6. ESQUEMA ELÉCTRICO E PROGRAMA DE CONTROLO DO QUEIMADOR DE <i>PELLETS</i>	59
7. ENSAIO E CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DO PROTÓTIPO	61
7.1. Ensaio em regime estacionário	64
7.1.1. Eficiência energética	67
7.1.2. Emissões	69
7.1.3. Perdas de energia na instalação	69
7.2. Ensaio de arranque do protótipo	70
8. CONCLUSÃO	70
9. TRABALHOS FUTUROS	71
10. REFERÊNCIAS	73
ANEXO 1 – Boletim de ensaio de <i>pellets</i>	75
ANEXO 2 – Desenhos do queimador de <i>pellets</i>	76
ANEXO 3 – Esquema eléctrico do queimador de <i>pellets</i> /caldeira a gasóleo	77
ANEXO 4 – Programa de controlo do queimador de <i>pellets</i> /caldeira a gasóleo	78
ANEXO 5 – Estimativa Orçamental do queimador de <i>pellets</i> construído.....	81
ANEXO 6 – Massa de pellets transportada para o cadinho de queima em 30rpm (m_p), accionando o veio do transportador com ajuda de uma alavanca	82
ANEXO 7 – Massa de <i>pellets</i> transportada para o cadinho de queima em 1 minuto (m_{phz}), com frequências de accionamento do motor a 50Hz (28rpm) e a 25 Hz (14rpm)	82
ANEXO 8 – Massa de <i>pellets</i> transportada para o cadinho de queima em 1 minuto (m_{phz}), com frequências de accionamento do motor a 12.5Hz (7rpm) e a 8 Hz (4.5rpm)	84
ANEXO 9 – Parâmetros registados durante o ensaio com uma frequência de accionamento do motor do transportador de <i>pellets</i> a 12.5 Hz e excesso de ar de 61%	84
ANEXO 10 – Parâmetros registados durante o ensaio com uma frequência de accionamento do motor do transportador de pellets a 12.5 Hz e excesso de ar de 50%	86
ANEXO 11 – Parâmetros registados durante o ensaio com uma frequência de accionamento do motor do transportador de pellets a 8 Hz	87

Índice de figuras

Figura 1. Esquema de princípio de instalação de aquecimento central e águas quentes sanitárias por acumulação [2].	12
Figura 2. Esquema de princípio de instalação de aquecimento central [2].	12
Figura 3. Esquema de princípio de instalação de águas quentes sanitárias por acumulação [2].	13
Figura 4. Corpo em ferro fundido de uma caldeira a gásóleo [3].	14
Figura 5. Caldeira a gásóleo em ferro fundido: 1-Corpo da caldeira de ferro fundido, 2-Registo de limpeza amplo, 3-Bomba de A.Q.S. de 3 velocidades, 4-Purgador automático, 5-Bomba da aquecimento de 3 velocidades, 6-Vaso de expansão de 12 litros, 7-Queimador pré-aquecimento, 8-Visor de chama, 9-Válvulas de segurança 3 bar. 10-Chave de esvaziamento, 11-Chave de enchimento, 12-Permutador tubular e 13-Fluxóstato. [4].	14
Figura 6. Caldeira a gásóleo em aço refractário [5].	15
Figura 7. Permutador de carcaça e tubos em aço refractário [5].	15
Figura 8. Bomba de gásóleo: 1-Regulação de pressão, 2-Parafuso de <i>by-pass</i> , 3-Saída de gásóleo para o injector; 4-Tomada para o manómetro, 5-Tomada para o vacuómetro, 6-Ligação à conduta de retorno e tampão de derivação interna, 7-Ligação à conduta de aspiração, 8-Tomada para o manómetro, 9-Tampão de retorno [2].	16
Figura 9. Instalação com alimentação desde a parte alta do tanque com depósito enterrado e aéreo: 1-Queimador, 2-Filtro, 3-Válvula de corte, 4-Aspiração, 5-Retorno, 6-Válvula de pé [6].	16
Figura 10. Instalação em gravidade com alimentação desde o fundo do tanque: 1-Queimador, 2-Filtro, 3-Válvula de corte, 6-Válvula de pé [6].	17
Figura 11. Queimador de gásóleo da marca Bentone, modelo B10FUV: 1-Porta injector regulável, 2-Ponto de regulação do porta injector, 3-Fotocélula, 4-Pré-aquecimento, 5-Injector, 6-Deflector, 7-Anel, 8-Eléctrodos, 9-Cabos dos eléctrodos, 10-Transformador, 11-Ligação eléctrica, 12-Caixa de controlo, 13-Electroválvula, 14-Botão de rearme, 15-Bomba de gásóleo, 16-Motor da bomba e do ventilador, 17-Ventilador, 18-Regulador do caudal de ar, 19-Escala do regulador de ar, 20-Cobertura do porta injector [2].	18
Figura 12. Queimador de gásóleo da marca Ecoflam, modelo Minor 1-1R [7].	19
Figura 13. Permutador de calor com sistema de limpeza automático [10].	20
Figura 14. Caldeira a <i>pellets</i> Vitolig 300 [11].	21
Figura 15. Sistema de alimentação inferior [10].	21
Figura 16. Sistema de retorta para <i>pellets</i> [10].	22
Figura 17. Sistema de alimentação superior [10].	22
Figura 18. Caldeira a <i>pellets</i> da Biotech [12].	23
Figura 19. Sonda lambda [12].	24
Figura 20. <i>Pellets</i> de madeira [10].	26
Figura 21. Produção industrial de <i>pellets</i> de madeira [10].	26
Figura 22. Silo de extracção com transportador de parafuso [16].	28
Figura 23. Silo de extracção por vácuo [12].	28

Figura 24. Depósito de extracção por vácuo com transportador de parafuso [12].	29
Figura 25. Depósito de extracção por vácuo com pontos de sucção [12].	29
Figura 26. Depósito de extracção com transportador [9].	30
Figura 27. Depósito subterrâneo exterior [12].	30
Figura 28. Queimador de <i>pellets</i> horizontal [28].	31
Figura 29. Chaminés de cerâmica e de aço inoxidável [10].	32
Figura 30. Comparação do ciclo de vida das emissões [9].	33
Figura 31. Queimador de <i>pellets</i> com a tremonha.	43
Figura 32. Queimador de <i>pellets</i> e caldeira a gasóleo.	44
Figura 33. Queimador de <i>pellets</i> .	45
Figura 34. Distribuição de temperatura nas paredes planas e cilíndricas do queimador de <i>pellets</i> .	46
Figura 35. Método experimental utilizado para determinar o binário do moto-redutor.	48
Figura 36. Veio do transportador de parafuso.	50
Figura 37. Circuito de fumos do queimador de <i>pellets</i> .	52
Figura 38. Caldeira a gasóleo Ecoflam 24 CPR.	56
Figura 39. Circuito hidráulico da caldeira a gasóleo Ecoflam 24 CPR: A-Ida aquecimento central, B-Retorno aquecimento central, 1-Corpo da caldeira, 2-queimador, 3-Câmara de combustão, 4-Vaso de expansão, 5-Conexão para o manómetro da caldeira, 6-Conexão para termóstatos, 7-Válvula de segurança da caldeira, 8-válvula de esvaziamento da caldeira, 9-Visor de chama, 10-Válvula purgadora automática, 11-Bomba, 12-Válvula pressostática de 3 vias, 13-Entrada água fria sanitária, 14-Saída água quente sanitária, 15-Válvula de carga, 16-Permutador de calor, 17-Termostato água sanitária, 18-Valvula anti-retorno [17].	57
Figura 40. Esquema eléctrico da caldeira a gasóleo Ecoflam 24 CPR [17].	58
Figura 41. Esquema eléctrico do queimador da caldeira a gasóleo Ecoflam 24 CPR e controlador [17].	58
Figura 42. Circuito eléctrico da caldeira a gasóleo.	59
Figura 43. Quadro eléctrico do conjunto queimador de <i>pellets</i> e caldeira a gasóleo.	60
Figura 44. Versão inicial do queimador de <i>pellets</i> .	62
Figura 45. Representação esquemática da instalação de teste do protótipo.	63
Figura 46. Deposição de carbono e cinza no permutador de carcaça e tubos da caldeira a gasóleo.	68
Figura 47. Potência absorvida pela água protótipo.	68
Figura 48. Potência absorvida pela água protótipo.	69
Figura 49. Perda de energia nos gases de exaustão.	70

Índice de tabelas

Tabela 1. Simbologia dos componentes dos esquemas de princípio de instalação das Figuras 1, 2 e 3 [2]. ...	13
Tabela 2. Normas de fabricação de <i>pellets</i> [15].....	27
Tabela 3. Moto-redutor.....	49
Tabela 4. Ventilador centrífugo.....	55
Tabela 5. Descrição das siglas das Figuras 40 e 41 [17].	59
Tabela 6. Incerteza das grandezas medidas.	64
Tabela 7. Potência teórica fornecida ao protótipo.	67
Tabela 8. Potência absorvida pela água do circuito primário e respectivo caudal mássico.....	67

Simbologia

λ	Coeficiente de excesso de ar
m_{fg}	Massa de um quilomol de gasóleo
m_{arg}	Massa de ar necessária por quilograma de gasóleo
M_i	Peso molecular do elemento químico i
\dot{Q}	Potência da caldeira
PCI_g	Poder calorífico inferior do gasóleo de aquecimento
η_t	Rendimento total da caldeira
\dot{m}_{fg}	Caudal mássico de gasóleo
\dot{m}_{arg}	Caudal mássico de ar para a combustão do gasóleo
k_i	Número de quilomol do produto de combustão i
$\dot{m}_{gás,i,g}$	Caudal mássico dos produtos de combustão do gasóleo
\dot{m}_{gasesg}	Caudal total dos gases de combustão do gasóleo
ΔH_R^o	Entalpia de combustão padrão
m_j	Massas da espécie j dos produtos
m_i	Massa da espécie i dos reagentes
$C_{p,j}$	Calor específico a pressão constante da espécie j dos produtos
$C_{p,i}$	Calor específico a pressão constante da espécie i dos reagentes
T_1	Temperatura da espécie i dos reagentes
T_{ref}	Temperatura do estado de referência.
$C_{p,fg}$	Calor específico do gasóleo
C_{par}	Calor específico do ar
T_{fg}	Temperatura do gasóleo
T_{ar}	Temperaturas do ar
$C_{p,ig}$	Calor específico dos produtos de combustão do gasóleo
$\dot{V}_{gás,i,g}$	Caudal volúmico da espécie i dos produtos de combustão do gasóleo
\dot{V}_{gasesg}	Caudal volúmico total dos gases de combustão do gasóleo
$\rho_{gás,i,g}$	Densidade da espécie i dos produtos de combustão do gasóleo
ρ_{gasesg}	Densidade dos gases de combustão do gasóleo
P_{ig}	Pressão da espécie i do produto de combustão do gasóleo
P_{gasesg}	Pressão dos gases de combustão do gasóleo
T_{ig}	Temperatura da espécie i do produto de combustão do gasóleo
T_{adg}	Temperatura adiabática de chama resultante da combustão do gasóleo

R	Constante universal dos gases
$(O_2 / p)_{esteqp}$	Oxigénio necessário à queima estequiométrica de 1kg de <i>pellets</i>
$m_{ar_{esteqp}}$	Massa de ar resultante da queima estequiométrica de um quilograma de <i>pellets</i>
λ	Coefficiente de excesso de ar
m_{arp}	Massa de ar para a queima, com excesso de ar, de um quilograma de <i>pellets</i>
$(O_2 / p)_p$	Massa de oxigénio necessária para a queima de um quilograma de <i>pellets</i>
\dot{m}_{fp}	Caudal mássico de <i>pellets</i>
PCI_{iq}	Poder calorífico inferior dos <i>pellets</i>
η_{ic}	Rendimento de conversão energética
PCI_{bs}	Poder calorífico inferior dos <i>pellets</i> em base seca
h_{fg}	Calor de vaporização da água.
\dot{m}_{arp}	Caudal mássico de ar para a combustão dos <i>pellets</i>
$\dot{m}_{gás_i,p}$	Caudal mássico dos produtos de combustão dos <i>pellets</i>
\dot{m}_{gasesp}	Caudal total dos gases de combustão dos <i>pellets</i>
$C_{p_{fp}}$	Calor específico dos <i>pellets</i>
T_{adp}	Temperatura adiabática de chama resultante da combustão das <i>pellets</i>
$\rho_{gás_i,p}$	Densidades da espécie i dos produtos de combustão das <i>pellets</i>
$\dot{V}_{gás_i,p}$	Caudal volúmico da espécie i dos produtos de combustão das <i>pellets</i>
\dot{V}_{gasesp}	Caudal volúmico total dos gases de combustão das <i>pellets</i>
\dot{Q}_{out}	Taxa de calor perdida por convecção e radiação a partir do interior do queimador
ΔT	Diferença de temperatura entre o interior e o exterior do queimador de <i>pellets</i>
R_t	Resistência térmica total das paredes de isolamento
$R_{t,condp}$	Resistência térmica para a condução plana
$R_{t,convp}$	Resistência térmica para convecção plana
$R_{t,radp}$	Resistência térmica para a radiação plana
$R_{t,condr}$	Resistência térmica para a condução radial
$R_{t,convr}$	Resistência térmica para convecção radial
$R_{t,radr}$	Resistência térmica para a radiação radial
L_i	Espessura da parede planas i
K_i	Condutividade térmicas da parede planas i
r_i	Raio da parede cilíndrica i
L	Comprimento da parede cilíndrica
A_i	Maior área da parede plana i
h_{out}	Coefficiente de transferência de calor por convecção no exterior do queimador de <i>pellets</i>

h_r	Coefficiente de transferência de calor por radiação
ε	Emissividade da chapa de aço de construção
σ	Constante de <i>Stefan-Boltzmann</i>
T_s	Temperatura absoluta da chapa de aço de construção
T_{viz}	Temperatura da vizinhança.
M_t	Momento torçor
m	Massa necessária para gerar a força axial para introduzir os <i>pellets</i> no cadinho de queima
g	Aceleração da gravidade
b	Distância desde o centro do veio ao ponto de aplicação da massa m
θ	Inclinação do parafuso
W_{tp}	Potência útil necessária para o motor do transportador de parafuso
n	Velocidade máxima do veio do transportador de parafuso
m_{pi}	Limite inferior de massa introduzida em 30 rotações
σ_b	Tensão de flexão
τ_t	Tensão de torção
σ_0	Tensão de cedência
C_s	Coefficiente de segurança
d	Diâmetro mínimo do veio do transportador de parafuso
M_b	Momento flector
σ_a	Amplitude da tensão de carregamento
σ_e	Limite à fadiga do veio
σ_m	Tensão média de carregamento
σ_n	Tensão de rotura à tracção
K_f	Factor de concentração de tensões à fadiga
K_{as}	Factor de acabamento superficial
K_{ta}	Factor de tamanho
K_{sl}	Factor de solitação
$\bar{\sigma}'_{eb}$	Limite médio de fadiga à flexão rotativa
C_{sl}	Coefficiente de segurança parcial
h_L	Perda de carga em linha para um dado comprimento l de tubo
f	Coefficiente de atrito
l	Comprimento do tubo
D	Diâmetro da secção do tubo
V	Velocidade de escoamento do fluído
h_s	Perda de carga singular
K	Coefficiente de resistência localizada
D_{eq}	Diâmetro equivalente
V_m	Velocidade média do fluído
V_n	Componente da velocidade perpendicular à área elementar dA na superfície S
dA	Área elementar

\dot{V}	Caudal volúmico do fluído
A	Secção transversal ao escoamento
Re	Número de <i>Reynolds</i> no circuito dos gases de combustão
v	Velocidade do fluído no circuito dos gases de combustão
D	Diâmetro da secção do circuito dos gases de combustão
ν	Viscosidade cinemática dos gases de combustão
ν_{gas_i}	Viscosidade da espécie i dos produtos de combustão das <i>pellets</i>
k	Rugosidade normal das paredes do circuito dos fumos
h_p	Perda de carga total no queimador de <i>pellets</i>
h_{pt}	Perda de carga do queimador de <i>pellets</i> e da caldeira a gasóleo
\dot{m}_{phz}	Caudal de <i>pellets</i> introduzido no cadinho de queima para uma dada frequência do motor
m_{phz_m}	Massa média de <i>pellets</i> transportada para o cadinho de queima
t_{phz}	Tempo de transporte da massa média de <i>pellets</i>
$\Delta \dot{m}_{phz_m}$	Incerteza do caudal de <i>pellets</i> introduzido no cadinho de queima para uma dada frequência do motor
Δm_{phz_m}	Incerteza da massa média de <i>pellets</i> transportada para o cadinho de queima
Δt_{phz}	Incerteza associada ao tempo de transporte da massa média de <i>pellets</i>
\dot{Q}_{in}	Potência teórica fornecida à caldeira para um determinado caudal de <i>pellets</i>
$\Delta \dot{Q}_{in}$	Incerteza da potência teórica fornecida à caldeira para um determinado caudal de <i>pellets</i>
ΔPCI_p	Incerteza do poder calorífico inferior das <i>pellets</i>
\dot{Q}_{out} gasóleo	Potência térmica absorvida pelo caudal de água que circula no circuito primário da caldeira a gasóleo
\dot{m}_{agua}	Caudal de água que circula no circuito primário da caldeira a gasóleo
Cp_{agua}	Calor específico da água a pressão constante
T_{out}	Temperatura da água à saída do circuito primário da caldeira a gasóleo
T_{in}	Temperatura da água à entrada do circuito primário da caldeira a gasóleo
$\Delta \dot{Q}_{out}$ gasóleo	Incerteza da potência térmica absorvida pelo caudal de água do circuito primário da caldeira a gasóleo
$\Delta \dot{m}_{agua}$	Incerteza do caudal de água que circula no circuito primário da caldeira a gasóleo
ΔT_{out}	Incerteza da temperatura da água à saída do circuito primário da caldeira a gasóleo
ΔT_{in}	Incerteza da temperatura da água à entrada do circuito primário da caldeira a gasóleo
V_{agua}	Volume de água que circula no circuito primário
t_{agua}	Tempo associado ao volume de água que circula no circuito primário
ρ_{agua}	densidade da água
ΔV_{agua}	Incerteza do volume de água que circula no circuito primário
Δt_{agua}	Incerteza Tempo associado ao volume de água que circula no circuito primário

1. INTRODUÇÃO

Uma condição fundamental para um desenvolvimento sustentável é a existência de uma fonte de energia em si mesma sustentável. O actual sistema de fornecimento energético, baseado na utilização de energias fósseis, é responsável por um largo número de problemas, nomeadamente, a exaustão dos recursos, os elevados riscos associados ao fornecimento e os problemas ambientais ao nível local e global, designadamente ao nível das emissões de gases com efeito estufa. Como consequência da percepção destes problemas, as sociedades mais desenvolvidas têm investido de forma clara no desenvolvimento de alternativas energéticas baseadas na utilização de fontes de energia renováveis. Entre estas, podemos identificar a biomassa, quer seja para a produção directa de calor, quer seja pela sua conversão em vectores energéticos versáteis como a electricidade ou o hidrogénio.

Tendo Portugal reconhecida capacidade de produção deste tipo de recurso, enfrenta problemas com o seu escoamento, nomeadamente, quando se trata de alguns resíduos agrícolas e florestais, associados à baixa competitividade agrícola e desertificação das regiões do interior. Perante uma elevada dependência energética, problemas de competitividade associados à emissão de CO₂ acima das quotas negociadas aquando do protocolo de Quioto, assim como um problema crónico no que respeita a incêndios florestais, o desenvolvimento de mercados visando o aproveitamento energético de biomassa, parece ser uma forma integrada de fazer face aos problemas acima referidos.

A existência de qualquer mercado envolve sempre oferta e procura. No caso específico da biomassa para fins energéticos, a dinamização da oferta passa por fomentar (tornando atractiva) a recolha e transformação de resíduos diversos em biomassa transportável e utilizável onde a energia é necessária. A promoção da procura passa por estimular a oferta de tecnologia de utilização da biomassa de uma forma que seja atractiva, sendo que entre os parâmetros de aceitabilidade estarão com certeza: a facilidade e a comodidade de utilização, a fiabilidade e o custo inicial (admite-se que o custo do combustível é competitivo...). É sobre este último vector (promoção da procura) que incide o objectivo deste trabalho.

2. OBJECTIVOS DO TRABALHO

Este trabalho visa desenvolver e testar um protótipo funcional de um queimador de *pellets* (Biomassa) para reconversão de caldeiras de aquecimento de água, que utilizam gasóleo como combustível, com uma potência nominal entre 15 e 30 kW.

O protótipo deverá incorporar soluções funcionais de alimentação automática do combustível, sistema de controlo e de segurança. O queimador desenvolvido deverá ser testado de modo a estabelecer o seu desempenho energético e ambiental, determinando o seu rendimento de conversão energética e as emissões associadas.

3. ESTADO-DA-ARTE DAS CALDEIRAS DE AQUECIMENTO DE ÁGUA A GASÓLEO E A PELLETS

3.1. Caldeiras de aquecimento de água

Hoje em dia, a utilização de caldeiras de aquecimento de água não se resigna somente à simples obtenção de água quente sanitária (A.Q.S.). Grande parte dos sistemas de climatização para aquecimento depende, quase forçosamente, de sistemas com caldeiras de água quente.

Estas caldeiras têm como objectivo transformar a energia química armazenada no combustível em calor, que é transferido para o fluido do circuito primário e este, por sua vez, transporta-o para os consumidores. Normalmente, o fluido do circuito primário encontra-se no estado líquido a baixa ou média pressão. O combustível utilizado pode ser sólido, líquido ou gasoso.

Na câmara de combustão, a queima dos combustíveis sólidos processa-se em grelhas, suspensão (combustível pulverizado) ou em leito fluidizado. Os combustíveis líquidos e gasosos efectuem esta operação sempre em suspensão.

As caldeiras de aquecimento de água são utilizadas para aquecimento central e/ou água quente sanitária em habitações, edifícios, hotéis, piscinas, infra-estruturas desportivas, na indústria, etc.

O aumento da melhoria das condições de conforto ambiente nas habitações tem representado um acréscimo na procura desse tipo de caldeiras. Esta procura tem dado origem à oferta de diferentes tipos de caldeiras de aquecimento de água que, entre elas, podemos salientar as caldeiras a gasóleo e a *pellets*.

3.2. Aquecimento central e/ou de águas quentes sanitárias por acumulação

Denota-se de aquecimento central as instalações de aquecimento ambiente, constituídas por radiadores, colocados nas paredes no interior das instalações, posicionados normalmente debaixo das janelas, ou ao seu lado, caso estas sejam até abaixo, no interior dos quais circula água que é aquecida numa caldeira [1]. As instalações de A.Q.S. também recorrem à água aquecida numa caldeira, mas, neste caso, para uso doméstico.

Existem três *kits* de montagem do circuito hidráulico, consoante o modelo da caldeira e a aplicação a que se destina. Nas Figuras 1, 2 e 3 encontram-se descritos o esquema de princípio de instalação de cada um dos *kits* e na Tabela 1 a respectiva simbologia.

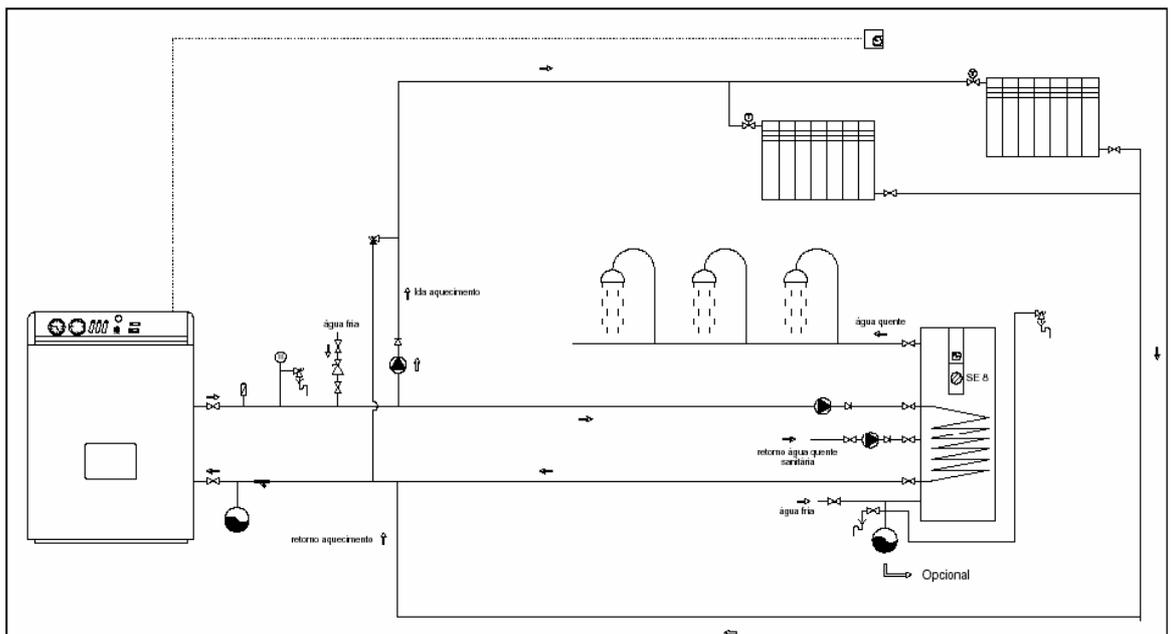


Figura 1. Esquema de princípio de instalação de aquecimento central e águas quentes sanitárias por acumulação [2].

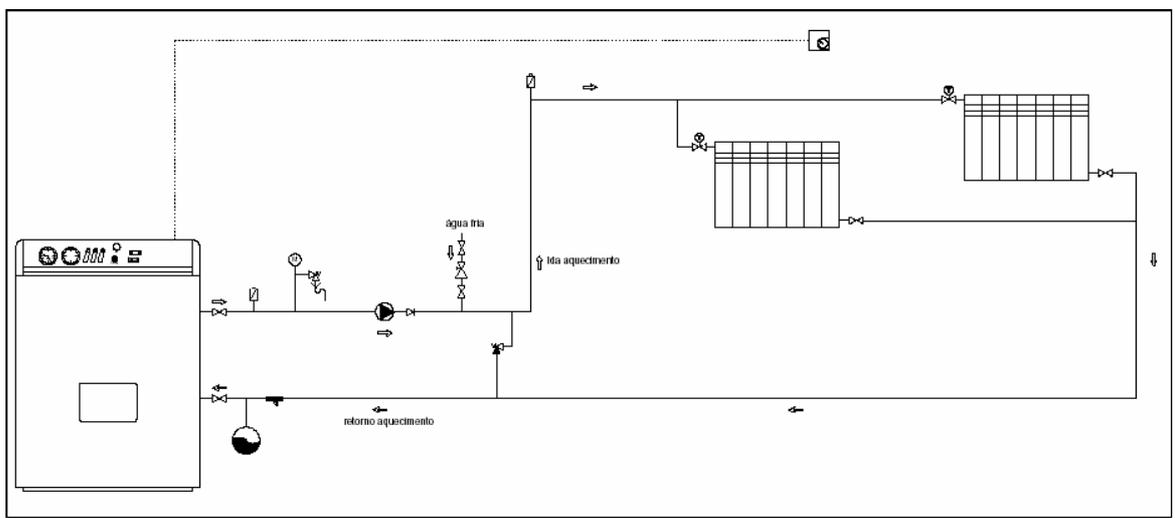


Figura 2. Esquema de princípio de instalação de aquecimento central [2].

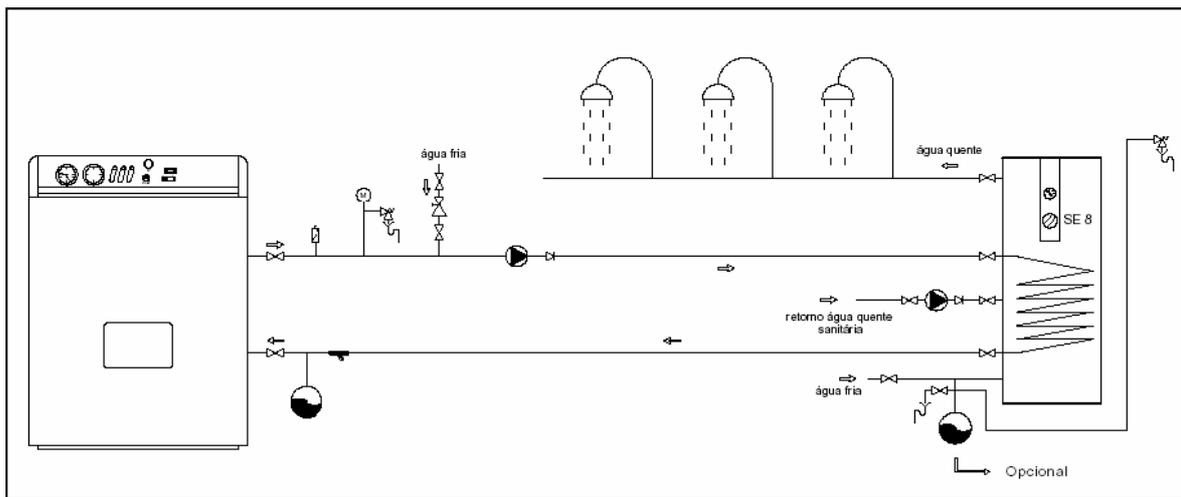


Figura 3. Esquema de princípio de instalação de águas quentes sanitárias por acumulação [2].

Tabela 1. Simbologia dos componentes dos esquemas de princípio de instalação das Figuras 1, 2 e 3 [2].

	Válvula de segurança
	Esgoto sifonado
	Bomba circuladora
	Vaso de expansão fechado
	Válvula de enchimento automático
	Válvula de "by-pass" diferencial
	Filtro
	Purgador de automático
	Válvula de corte
	Válvula anti-retorno
	Manómetro
	Termostato ambiente
	Válvula termostática

3.3. Caldeiras a gasóleo

As caldeiras a gasóleo são geralmente construídas em aço ou em ferro fundido. As que possuem o corpo em ferro fundido, cuja liga permite que as características de prestação se conservem inalteradas durante períodos de tempo relativamente longos, são constituídas por secções de forma anelar (Figura 4) ligadas umas às outras através de casquilhos para permitir o fácil transporte. A água a aquecer circula no interior dos anéis e os gases de combustão nas superfícies externas, que são alhetadas para usufruir o máximo de energia emanada pelo queimador que é acoplado numa das extremidades da câmara de combustão.

A Figura 5 representa uma caldeira a gásóleo em ferro fundido para aquecimento central e águas quentes sanitárias, desprovida de isolamento e revestimento exterior.

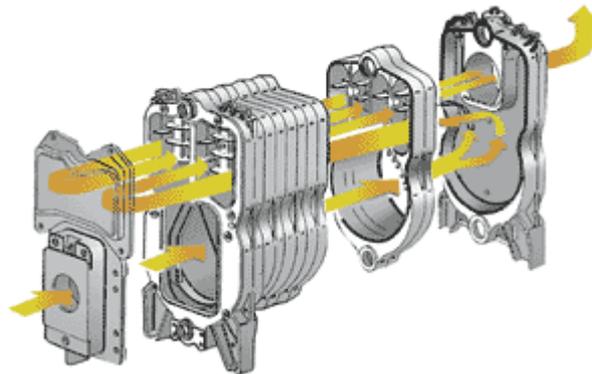


Figura 4. Corpo em ferro fundido de uma caldeira a gásóleo [3].

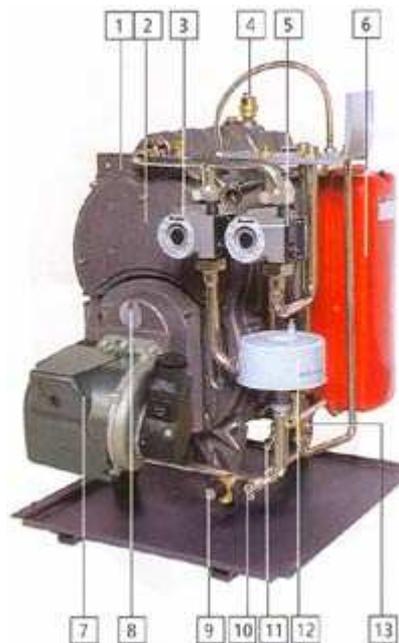


Figura 5. Caldeira a gásóleo em ferro fundido: 1-Corpo da caldeira de ferro fundido, 2-Registo de limpeza amplo, 3-Bomba de A.Q.S. de 3 velocidades, 4-Purgador automático, 5-Bomba da aquecimento de 3 velocidades, 6-Vaso de expansão de 12 litros, 7-Queimador pré-aquecimento, 8-Visor de chama, 9-Válvulas de segurança 3 bar. 10-Chave de esvaziamento, 11-Chave de enchimento, 12-Permutador tubular e 13-Fluxóstato. [4].

As caldeiras a gásóleo em aço possuem uma câmara de combustão revestida em material refractário. A sua estrutura, obtida por construção soldada, é submetida a tratamento térmico para o alívio de tensões. Os gases gerados no seu interior são encaminhados para um permutador de carcaça e tubo, com um passe na carcaça e um passe nos tubos, com turbuladores no interior dos tubos, promovendo, assim, maior transferência de calor à água a aquecer e aproveitando grande parte da energia desses gases de combustão antes de serem enviados para a atmosfera.

As Figuras 6 e 7 apresentam uma caldeira a gásóleo construída com material refractário e os turbuladores no interior dos tubos do permutador de carcaça e tubos, respectivamente.



Figura 6. Caldeira a gásóleo em aço refractário [5].



Figura 7. Permutador de carcaça e tubos em aço refractário [5].

As câmaras de combustão de ambas as caldeiras são, geralmente, isoladas termicamente com lã de vidro de alta densidade para evitar as perdas de calor para o exterior. O revestimento exterior é em chapas de aço submetidas a pintura *epoxy* com a finalidade de resistir à corrosão.

3.3.1- Circuito de gasóleo

O circuito de alimentação de combustível deve ser projectado com o intuito de assegurar a longevidade da caldeira. Ele deve estar munido, entre outros componentes, de um filtro primário de modo a que o gasóleo chegue isento de partículas e materiais em suspensão à bomba.

Esta bomba descrita na Figura 8, geralmente acoplada ao queimador, encontra-se preparada para funcionar em instalações bitubo, ou seja, com um tubo de aspiração e outro de retorno (ver Figura 9). Para funcionar em regime monotubo, no caso das instalações em gravidade com alimentação a partir do fundo do tanque (ver Figura 10), desenrosca-se o tampão de retorno, remove-se o parafuso de *by-pass* e, posteriormente, enrosca-se de novo o tampão de retorno (ver Figura 8) [2,6].

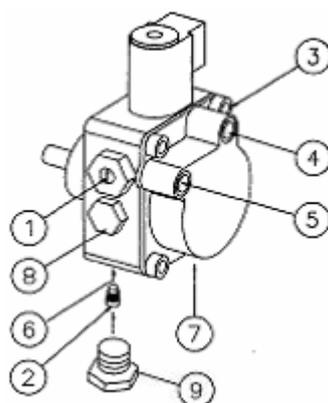


Figura 8. Bomba de gasóleo: 1-Regulação de pressão, 2-Parafuso de *by-pass*, 3-Saída de gasóleo para o injetor; 4-Tomada para o manómetro, 5-Tomada para o vacuómetro, 6-Ligação à conduta de retorno e tampão de derivação interna, 7-Ligação à conduta de aspiração, 8-Tomada para o manómetro, 9-Tampão de retorno [2].

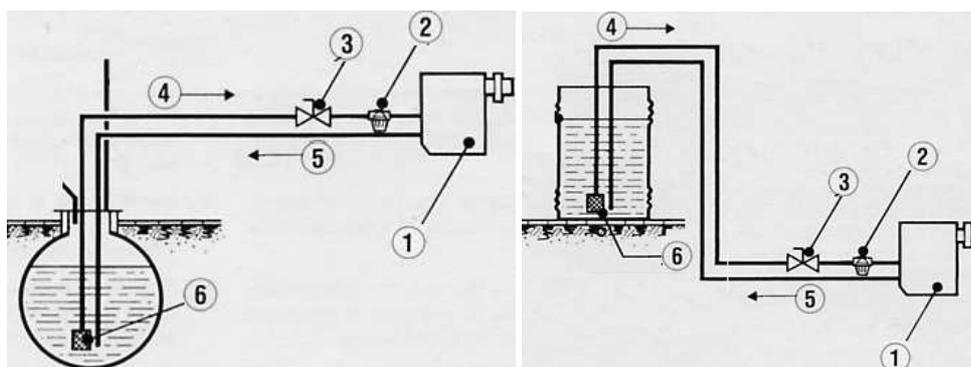


Figura 9. Instalação com alimentação desde a parte alta do tanque com depósito enterrado e aéreo: 1-Queimador, 2-Filtro, 3-Válvula de corte, 4-Aspiração, 5-Retorno, 6-Válvula de pé [6].

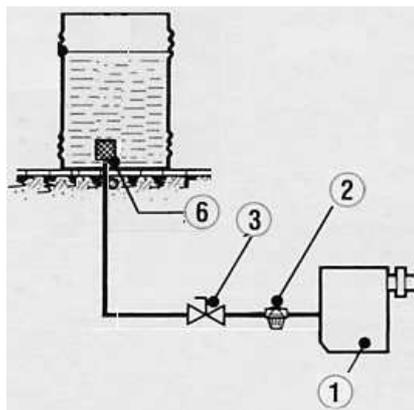


Figura 10. Instalação em gravidade com alimentação desde o fundo do tanque: 1-Queimador, 2-Filtro, 3-Válvula de corte, 6-Válvula de pé [6].

3.3.2. Princípio de funcionamento

Antes de se proceder ao primeiro arranque do equipamento deve efectuar-se uma série de verificações que serão indicadas a seguir. Note-se que algumas devem assegurar-se também durante o seu funcionamento:

- Assegurar a correcta instalação dos componentes de segurança, tais como: válvulas de segurança, válvulas de corte, válvulas de retenção e redutor de pressão, se a instalação necessitar;
- Verificar se a pressão e a capacidade do vaso de expansão são adequadas para a instalação;
- Encher lentamente o circuito primário para facilitar a purga do ar, abrindo a válvula de enchimento, as válvulas dos radiadores (aquecimento central), purgadores e as válvulas de corte de ida e retorno do circuito primário, até a pressão no manómetro indicar o valor adequado para o circuito, que é normalmente entre 0.5 e 1.5 bar;
- Verificar a estanqueidade do circuito de aquecimento central e/ou de A.Q.S.;
- Verificar o estancamento do circuito de gasóleo;
- Verificar se a válvula de corte do circuito de gasóleo está aberta e se existe combustível no tanque ou no depósito [2,6,17].

Assegurados estes procedimentos, precede-se à escolha da temperatura da água no interior da caldeira (normalmente entre 60° e 80° C), a temperatura ambiente e/ou a de A.Q.S., conecta-se o interruptor de tensão da instalação e do quadro da caldeira, se dispuser deste, e o queimador entra em funcionamento [2,6,17].

A alimentação eléctrica do queimador é desligada quando a temperatura no interior da caldeira é atingida e só voltará a ligar após baixar geralmente 7°C (valor a programar) [2,6].

Quando a temperatura no interior da caldeira é atingida, a alimentação eléctrica do queimador é desligada. Este só voltará a ligar novamente após a temperatura seleccionada baixar geralmente 7°C (valor programável) [2,6,17].

O funcionamento do queimador é independente do circuito fechado, ou seja, o queimador pode funcionar com a bomba circuladora desligada de forma a manter a temperatura seleccionada para água no interior da caldeira.

A bomba circuladora para aquecimento central pode ser comandada de três modos: através de um crono-termóstato, de um termóstato ambiente ou de um regulador do termóstato da caldeira. Entra em funcionamento quando a temperatura no interior da caldeira for superior à temperatura mínima e desliga quando esta for inferior à temperatura mínima. No caso das águas quentes sanitárias, a bomba circuladora pode ser controlada através do termóstato do depósito acumulador de água ou através do regulador do termóstato da caldeira. A bomba circuladora funciona de modo a que a temperatura média de A.Q.S. se mantenha sensivelmente igual ao valor seleccionado para o serviço. Em algumas instalações só volta a entrar em funcionamento assim que esta descer 2°C depois de atingir a temperatura seleccionada [2,6,17].

No caso do serviço conjunto, dá-se prioridade ao pedido de A.Q.S.. A temperatura seleccionada para a água no interior da caldeira é baseada na desejada para o A.Q.S. ou seja, normalmente mais 20°C [2,6, 17].

Para se proceder à paragem da instalação, quando se quer prescindir do seu serviço, desactiva-se o interruptor de tensão da instalação e o do quadro da caldeira, se dispuser deste [2,6].

As caldeiras a gásóleo são dotadas de um termóstato de sobreaquecimento que tem a finalidade de cortar a alimentação do queimador quando a temperatura da água no seu interior atingir um valor superior aos 100°C. Só se poderá efectuar o seu rearme se esta temperatura baixar para menos de 100 °C, ou, em algumas caldeiras, para menos de 80°C [2,6].

Algumas caldeiras contêm ainda um sistema de segurança contra a obstrução das condutas de ar para combustão, de expulsão dos gases de exaustão ou da caldeira, baseado num pressostato diferencial que desactiva o queimador passados alguns segundos depois de este entrar em funcionamento, quando as condutas ou a caldeira estiverem sujas. O rearme da caldeira é realizado desactivando a tensão eléctrica da mesma através do interruptor geral [6].

3.3.3. Processo de acendimento do queimador

Na Figura 11 encontra-se representado um esquema descritivo dos componentes do queimador de gásóleo da marca Bentone, modelo B10FUV.

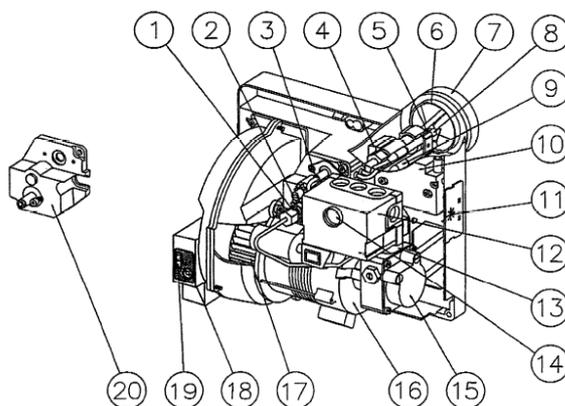


Figura 11. Queimador de gásóleo da marca Bentone, modelo B10FUV: 1-Porta injector regulável, 2-Ponto de regulação do porta injector, 3-Fotocélula, 4-Pré-aquecimento, 5-Injector, 6-Deflector, 7-Anel, 8-Eléctrodos, 9-Cabos dos eléctrodos, 10-Transformador, 11-Ligação eléctrica, 12-Caixa de controlo, 13-Electroválvula, 14-Botão de rearme, 15-Bomba de gásóleo, 16-Motor da bomba e do ventilador, 17-Ventilador, 18-Regulador do caudal de ar, 19-Escala do regulador de ar, 20-Cobertura do porta injector [2].

Uma vez accionado o interruptor geral, o acendimento do queimador processa-se quando o termóstato da caldeira detectar que a temperatura da água no interior da mesma é inferior à solicitada [2,6,17]. Neste instante, se a caldeira estiver fria ou se o caudal for mínimo é accionada uma resistência eléctrica que aquece o gasóleo na cabeça de combustão. Quando a temperatura do elemento de pré-aquecimento alcançar o valor programado, normalmente 65 °C, desencadeiam-se simultaneamente a alimentação do motor, que acciona a bomba e o ventilador, e a alimentação do transformador, dando-se a faísca e, por último, a alimentação da fotocélula que verifica se existe chama no interior da câmara de combustão. Caso exista, o queimador é bloqueado. Passado um minuto, o queimador pode ser desbloqueado premindo o botão de rearme e o ciclo de acendimento é reiniciado [2,6,17]. Se não existir chama, passados alguns segundos a electroválvula é accionada, o gasóleo é injectado na câmara de combustão e, como a faísca ainda se encontra activa, ocorre a combustão e a fotocélula detecta a chama. Depois de ter sido detectada a chama, a alimentação do transformador, responsável pela produção da faísca, é desactivada após alguns segundos [2,6].

O queimador desligar-se-á quando o termóstato da caldeira detectar que a temperatura seleccionada para a água no interior da mesma foi alcançada, e entrará novamente em funcionamento assim que a temperatura baixar 7°C, valor usualmente programado, em relação à seleccionada [2,6].

A potência desejada é ajustada, sem grande margem, recorrendo à regulação do caudal do combustível e do caudal de ar. Para uma afinação correcta, aconselha-se uma análise dos gases de exaustão. Os valores de referência são:

- Depressão: 0.05 – 0.5 mbar (0.5 - 5 mm c.a.)
- % CO₂: 11.5 – 12.5, CO < 100 ppm;
- Índice de opacidade: 0 – 0.5 na escala de Bacharach;
- Temperatura dos fumos: < 200 °C [2].

Na Figura 12 pode observar-se um queimador de gasóleo, de fabrico italiano, da marca Ecoflam, modelo Minor 1-1R.



Figura 12. Queimador de gasóleo da marca Ecoflam, modelo Minor 1-1R [7].

3.4. Caldeiras a *pellets*

Em Portugal, o uso da biomassa é bastante comum em sistemas de aquecimento domésticos de baixa eficiência. Com o intuito de modernizar esses sistemas tradicionais de aquecimento, alimentados a biomassa, e melhorar a qualidade da combustão, surgiram os *pellets* que são um combustível de biomassa densificada, o qual tem a vantagem de permitir o funcionamento automático com padrões de eficiência e conforto superior.

A biomassa é um recurso energético que se define de acordo com a Directiva 2001/77/EC de 27 de Setembro de 2001 como sendo “a fracção biodegradável de produtos e resíduos da agricultura (incluindo substâncias vegetais e animais), da floresta e das indústrias conexas, bem como a fracção biodegradável dos resíduos industriais e urbanos” [8].

O aquecimento é responsável por aproximadamente um terço da energia utilizada na sociedade [25]. Usar caldeiras a *pellets* é uma opção amiga do ambiente e um grande passo que contribuirá para alcançar os objectivos do protocolo de Quioto. Este tipo de aquecimento poderá ser bastante atractivo do ponto de vista económico, uma vez que o combustível utilizado é bastante mais barato do que os combustíveis fósseis. Além disso, os recursos utilizados na sua fabricação são endógenos e oferecem segurança em termos de fornecimento.

Os custos de investimento significativamente mais elevados do que os relativos aos sistemas de aquecimento convencionais afectos a sistemas de aquecimento a *pellets* constituem uma desvantagem. Ainda assim, são uma solução viável a curto ou médio prazo.

A tecnologia neste tipo de caldeiras tem feito imensos progressos durante a última década. As emissões poluentes decaíram significativamente e a sua eficiência e autonomia atingiram o mesmo nível das caldeiras a gásóleo [9].

Os modelos mais recentes possuem aparelhos de limpeza automáticos nas condutas dos gases de combustão do permutador de calor (Figura 13), devido às incrustações criadas pelo escoamento dos gases que são prejudiciais em termos de eficiência do equipamento. A limpeza das cinzas e a ignição também se processa automaticamente. Nalgumas delas é possível, através de um controlo remoto, a identificação de falhas e a implementação dos procedimentos para correcção das mesmas.



Figura 13. Permutador de calor com sistema de limpeza automático [10].

Na Figura 14 está representada uma caldeira a *pellets* moderna, Vitolig 300, cuja variação de potência útil é entre 5 e 26kW. Está equipada com vários sistemas automáticos, tais como: sistema de ignição, sistema de alimentação de combustível, recolha das cinzas, etc.



Figura 14. Caldeira a *pellets* Vitolig 300 [11].

3.4.1. Sistema de Alimentação do combustível

Tecnicamente, existem três maneiras diferentes para se efectuar a alimentação do combustível em caldeiras a *pellets*: sistema de alimentação inferior, sistema de retorta e sistema de alimentação superior [10].

O sistema de alimentação inferior (Figura 15) tem a vantagem de ser fácil de determinar o nível de *pellets* no recipiente de queima e, geralmente, é auto-controlável. As *pellets* entram directamente em contacto com a combustão, desvantagem que significa o risco de voltarem acesas para a tremonha. Este tipo de combustão é tecnicamente moroso porque é criado um calor considerável subsequente na placa de queima, a qual está sempre cheia. O movimento contínuo ou intermitente do transportador pode compactar o combustível ou destruir as *pellets*. Também é possível formar uma base de combustão pouco homogénea, permitindo que as *pellets* acabem na área de cinzas sem serem queimadas [10].



Figura 15. Sistema de alimentação inferior [10].

O sistema de retorta (Figura 16) usa um tipo de combustão que desenvolve pouco calor subsequente e, portanto, responde rapidamente quando são feitas alterações nos comandos de controlo. Apresenta como desvantagem o facto de as *pellets* de madeira estarem directamente em contacto com a zona de combustão havendo, por isso, o risco de voltarem a ser acesas. Tal como na combustão de alimentação inferior, o transportador compacta o combustível. Este efeito pode criar uma base de combustão pouco homogénea e pobre. Com a combustão de retorta, cai frequentemente mais cinza do que com outros tipos de sistemas de combustão de *pellets* de madeira [10].

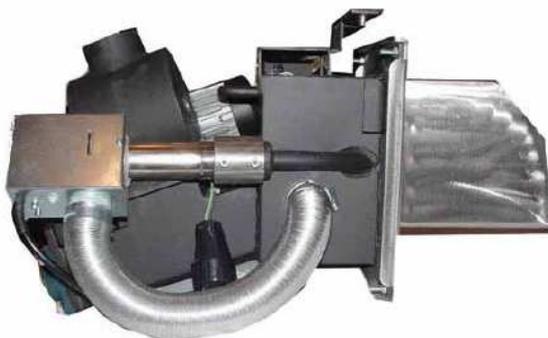


Figura 16. Sistema de retorta para pellets [10].

Com os sistemas de alimentação superior (Figura 17), o mecanismo transportador das *pellets* não está directamente ligado à zona de combustão, pelo que não existe o risco destas voltarem acesas para a tremonha de armazenamento. Além disso, este método de carga de combustível atinge uma base de combustão homogénea e não compacta. Estes modelos de caldeiras com sistemas de alimentação superior têm uma construção resistente ao uso e podem ser equipados com um sistema de limpeza automática na grelha de combustão. A desvantagem técnica associada é a difícil monitorização do nível de *pellets*, devendo este ser verificado com um indicador de nível [10].



Figura 17. Sistema de alimentação superior [10].

3.4.2. Princípio de funcionamento

As caldeiras de aquecimento a *pellets* (Figura 18) funcionam de forma similar aos sistemas de aquecimento a gásóleo. O sistema de queima é de excelente qualidade, permite uma alimentação automática de acordo com a necessidade da caldeira, sendo apenas necessário ao utilizador ter atenção ao nível disponível no sistema de armazenamento do combustível. Como a caldeira é fechada, os problemas associados à segurança estão logo postos de parte porque a tecnologia é a mesma das caldeiras a gásóleo [8]. Por isso, tal como nas caldeiras a gásóleo, é necessário assegurar uma série de verificações, que se aplicam também nas caldeiras a *pellets*, descritas no princípio de funcionamento das caldeiras a gásóleo.

O arranque da caldeira dá-se quando a temperatura da água no interior da mesma for inferior à programada. Neste instante, as *pellets* são transportadas do reservatório até ao cadinho de queima. Para isso, recorre-se a um sem-fim accionado por um motor eléctrico. Passados poucos minutos, o sistema de controlo activa o ignitor e os *pellets* começam a arder quando atingem uma temperatura de aproximadamente 200°C. Uma vez formado o leito de brasa, a alimentação do combustível e do ar para a combustão é processada, com a finalidade de ser atingida a temperatura da água no interior da caldeira. Quando a temperatura da água no interior desta for próxima ao valor programado, a alimentação dos reagentes para a combustão é diminuída. Se a temperatura da água no interior da caldeira ultrapassar o valor programado (no caso de não houver solicitação do serviço de aquecimento central e/ou água quente sanitária por um período relativamente logo) terá de se proceder ao corte da alimentação dos *pellets*, enquanto a insuflação do ar para a combustão se mantém accionada durante mais alguns minutos, para que a caldeira entre em modo *standby*. Só voltará a entrar em funcionamento, quando o gradiente entre a temperatura da água do permutador de calor e a temperatura programada for inferior a um dado valor que varia de fabricante para fabricante [12-14].



Figura 18. Caldeira a *pellets* da Biotech [12].

Para melhorar a eficiência de combustão e diminuir as emissões poluentes, algumas caldeiras a *pellets* são equipadas com sonda lambda (Figura 19) que fornece continuamente ao controlador da caldeira informação respeitante ao oxigénio residual dos gases de combustão. Esta informação é processada com o intuito de determinar a quantidade exacta de ar e combustível necessários em cada instante, tendo em conta a potência requerida.



Figura 19. Sonda lambda [12].

A queima de combustíveis sólidos em caldeiras processa-se em diferentes fases:

Fase 1: Aquecimento do combustível (menos de 100°C).

Quando os sistemas de combustão são alimentados, os combustíveis sólidos estão geralmente à temperatura ambiente, ou seja, a uma temperatura entre 10°C e 25°C. Para que a reacção de combustão possa ser desencadeada, o combustível sólido precisa de passar por uma fase de aquecimento.

Fase 2: Secagem do combustível (entre 100° C e 150° C).

Acima dos 100°C inicia-se a vaporização da água existente no combustível. Esta liberta-se em forma de vapor de água através dos poros da partícula para a sua superfície.

Fase 3: Decomposição pirolítica dos componentes da madeira (entre 150°C e 230°C).

Esta começa quando é atingida a temperatura de cerca de 150°C. Neste processo, os componentes de cadeia longa dos combustíveis sólidos são quebrados em compostos de cadeia curta. Os produtos que surgem são, principalmente: vapor de água (H₂O), dióxido de carbono (CO₂), monóxido de carbono (CO), carbono (C), hidrocarbonetos leves, hidrogénio (H₂) e hidrocarbonetos pesados – as chamados alcatrões. A decomposição pirolítica da madeira não necessita de oxigénio.

As fases 1 a 3 são reacções endotérmicas (absorção de calor). Elas têm lugar automaticamente em qualquer fogo e servem para preparar o combustível para a oxidação. Uma vez atingida a temperatura de ignição, as reacções exotérmicas (libertação de calor) iniciam-se com a introdução do ar primário na matéria volátil que emerge da combustão de combustíveis sólidos.

Fase 4: Gaseificação da matéria volátil (entre 230°C e 500°C).

Na gaseificação dos produtos gasosos da pirólise, o oxigénio (do ar primário) desencadeia a oxidação homogénea da matéria volátil que, por sua vez, é capaz de afectar o carbono e os hidrocarbonetos pesados que se formam na zona da pirólise.

Fase 5: Gaseificação do carbono sólido (de 500°C a 700°C).

Nesta fase, as reacções heterogenias sob a influência do dióxido de carbono (CO₂), o vapor de água existente (H₂O) e o oxigénio (O₂) produzem-se, principalmente, o monóxido de carbono. A gaseificação do carbono sólido é exotérmica porque a entalpia e combustão é negativa.

Fase 6: Oxidação dos gases combustíveis (de 700°C a cerca de 1.400°C).

A oxidação de todos os gases combustíveis, resultantes das etapas do processo precedente, representa o fim das reacções exotérmicas na combustão dos combustíveis sólidos. Sob a influência do ar secundário, efectua-se a combustão completa e limpa da mistura de gases [10].

3.4.3. *Pellets*

Pellets são combustíveis uniformes e cilíndricos, produzidos a partir da compressão de resíduos, normalmente, da madeira proveniente das indústrias de transformação deste produto, ou das limpezas das matas. As pinhas têm um elevado poder calorífico e a sua queima constituindo uma excelente fonte de energia em forma de calor [8-10].

Outro potencial candidato a matéria-prima para os *pellets* são os resíduos resultantes da produção de azeite, que possuem também um excelente poder calorífico, mas que, por enquanto, são apenas aproveitados por alguns países e ainda não deram lugar a um produto comercializável [8].

Geralmente no seu processo de produção não é utilizado nenhum tipo de aglutinante químico, apenas calor e alta pressão. A compactação acima dos 1000 bar permite que estes se mantenham estáveis, durante o transporte e enchimento, até à sua queima. Em alguns países, são usados 1 a 3% de aditivos biológicos, como batata, farinha de milho ou licor negro da indústria de pasta de papel [9,10]. Também são usadas colas naturais, como o amido do milho, adicionadas para facilitar o processo de prensagem, para melhorar o equilíbrio energético e a resistência abrasiva do produto. O limite máximo para as colas é de 2%, que se encontram estabelecidos de modo a minimizar o teor de cinzas, dado que a matriz de cinzas está otimizada para o sistema de combustão [10].

É essencial que os *pellets* (Figura 20) não sejam produzidos através de matérias-primas que contenham, consideravelmente, elevadas quantidades de cinzas que podem acarretar problemas de operação com a caldeira. É também importante que estejam bem compactados e não se desintegram facilmente em partículas, pois existe o risco de apresentarem diferentes propriedades de combustão [9].



Figura 20. *Pellets* de madeira [10].

Mesmo que a produção de *pellets* de madeira (Figura 21) seja pouco eficiente do ponto de vista energético com os seus processos de prensagem e secagem, visto que corresponde a menos de 2% do teor de energia do produto final, esta é significativamente melhor do que as fontes de energia fóssil, para as quais 10 a 12% da sua energia é necessária, para tratamento e purificação [10].



Figura 21. Produção industrial de *pellets* de madeira [10].

Foram estabelecidos padrões de qualidade para *pellets* na Suécia, Áustria, Alemanha e E.U.A. Os Padrões do Comité Europeu de Normalização (CEN) para estes combustíveis encontram-se ainda em preparação [9]. Na Tabela 2 encontram-se representadas as normas a cumprir na fabricação de *pellets*.

Tabela 2. Normas de fabricação de *pellets* [15].

Parâmetro	Unidade	Pellets de madeira
Diâmetro (D)	mm	4 – 10 ¹
Comprimento	mm	< 5 x D ^{1,4}
Densidade aparente	kg/m ³	> 600 ³
Densidade da partícula	kg/dm ³	> 1.12 ¹
Humidade	% (ar)	< 10 ^{1,3,4}
Cinzas	% (db)	< 0.5 ^{1,4}
PCI	MJ/kg (db)	> 18.0 ^{1,4}
N	% (db)	< 0.3 ^{1,2}
S	mg/kg (db)	< 400 ^{1,4}
Cl	mg/kg (db)	< 200 ^{1,4}
Abrasividade	% (ar)	< 2.3 ^{1,4}
Cd	mg/kg (db)	< 0.5 ^{2,4}
Pb	mg/kg (db)	< 10 ^{2,4}
Zn	mg/kg (db)	< 100 ^{2,4}
Cr	mg/kg (db)	< 8 ^{2,4}
Cu	mg/kg (db)	< 5 ^{2,4}

¹ de acordo com a norma ÖNORM M 7135; ² de acordo com a norma DIN 51731 e SN 166000 (não é válida para casca, apenas para comparação); ³ de acordo com a norma SS 18 71 20; ⁴ de acordo com as normas da Austrian Pellets Association.

Segundo se pode verificar através dos dados presentes na Tabela 2, é de realçar que a energia contida em 2.5 quilogramas de *pellets* é mais do que suficiente para substituir um litro de gasóleo de aquecimento. É também mais vantajoso do ponto de vista financeiro, além de ser benéfica para o meio ambiente, porque em termos de balanço de CO₂ é considerado neutro no que respeita ao aquecimento global.

3.4.4. Armazenamento e transporte de *pellets*

A selecção do sistema de armazenamento condiciona directamente a escolha do sistema de transporte e de entrega de combustível. No caso de se optar por silos à superfície, a descarga do combustível pode ser feita por veículos munidos de pás carregadoras ou camiões com mangueiras ligadas ao contentor. No caso de silos subterrâneos, recorre-se a veículos com báscula ou também camiões com mangueiras ligadas ao contentor, sendo esta última a solução mais usual. É muito importante assegurar previamente que não há entrada de água no armazém de combustível [9].

Existem várias soluções para o armazenamento de *pellets* e o respectivo sistema de transporte. Tendo em conta o método de funcionamento e as características técnicas temos:

Sistema 1: Silo de extracção com transportador de parafuso.

Este sistema (Figura 22) é adequado quando se pretende instalar o armazenamento de maneira adjacente à caldeira de *pellets*. A parte principal do sistema é o silo, confeccionado com um tecido poliéster de alta resistência que é pendurado como uma

tenda dentro de uma estrutura estável em aço. O tecido tem a característica de ser permeável ao ar mas à prova de pó. Isto significa que estes silos não requerem um tubo de exaustão separado [10,16].



Figura 22. Silo de extracção com transportador de parafuso [16].

Durante o processo de enchimento o silo enche de ar, o ar injectado escapa através do material de tecido e as *pellets* são libertadas no silo. Logo que este esteja cheio, tem de se esperar que o ar acumulado se escape e a caldeira de *pellets* pode, então, entrar novamente em funcionamento normal. As *pellets* são removidas do fundo do silo através de uma abertura redonda e transportadas com o transportador de parafuso sem-fim para a caldeira [10].

Sistema 2: Silo de extracção por vácuo

O sistema de silo de extracção por vácuo (Figura 23) é apropriado quando não é possível instalar a caldeira de *pellets* e a tremonha de armazenamento em divisões adjacentes uma à outra. Os silos usados são tecnicamente idênticos aos que se usam na extracção por transportador de parafuso [10,16].

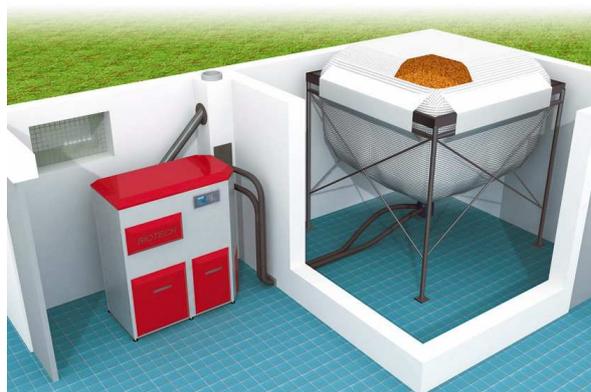


Figura 23. Silo de extracção por vácuo [12].

Para instalar o sistema de extracção de vácuo, é fixada uma peça de sucção no orifício de saída, na parte inferior do silo, no lugar da flange do transportador. Duas mangueiras em espiral são fixadas a esta peça especial de encaixe. As *pellets* são retiradas, usando um motor de aspiração e transportadas através de uma das mangueiras em espiral

para a caldeira. O ar de aspiração volta, então, ao silo, por meio da outra mangueira e o processo pode ser novamente reiniciado [16].

Os sistemas de vácuo podem cobrir distâncias até 20 metros entre o armazém de *pellets* e a caldeira [16].

Sistema 3: Depósito de extracção por vácuo

Em termos de tecnologia de vácuo, o sistema 3 é idêntico ao sistema 2. Em vez de usar um silo de *pellets* pré-fabricado, as *pellets* são armazenadas no seu próprio armazém especialmente equipado. O sistema é particularmente adequado para proprietários de habitações que desejam equipar os seus edifícios com uma sala de armazenamento, mas não podem fazê-lo na proximidade imediata da sala da caldeira de *pellets* [10].



Figura 24. Depósito de extracção por vácuo com transportador de parafuso [12].

Apresentam-se duas formas de ligar o sistema de vácuo à sala de armazenamento. Pode ser acoplado a um transportador de parafuso instalado centralmente (Figura 24), ou ligado a vários pontos de sucção cujos bocais são colocados no pavimento do armazém (Figura 25) [10,12].



Figura 25. Depósito de extracção por vácuo com pontos de sucção [12].

Sistema 4: Depósito de extracção com transportador de parafuso

Quanto à estrutura do armazém, o sistema 4 é idêntico ao representado na Figura 24. Contudo, em vez de transportar as *pellets* de madeira através de um sistema de vácuo, estas são extraídas da sala de armazenamento com um transportador de parafuso antes de serem transportadas o resto da distância até à caldeira, através de outro transportador de parafuso. Assim, o mecanismo usado por este sistema (Figura 26) para transportar as *pellets* para a caldeira é idêntico, em termos técnicos, ao sistema 1 [10].

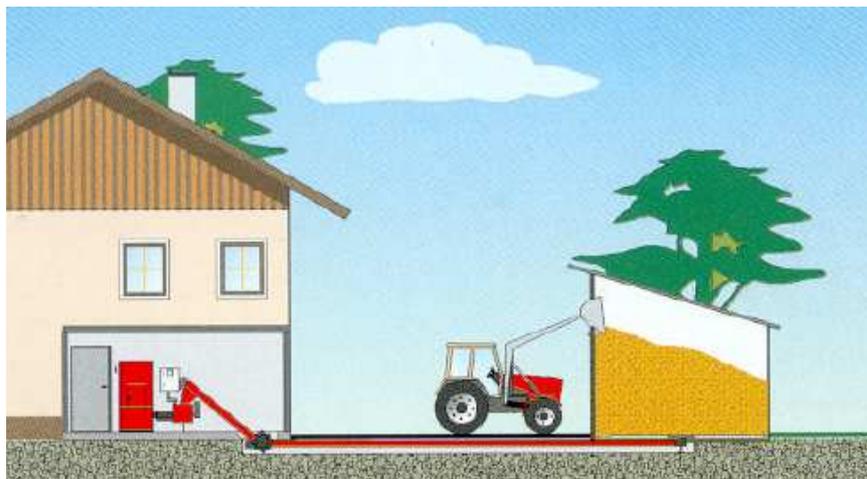


Figura 26. Depósito de extracção com transportador [9].

Sistema 5: Depósito subterrâneo exterior.

O sistema de extracção por vácuo com depósito subterrâneo (Figura 27) é utilizado quando os proprietários não têm espaço suficiente para a construção de um armazém ou para a instalação do silo no interior do edifício. Consequentemente, um tanque de armazenamento feito de betão ou plástico é enterrado a uma distância de cerca de um metro da parede da casa. Em todos os sistemas de armazenamento, a caldeira deve ser desligada antes do enchimento. De outro modo, o gás da conduta e o calor da combustão podem ser aspirados para o depósito [10,12].



Figura 27. Depósito subterrâneo exterior [12].

Para encher o tanque subterrâneo, existem dois tubos na superfície do mesmo onde são ligadas as mangueiras de fornecimento e exaustão. O resto do processo de enchimento é idêntico aos já mencionados [10].

Sistema 6: Caldeira e tremonha combinadas.

O sistema 6 com uma caldeira combinada e tremonha (Figura 14) é usado quando os edifícios têm baixas necessidades de calor. Veja-se o caso, por exemplo, de casas passivas ou de baixa energia que usam menos do que 30 kW por ano e por m² de espaço habitável [10].

A tremonha de armazenamento contígua à caldeira é preenchida com sacos de *pellets* de madeira. A concepção técnica da tremonha de armazenamento é similar à de um depósito de *pellets*, com transportador de parafuso e sistema de redução de pressão. Dado que está combinada com uma tremonha de armazenamento, a caldeira tem dimensões externas mais largas. Estas medidas devem ser tomadas em consideração ao serem projectados os espaços interiores [10].

Devido ao risco de incêndio, a casa da caldeira e o armazém de combustível devem estar sempre separados. A casa da caldeira deve contar com espaço para as operações diárias de manutenção e de reparação da central. No caso de não existir um sistema de limpeza automático dos tubos do permutador de calor, é também necessário assegurar a existência de um espaço adequado para esta operação de limpeza [9].

3.5. Caldeiras a gásóleo convertidas em caldeiras a *pellets*

Esta solução é comum nos países escandinavos, consistindo em introduzir um queimador de *pellets* numa caldeira antiga a gásóleo. É uma alternativa menos dispendiosa, mas com algumas desvantagens, nomeadamente: o seu rendimento energético é reduzido (aproximadamente 30%), a recolha de cinzas e a limpeza da caldeira não são processos automatizados e o trabalho associado à manutenção é bastante intenso [9]. Na Figura 28 está representado um queimador de *pellets*, desenvolvido por uma empresa nacional e apresentado como adequado para a substituição de queimadores a gásóleo, em caldeiras originalmente preparadas para este combustível.



Figura 28. Queimador de *pellets* horizontal [28].

3.6. Chaminé

De modo a evitar a combustão incompleta e aumentar o rendimento das caldeiras, os sistemas de queima funcionam com excesso de ar. O aumento do rendimento pode acarretar temperaturas relativamente baixas dos gases de exaustão, ocorrendo, assim, o risco de condensação do vapor de água na chaminé. Este risco pode ser minimizado se a chaminé for correctamente dimensionada e projectada. Além disso, o movimento do ar e dos gases de combustão em caldeiras a gásóleo e a *pellets* não é apenas garantido pela acção dos ventiladores centrífugos, mas também pelas correntes de convecção na chaminé que se baseia puramente na capacidade física de elevação do ar quente [2,6,10].

O dimensionamento dos sistemas de chaminé resume-se a: serem resistentes à humidade e à temperatura até 400°C; terem um acabamento da superfície interior suave e sem fendas; a conduta, com uma altura adequada, deve ser bem isolada, hermética, resistente à corrosão e estar munida de um ponto de limpeza de condensado, que terá a finalidade de proteger a caldeira da queda de condensado. Este ponto pode ser uma ligação em T à caldeira no orifício de saída dos gases de exaustão [2,6,10].

Na Figura 29, estão representados dois sistemas diferentes de chaminés que preenchem os requisitos descritos acima: chaminés de cerâmica e de aço inoxidável.



Figura 29. Chaminés de cerâmica e de aço inoxidável [10].

A conduta de ligação da caldeira à chaminé deve ser curta (comprimento < 2,0m), hermética e sempre colocada de modo a estar inclinada para cima (> 15°), como se pode observar no esquema da Figura 27. Na prática, as inclinações de 30° a 45° na direcção do fluxo provaram ser seguras. Além disso, a ligação deve ter isolamento térmico e, se possível, executada sem quaisquer curvas. A entrada para a chaminé deve facilitar o fluxo [10].

3.7. Comparação do ciclo de vida das emissões

É sabido que a queima de biomassa em sistema de baixa eficiência liberta bastante fumo, como por exemplo as caldeiras alimentadas manualmente. Actualmente, tal não sucede quando a sua queima é feita em caldeiras que operam com dispositivos automáticos de alta tecnologia. Porém, as emissões das caldeiras não são o único factor ambiental a considerar. A produção e o transporte do combustível apresentam valores consideráveis de poluição que devem ser tidos em conta num balanço ambiental [9].

Na Figura 30 encontram-se representados os ciclos de vida das emissões de uma caldeira a fuelóleo e a *pellets*, calculado com base no GEMIS desenvolvido para análise desses dados [9].

Além das emissões libertadas pelas caldeiras, contabilizaram-se a poluição relativa à produção e o transporte do combustível no balanço ambiental.

Os resultados são baseados no estudo de caldeiras com a mesma potência, utilizando combustíveis convencionais e supondo que a biomassa, neste caso de *pellets*, é transportada de camião a uma distância superior a 300 km. Incluem, ainda, as emissões produzidas no fabrico e reciclagem das caldeiras [9].

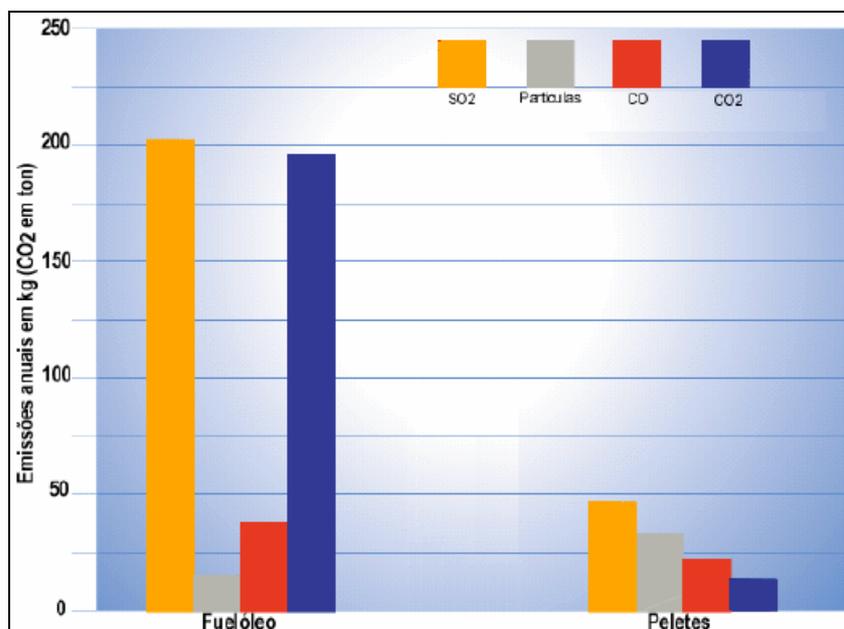


Figura 30. Comparação do ciclo de vida das emissões [9]

Como se pode constatar na Figura 30, os *pellets* comportam-se melhor em termos de CO₂, CO e emissões de SO₂. As emissões de partículas são ligeiramente superiores, mas não atingem mais do que 30 quilogramas por ano.

4. DIMENSIONAMENTO DO QUEIMADOR A *PELLETS*

4.1. Balanço mássico do caso base – queimador a gasóleo para uma caldeira de 30kW

Neste item efectuar-se-ão cálculos de parâmetros importantes na combustão de gasóleo, tais como: caudal mássico de combustível e de ar tendo em conta a potência e o rendimento global da caldeira; caudal mássico e volúmico dos produtos de combustão; percentagem mássica e volúmica dos produtos de combustão e a temperatura dos gases de combustão.

Para o cálculo dos parâmetros mencionados acima, serão consideradas reacções completas sem dissociação e com excesso de ar. O oxidante será aproximado a uma mistura ideal com 21% O₂ e 79% N₂, o que corresponde a 3.76 moles de N₂ por cada mole de O₂.

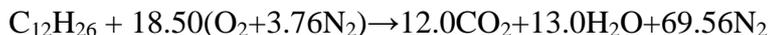
4.1.1. Determinação do caudal mássico de gasóleo e de ar para 30kW de potência

A reacção estequiométrica para um quilomol de gasóleo pode ser dada por:



$$\begin{aligned} C : 12 &= b & b &= 12.0 \\ H : 26 &= 2c & c &= 13.0 \\ O : 2a &= 2b + c & a &= 18.50 \\ N : 3.76 \cdot 2a &= 2d & d &= 69.56 \end{aligned} \Rightarrow$$

Assim sendo, tem-se:



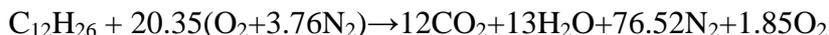
A reacção com excesso de ar para um quilomol de gasóleo pode ser definida por:



$$\begin{aligned} x &= a + \lambda \cdot a \\ y &= b \\ z &= c \\ w &= 3.76a + 3.76a \cdot \lambda \\ v &= \lambda a \end{aligned}$$

em que λ é o coeficiente de excesso de ar que pode tomar valores maiores ou igual a zero.

Considerando um coeficiente de excesso de ar de 10%, a reacção com excesso de ar para um quilomol de gasóleo será:



A massa de um quilomol de gásóleo, m_{fg} , e a massa de ar necessária por quilograma de gásóleo, m_{arg} , são dadas por, respectivamente:

$$m_{fg} = 12 \cdot M_C + 26 \cdot M_H \quad (3)$$

$$m_{arg} = \frac{20.53(M_{O_2} + 3.76M_{N_2})}{m_f} \quad (4)$$

em que $M_{i, i=C, \dots, N_2}$ é o peso molecular do elemento químico i . Assim sendo tem-se:

$$m_{fg} = 12 \cdot 12 + 26 \cdot 1$$

$$m_{fg} = 170 \text{ kg}_f$$

$$m_{arg} = \frac{20.53(32 + 3.76 \cdot 28.01)}{170}$$

$$m_{arg} = 16.44 \text{ kg}_{ar} / \text{kg}_f$$

O caudal mássico de gásóleo, \dot{m}_{fg} , necessário para suprir a potência da caldeira, \dot{Q} , pode ser calculado pela seguinte equação:

$$\dot{m}_{fg} = \frac{\dot{Q}}{\eta_t \cdot PCI_g} \quad (5)$$

em que PCI_g é o poder calorífico inferior do combustível (gásóleo de aquecimento) e η_t o rendimento total da caldeira.

Com base nas referências [2,6,17], considerou-se como rendimento total 88%. Tem-se então:

$$\dot{m}_{fg} = \frac{30}{0.88 \cdot 43200}$$

$$\dot{m}_{fg} = 7.89 \cdot 10^{-4} \text{ kg}_f / \text{s}$$

$$\dot{m}_{fg} = 2.84 \text{ kg}_f / \text{h}$$

O caudal mássico de ar para a combustão do gásóleo, \dot{m}_{arg} , pode ser determinado multiplicando o valor da equação (4) pelo valor da equação (5), ou seja:

$$\dot{m}_{arg} = 129.73 \cdot 10^{-4} \text{ kg}_{ar} / \text{s}$$

4.1.2. Cálculo do caudal mássico dos produtos de combustão do gasóleo

O caudal mássico dos produtos de combustão do gasóleo, $\dot{m}_{gás,i,g,i=CO_2,\dots,O_2}$, e o caudal total dos gases de combustão do gasóleo, \dot{m}_{gasesg} , são dados pelas seguintes equações, respectivamente:

$$\dot{m}_{gás,i,g} = \frac{k_i \cdot M_i}{m_{fg}} \cdot \dot{m}_{fg} \quad (6)$$

$$\dot{m}_{gasesg} = \sum \dot{m}_{gas,g} \quad (7)$$

em que $k_{i,i=CO_2,\dots,O_2}$ é o número de quilomol do produto de combustão i resultante da queima de um quilomol de gasóleo. Assim sendo tem-se:

$$\dot{m}_{CO_2g} = 24.51 \cdot 10^{-4} \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{H_2Og} = 10.86 \cdot 10^{-4} \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{N_2g} = 99.45 \cdot 10^{-4} \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{O_2g} = 2.75 \cdot 10^{-4} \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{gasesg} = 137.57 \cdot 10^{-4} \text{ kg / s}$$

A percentagem mássica dos produtos de combustão do gasóleo pode ser calculada através da relação entre o caudal mássico do respectivo produto e o caudal mássico total dos gases de combustão do gasóleo.

$$\frac{\dot{m}_{CO_2g}}{\dot{m}_{gasesg}} = 17.82\% ; \frac{\dot{m}_{H_2Og}}{\dot{m}_{gasesg}} = 7.89\% ; \frac{\dot{m}_{N_2g}}{\dot{m}_{gasesg}} = 72.29\% ; \frac{\dot{m}_{O_2g}}{\dot{m}_{gasesg}} = 2.00\%$$

4.1.3. Determinação da temperatura adiabática de chama resultante da combustão do gasóleo

A temperatura adiabática de chama resultante da combustão do gasóleo, T_{adg} , considerando que o sistema funciona a pressão constante e desprezando a variação da energia cinética e potencial, é dada pela seguinte equação:

$$\Delta H_R^o(T_{ref}) + \sum_{j(prod)} \dot{m}_j \int_{T_{ref}}^{T_{adg}} C_{p,j}(T) dT = \sum_{i(reag)} \dot{m}_i \int_{T_{ref}}^{T_1} C_{p,i}(T) dT \quad (8)$$

onde ΔH_R^o é a entalpia de combustão padrão, \dot{m}_j e \dot{m}_i são as massas da espécie j dos produtos e da espécie i dos reagentes, respectivamente, $C_{p,j}$ é o calor específico a pressão constante da espécie j dos produtos, $C_{p,i}$ é o calor específico a pressão constante da espécie

i dos reagentes e T_1 e T_{ref} são as temperaturas da espécie i dos reagentes e a do estado de referência ($T_{ref} = 25^\circ C$), respectivamente.

Considerando que o calor específico a pressão constante da espécie i dos reagentes, da equação (8), mantém-se constante dentro do intervalo de temperatura mencionado e sabendo que o poder calorífico do combustível é o simétrico da entalpia de combustão padrão, a equação (8) assume a seguinte forma:

$$\dot{m}_{fg} \cdot PCI_g + \dot{m}_{fg} \cdot C_{p_{fg}} \cdot (T_{fg} - T_{ref}) + \dot{m}_{ar} \cdot C_{p_{ar}} \cdot (T_{ar} - T_{ref}) = \sum_{i=CO_2, \dots, O_2} \dot{m}_{gás_i,g} \int_{T_{ref}}^{T_{adg}} C_{p_{ig}}(T) dT \quad (9)$$

em que $C_{p_{fg}}$ e $C_{p_{ar}}$ são os calores específicos do gasóleo e do ar, respectivamente, T_{fg} e T_{ar} são as temperaturas do gasóleo e do ar, respectivamente e $C_{p_{ig}, i=CO_2, \dots, O_2}$ é o calor específico dos produtos de combustão do gasóleo que é função da temperatura dos gases de combustão e será calculado utilizando as equações que se encontram disponíveis na bibliografia [29].

Admitindo que o combustível e o ar entram na caldeira a $10^\circ C$, o valor de $C_{p_{fg}}$ e $C_{p_{ar}}$ para o intervalo de temperatura compreendido ente 10 e $25^\circ C$ são 1.9 e 1.004kJ/kg·K, respectivamente, por interpolação, utilizando a equação (9), a temperatura adiabática de chama resultante da combustão do gasóleo será:

$$T_{adg} = 2200.8K$$

4.1.4. Cálculo do caudal volúmico dos produtos de combustão do gasóleo

O caudal volúmico dos produtos de combustão do gasóleo, $\dot{V}_{gás_i,g, i=CO_2, \dots, O_2}$, e o caudal volúmico total dos gases de combustão do gasóleo, \dot{V}_{gasesg} , podem ser dados por, respectivamente:

$$\dot{V}_{gás_i,g} = \frac{\dot{m}_{gás_i,g}}{\rho_{gás_i,g}} \quad (10)$$

$$\dot{V}_{gasesg} = \sum \dot{V}_{gás_i,g} \quad (11)$$

em que $\rho_{gás_i,g}$ e ρ_{gasesg} são a densidade dos produtos de combustão do gasóleo i e a densidade dos gases de combustão do gasóleo, respectivamente.

As densidades de cada produto de combustão do gasóleo, $\rho_{gás_i,g}$, podem ser obtidas através da equação dos gases perfeitos, visto que se encontram a baixas pressões e temperaturas muito elevadas. Assim sendo tem-se:

$$\rho_{gás_i,g} = \frac{P_{ig} \cdot M_i}{R \cdot T_{ig}} \quad (12)$$

onde P_{ig} é a pressão do produto de combustão do gásóleo i que é igual à pressão dos gases de combustão do gásóleo, P_{gasesg} , T_{ig} é a temperatura do produto de combustão do gásóleo i que é igual a temperatura dos produtos de combustão, T_{adg} , e R é a constante universal dos gases.

Considerando a pressão dos produtos de combustão no interior da caldeira igual à pressão atmosférica, tem-se então:

$$\rho_{CO_2g} = 0.244 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$\rho_{H_2Og} = 0.100 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$\rho_{N_2g} = 0.155 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$\rho_{O_2g} = 0.177 \text{ kg} / \text{m}^3$$

Deste modo, o caudal volúmico dos produtos de combustão e o caudal volúmico total dos gases de combustão será:

$$\dot{V}_{CO_2g} = 10.045 \text{ l} / \text{s}$$

$$\dot{V}_{H_2Og} = 10.860 \text{ l} / \text{s}$$

$$\dot{V}_{N_2g} = 64.161 \text{ l} / \text{s}$$

$$\dot{V}_{O_2g} = 1.554 \text{ l} / \text{s}$$

$$\dot{V}_{gasesg} = 86.620 \text{ l} / \text{s}$$

$$\dot{V}_{gasesg} = 5.197 \text{ m}^3 / \text{min}$$

Por sua vez, a densidade dos gases de combustão pode ser obtida através da seguinte equação:

$$\rho_{gasesg} = \sum \frac{\dot{m}_{gás,g}}{\dot{m}_{gasesg}} \cdot \rho_{gás,g} \quad (13)$$

$$\rho_{gasesg} = 0.167 \text{ kg} / \text{m}^3$$

A relação entre o caudal volúmico dos produtos de combustão e o caudal volúmico total dos gases de combustão exprime a percentagem volúmica do respectivo produto de combustão. Assim sendo, tem-se:

$$\frac{\dot{V}_{CO_2g}}{\dot{V}_{gasesg}} = 11.60\% ; \frac{\dot{V}_{H_2Og}}{\dot{V}_{gasesg}} = 12.54\% ; \frac{\dot{V}_{N_2g}}{\dot{V}_{gasesg}} = 74.07\% ; \frac{\dot{V}_{O_2g}}{\dot{V}_{gasesg}} = 1.79\%$$

4.2. Parâmetros de combustão do queimador proposto, usando *pellets* como combustível

Tal como no item 4.1, nesta secção também serão calculados parâmetros importantes, mas para a combustão de *pellets*, tais como: caudal mássico de combustível e de ar, tendo em conta a potência e o rendimento total da caldeira; caudal mássico e volúmico dos produtos de combustão; percentagem mássica e volúmica dos produtos de combustão e a temperatura dos gases de combustão.

Para o cálculo dos parâmetros mencionados acima, também serão consideradas apenas as reacções completas, sem dissociação e com excesso de ar. O oxidante também será aproximado a uma mistura ideal com 21% O₂ e 79% N₂.

4.2.1. Determinação do caudal mássico de *pellets* e de ar para 30kW de potência

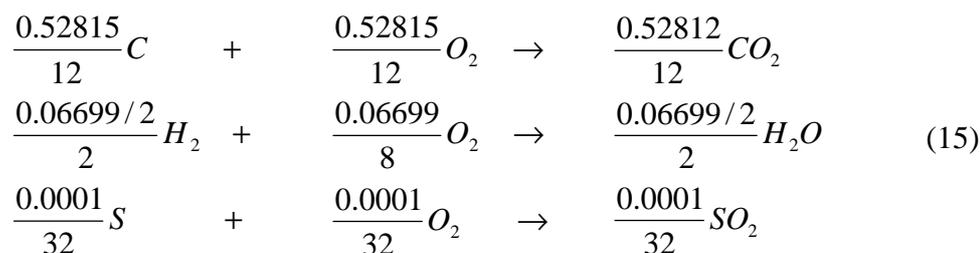
No caso mais geral considera-se que um combustível sólido é constituído por carbono, hidrogénio, enxofre, oxigénio, azoto, humidade e cinzas. Deste modo, a massa unitária de um combustível sólido (*f*) tem:

$$1kg_f \Rightarrow c \frac{kg_c}{kg_f} + h \frac{kg_H}{kg_f} + s \frac{kg_s}{kg_f} + o \frac{kg_o}{kg_f} + n \frac{kg_N}{kg_f} + humid \frac{kg_{humid}}{kg_f} + cinza \frac{kg_{cinza}}{kg_f} \quad (14)$$

Com base no boletim de ensaios nº233/04 que se encontra no anexo 1, a massa unitária das *pellets* tem:

$$1kg_f \Rightarrow 0.52815 \frac{kg_c}{kg_f} + 0.06699 \frac{kg_H}{kg_f} + 0.0001 \frac{kg_s}{kg_f} + 0.32229 \frac{kg_o}{kg_f} + 0.00477 \frac{kg_N}{kg_f} + 0.071 \frac{kg_{humid}}{kg_f} + 0.0067 \frac{kg_{cinza}}{kg_f}$$

Tendo em consideração a massa molar de cada um dos elementos, a combustão com o oxigénio dará:



Assim sendo, o oxigénio necessário à queima estequiométrica de 1kg de *pellets*, $(O_2 / p)_{esteq}$, será:

$$\begin{aligned} (O_2 / p)_{esteq} &= \left(\frac{0.52815}{12} + \frac{0.06699}{8} + \frac{0.0001}{32} - \frac{0.32229}{2 \cdot 32} \right) \cdot 32 \\ (O_2 / p)_{esteq} &= 1.5153 kg_{O_2} / kg_f \end{aligned} \quad (16)$$

Sabendo que $\frac{m_{ar}}{m_{O_2}} = \frac{M_{ar}}{M_{O_2}} = \frac{28.97}{32 \cdot 0.21} = 4.31$, a massa de ar, resultante da queima

estequiométrica, por quilograma de *pellets*, $m_{ar_{esteqP}}$, será:

$$\begin{aligned} m_{ar_{esteqP}} &= 4.31 \cdot (O_2 / p)_{esteqP} \\ m_{ar_{esteqP}} &= 6.5309 \text{ kg}_{ar} / \text{kg}_f \end{aligned} \quad (17)$$

Considerando um coeficiente de excesso de ar, λ , de 10%, a massa de ar para a queima de 1kg de *pellets* será:

$$\begin{aligned} m_{arp} &= \lambda \cdot m_{ar_{esteqP}} \\ m_{arp} &= 7.1840 \text{ kg}_{ar} / \text{kg}_f \end{aligned} \quad (17)$$

Dado que a percentagem mássica de O_2 contida no ar é 0.232, a massa de oxigénio necessária para a queima de um quilograma de *pellets*, considerando um excesso de ar de 10%, $(O_2 / p)_p$, será:

$$\begin{aligned} (O_2 / p)_p &= 0.232 \cdot m_{arp} \\ (O_2 / p)_p &= 1.6667 \text{ kg}_{O_2} / \text{kg}_f \end{aligned} \quad (19)$$

O caudal mássico de *pellets*, \dot{m}_{fp} , necessário para suprir a potência da caldeira, \dot{Q} , pode ser calculado pela seguinte equação:

$$\dot{m}_{fp} = \frac{\dot{Q}}{\eta_{ic} \cdot PCI_{iq}} \quad (20)$$

em que PCI_{iq} é o poder calorífico inferior dos *pellets* e η_{ic} o rendimento de conversão energética.

O poder calorífico inferior das *pellets* pode ser dado pela seguinte equação:

$$PCI_{iq} = \frac{PCI_{bs} \cdot (100 - \%_{H_2O}) - h_{fg} \cdot \%_{H_2O}}{100} \quad (21)$$

onde PCI_{bs} é o poder calorífico inferior dos *pellets* em base seca e h_{fg} é o calor de vaporização da água.

Segundo o anexo 1, o valor do poder calorífico inferior dos *pellets* é:

$$PCI_{iq} = 17.6 \text{ MJ} / \text{kg}$$

Substituindo o valor do poder calorífico inferior dos *pellets* na equação (20) e considerando como rendimento de conversão energética da caldeira de 80%, o caudal mássico de *pellets* será:

$$\dot{m}_{fp} = \frac{30}{0.80 \cdot 17600}$$

$$\dot{m}_{fp} = 21.31 \cdot 10^{-4} \text{ kg}_f / \text{s}$$

$$\dot{m}_{fp} = 7.67 \text{ kg}_f / \text{h}$$

O caudal mássico de ar para a combustão dos *pellets*, \dot{m}_{arp} , pode ser determinado multiplicando o valor da equação (17) pelo valor da equação (20), ou seja:

$$\dot{m}_{arp} = 153.09 \cdot 10^{-4} \text{ kg}_{ar} / \text{s}$$

4.2.2. Cálculo do caudal mássico dos produtos de combustão dos *pellets*

O caudal mássico dos produtos de combustão dos *pellets*, $\dot{m}_{gás_{i,p}, i=CO_2, \dots, O_2}$, será:

$$\dot{m}_{CO_2p} = K_{CO_2} \cdot M_{CO_2} \cdot \dot{m}_{fp} \quad (22)$$

$$\dot{m}_{CO_2p} = \frac{0.52812}{12} \cdot (12 + 32) \cdot 21.31 \cdot 10^{-4}$$

$$\dot{m}_{CO_2p} = 41.27 \cdot 10^{-4} \text{ kg} / \text{s}$$

$$\dot{m}_{H_2Op} = K_{H_2O} \cdot M_{H_2O} \cdot \dot{m}_{fp} + \% \text{ humid} \cdot \dot{m}_{fp} \quad (23)$$

$$\dot{m}_{H_2Op} = \frac{0.06699 / 2}{2} \cdot (2 + 16) \cdot 21.31 \cdot 10^{-4} + 0.071 \cdot 21.31 \cdot 10^{-4}$$

$$\dot{m}_{H_2Op} = 7.94 \cdot 10^{-4} \text{ kg} / \text{s}$$

$$\dot{m}_{SO_2p} = K_{SO_2} \cdot M_{SO_2} \cdot \dot{m}_{fp} \quad (24)$$

$$\dot{m}_{SO_2p} = \frac{0.0001}{32} \cdot (32 + 32) \cdot 21.31 \cdot 10^{-4}$$

$$\dot{m}_{SO_2p} = 0.0043 \cdot 10^{-4} \text{ kg} / \text{s}$$

$$\dot{m}_{N_2p} = (0.768 \cdot \dot{m}_{arp} + \% N_2) \cdot \dot{m}_{fp} \quad (25)$$

$$\dot{m}_{N_2p} = (0.768 \cdot 7.1840 + 0.00477) \cdot 21.31 \cdot 10^{-4}$$

$$\dot{m}_{N_2p} = 117.68 \cdot 10^{-4} \text{ kg} / \text{s}$$

$$\dot{m}_{O_2} = (O_2 / p)_p \cdot \dot{m}_{fp} - (O_2 / p)_{esteqp} \cdot \dot{m}_{fp} \quad (26)$$

$$\dot{m}_{O_2} = 1.6667 \cdot 21.31 \cdot 10^{-4} - 1.5153 \cdot 21.31 \cdot 10^{-4}$$

$$\dot{m}_{O_2} = 3.23 \cdot 10^{-4} \text{ kg} / \text{s}$$

O caudal total dos gases de combustão dos *pellets*, \dot{m}_{gasesp} é dado por:

$$\dot{m}_{gasesp} = \sum \dot{m}_{gas_i p} \quad (27)$$

$$\dot{m}_{gasesp} = 170.12 \cdot 10^{-4} \text{ kg / s}$$

A percentagem mássica dos produtos de combustão dos *pellets* pode ser determinada através da relação entre o caudal mássico do respectivo produto e o caudal mássico total dos gases de combustão dos *pellets*.

$$\frac{\dot{m}_{CO_2p}}{\dot{m}_{gasesp}} = 24.26\% ; \frac{\dot{m}_{H_2Op}}{\dot{m}_{gasesp}} = 4.67\% ; \frac{\dot{m}_{SO_2p}}{\dot{m}_{gasesp}} \approx 0.00\% ; \frac{\dot{m}_{N_2p}}{\dot{m}_{gasesp}} = 69.17\% ; \frac{\dot{m}_{O_2p}}{\dot{m}_{gasesp}} = 1.90\%$$

4.2.3. Determinação da temperatura adiabática de chama resultante da combustão das *pellets*

A temperatura adiabática de chama resultante da combustão das *pellets* pode ser calculada recorrendo ao procedimento descrito no item 4.1.3.

Para o mesmo valor de temperatura de entrada dos reagentes na câmara de combustão, o valor do calor específico dos *pellets*, $C_{p,p}$, é igual a 1.3kJ/kg·K. Assim sendo, por interpolação utilizando a equação (9), considerando como combustível as *pellets*, a temperatura adiabática de chama resultante da combustão das *pellets* será:

$$T_{adp} = 2051.9K$$

4.2.4. Cálculo do caudal volúmico dos produtos de combustão dos *pellets*

Invocando, neste caso, os procedimentos descritos no ponto 4.1.4, as densidades dos constituintes dos gases de combustão dos *pellets*, $\rho_{gás_i p}$, o caudal volúmico dos constituintes dos gases de combustão dos *pellets*, $\dot{V}_{gás_i p, i=CO_2, \dots, O_2}$, e o caudal volúmico total dos gases de combustão dos *pellets*, \dot{V}_{gasesp} , utilizando as equações (12), (10) e (11), respectivamente, são:

$$\rho_{CO_2p} = 0.261 \text{ kg / m}^3$$

$$\rho_{H_2Op} = 0.107 \text{ kg / m}^3$$

$$\rho_{SO_2p} = 0.380 \text{ kg / m}^3$$

$$\rho_{N_2p} = 0.166 \text{ kg / m}^3$$

$$\rho_{O_2p} = 0.190 \text{ kg / m}^3$$

$$\dot{V}_{CO_2p} = 15.812l / s$$

$$\dot{V}_{H_2Op} = 7.393l / s$$

$$\dot{V}_{SO_2p} = 0.001l / s$$

$$\dot{V}_{N_2p} = 70.892l / s$$

$$\dot{V}_{O_2p} = 1.700l / s$$

$$\dot{V}_{gasesp} = 95.798l / s$$

$$\dot{V}_{gasesp} = 5.748m^3 / \text{min}$$

Por sua vez, a densidade dos gases de combustão dos *pellets* utilizando a equação (13) será:

$$\rho_{gasesp} = 0.264kg / m^3$$

A percentagem volúmica dos produtos de combustão dos *pellets* será:

$$\frac{\dot{V}_{CO_2p}}{\dot{V}_{gasesp}} = 16.51\% ; \frac{\dot{V}_{H_2Op}}{\dot{V}_{gasesp}} = 7.72\% ; \frac{\dot{V}_{SO_2p}}{\dot{V}_{gasesp}} \approx 0.00\% ; \frac{\dot{V}_{N_2p}}{\dot{V}_{gasesp}} = 74.00\% ; \frac{\dot{V}_{O_2p}}{\dot{V}_{gasesp}} = 1.77\%$$

4.3. Queimador de *pellets* construído

No sistema de queima de *pellets* desenvolvido (Figura 31), o cadinho de queima é alimentado superiormente por gravidade pelo combustível. Até a câmara de combustão, o transporte do combustível materializa-se através de um transportador de parafuso accionado por um motor eléctrico.

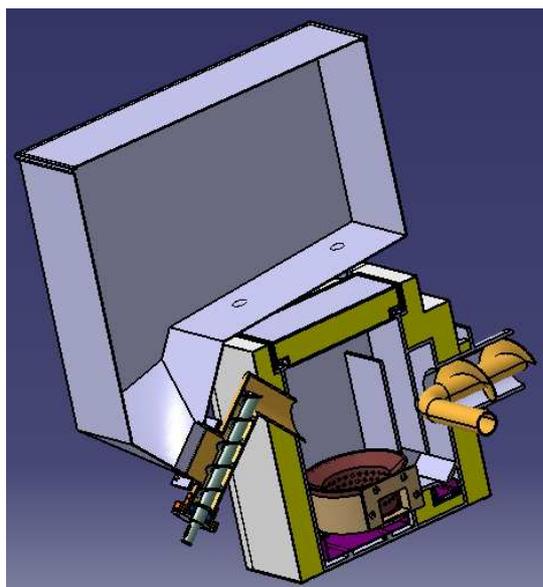


Figura 31. Queimador de *pellets* com a tremonha.

O dimensionamento da câmara de combustão concretizou-se fundamentado no volume ocupado pela chama numa caldeira a *pellets*, ou seja, com intuito da chama não tocar nas paredes do queimador. O seu volume foi definido com base no volume da chama observados em vários sistemas em funcionamento.

O tempo de residência dos gases queimados será salvaguardado recorrendo ao volume da câmara de combustão da caldeira a gasóleo.

A recolha das cinzas no seu interior efectua-se através de duas gavetas: uma encontra-se instalada na zona onde se processa a queima do combustível, por baixo do cadinho de queima e a outra gaveta situa-se na zona adjacente concebida para eliminar uma certa percentagem de cinzas arrastadas pelo escoamento dos gases de combustão.

A segunda zona de separação de cinzas é preponderante para que possa haver na segunda câmara de combustão (da caldeira a gasóleo) pós-combustão, com menor teor de cinzas, dos gases gaseificados na câmara do queimador de *pellets*.

O queimador de *pellets* fabricado, que se pode observar na Figura 32, foi construído em aço refractário isolado termicamente com lã de rocha e revestido com chapa de aço de construção.



Figura 32. Queimador de *pellets* e caldeira a gasóleo.

Optou-se por uma tremonha como sistema de armazenamento de *pellets* pelo seu baixo preço e por se tratar de um protótipo. A capacidade de armazenamento da tremonha é de 24 quilos e a extracção dos *pellets* é estática.

O queimador de *pellets* funciona sobre pressão. A pressurização é garantida pela acção de um ventilador centrífugo que introduz o ar para a combustão no interior do queimador através de dois canais (Figura 32). Num dos canais é introduzido o ar primário para a gaseificação dos *pellets* e, no outro, o ar secundário para pós-combustão na câmara da caldeira a gasóleo.

No anexo 5 encontra-se uma estimativa orçamental do custo do queimador de *pellets* desenvolvido.

4.4. Dimensionamento da espessura de isolamento do queimador de *pellets*

A energia em forma de calor resultante da combustão dos *pellets*, no cadinho de queima do queimador, é transmitida para as paredes do queimador por radiação e convecção. Por sua vez, ocorre transferência de energia por condução no sentido da diminuição da temperatura devido ao gradiente de temperatura entre as paredes interiores e exteriores, ou seja, para as paredes exteriores. Com vista a minimizar as perdas de calor a partir do interior do queimador de *pellets*, também representado na Figura 33, utilizou-se como material isolante a lã de rocha.

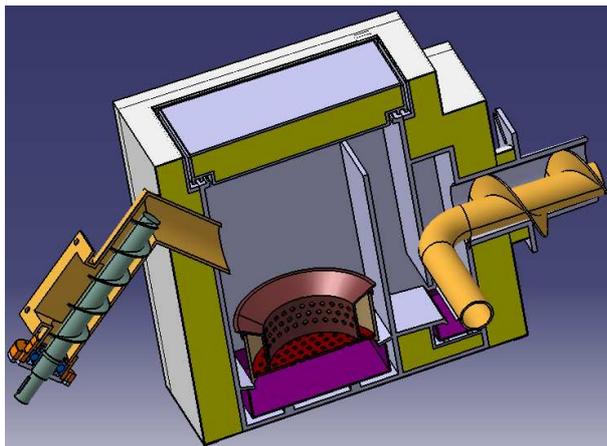


Figura 33. Queimador de *pellets*.

A taxa de calor perdida, \dot{Q}_{out} , por convecção e radiação, para o ar adjacente à superfície do queimador de *pellets*, através das paredes exteriores do queimador, pode ser calculado pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{out} = \frac{\Delta T}{R_t} \quad (28)$$

em que ΔT é a diferença de temperatura entre o interior e o exterior do equipamento e R_t é a resistência térmica total das paredes de isolamento.

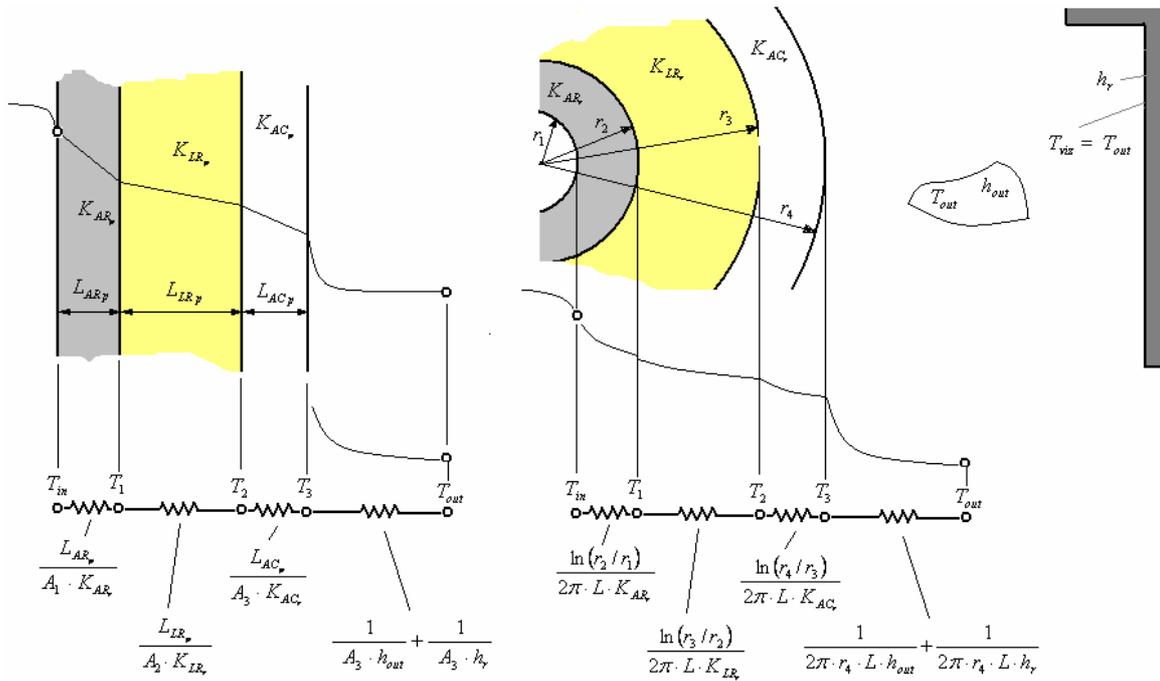


Figura 34. Distribuição de temperatura nas paredes planas e cilíndricas do queimador de *pellets*.

A resistência térmica total das paredes de isolamento (ver Figura 34) é dada pela soma da resistência térmica para a condução plana, $R_{t,condp}$, a resistência térmica para convecção plana, $R_{t,convp}$, a resistência térmica para a radiação plana, $R_{t,radp}$, a resistência térmica para a condução radial, $R_{t,condr}$, a resistência térmica para convecção radial, $R_{t,convr}$, e a resistência térmica para a radiação radial, $R_{t,radr}$, ou seja:

$$R_t = (R_{t,condp} + R_{t,convp} + R_{t,radp}) + (R_{t,condr} + R_{t,convr} + R_{t,radr}) \quad (29)$$

$$R_t = \left(\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi \cdot L \cdot K_{AR_r}} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi \cdot L \cdot K_{LR_r}} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi \cdot L \cdot K_{AC_r}} + \frac{1}{2\pi \cdot r_4 \cdot L \cdot h_{out}} + \frac{1}{2\pi \cdot r_4 \cdot L \cdot h_r} \right) + \left(\frac{L_{AR_p}}{A_1 \cdot K_{AR_p}} + \frac{L_{LR_p}}{A_2 \cdot K_{LR_p}} + \frac{L_{AC_p}}{A_3 \cdot K_{AC_p}} + \frac{1}{A_3 \cdot h_{out}} + \frac{1}{A_3 \cdot h_r} \right) \quad (30)$$

em que $L_{i,i=AR_p,LR_p,AC_p}$ são as espessuras das paredes planas; $K_{i,i=AR_r,LR_r,AC_r}$ são as condutividades térmicas do aço refractário, lã rocha e da chapa de aço de construção, $r_{i,i=1,2,3,4}$ são os raios das paredes cilíndricas, L é o comprimento da parede cilíndrica, $A_{i,i=1,2,3}$ são as maiores áreas das paredes planas, h_{out} é o coeficiente de transferência de calor por convecção no exterior do queimador de *pellets* e h_r é o coeficiente de transferência de calor por radiação.

O coeficiente de transferência de calor por radiação é dado pela seguinte equação:

$$h_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s + T_{viz}) (T_s^2 + T_{viz}^2) \quad (31)$$

onde ε é a emissividade da chapa de aço de construção ($\varepsilon = 0.22$ para $T_s = 50^\circ C$), σ é a constante de *Stefan-Boltzmann* ($\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} W / m^2 \cdot K^4$), T_s é a temperatura absoluta da chapa de aço de construção e T_{viz} é a temperatura da vizinhança.

Admitindo que (por questões de segurança) a temperatura máxima absoluta da chapa de aço de construção durante o funcionamento do queimador de *pellets* é $50^\circ C$ e considerando que a temperatura da vizinhança é $10^\circ C$, então o coeficiente de transferência de calor por radiação será:

$$h_r = 1.39 W / m^2 K$$

Devido ao facto de a distribuição de temperatura na parede interior do queimador de *pellets* ser difícil de determinar, considerou-se uniforme e cujo valor é igual a temperatura adiabática de chama resultante da combustão das *pellets*, ou seja, $2051.9 K$.

A área de transferência de calor aumenta no sentido da diminuição da temperatura. Para o cálculo da resistência térmica total das paredes de isolamento considerou-se a maior área de cada parede.

Com base nos desenhos do anexo 2, os valores de algumas variáveis da equação 30 são: $L_{AR_p} = 0.005 m$, $L_{LR_p} = 0.04 m$, $L_{AC_p} = 0.0008 m$, $r_1 = 0.039 m$, $r_2 = 0.0455 m$, $r_3 = 0.0845 m$, $r_4 = 0.0853 m$, $L = 0.218 m$, $A_1 = 0.3436 m^2$, $A_2 = 0.6156 m^2$, $A_3 = 0.6187 m^2$.

À temperatura de $2051.9 K$, a condutividade térmica do aço refractário e da lã de rocha são $34.1 W/mK$ e $0.34 W/mK$, respectivamente. A condutividade térmica da chapa de aço de construção, à temperatura de $50^\circ C$, é $60.5 W/mK$. Considerando convecção natural no exterior do queimador de *pellets* com coeficiente de transferência por convecção de $10 W/m^2 K$ ($2-25 W/m^2 K$ [20]), a resistência térmica total das paredes de isolamento do queimador de *pellets* segundo a Figura 34 e tendo em conta a equação 30 será:

$$R_t = 9.86 K / W$$

Deste modo, a taxa de calor perdida, \dot{Q}_{out} , por convecção e radiação será:

$$\dot{Q}_{out} = \frac{2051.9 - 283.15}{9.86}$$

$$\dot{Q}_{out} = 179.39 W$$

Como a potência do queimador de *pellets* é $30 kW$, a taxa de calor perdida por convecção e radiação representa apenas a percentagem quase nula de 0.60% .

4.5. Dimensionamento do moto-reductor do transportador de parafuso

Dada a complexidade na estimativa analítica do binário necessário no veio do transportador de parafuso, do queimador de *pellets*, para introduzir os *pellets* no cadinho de queima, optou-se por recorrer ao método experimental: com *pellets* no reservatório de *pellets*, fixou-se no veio do transportador de parafuso, na secção de acoplamento do moto-reductor, uma alavanca e na extremidade da alavanca colocou-se uma massa, como se pode observar na Figura 35.

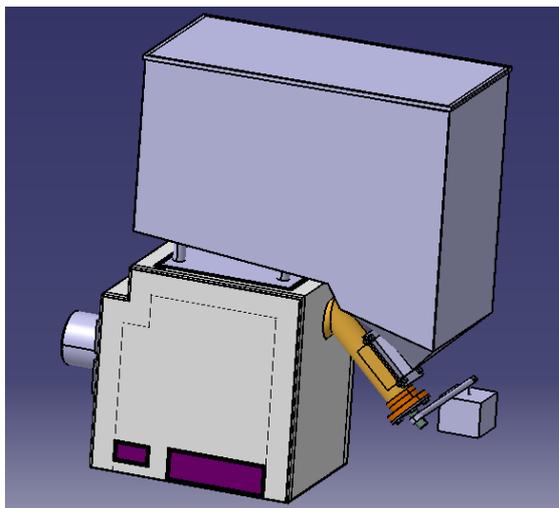


Figura 35. Método experimental utilizado para determinar o binário do moto-reductor.

Tendo em conta a Figura 35, o momento torçor será dado pela equação:

$$M_t = m \cdot g \cdot \text{sen } \theta \cdot b \quad (32)$$

onde m é a massa necessária para gerar a força axial para introduzir os *pellets* no cadinho de queima, g é a aceleração da gravidade, b é a distância desde o centro do veio ao ponto de aplicação da massa m e θ o ângulo que decompõe o peso ($P=m \cdot g$) na direcção perpendicular ao eixo do veio do transportador de parafuso.

Após vários ensaios constatou-se que a massa mínimo, a colocar na alavanca, necessário para introduzir os *pellets* no cadinho de queima, é de 5kg ($m = 5\text{kg}$).

Sabendo que $b = 220\text{mm}$, $g = 9.81\text{m/s}^2$ e $\theta = 45^\circ$, o binário mínimo necessário no veio do transportador de parafuso será:

$$M_t = 7.63\text{Nm}$$

A potência útil, necessária para o motor de accionamento do transportador de parafuso, W_{tp} , pode ser dada por:

$$W_{tp} = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot M_t \quad (33)$$

em que n é a velocidade máxima em rotações por minuto do veio do transportador de parafuso.

A velocidade máxima do veio do transportador de parafuso determinou-se recorrendo a ensaios experimentais: fizeram-se 20 ensaios, accionando o veio do transportador com ajuda da alavanca representada na Figura 35, com intuito de determinar a massa mínima de *pellets* transportada para o cadinho de queima em 30 rotações. Os resultados dos ensaios encontram-se no anexo 6, sendo que o respectivo tratamento estatístico se encontra no anexo 7.

O caudal de *pellets*, calculado no item 4.21, necessário para fornecer a potência máxima do queimador é de 127.86g/min. A velocidade mínima de rotação necessária para introduzir este caudal no cadinho de queima é de 28rpm, tendo em conta o valor do limite inferior de massa introduzida em 30 rotações ($m_{pi} = 138.72g$, anexo 6), considerando um intervalo de confiança de 95%.

Assim sendo, a potência mínima necessária para o motor de accionamento do transportador de parafuso, com base na equação (33), será:

$$W_{ip} = \frac{\pi \cdot 28}{30} \cdot 7.63$$

$$W_{ip} = 22.37W$$

É de salientar que o binário, a potência e a velocidade de rotação mínima necessária para introduzir o caudal de *pellets* no cadinho de queima, para a potência de 30kW, deram origem à escolha do moto-redutor da Tabela 3.

Tabela 3. Moto-redutor.

	Redutor	Motor
Marca	Siti	Elvem
Referência	MI 30 C7	6SM 56B4
Potência	-	P=90W
Velocidade	28rpm	1400rpm
Binário	26Nm	-

4.6. Dimensionamento à flexão e à fadiga do veio do transportador de parafuso

O veio do transportador representado na Figura 36, apoiado na secção com diâmetro 20 mm através de um rolamento (ver Figura 33), está suspenso numa das extremidades e na outra está um moto-reductor acoplado.

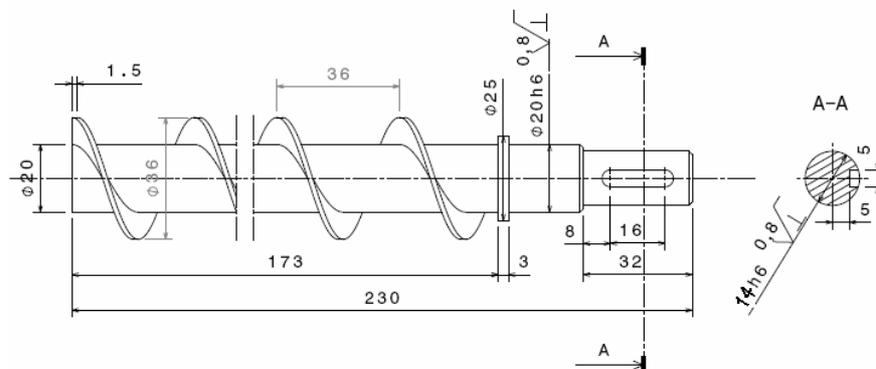


Figura 36. Veio do transportador de parafuso.

Desprezando o peso do veio e dos *pellets* e, como o peso do moto-reductor é suportado pela estrutura do queimador, o momento flector no veio pode ser considerado nulo.

Recorrendo ao critério de *Von Mises*, tratando-se de um estado de tensão biaxial, o cálculo a cedência consiste em:

$$\sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \leq \frac{\sigma_0}{C_s} \quad (34)$$

em que σ_b é a tensão de flexão, τ_t a tensão de torção, σ_0 a tensão de cedência e C_s o coeficiente de segurança.

Por sua vez, as tensões de flexão e torção são dadas pelas seguintes equações:

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot d^3} \quad (35)$$

$$\tau_t = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} \quad (36)$$

onde d é o diâmetro do veio na zona em questão, ou seja, na zona onde actua o momento flector, M_b , e o respectivo momento torçor, M_t .

Substituindo as equações (35) e (36) em (34) e, sabendo que o momento flector é nulo, o diâmetro mínimo do veio pode ser calculado pela seguinte equação:

$$d = \sqrt[3]{\sqrt{3} \cdot \frac{16 \cdot C_s}{\pi \cdot \sigma_0} \cdot M_t} \quad (37)$$

Sabendo que o binário máximo do moto-redutor é de 26 Nm, a tensão de cedência do material do veio é de 255 MPa e considerando um coeficiente de segurança de 1.5, o diâmetro mínimo do veio será:

$$d \geq 10.4mm$$

Como o veio do transportador de parafuso pode estar sob cargas de posição constantes, o cálculo à fadiga torna-se preponderante. Para o cálculo do diâmetro mínimo do veio, resistente à fadiga, na secção crítica aplicar-se-á o critério de *Gerber*, ou seja:

$$\left(\frac{C_s \cdot \sigma_a}{\sigma_e} \right) + \left(\frac{C_s \cdot \sigma_m}{\sigma_n} \right) \leq 1 \quad (38)$$

onde σ_a é a amplitude da tensão de carregamento, σ_e é o limite à fadiga do veio, σ_m a tensão média de carregamento e σ_n a tensão de rotura à tracção.

A amplitude da tensão de carregamento, o limite à fadiga do veio e a tensão média de carregamento podem ser calculadas pelas seguintes equações:

$$\sigma_a = K_f \cdot \sigma_b \quad (39)$$

$$\sigma_e = K_{as} \cdot K_{ta} \cdot K_{sl} \cdot \bar{\sigma}'_{eb} \cdot \frac{1}{C_{sl}} \quad (40)$$

$$\sigma_m = \sqrt{3} \cdot \tau_t \quad (41)$$

em que K_f é o factor de concentração de tensões à fadiga, K_{as} é o factor de acabamento superficial, K_{ta} é o factor de tamanho, K_{sl} é o factor de solitação, $\bar{\sigma}'_{eb}$ é o limite médio de fadiga à flexão rotativa e C_{sl} o coeficiente de segurança parcial.

Uma vez que o momento flector é nulo, a amplitude da tensão de carregamento também é nula. Assim sendo a equação (34) se reduz em:

$$\left(\frac{C_s \cdot \sigma_m}{\sigma_n} \right) \leq 1 \quad (42)$$

Substituindo a equação (36) na equação (41) e a equação (41) na equação (42), o diâmetro mínimo do veio, sabendo que a tensão de rotura a tracção do veio é de 667MPa, será:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \sqrt{3} \cdot C_s \cdot M_t}{\pi \cdot \sigma_n}} \quad (43)$$

$$d \geq 8.0mm$$

Como o diâmetro mínimo do veio do transportador de parafuso é 14mm, pode-se, então, concluir que este resiste a cedência e à fadiga.

4.7. Dimensionamento do ventilador de ar para combustão de *pellets*

Para o dimensionamento do ventilador é necessário conhecer as perdas de carga devido ao atrito do fluido nas paredes do circuito de escoamento. O ventilador a seleccionar terá de compensar a queda de pressão resultante da resistência do escoamento.

O circuito dos fumos do queimador de *pellets* foi aproximado a um tubo com a configuração representada na Figura 37:

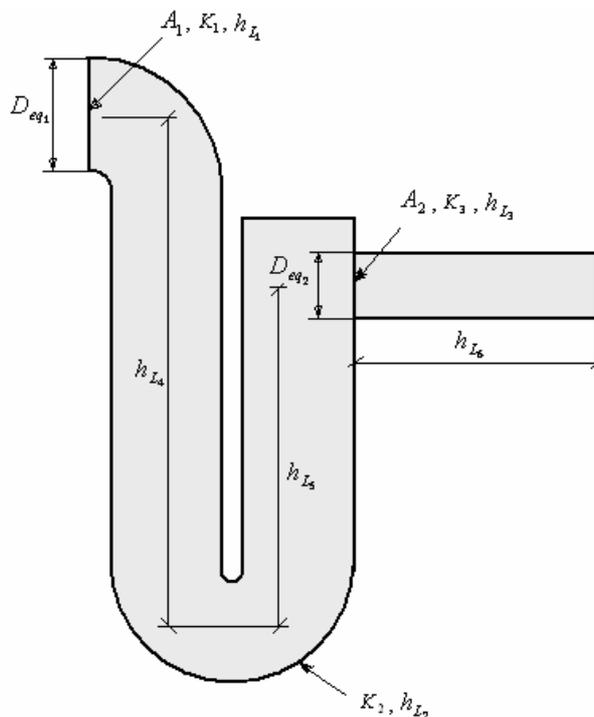


Figura 37. Circuito de fumos do queimador de *pellets*.

A perda de carga em linha para um dado comprimento l de um tubo de diâmetro D é dada pela seguinte equação:

$$h_L = 2f \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{V^2}{g} \quad (44)$$

onde f é o coeficiente de atrito, devido ao escoamento do fluido nas paredes do circuito dos fumos, l é o comprimento do tubo, D é o diâmetro da secção do tubo, V é a velocidade de escoamento do fluido e g a aceleração da gravidade.

As perdas de carga singulares, que são originárias das variações de secções; curvas, aparelhos de medida, válvulas, etc, são dadas pela seguinte equação:

$$h_s = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (45)$$

onde K é o coeficiente de resistência localizada.

Como o circuito dos fumos do queimador de *pellets* não possui secção circular de diâmetro D , é necessário determinar o diâmetro equivalente, o qual é dado por:

$$D_{eq} = 4 \frac{\text{Área da secção rectadotubo}}{\text{perímetro da secção molhada}} \quad (46)$$

Tendo em conta a Figura 37 e os desenhos do queimador de *pellets*, que se encontram no Anexo 2, os diâmetros equivalentes do circuito dos fumos são:

$$D_{eq_1} = 4 \frac{160 \cdot 40}{2 \cdot 160 + 2 \cdot 40} = 64.00 \text{ mm} = 2.52 \text{ in}$$

$$D_{eq_2} = 4 \frac{\pi(78^2 - 34^2)}{\pi(78 + 34) + (2 \cdot 22)} = 39.10 \text{ mm} = 1.54 \text{ in}$$

A velocidade do fluido no circuito de escoamento dos gases varia com a posição. A velocidade média do fluido, V_m , pode ser determinada pela seguinte equação:

$$V_m = \frac{\int_S V_n dA}{\int_S dA} = \frac{\dot{V}}{A} \quad (47)$$

em que V_n é a componente da velocidade perpendicular à área elementar dA na superfície S , \dot{V} é o caudal volúmico do fluido e A a secção transversal ao escoamento.

Considerando que o caudal mássico de ar necessário para a combustão de 7.67 Kg/h de *pellets* (caudal máximo de combustível necessário para suprir a potência máxima) entra todo pela conduta do ar primário, e sabendo que o caudal volúmico dos gases de combustão, calculado no item 4.2.4, é 95.798 l/s, então as velocidades médias dos gases de combustão no circuito dos fumos representado na Figura 37 serão:

$$v_{m_1} = \frac{\dot{V}_{gasesP}}{A_1} = \frac{95.798 \cdot 10^{-3}}{40 \cdot 10^{-3} \cdot 160 \cdot 10^{-3}} = 14.968 \text{ m/s}$$

$$v_{m_2} = \frac{\dot{V}_{gases}}{A_2} = \frac{95.798 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi}{4} [(78 \cdot 10^{-3})^2 - (34 \cdot 10^{-3})^2]} = 24.751 \text{ m/s}$$

O número de *Reynolds* no circuito dos gases de combustão pode ser calculado pela seguinte equação;

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (48)$$

onde v é a velocidade do fluido no circuito dos gases de combustão, D é o diâmetro da secção do circuito dos gases de combustão e ν é a viscosidade cinemática dos gases de combustão.

A viscosidade cinemática dos gases de combustão pode ser calculada pela seguinte equação:

$$\nu_{gasesp} = \sum \frac{m_{gas_iP}}{m_{gasesP}} \cdot \nu_{gas_iP} \quad (49)$$

em que $\nu_{gas_iP, i=CO_2, \dots, O_2}$ é a viscosidade dos gases resultantes da combustão das *pellets* à temperatura de 2051.9K (valor calculado no item 4.2.3).

Tendo em conta a percentagem mássica dos gases de combustão dos *pellets*, calcular-se-á a viscosidade dos gases considerando que são apenas constituídos por CO₂ e N₂. Deste modo, tem-se:

$$\nu_{gasesP} = \frac{41.27 \cdot 10^{-4}}{170.12 \cdot 10^{-4}} \cdot 306.5 \cdot 10^{-6} + \frac{117.68 \cdot 10^{-4}}{170.12 \cdot 10^{-4}} \cdot 423.5 \cdot 10^{-6} = 367.31 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$$

Assim sendo, o número de *Reynolds* nas secções do circuito dos fumos representado na Figura 37 será:

$$Re_1 = \frac{14.968 \cdot 64.0 \cdot 10^{-3}}{367.31 \cdot 10^{-6}} = 2608$$

$$Re_2 = \frac{24.751 \cdot 39.1 \cdot 10^{-3}}{367.31 \cdot 10^{-6}} = 2635$$

A rugosidade normal das paredes do circuito dos fumos, k , é 1.5mm, considerando tuberculização geral de 1 a 3mm. Desta forma, a rugosidade relativa nas secções da Figura 37 serão:

$$\frac{k}{D_{eq_1}} = \frac{1.5}{64.00} = 0.023$$

$$\frac{k}{D_{eq_2}} = \frac{1.5}{39.10} = 0.038$$

Em conformidade com o número de *Reynolds* e a rugosidade relativa, recorrendo ao diagrama de *Moody*, os coeficientes de atrito devido ao escoamento do fluido nas secções da Figura 37 serão:

$$f_1 = 0.016$$

$$f_2 = 0.018$$

Os coeficientes de resistência localizada da Figura 37 são: $K_1 = 0.8$, $K_2 = 0.8$ e $K_3 = 0.5$.

As perdas de carga singulares, invocando a equação 45 e com base no desenho da câmara de combustão do queimador de *pellets* que se encontra no anexo 2 serão:

$$h_{L_1} = h_{L_2} = 0.8 \cdot \frac{14.968^2}{2 \cdot 9.81} = 9.14m$$

$$h_{L_3} = 0.5 \cdot \frac{24.751^2}{2 \cdot 9.81} = 15.61m$$

As perdas de carga em linha recorrendo a equação 44 e também ao desenho da câmara de combustão serão:

$$h_{L_4} = 2 \cdot 0.016 \cdot \frac{200 \cdot 10^{-3}}{64 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{14.968^2}{9.81} = 2.28m$$

$$h_{L_5} = 2 \cdot 0.016 \cdot \frac{90 \cdot 10^{-3}}{64 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{14.968^2}{9.81} = 1.03m$$

$$h_{L_6} = 2 \cdot 0.018 \cdot \frac{250 \cdot 10^{-3}}{39.1 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{24.751^2}{9.81} = 14.37m$$

A perda de carga total no queimador de *pellets*, h_p , será calculada pela seguinte equação:

$$h_p = \rho_{gasesp} \cdot g \cdot \sum_{i=1:6} L_i \quad (50)$$

$$h_p = 0.264 \cdot 9.81 \cdot 51.57 = 133.56Pa$$

A sobrepressão máxima na câmara de combustão criadas por queimadores a gasóleo com potências iguais ou inferiores a 30 kW, que corresponde ao caudal mínimo de ar do ventilador, é 140Pa [2,6,7]. Consequentemente, considerando que a perda de carga da caldeira a gasóleo é igual a sobrepressão máxima criada por um queimador a gasóleo de 30kW, a perda de carga total, h_{pt} , que é a soma da perda de carga do queimador de *pellets* e a da caldeira a gasóleo será:

$$h_{pt} = 133.56 + 140 = 273.56Pa$$

Com base no caudal volúmico de ar de combustão dos *pellets* necessária para produzir a potência máxima e a perda de carga total, seleccionou-se o ventilador centrífugo da Tabela 4.

Tabela 4. Ventilador centrífugo.

Ventilador Centrífugo	
Tipo	MB1255-D
Potência	120 W
Caudal máximo	4,5 m ³ /min
Velocidade	2900 rpm
Pressão estática	314 Pa

5. CARACTERÍSTICAS DA CALDEIRA A GASÓLEO UTILIZADA NO ENSAIO

A caldeira utilizada é da marca Ecoflam, modelo 24 CPR, potência térmica útil de 28kW, eficiência total máxima de 89%, 99kg de peso, pressão máxima de trabalho de 3 bar, com produção de água quente sanitária de 13.3l/min para $\Delta T = 30^{\circ}C$. A tensão de alimentação é de 230V a 50Hz e consome uma potência eléctrica de 240W. A caldeira contém 36 litros de água e a capacidade do vaso de expansão é de 8 litros. As dimensões da caldeira são 600mm de comprimento, 500 de largura e 695mm de altura (Figura 38) [17].



Figura 38. Caldeira a gasóleo Ecoflam 24 CPR.

5.1. Circuito dos fumos e da água

No circuito dos gases de combustão, os gases queimados na câmara de combustão são encaminhados para os tubos do permutador de calor de carcaça e tubo, semelhante ao da Figura 7, que estão ligados a câmara de combustão. No interior dos tubos contém turbuladores que promovem maior transferência de calor para a água contida na carcaça (com capacidade 36 litros de água) que circula no circuito primário. Após deixarem os tubos do permutador de calor, os gases são conduzidos para a chaminé para serem evacuados para o meio ambiente.

A caldeira usada possui um circuito hidráulico de aquecimento central e um de produção instantânea de água quente sanitária (Figura 39). A ligação à água quente que sair da caldeira por estes circuitos é comandada por uma electroválvula de 3 vias. No caso da produção de água quente sanitária, a água a aquecer que circula no circuito secundário é guiada para um permutador de calor, onde é aquecida pela água do circuito primário. No aquecimento central a água que circula nos radiadores e/ou piso radiante é a mesma do circuito primário.

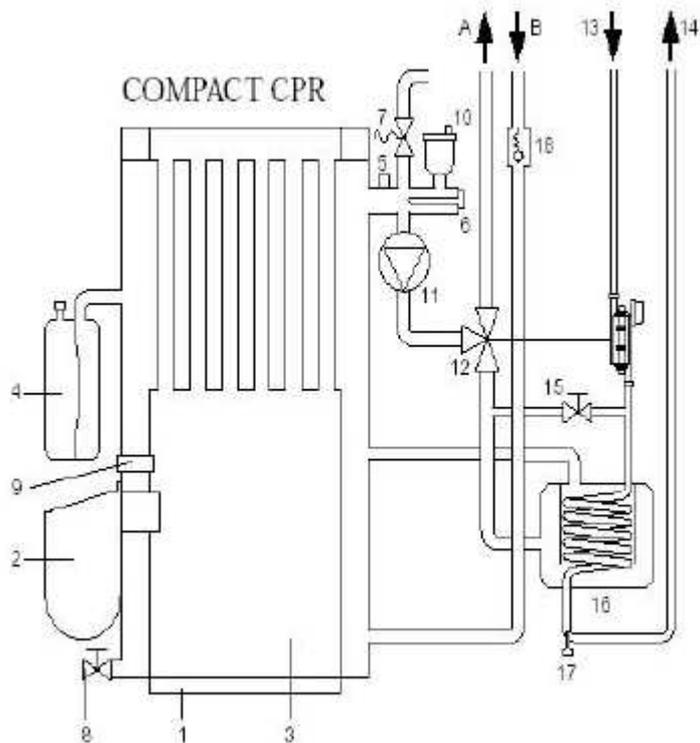


Figura 39. Circuito hidráulico da caldeira a gás Ecoflam 24 CPR: A-Ida aquecimento central, B-Retorno aquecimento central, 1-Corpo da caldeira, 2-queimador, 3-Câmara de combustão, 4-Vaso de expansão, 5-Conexão para o manómetro da caldeira, 6-Conexão para termóstatos, 7-Válvula de segurança da caldeira, 8-válvula de esvaziamento da caldeira, 9-Visor de chama, 10-Válvula purgadora automática, 11-Bomba, 12-Válvula pressostática de 3 vias, 13-Entrada água fria sanitária, 14-Saída água quente sanitária, 15-Válvula de carga, 16-Permutador de calor, 17-Termostato água sanitária, 18-Valvula anti-retorno [17].

5.2. Esquema eléctrico e de controlo

Nas Figuras 40 e 41 estão representados os componentes eléctricos e as respectivas ligações eléctricas da caldeira utilizada no ensaio e do queimador de gás da caldeira, respectivamente. Nesta última está representada o controlador LANDIS LOA 21-LOA 24, onde está inserido o programa de controlo que permite processar as informações das variáveis de entradas para posteriormente accionar as de saída. Na Tabela 5 está representada a descrição das siglas utilizadas nas Figuras 40 e 41.

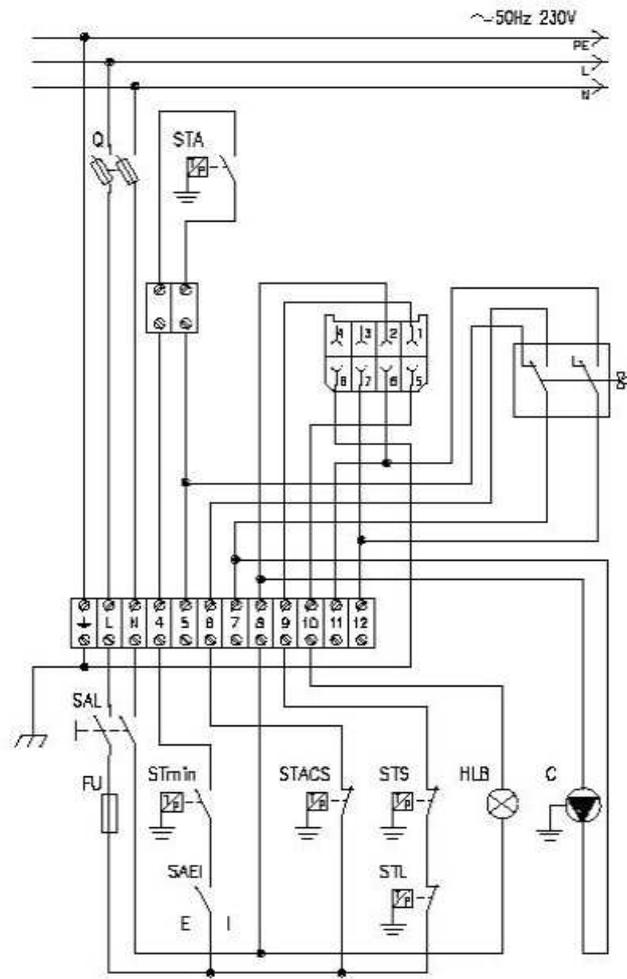


Figura 40. Esquema elétrico da caldeira a gás Ecoflam 24 CPR [17].

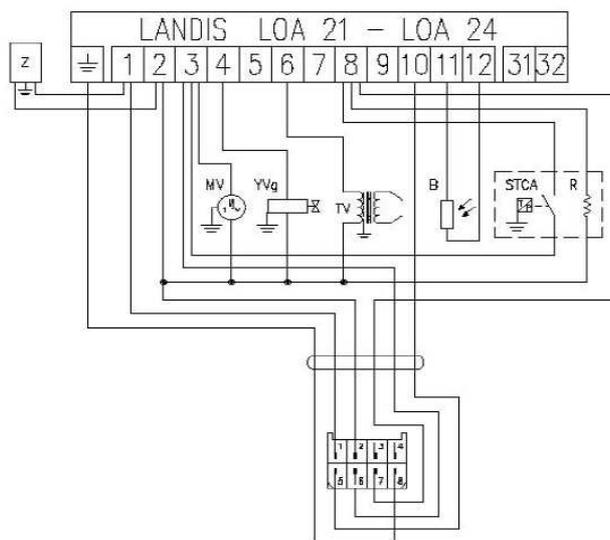


Figura 41. Esquema elétrico do queimador da caldeira a gás Ecoflam 24 CPR e controlador [17].

Tabela 5. Descrição das siglas das Figuras 40 e 41[17].

Sigla	Descrição
C	Bomba
Q	Interruptor geral com fusível
FU	Fusível
HLB	Sinalizador de bloqueio
SAL	Interruptor de linha
STA	Termóstato ambiente
STL	Termóstato de trabalho
STS	Termóstato de segurança
SAEI	Interruptor Verão - Inverno
YV3V	Electroválvula de 3 vias
STACS	Termóstato água quente
STMIN	Termóstato de temperatura mínima
B	Foto resistência
R	Resistência
Z	Filtro anti-distúrbio
MV	Motor ventilador
TV	Transformador
YVg	Electroválvula gasóleo
STCA	Termóstato do ignitor

6. ESQUEMA ELÉCTRICO E PROGRAMA DE CONTROLO DO QUEIMADOR DE *PELLETS*

O esquema eléctrico do conjunto queimador de *pellets* e caldeira a gasóleo, que se pode observar no anexo 3, construiu-se aproveitando a maior parte dos componentes eléctricos da caldeira a gasóleo e o respectivo esquema eléctrico, beneficiando do funcionamento análogo das caldeiras a *pellets* e a gasóleo. O quadro eléctrico, desenvolvido em conformidade com o circuito eléctrico da caldeira a gasóleo (Figura 42), apresenta-se na Figura 43.

**Figura 42.** Circuito eléctrico da caldeira a gasóleo.

Além dos componentes eléctricos da caldeira a gasóleo, houve a necessidade de se adquirir mais equipamentos eléctricos para que o sistema de controlo fosse desenvolvido com sucesso, nomeadamente: autómato programável, variadores de velocidade, ventilador, moto-redutor, disjuntores, ignitor de *pellets* (resistência eléctrica), relés, fonte de alimentação de 24V, etc.

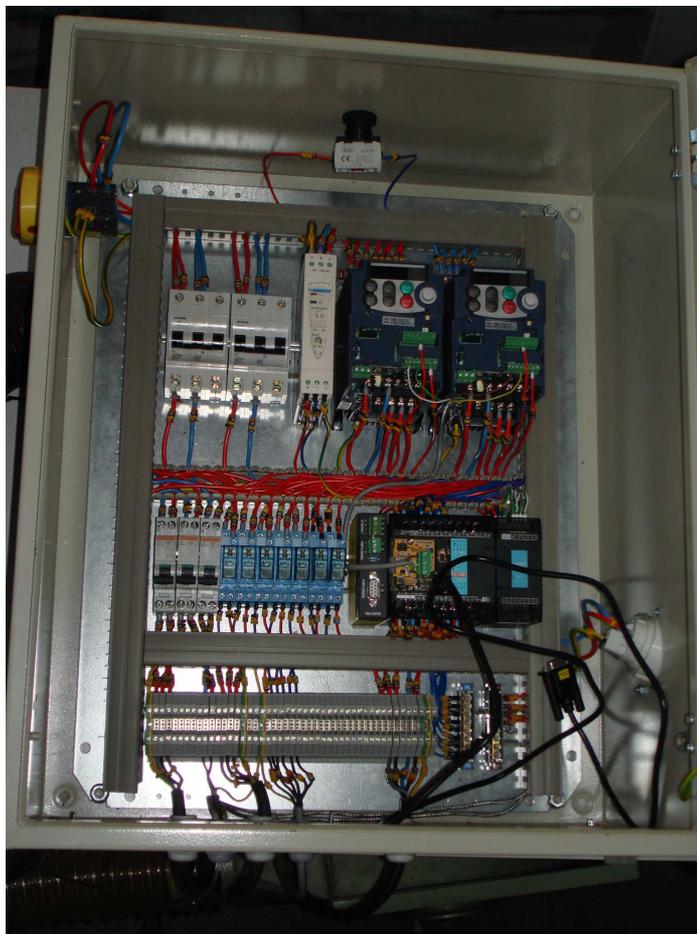


Figura 43. Quadro eléctrico do conjunto queimador de *pellets* e caldeira a gasóleo.

Como unidade central do sistema de controlo escolheu-se um autómato programável. Esta escolha é justificada pela velocidade de processamento de informação, expansibilidade, simplicidade e rapidez de programação, robustez mecânica, simulação do funcionamento do programa desenvolvido, facilidade de comunicação com um computador e, sobretudo, pelo facto de se tratar de um protótipo laboratorial. De facto, nos casos comerciais não haverá necessidade de um equipamento de controlo tão polivalente (e por essa razão dispendioso) sendo mais adequado um sistema de controlo dedicado, especialmente desenvolvido para esta aplicação, porventura com menos funcionalidade de comunicação com os equipamentos externos, mas, sobretudo, mais barato.

O uso de inversores de frequência prende-se à necessidade da criação e avaliação de várias curvas de funcionamento do protótipo. Estas curvas são obtidas variando a velocidade do moto-redutor do transportador de parafuso, que tem a finalidade de introduzir um determinado caudal de *pellets* para uma dada potência, e a velocidade do

motor do ventilador que fornece o caudal de ar necessário para combustão do caudal de *pellets*.

Os disjuntores têm a finalidade de proteger os seguintes componentes eléctricos: o automático programável, os dois variadores de velocidade, os moto-redutores, o ignitor de *pellets*, o ventilador, a fonte de alimentação contra curto-circuitos e sobrecargas, que são susceptíveis de danificar estes componentes.

Utilizaram-se relés accionados a 24V para coincidir com as tensões de saída do automático programável que activará os componentes eléctricos da caldeira a gásóleo que são alimentados a 230V, bem como os variadores de velocidade e o ignitor de *pellets*. A fonte de alimentação fornece 24VDC aos componentes que funcionam com esta tensão.

O ignitor de *pellets* tem a finalidade de processar a ignição dos *pellets* por radiação e convecção (o ar primário é aquecido na fase de ignição dos *pellets*).

Encontra-se no anexo 4 o programa de controlo do protótipo concebido com base no princípio de funcionamento das caldeiras a *pellets* descrito no item 2.4.2.

7. ENSAIO E CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DO PROTÓTIPO

Os ensaios experimentais, a realizar com o protótipo, tinham como objectivo determinar o desempenho energético e ambiental do mesmo, quer em regime estacionário de funcionamento quer na fase de arranque da queima do combustível.

Numa primeira fase, efectuaram-se testes no quadro eléctrico, desenvolvido para conectar o sistema de controlo geral com o circuito eléctrico da caldeira, com intuito de averiguar o funcionamento dos componentes eléctricos da caldeira original e do queimador de *pellets*. Esta fase ultrapassou-se com sucesso, mas é de salientar que até ao momento continua em falta, por razões orçamentais, um termóstato de segurança que detecta excesso de temperatura no transportador de parafuso de alimentação de combustível e o pressostato diferencial que teria a finalidade de desactivar o sistema, sempre que houvesse obstrução das condutas de ar para combustão e dos gases de exaustão.

No ensaio dos componentes mecânicos verificou-se uma deficiência no funcionamento da válvula pressostática de 3 vias do circuito hidráulico da caldeira a gásóleo (Figura 39). Esta válvula mantinha-se na posição de pedido de aquecimento central, sempre que houvesse um abaixamento da pressão da água do circuito secundário, o que implica um pedido de águas quentes sanitárias. Por sua vez, este pedido é prioritário em relação ao do aquecimento central. Após várias tentativas fracassadas para solucionar o problema, optou-se por se utilizar apenas o circuito primário (circuito hidráulico de aquecimento central) no ensaio de determinação do desempenho energético do protótipo.

Ultrapassada a fase de testes dos componentes mecânicos, determinou-se experimentalmente a massa de *pellets*, introduzida no cadinho de queima num intervalo de tempo de um minuto. Para este efeito utilizaram-se duas frequências: uma de accionamento do motor a 50Hz, correspondente a 28rpm do veio do transportador de parafuso de alimentação do combustível, e a outra a 25Hz, correspondente a 14rpm. Os resultados experimentais e o respectivo tratamento estatístico encontram-se no anexo 7.

Os resultados obtidos no anexo 6 são significativamente inferiores face ao do 7. Isto pode-se dever no facto do accionamento manual do veio do transportador de parafuso não ter sido realizado com o binário necessário para movimentar o veio a velocidade constante e que permitiria ao longo de si uma distribuição aproximadamente uniforme das *pellets*.

A determinação do caudal de *pellets* introduzido no cadinho de queima, recorrendo ao procedimento experimental citado no parágrafo anterior, prende-se à necessidade de se estimar o consumo de combustível durante a queima do mesmo, visto que não se dispunha de uma báscula para uma estimativa mais adequada do combustível.

Finalizadas as fases descritas acima, deu-se início aos ensaios de determinação do desempenho energético e ambiental do protótipo. Esta fase, numa primeira etapa, não foi completada porque no decorrer dos ensaios, depois da etapa de ignição do combustível, se verificou que parte dos gases resultantes da gaseificação no queimador de *pellets* escapava para o circuito de alimentação de combustível, dando origem à ignição dos *pellets* armazenados na tremonha.

A presença de gases quentes no circuito de alimentação de *pellets* justifica-se com a sua perda de carga ser inferior ao do circuito de fumo. Inicialmente, no intuito de precaver tais incidentes, o protótipo previa uma válvula anti-retorno de chama e de gases, a qual está assinalada com um círculo amarelo na Figura 44. No entanto, esta foi eliminada do protótipo por razões orçamentais, e posicionou-se o veio do transportador de parafuso de alimentação de *pellets* a um ângulo de 45° relativamente à face traseira do queimador de *pellets*, de forma a dificultar o deslocamento dos gases para o circuito de alimentação do combustível.

Ainda na Figura 44, ilustra-se com círculos a verde os veios sem-fim que seriam accionados por um motor eléctrico para a remoção automática das cinzas do interior da câmara de combustão. Estes também foram omitidos do protótipo desenvolvido por razões orçamentais.

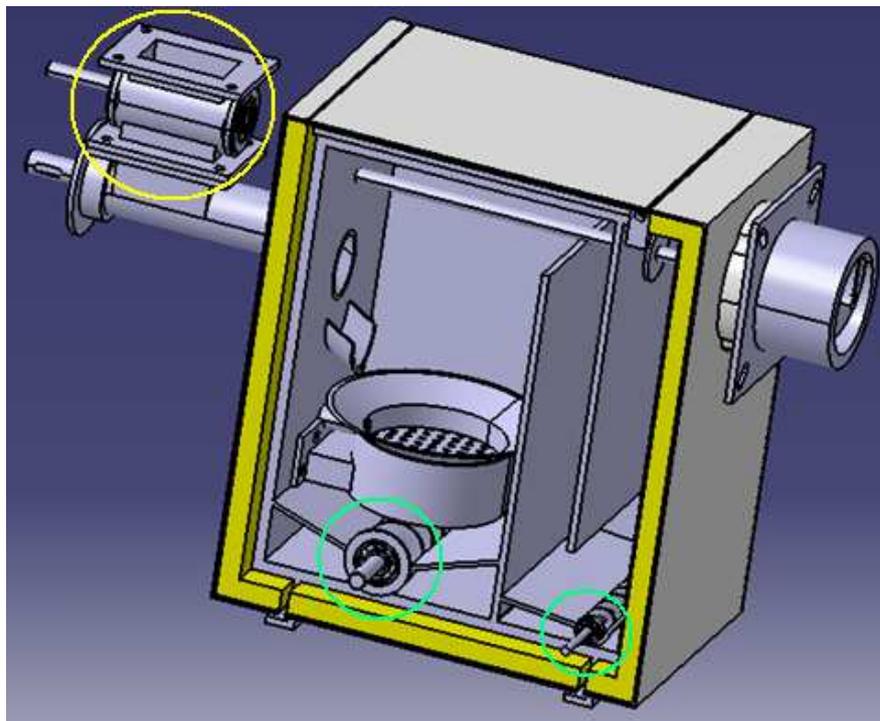


Figura 44. Versão inicial do queimador de *pellets*.

Com o intuito de evitar que os gases se escapem para o circuito de alimentação do combustível, o ventilador centrífugo (usado para a alimentação de ar para combustão)

acoplou-se na conduta de saída dos gases da caldeira a gásóleo, obrigando o sistema a trabalhar em depressão.

Deve ser realçado que, numa fase inicial de desenvolvimento do projecto, se tinha já colocado esta hipótese, não tendo sido concretizada porque se optou por valorizar uma solução que limitasse ao mínimo as interferências com os sistemas originais a alterar, isto é, caldeiras que actualmente usam gásóleo como combustível, sendo que estas normalmente trabalham em sobrepressão. De facto, a consideração da operação em depressão impõe alterações no sistema de escape, para além da substituição do queimador, que se pretendeu evitar. Os problemas entretanto identificados obrigaram a uma revisão desta posição, pelo que foram realizadas as alterações necessárias para impor um funcionamento em depressão, o que evitou a fuga de gases quentes pelo sistema de alimentação de combustível, assim como os problemas associados.

Ultrapassada a adversidade citada acima deu-se um novo início à fase de ensaios de determinação do desempenho energético e ambiental do protótipo, realizando medições de temperatura, composição dos gases de exaustão, consumo de combustível e caudal volúmico de água a aquecer.

Na Figura 45 ilustra-se a instalação de teste do protótipo, de forma esquemática, onde pode-se observar a instrumentação utilizada e a sua disposição.

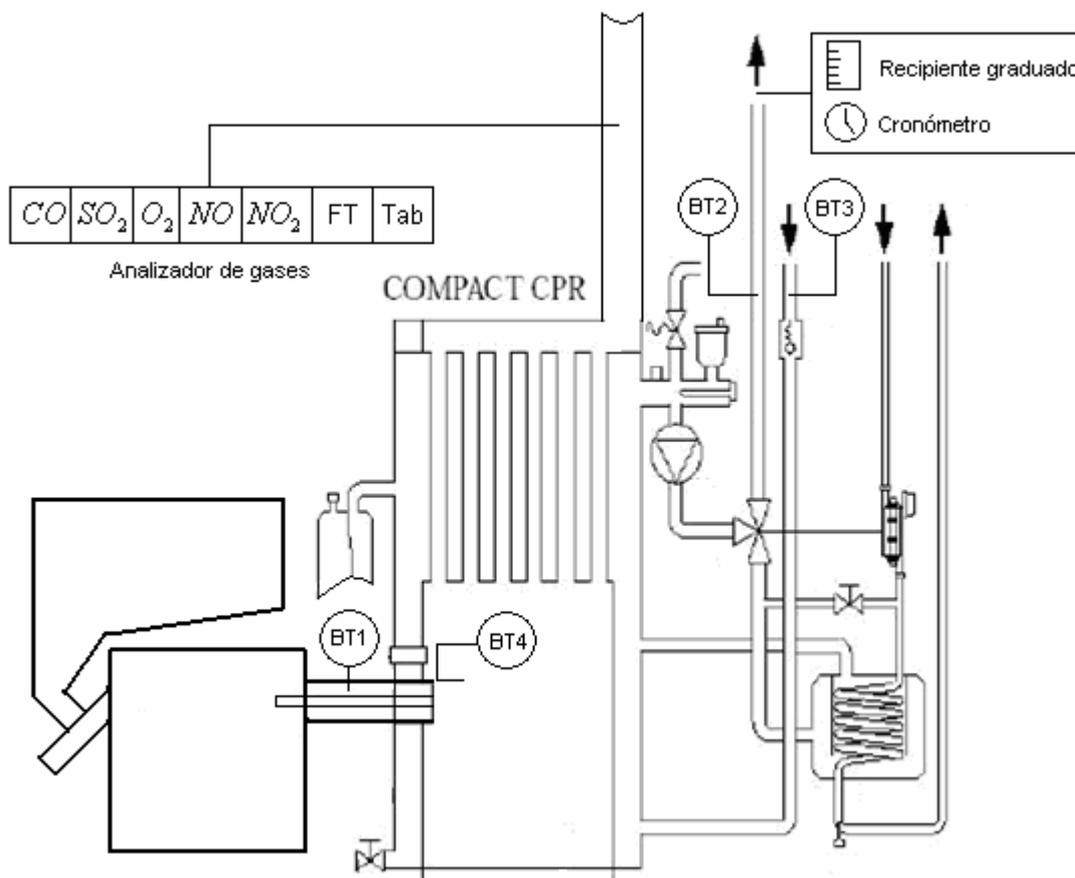


Figura 45. Representação esquemática da instalação de teste do protótipo.

O termopar BT1 do tipo K com 6mm de diâmetro, representado esquematicamente na Figura 45, regista a temperatura dos gases resultante da queima das *pellets* antes de

entrarem na câmara de combustão da caldeira a gás. Por sua vez, o termopar BT4, também do tipo K com 0.5mm de diâmetro, regista a temperatura destes gases no interior da câmara de combustão da caldeira a gás após a adição do ar secundário.

Com o intuito de calcular a energia absorvida pela água que circula no circuito primário, aplicou-se à saída e à entrada deste circuito os termopares do tipo K com 4mm de diâmetro BT2 e BT3, respectivamente. Para a determinação do caudal de água do circuito utilizou-se um recipiente graduado e um cronómetro.

A composição dos gases de exaustão, a respectiva temperatura (FT) e a temperatura ambiente (Tab), foram determinadas recorrendo ao analisador de gases, também representado esquematicamente na Figura 45.

As temperaturas registadas pelos termopares descritos acima (anexos 9, 10 e 11) não foram sujeitas à compensação das perdas por radiação, ou seja, prevê-se que as temperaturas reais sejam ligeiramente superiores.

7.1. Ensaio em regime estacionário

A avaliação do desempenho energético e ambiental do protótipo em regime estacionário teve como base o registo das temperaturas dos termopares descritos no item 7 e a composição dos gases de exaustão para determinados valores de caudais de combustível, de ar para a combustão e de água a aquecer.

As temperaturas medidas pelos termopares, a composição dos gases de exaustão e o caudal de água a aquecer foram registadas de 6 em 6 minutos após a instalação de teste do protótipo atingir o regime estacionário.

A Tabela 6 apresenta a incerteza dos resultados associados aos instrumentos de medição utilizados.

Tabela 6. Incerteza das grandezas medidas.

Instrumento		Erro instrumental
Termopares	BT1	$0.004 \cdot t \text{ } ^\circ\text{C}^1$
	BT2	$1.5 \text{ } ^\circ\text{C}^1$
	BT3	$1.5 \text{ } ^\circ\text{C}^1$
	BT4	$0.004 \cdot t \text{ } ^\circ\text{C}^1$
Recipiente graduado		10ml^2
Cronómetro		$0,01\text{s}^3$
Analisador de gases	CO	10 ppm^1
	SO ₂	5ppm^1
	O ₂	$0,008 \cdot \text{O}_2 \text{ } \%^1$
	NO	$0,05 \cdot \text{NO} \text{ ppm}^1$
	NO ₂	5ppm^1
	FT	$0,005 \cdot t \text{ } ^\circ\text{C}^1$
	Tab	$0.5 \text{ } ^\circ\text{C}^1$

¹ dados fornecidos pelo fabricante; ² metade da menor divisão da escala; ³ menor divisão da escala

Realizaram-se três ensaios em dias diferentes para a determinação da eficiência térmica e do desempenho ambiental do protótipo. Dois dos ensaios foram realizados com frequência de accionamento do motor do transportador de *pellets* a 12.5 Hz mas com diferente caudal de ar para combustão, e o terceiro a 8Hz. As massas de *pellets* introduzidas no cadinho de queima num intervalo de tempo de um minuto, correspondentes

às frequências acima mencionadas, encontram-se no anexo 8 bem com o respectivo tratamento estatístico.

Para cada condição de funcionamento realizaram-se 10 registos que se encontram nos anexos 9, 10 e 11.

No anexo 11 não constam os registos relativos a composição dos gases porque o filtro do analisador de gases já se encontrava saturado de partículas arrastadas pelos gases de exaustão resultante da combustão dos *pellets* e não foi possível a sua substituição durante os ensaios.

O caudal de *pellets* introduzido no cadinho de queima para uma dada frequência de accionamento do motor, \dot{m}_{phz} , pode ser calculado pela seguinte equação:

$$\dot{m}_{phz} = \frac{m_{phz_m}}{t_{phz}} \quad (51)$$

onde m_{phz_m} é a massa média de *pellets* transportada para o cadinho de queima num intervalo de tempo, t_{phz} , de um minuto.

A incerteza associada ao caudal mencionado acima, $\Delta \dot{m}_{phz_m}$, com base na análise numérica, será:

$$\Delta \dot{m}_{phz} = \sqrt{\left(\frac{1}{t_{phz}}\right)^2 (\Delta m_{phz_m})^2 + \left(\frac{-m_{phz_m}}{t_{phz}^2}\right)^2 (\Delta t_{phz})^2} \quad (52)$$

em que Δm_{phz_m} é a incerteza relacionada com a massa média de *pellets* transportada para o cadinho de queima num intervalo de tempo, t_{phz} , de um minuto que, por sua vez, é igual ao desvio padrão da amostra (anexo 8) e Δt_{phz} a incerteza associada ao intervalo de tempo t_{phz} ($t_{phz} = 1 \text{ min}$) que se considerou igual ao tempo de reacção, ou seja, $\Delta t_{phz} = 0.25 \text{ s}$.

A potência teórica fornecida à caldeira correspondente a um determinado caudal de *pellets* transportado para o cadinho de queima para uma dada frequência de accionamento do motor, \dot{Q}_{in} , é dada pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{phz_m} \cdot PCI_{iq} \quad (53)$$

onde PCI_{iq} é o poder calorífico inferior das *pellets* em base húmida (anexo 1).

Para o cálculo da incerteza da potência teórica fornecida à caldeira, $\Delta \dot{Q}_{in}$, que é dada pela equação (54), considerou-se nula a incerteza do poder calorífico inferior das *pellets* em base húmida, (ΔPCI_{iq}), dado que se desconhece a sua incerteza.

$$\Delta \dot{Q}_{in} = \sqrt{(PCI_{iq})^2 (\Delta \dot{m}_{phz_m})^2 + (\dot{m}_{phz_m})^2 (\Delta PCI_{iq})^2} \quad (54)$$

A potência térmica absorvida pelo caudal de água que circula no circuito primário da caldeira a gás, \dot{Q}_{out} , pode ser determinada pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_{agua} \cdot C_{p_{agua}} \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (55)$$

em que \dot{m}_{agua} é o caudal de água que circula no circuito primário da caldeira a gás, $C_{p_{agua}}$ é o calor específico da água a pressão constante e T_{out} e T_{in} são as temperaturas da água à saída (termopar BT2) e à entrada (termopar BT3) do circuito hidráulico da caldeira a gás, respectivamente.

A incerteza associada à potência térmica absorvida pelo caudal de água do circuito primário da caldeira a gás, $\Delta \dot{Q}_{out}$, calculada também com base na análise numérica, será:

$$\Delta \dot{Q}_{out} = \sqrt{(C_{p_{agua}} \cdot (T_{out} - T_{in}))^2 (\Delta \dot{m}_{agua})^2 + (\dot{m}_{agua} C_{p_{agua}})^2 ((\Delta T_{out})^2 + (\Delta T_{in})^2)} \quad (56)$$

onde $\Delta \dot{m}_{agua}$ é a incerteza relacionada com o caudal de água que circula no circuito primário da caldeira a gás, ΔT_{out} e ΔT_{in} são as incertezas das temperaturas da água à saída e à entrada do circuito hidráulico da caldeira a gás, respectivamente, que condizem com as incertezas dos termopares BT2 e BT3, respectivamente.

O caudal de água do circuito hidráulico da caldeira a gás, \dot{m}_{agua} , pode ser definido pela seguinte equação:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{V_{agua} \cdot \rho_{agua}}{t_{agua}} \quad (57)$$

em que V_{agua} é o volume de água que circula no circuito primário num intervalo de tempo, t_{agua} , (anexos 9, 10, e 11) e ρ_{agua} é a sua densidade.

A incerteza associada ao caudal de água do circuito primário, $\Delta \dot{m}_{agua}$, com base na análise numérica, será:

$$\Delta \dot{m}_{agua} = \sqrt{\left(\frac{\rho_{agua}}{t_{agua}}\right)^2 (\Delta V_{agua})^2 + \left(\frac{-V_{agua} \cdot \rho_{agua}}{t_{agua}^2}\right)^2 (\Delta t_{agua})^2} \quad (58)$$

em que ΔV_{agua} é a incerteza relacionada com o volume de água que circula no circuito hidráulico num intervalo de tempo, t_{agua} , e Δt_{agua} a incerteza associada ao intervalo de tempo que se considerou também igual ao tempo de reacção, ou seja, $\Delta t_{agua} = 0.25s$.

Para o cálculo da potência térmica absorvida pelo caudal de água do circuito primário considerou-se que a densidade e o calor específico da água à pressão constante não variam com a temperatura e assumem os valores $989\text{kg}/\text{m}^3$ e $4.18\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$, respectivamente.

7.1.1. Eficiência energética

A estimativa do rendimento térmico do protótipo teve como base o método directo, ou seja, estimou-se através da relação entre a potência teórica fornecida ao protótipo (Tabela 7) e a potência absorvida pela água que circula no circuito primário com um determinado caudal (Tabela 8).

Tabela 7. Potência teórica fornecida ao protótipo.

$\dot{m}_{phz} \pm 0.2$ ($10^{-4}\text{kg}/\text{s}$)	Frequência de accionamento do motor (Hz)	Excesso de ar (%)	$\dot{Q}_{in} \pm 0.4$ (kW)
8.0	12.5	61	14.0
8.0	12.5	50	14.0
5.0	8	-	8.8

Tabela 8. Potência absorvida pela água do circuito primário e respectivo caudal mássico.

Nº de registos	$\dot{Q}_{in} = 14 \pm 0.4$ (kW) Excesso de ar 61%		$\dot{Q}_{in} = 14 \pm 0.4$ (kW) Excesso de ar 50%		$\dot{Q}_{in} = 14 \pm 0.4$ (kW) -	
	$\dot{m}_{agua} \pm 0.1$ ($10^{-2}\text{kg}/\text{s}$)	$\dot{Q}_{out} \pm 0.2$ (kW)	$\dot{m}_{agua} \pm 0.1$ ($10^{-2}\text{kg}/\text{s}$)	$\dot{Q}_{out} \pm 0.2$ (kW)	$\dot{m}_{agua} \pm 0.1$ ($10^{-2}\text{kg}/\text{s}$)	$\dot{Q}_{out} \pm 0.1$ (kW)
1	5.0	10.0	5.2	9.7	4.9	6.4
2	5.0	9.9	5.2	9.7	4.9	6.5
3	5.1	10.0	5.3	9.8	4.9	6.5
4	5.1	10.2	5.2	9.8	4.9	6.5
5	5.0	9.9	5.3	9.9	4.9	6.4
6	5.0	9.9	5.3	9.7	4.9	6.4
7	5.0	10.2	5.2	9.7	4.9	6.5
8	5.0	10.1	5.2	9.6	4.9	6.5
9	5.1	10.4	5.2	9.6	4.8	6.3
10	5.1	10.2	5.3	9.8	4.8	6.4

A potência absorvida pela água do circuito primário (Tabela 8) obtida com um excesso de ar de 50% é inferior para um excesso de ar de 61% para a mesma potência teórica fornecida ao protótipo. Esta ocorrência pode ser atribuída à deposição subsequente de partículas de carbono e cinza ou a incrustações sobre as superfícies de transferência de calor entre os fluidos que circulam no sistema. Esta conclusão pode ser fundamentada nas temperaturas dos gases registadas pelos termopares BT1 e BT4 (anexos 9 e 10) e na fotografia ilustrada na figura 46, tirada depois da conclusão do segundo ensaio, que permite observar a deposição de carbono e cinza no permutador de carcaça e tubos da caldeira a gásóleo.



Figura 46. Deposição de carbono e cinza no permutador de carcaça e tubos da caldeira a gásóleo.

Esta representada na Figura 47 a potência térmica média absorvida pela caldeira a gásóleo em função da potência fornecida ao protótipo. Esta potência e o respectivo desvio padrão foram calculados através dos dados disponíveis na Tabela 8. Com base nesta figura, pode-se concluir que a eficiência energética do sistema de teste se situa entre os 69 e 73%.

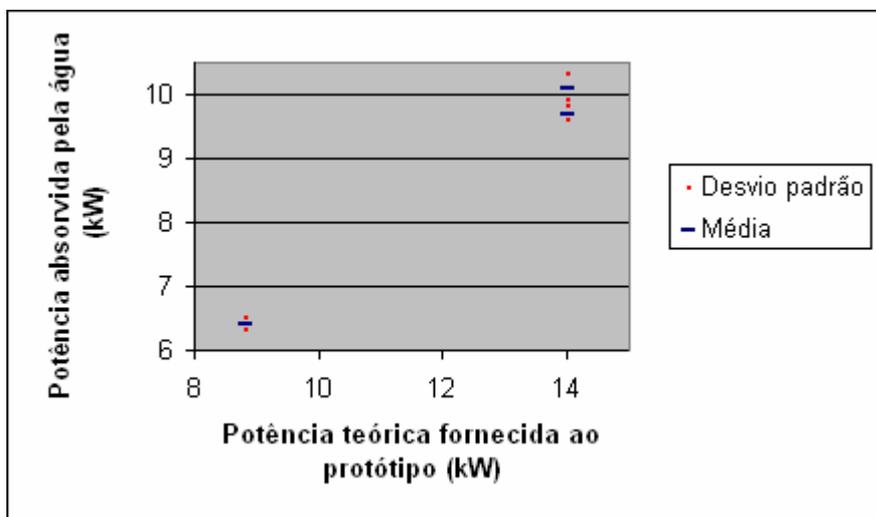


Figura 47. Potência absorvida pela água protótipo.

7.1.2. Emissões

A Figura 48 mostra as emissões dos gases de exaustão do protótipo desenvolvido em função da concentração de oxigénio contida nestes gases para uma potência teórica fornecida de 14kW.

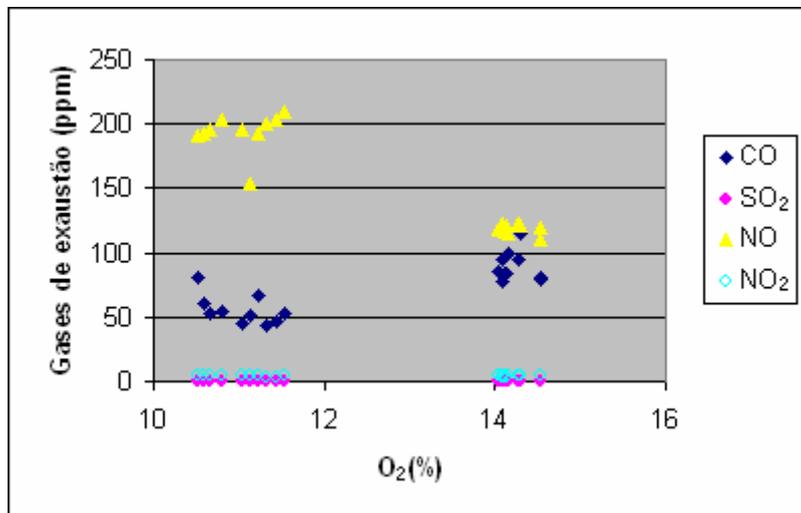


Figura 48. Potência absorvida pela água protótipo.

Para valores mais baixos de O₂ constatou-se que as emissões de CO são reduzidas, o que se poderá dever as temperaturas elevadas atingidas durante a queima do combustível (anexo 9 e 10) e ao elevado tempo de residência dos gases nas câmaras de combustão. Relativamente às emissões de SO₂, verificou-se que eram “nulas” independentemente da concentração de O₂ contida nos gases quentes porque a quantidade de enxofre contida no combustível é quase nula. As concentrações de NO para valores baixos de oxigénio foram superiores devidas as altas temperaturas atingida na combustão. Registou-se um ligeiro aumento na concentração de NO₂ para valores altos de O₂, justificáveis pelo aumento do excesso de ar.

7.1.3. Perdas de energia na instalação

No ensaio do conjunto queimador de *pellets* e caldeira a gasóleo, apenas foram contabilizadas as perdas de energia devido a entalpia dos produtos de combustão emitidos para a atmosfera (Figura 49 e anexos 9 e 10). Ficaram por contabilizar as perdas de energia devido aos inqueimados, radiação, condução e convecção.

Na Figura 49 pode-se observar que a perda de energia nos gases de exaustão aumenta com a concentração de O₂ visto que aumenta o caudal mássico dos fumos, transportando maior quantidade de calor.

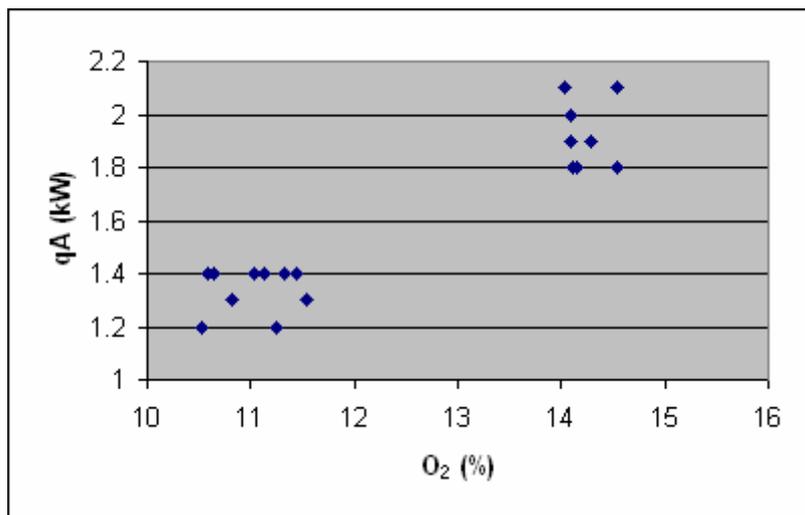


Figura 49. Perda de energia nos gases de exaustão.

7.2. Ensaios de arranque do protótipo

Estes ensaios, que tinham como finalidade a determinação da velocidade de propagação da combustão, taxa de aquecimento, evolução da concentração dos gases poluentes não se realizaram devido a ausência de instrumentação. No caso da evolução da concentração dos gases poluentes justifica-se com a falta de filtros para o analisador de gases.

8. CONCLUSÃO

O presente trabalho visava, numa primeira fase, o projecto e concepção de um protótipo de queima de *pellets* para reconversão de caldeiras a gásóleo e, numa segunda fase, o estudo do desempenho energético e ambiental do protótipo.

Em relação a primeira fase, foi possível desenvolver e construir um queimador de *pellets* sem descurar o facto de que este seria acoplado numa caldeira originalmente projectada para trabalhar com um queimador de gásóleo. Desenvolveu-se e implementou-se um sistema de controlo com uma elevada modelação de modulação de potência. Apesar de existirem bastantes semelhanças ao nível do sistema de controlo entre um queimador de *pellets* e de gásóleo, salienta-se que os queimadores a gásóleo não apresentam grande margem de modulação de potência.

O custo do protótipo (anexo 5) é relativamente elevado, porque foram utilizados componentes eléctricos de protecção mais caros (disjuntores que podiam ser substituídos por fusíveis) por se tratar de um protótipo, tendo sido desenvolvido um sistema de controlo que permite implementar várias curvas de funcionamento do protótipo com o intuito de determinar a que apresenta maior eficiência térmica e ambiental. O produto final não necessitará de empregar alguns dos componentes eléctricos agora utilizados, devido ao facto da sua curva de funcionamento já estar previamente definida, assim como porque alguns dos componentes utilizados poderem ser substituídos por outros mais baratos, desenvolvidos especificamente para o sistema de controlo do conjunto (queimador de *pellets* e caldeira a gásóleo). No caso de produção em série, o custo da estrutura do queimador de *pellets* também será reduzido.

Relativamente ao sistema de queima projectado, apesar dos seus vectores de custo, convém realçar que tem tudo a seu favor para que seja viável. Assim, tem grande margem de modulação de potência, resultante de um sistema de controlo automático de alimentação de combustível e ar para combustão, o combustível utilizado é do tipo renovável (biomassa), neutro do ponto de vista de balanço de CO₂, e mais económico para o utilizador final do que o gasóleo.

De facto, 1000 litros de gasóleo de aquecimento custam 840 € e a energia contida em 1000 litros é 10020kWh ($V \cdot \rho_g \cdot PCI_g = 1 \cdot 835 \cdot 43200 = 36072MJ = 10020kWh$), em que 835 é a massa do gasóleo em kg ocupado por 1000 litros de gasóleo, ρ_g é a densidade do gasóleo em kg/m^3 e 43200 o seu poder calorífico inferior em kJ/kg). Considerando um rendimento da caldeira a gasóleo de 75% (valor médio anual), a energia útil correspondente será 7515kWh. Para produzir a mesma energia (7515kWh), numa caldeira *pellets* com o mesmo rendimento da caldeira a gasóleo, são necessários 2416kg de *pellets*. Sabendo que 1 tonelada de *pellets* custa 140 €, o custo de produção de 7515kWh é de 338.24 € utilizando *pellets* como combustível, ou seja, cerca de 40% do valor original com gasóleo.

O preço do gasóleo de aquecimento utilizado no caso de estudo, acima referido, foi calculado com base no preço do petróleo que se encontrava aproximadamente a 90 dólares o barril. Com a perspectiva do barril de petróleo ultrapassar os 100 dólares, é a altura de se começar a fazer as contas.

Na segunda fase do trabalho determinou-se a eficiência térmica do conjunto (queimador de *pellets* e caldeira a gasóleo) em regime estacionário através da realização de vários ensaios. Constatou-se que o rendimento do conjunto oscilou entre 69 e 73%. Estes valores podem sofrer um aumento considerável se se melhorar o isolamento térmico do protótipo e aproveitar o calor desperdiçado para o meio ambiente.

Não foram realizados ensaios com potência teórica fornecida superior a 14KW devido as temperaturas elevadas registadas nos ensaios realizados com esta potência.

Relativamente as emissões, a concentração de CO diminui com o aumento da temperatura e o inverso sucedeu nas concentrações de NO. As concentrações de SO₂ e NO₂ registadas foram inferiores a 10ppm. Nos ensaios realizados as emissões registadas foram inferiores as permitidas por lei (CO: 860ppm, NO_x: 785ppm e SO₂: 185ppm) e que permite concluir que o protótipo apresenta um desempenho aceitável a nível ambiental.

9. TRABALHOS FUTUROS

Como na maioria das teses de investigação, a riqueza do tema em estudo não se esgotou no trabalho aqui desenvolvido.

Entre os aspectos que mereceriam uma especial atenção destacaria alguns que passo a descrever. A simulação do escoamento dos fumos no protótipo desenvolvido e na caldeira acoplada usando técnicas computacionais aplicadas à mecânica de fluidos (CFX) para otimizar o rendimento quer da combustão, quer da troca de calor para o circuito das águas seria um aspecto que me parece ter especial importância, visto estarmos a propor uma adaptação de um projecto existente.

Por outro lado, como o custo do protótipo construído por construção soldada é relativamente elevado, torna-se importante fazer um estudo da viabilidade económica, no caso de se recorrer a outros processos de fabrico e/ou materiais de construção, sem descurar o desempenho energético e ambiental.

Um outro elemento que tem um peso preponderante no custo final do protótipo é o sistema de controlo. Poder-se-ia desenvolver um controlador dedicado, de baixo custo com funções capazes de substituir o autómato programável, capaz de implementar a curva de funcionamento do protótipo, previamente obtida em laboratório.

Posteriormente, poder-se-ia assumir a construção de um protótipo pré-série para ser apresentado ao mercado incorporando já preocupações ao nível de design industrial, portabilidade entre caldeiras e mesmo a possibilidade de utilizar separadamente ou em simultâneo mais de um combustível.

10. REFERÊNCIAS

- [1] Climonet; <http://www.climanet.pt/noticias/default.asp?ID=114> (última consulta 10 de Maio de 2007)
- [2] Vulcano; http://www.vulcano.pt/images/pdfs/normas/caldeiras_gasoleo/Norma_NM.pdf (última consulta 20 de Junho de 2007)
- [3] Quincy Hydronic Technology; <http://www.qhtinc.com> (última consulta 19 de Julho de 2007)
- [4] Hergóm; <http://www.hergom.com> (última consulta 11 de Julho de 2007)
- [5] Biovarme; www.biovarme.dk/gavina-oliefyr.asp (última consulta 19 de Agosto de 2007)
- [6] Roca; *Manual do grupo térmico de gasóleo da ROCA*
- [7] Ecoflam; <http://www.ecoflam.it> (última consulta 29 de Julho de 2007)
- [8] Energias Renováveis; <http://www.energiasrenovaveis.com/> (última consulta 15 de Setembro de 2007)
- [9] Centro da Biomassa para Energia; *Aquecimento a Biomassa em Grandes Edifícios – Aspectos Técnicos Essenciais*, Setembro de 2002, Anders Erald, Chistian Rakos, Cláudia Mendes, Fredrik Lagergren, Jeppe Bjerg e Teresa Almeida
- [10] Bioenergia; *Manual sobre tecnologias, projectos e instalação*, Fevereiro de 2002 a Janeiro de 2004, Projecto GREENPRO
- [11] Galway Energy Systems; <http://www.galwayenergysystems.com> (última consulta 10 de Setembro de 2007)
- [12] Biotech; <http://www.pelletsworld.com> (última consulta 18 de Setembro de 2007)
- [13] Calimax; <http://www.calimax.com> (última consulta 5 de Agosto de 2007)
- [14] Energie Systeme; <http://www.energiesysteme.fr> (última consulta 24 de Agosto de 2007)
- [15] Obernberger, I. and Thek, G.; *Physical characterisation and chemical composition of densified biomass fuels with regard to their composition behaviour*, Proceedings of The First World Conference on Pellets, Available online 21 July 2004
- [16] OkoFEN; <http://www.pelletsheizung.at> (última consulta 9 de Agosto de 2007)
- [17] Ecoflam; *Manual do grupo térmico de gasóleo da Ecoflam*
- [18] Martins, J.; *Motores de Combustão Interna*, 2005, Publindústria
- [19] Kyle, B. G.; *Chemical and process thermodynamics*, 3rd edition, 1999, Prentice Hall
- [20] Incropera, F. P. and Dewitt, D.P.; *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3rd edition, 1990, John Wiley & Sons
- [21] Simões Morais, J.; *Desenho Técnico Básico 3*, 23^a edição, 2006, Porto Editora

- [22] Cunha, L. V. da; *Desenho Técnico*, 1971, Fundação Calouste Gulbrnkian
- [23] Oliveira, L. A. e Lopes, A. G.; *Mecânica dos Fluidos*, 2006, ETEP - Edições Técnicas e Profissionais,
- [24] SAF; *Guia do utilizador de soldadura manual*, 1ª edição, 1981, ARLÍQUIDO
- [25] Centro da Biomassa para Energia; *Combustíveis lenhosos para edifícios públicos*, Setembro de 2002, Teresa Almeida, Chistian Rakos, Cláudia Mendes e Johannes Haas
- [26] Dias, J., Costa, M. and Azevedo, J.; *Test of small domestic boiler using different pellets*, Accepted 28 July 2003
- [27] Ward, J.; *Industrial Furnace Technology*, European Conferences on Industrial Furnaces and Boilers, Estoril-Portugal, 13,14 and 15 December 2000
- [28] Gomes, J.; *Soluções de aquecimento com recurso à biomassa*, 9 de Maio de 2007
- [29] Coelho, P. e Costa, M.; *Combustão*, 1.ª edição, Outubro de 2007, Edições Orion

ANEXO 1 – Boletim de ensaio de pellets



CBE
Centro
da Biomassa
para a Energia

Centro da Biomassa para a Energia

BIOMASS CENTER FOR ENERGY

BOLETIM DE ENSAIOS

Nº233/04

LABORATÓRIO DE ANÁLISES



ACREDITAÇÃO IPO
974.224
Ensaios
ACREDITAÇÃO IPO

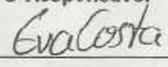
Designação da(s) amostra(s): "Pellets" (nº82/04)
Análise pedida por: BRIQUETES RARO – Sociedade de Aproveitamento de Resíduos, Lda.
R. Pereira Guerner, 160 – Perosinho – V.N. Gaia - 4415 Carvalhos
Data de recepção da(s) amostra(s): 04.01.20
Responsável pela recolha da(s) amostra(s): BRIQUETES RARO
Local de amostragem:

PARÂMETRO	RESULTADO	DATA ENSAIO	MÉTODO
Azoto(%).....	0,477.....	**.....	análise elementar
Carbono(%).....	52,815.....	**.....	análise elementar
Enxofre(ppm).....	≤100.....	**.....	análise elementar
Hidrogénio(%).....	6,699.....	**.....	análise elementar
Cinzas (%).....	0,67*.....	04.02.05 a 04.02.06.....	ASTM D 1102
Humidade (%).....	7,1.....	04.01.20 a 04.02.02.....	LAQ/MI 01
PCS _{bs} (MJ/kg)..... Poder calorífico superior	20,6*.....	04.02.13.....	ASTM D 1989
PCI _{bs} (MJ/kg)..... Poder calorífico inferior	19,1.....	***.....	ASTM D 1989
PCS _{tq} (MJ/kg)..... Poder calorífico superior	19,1.....	***.....	ASTM D 1989
PCI _{tq} (MJ/kg)..... Poder calorífico inferior	17,6.....	***.....	ASTM D 1989

Os resultados apresentados referem-se exclusivamente à(s) amostra(s) ensaiada(s).

MI = método interno do laboratório.
bs – base seca.
tq – tal-qual
*o ensaio assinalado não está incluído no âmbito da acreditação.
**o ensaio assinalado não está incluído no âmbito da acreditação e foi subcontratado.
***valor obtido por cálculo.

Miranda do Corvo, 17 de Fevereiro de 2004.

O Responsável

M^o Carlos Rodrigues / Eva Costa

BE nº 233/04 – Pág. 1/1

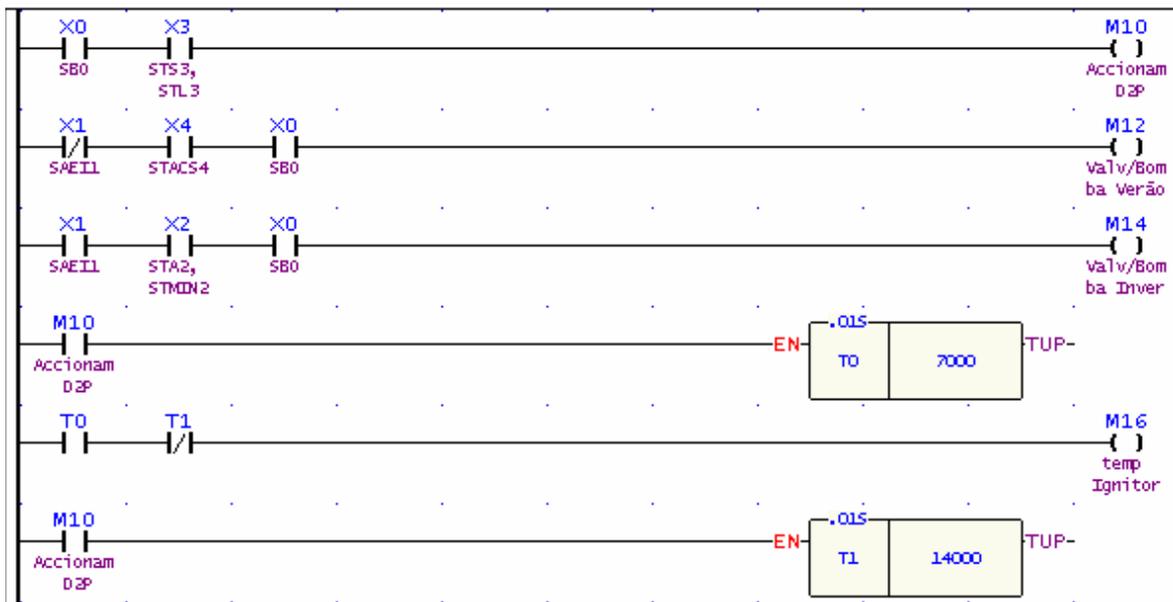
Centro da Biomassa para a Energia, Ap. 49, Zona Industrial, 3220 Miranda do Corvo. Telefone: 239 532436/23 532488 Fax: 239 532452

ANEXO 2 – Desenhos do queimador de *pellets*

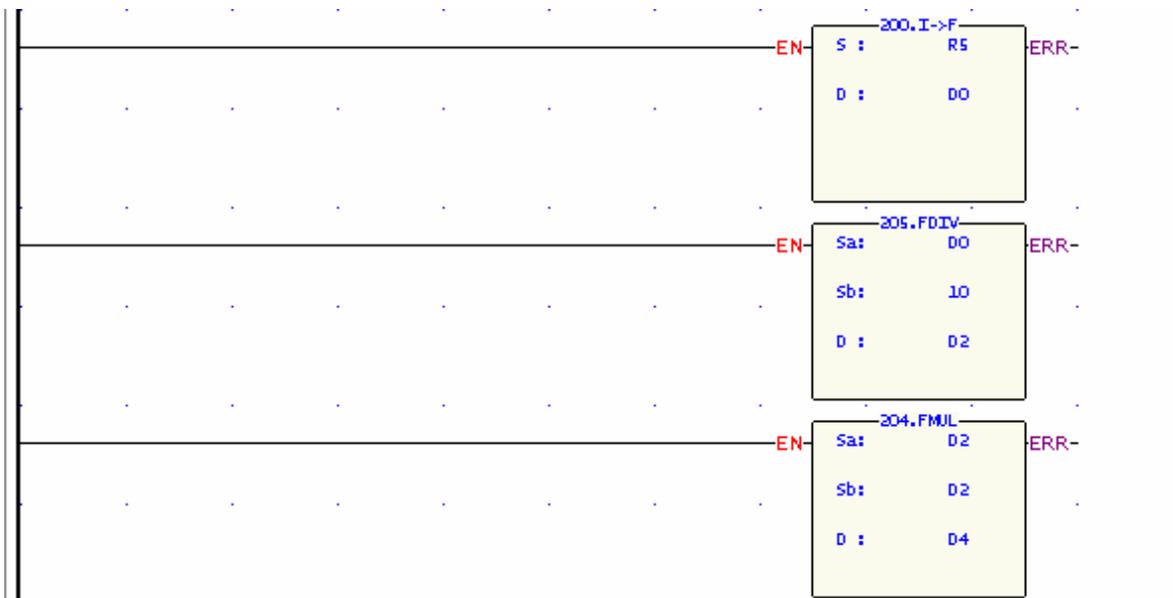
ANEXO 3 – Esquema eléctrico do queimador de *pellets* /caldeira a gasóleo

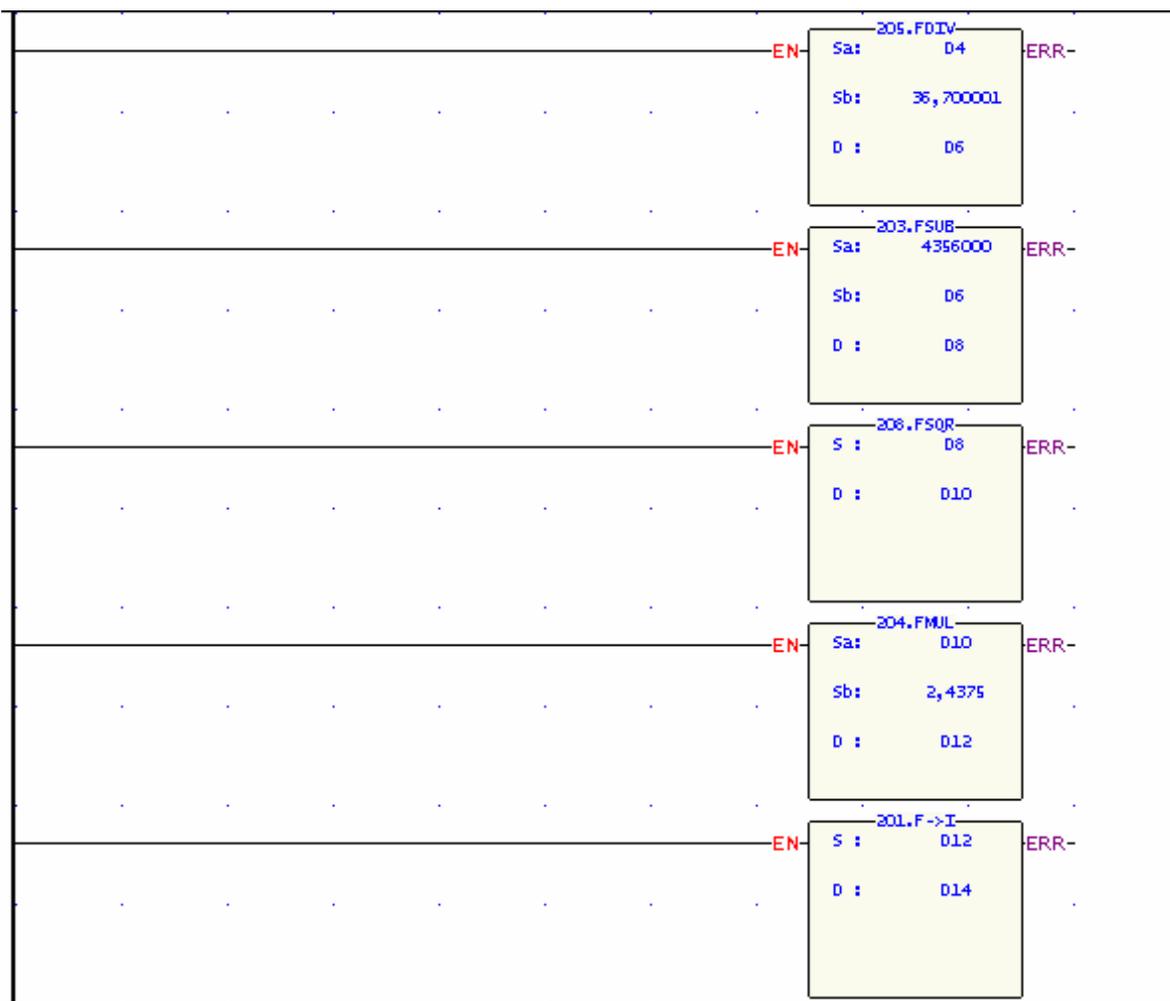
ANEXO 4 – Programa de controlo do queimador de *pellets* /caldeira a gasóleo

Programa principal:

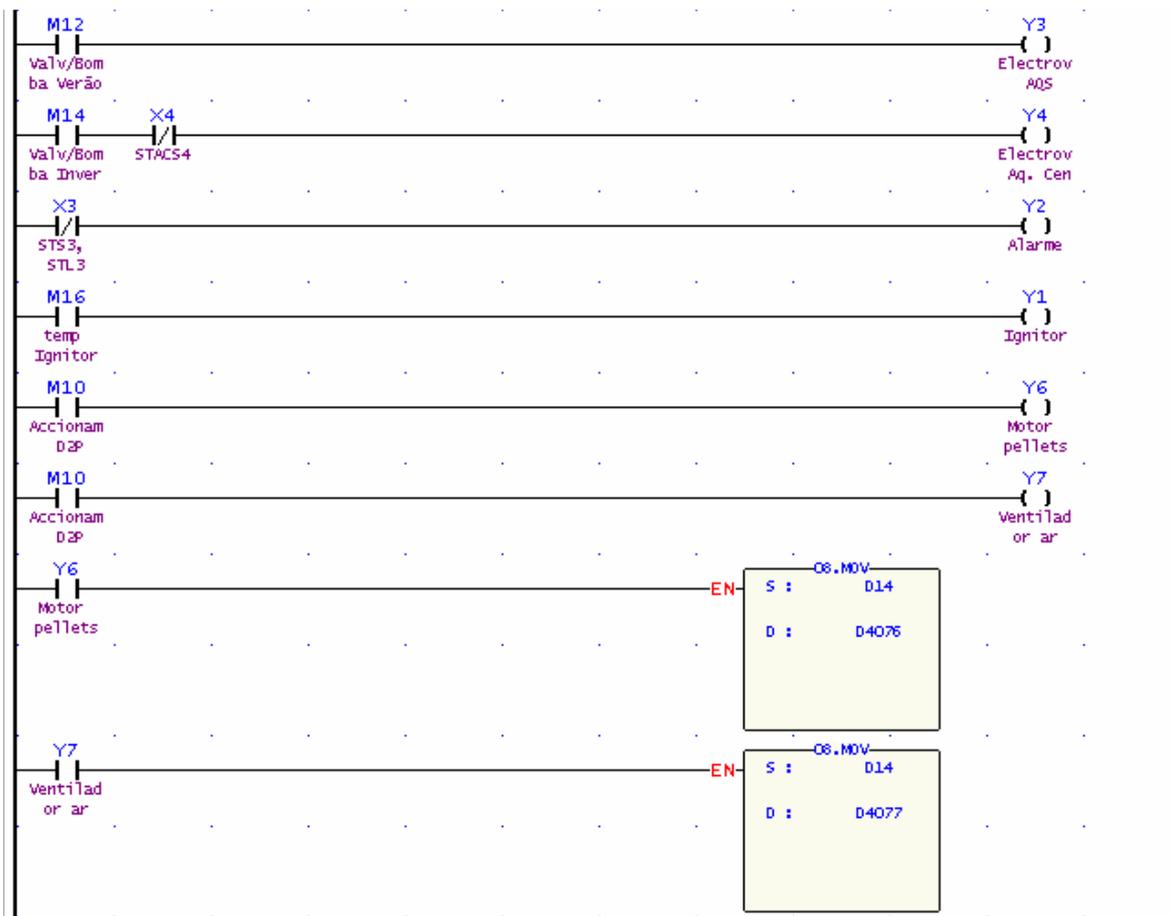


Cálculo da velocidade:





Saídas:



ANEXO 5 – Estimativa Orçamental do queimador de *pellets* construído

DESIGNAÇÃO	Qt.	PREÇO UNIT. (€)	PREÇO (€)
Estrutura em aço refractário	1	1066.70	1066.70
Isolamento em lã de rocha	1	30.40	30.40
Rolamento	1	26.00	26.00
Moto-redutor	1	199.52	199.52
Ventilador	1	163.35	163.35
Ignitor de <i>pellets</i>	1	75.00	75.00
Termopares	2	151.25	302.50
Autómato programável	1	310.20	310.20
Fonte de Alimentação	1	39.32	39.32
Disjuntores	3	17.80	53.40
Disjuntores	2	42.77	85.54
Relé	7	2.67	18.69
Base Relé	7	3.55	24.85
Variadores de velocidade	2	108.42	216.84
Óculo quartz	1	7.50	7.50
Outros	1	75.00	75.00
TOTAL			2694.81

ANEXO 6 – Massa de pellets transportada para o cadinho de queima em 30rpm (m_p), accionando o veio do transportador com ajuda de uma alavanca

Nº de ensaios	$m_p \pm 0.01$ (g)
1	132.16
2	150.20
3	100.05
4	155.09
5	146.49
6	132.78
7	144.91
8	157.37
9	155.28
10	137.15
11	151.10
12	136.19
13	153.12
14	135.17
15	155.16
16	159.19
17	143.66
18	150.24
19	151.17
20	155.82

			Statistic	Std. Error
Massa de pellets	Mean		145,1190	3,05742
	95% Confidence Interval for Mean	Lower Bound	138,7198	
		Upper Bound	151,5182	
	5% Trimmed Mean		146,8411	
	Median		150,2200	
	Variance		186,956	
	Std. Deviation		13,67319	
	Minimum		100,05	
	Maximum		159,19	
	Range		59,14	
	Interquartile Range		18,71	
	Skewness		-2,006	,512
	Kurtosis		5,371	,992

ANEXO 7 – Massa de *pellets* transportada para o cadinho de queima em 1 minuto (m_{phz}), com frequências de accionamento do motor a 50Hz (28rpm) e a 25 Hz (14rpm)

Nº de ensaios	Frequência 50Hz	Frequência 25Hz
	$m_{phz} \pm 0.01$ (g)	$m_{phz} \pm 0.01$ (g)
1	182.02	87.43
2	181.02	98.24
2	183.10	99.03
4	182.16	91.10
5	182.58	96.94
6	184.27	97.53
7	181.98	97.26
8	186.48	94.96
9	189.34	95.84
10	186.43	95.15

			Statistic	Std. Error		
Massa de pellets (50Hz)	Mean		183,9380	,84129		
	95% Confidence Interval for Mean	Lower Bound	182,0349			
		Upper Bound	185,8411			
		5% Trimmed Mean	183,8000			
	Median	182,8400				
	Variance	7,078				
	Std. Deviation	2,66038				
	Minimum	181,02				
	Maximum	189,34				
	Range	8,32				
	Interquartile Range	4,43				
	Skewness	1,043	,687			
	Kurtosis	,220	1,334			
	Massa de pellets (25Hz)	Mean			95,3480	1,12568
		95% Confidence Interval for Mean	Lower Bound		92,8015	
Upper Bound			97,8945			
5% Trimmed Mean			95,5833			
Median		96,3900				
Variance		12,672				
Std. Deviation		3,55972				
Minimum		87,43				
Maximum		99,03				
Range		11,60				
Interquartile Range		3,71				
Skewness		-1,470	,687			
Kurtosis		1,849	1,334			

ANEXO 8 – Massa de *pellets* transportada para o cadinho de queima em 1 minuto (m_{phz}), com frequências de accionamento do motor a 12.5Hz (7rpm) e a 8 Hz (4.5rpm)

Nº de ensaios	Frequência 12.5Hz	Frequência 8Hz
	$m_{phz} \pm 0.01$ (g)	$m_{phz} \pm 0.01$ (g)
1	48.33	30.87
2	49.13	29.37
2	46.11	31.14
4	46.99	27.99
5	48.58	28.58
6	49.45	30.47
7	47.53	31.55
8	47.20	29.53
9	46.11	28.45
10	48.66	29.67

		Statistic	Std. Error	
Massa de pellets (12.5Hz)	Mean	47,8090	,37890	
	95% Confidence Interval for Mean	Lower Bound	46,9519	
		Upper Bound	48,6661	
	5% Trimmed Mean	47,8122		
	Median	47,9300		
	Variance	1,436		
	Std. Deviation	1,19818		
	Minimum	46,11		
	Maximum	49,45		
	Range	3,34		
	Interquartile Range	2,01		
	Skewness	-,215	,687	
	Kurtosis	-1,321	1,334	
	Massa de pellets (8Hz)	Mean	29,7620	,38441
		95% Confidence Interval for Mean	Lower Bound	28,8924
Upper Bound			30,6316	
5% Trimmed Mean		29,7611		
Median		29,6000		
Variance		1,478		
Std. Deviation		1,21560		
Minimum		27,99		
Maximum		31,55		
Range		3,56		
Interquartile Range		2,39		
Skewness	,039	,687		

ANEXO 9 – Parâmetros registados durante o ensaio com uma frequência de accionamento do motor do transportador de *pellets* a 12.5 Hz e excesso de ar de 61%

Frequência 12.5Hz ($\dot{m}_{phz} = 7.97 \cdot 10^{-4} \text{ kg / s}$), excesso de ar 61%									
Nº de registos	CO±10 (ppm)	SO ₂ ±5 (ppm)	O ₂ ±0.11 (%)	NO±6 (ppm)	NO ₂ ±5.0 (ppm)	FT±0.8 (°C)	Tab±0.5 (°C)	CO ₂ (%)	qA (%)
1	84	0	14.11	117	3.9	167.2	20.4	6.06	13.0
2	95	0	14.09	122	4.1	165.9	19.8	5.60	14.6
3	115	0	14.29	121	4.3	167.0	20.1	6.19	13.3
4	79	0	14.53	110	3.9	166.4	20.6	6.05	14.9
5	81	0	14.54	119	4.1	165.5	20.1	6.09	13.2
6	85	0	14.03	118	4.3	168.6	19.6	5.84	14.9
7	99	0	14.15	115	4.1	168.2	19.4	6.32	13.2
8	95	0	14.28	122	4.3	168.7	19.5	6.11	13.8
9	84	0	14.14	121	3.7	169.2	20.4	6.41	12.6
10	77	0	14.09	123	3.7	166.0	19.9	6.29	13.4

Frequência 12.5Hz ($\dot{m}_{phz} = 7.97 \cdot 10^{-4} \text{ kg / s}$), excesso de ar 61%						
Nº de registos	BT1±3.4 (°C)	BT4±2.0 (°C)	BT2±1.5 (°C)	BT3±1.5 (°C)	V _{agua} ±10 (ml)	t _{agua} ±0.25 (s)
1	858.8	492.2	62.9	14.6	780	15.50
2	838.6	490.1	62.0	14.6	770	15.21
3	851.9	493.7	62.0	14.5	800	15.64
4	839.1	485.1	62.8	14.6	780	15.27
5	827.5	483.4	62.3	14.6	780	15.55
6	854.1	490.1	62.3	14.5	780	15.51
7	864.0	497.4	62.9	14.6	800	15.67
8	8605	499.9	63.0	14.6	780	15.40
9	856.1	502.4	63.1	14.6	800	15.41
10	840.2	493.2	62.8	14.6	800	15.62

ANEXO 10 – Parâmetros registados durante o ensaio com uma frequência de accionamento do motor do transportador de pellets a 12.5 Hz e excesso de ar de 50%

Frequência 12.5Hz ($\dot{m}_{phz} = 7.97 \cdot 10^{-4} \text{ kg / s}$), excesso de ar 50%									
Nº de registos	CO±10 (ppm)	SO ₂ ±5 (ppm)	O ₂ ±0.09 (%)	NO±10 (ppm)	NO ₂ ±5.0 (ppm)	FT±0.8 (°C)	Tab±0.5 (°C)	CO ₂ (%)	qA (%)
1	53	0	10.65	195	0	162.4	18.0	8.54	9.7
2	81	0	10.53	191	0	162.6	18.3	9.03	8.5
3	66	0	11.24	193	0	162.8	17.9	9.56	8.6
4	60	0	10.58	192	0	163.7	17.9	8.62	9.7
5	53	0	11.54	209	0	163.3	17.5	8.39	9.5
6	45	0	11.03	196	0	162.1	17.9	8.13	10.1
7	51	0	11.13	154	0	162.7	17.2	8.58	9.8
8	54	0	10.81	203	0	162.5	17.6	9.27	9.1
9	44	0	11.33	200	0	164.3	18.2	8.67	9.9
10	47	0	11.44	203	0	164.8	17.1	8.93	9.9

Frequência 12.5Hz ($\dot{m}_{phz} = 7.97 \cdot 10^{-4} \text{ kg / s}$), excesso de ar 50%						
Nº de registos	BT1±4.3 (°C)	BT4±2.5 (°C)	BT2±1.5 (°C)	BT3±1.5 (°C)	V _{agua} ±10 (ml)	t _{agua} ±0.25 (s)
1	1080.2	622.2	58.9	14.4	840	15.87
2	1073.0	626.8	59.0	14.4	830	15.78
3	1086.1	623.4	58.9	14.4	830	15.56
4	1054.9	631.1	59.0	14.4	820	15.50
5	1089.1	628.9	59.1	14.3	840	15.75
6	1075.0	623.4	58.5	14.3	840	15.81
7	1078.8	618.1	58.9	14.4	830	15.71
8	1081.4	619.1	58.3	14.3	840	15.93
9	1073.7	613.0	58.6	14.4	810	15.40
10	1073.7	612.1	58.7	14.4	840	15.75

ANEXO 11 – Parâmetros registados durante o ensaio com uma frequência de accionamento do motor do transportador de pellets a 8 Hz

Frequência 8Hz ($\dot{m}_{phz} = 4.96 \cdot 10^{-4} \text{ kg / s}$)									
Nº de registos	CO \pm 10 (ppm)	SO $_2$ \pm 5 (ppm)	O $_2$ \pm 0.09 (%)	NO \pm 10 (ppm)	NO $_2$ \pm 5,0 (ppm)	FT \pm 1.5 ¹ (°C)	Tab \pm 1.5 ¹ (°C)	CO $_2$ (%)	qA (%)
1	-	-	-	-	-	112.1	19.0	-	-
2	-	-	-	-	-	111.3	18.5	-	-
3	-	-	-	-	-	110.5	18.7	-	-
4	-	-	-	-	-	112.3	18.3	-	-
5	-	-	-	-	-	112.0	19.1	-	-
6	-	-	-	-	-	110.3	18.8	-	-
7	-	-	-	-	-	109.5	19.0	-	-
8	-	-	-	-	-	111.3	18.4	-	-
9	-	-	-	-	-	111.7	18.2	-	-
10	-	-	-	-	-	110.8	18.5	-	-

¹ temperaturas registadas com auxílio de termopares do tipo k com 6mm de diâmetro

Frequência 8Hz ($\dot{m}_{phz} = 4.96 \cdot 10^{-4} \text{ kg / s}$)						
Nº de registos	BT1 \pm 4.3 (°C)	BT4 \pm 2.5 (°C)	BT2 \pm 1.5 (°C)	BT3 \pm 1.5 (°C)	V _{agua} \pm 10 (ml)	t _{agua} \pm 0.25 (s)
1	740.5	-	45.4	14.2	760	15.36
2	737.5	-	45.7	14.1	760	15.34
3	720.5	-	45.9	14.2	750	15.20
4	729.2	-	46.1	14.2	770	15.70
5	731.4	-	45.8	14.2	760	15.40
6	727.8	-	45.6	14.1	750	15.25
7	730.9	-	45.9	14.2	760	15.37
8	723.9	-	45.7	14.1	760	15.32
9	734.2	-	45.3	14.2	770	15.81
10	738.6	-	45.8	14.2	770	15.75

Os anexos desta tese apenas poderão ser consultados através do CD-ROM.

Por favor queira dirigir-se ao 4º piso da Biblioteca e solicitá-lo no balcão de atendimento.