



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

João Pedro da Silva Pereira

Conceção e caracterização de um conjunto queimador-permutador de calor para um sistema de Micro-Cogeração

Dissertação de Mestrado em Energia para a Sustentabilidade (EfS), na especialidade de
“Sistemas de Energia e Políticas Energéticas”, apresentada à Universidade de Coimbra,
para o grau de Mestre.

Presidente: Prof. Doutor Nuno Vieira Simões

Vogal: Prof. Doutor Gilberto Cordeiro Vaz

Orientador: Prof. Doutor José Manuel Baranda Ribeiro

Coimbra, fevereiro de 2014

“Os que se encantam com a prática sem a ciência são como os timoneiros que entram no navio sem timão nem bússola, nunca tendo certeza do seu destino”.

(Leonardo da Vinci)

AGRADECIMENTOS

Considero que a secção de agradecimentos não me permite agradecer devidamente a todas as pessoas que, ao longo deste mestrado em Energia para a Sustentabilidade (EfS), me ajudaram a cumprir os meus objetivos e a realizar esta etapa tão importante da minha formação académica.

Ainda assim, é com enorme satisfação que expresso aqui o meu mais profundo agradecimento a todos aqueles que tornaram a realização da minha dissertação de mestrado tão proveitosa e enriquecedora.

Para primeiro reconhecimento, gostaria de agradecer ao Professor Doutor José Manuel Baranda Ribeiro, orientador desta dissertação, pela sua disponibilidade, pelo incentivo à realização de novos desafios, esclarecimento de dúvidas, sugestões assertivas e por todo o esforço que dedicou para que este projeto fosse sempre em frente.

Às empresas envolvidas no projeto Hebe¹, enfatizando a empresa Sciven Lda. (empresa líder do consórcio) por me ter acolhido tão bem na sua organização e por criar todas as condições que possibilitassem a realização desta dissertação.

Por último e não menos importante, quero agradecer à minha família, principalmente à minha mãe e à minha namorada, por todo o apoio, carinho, compreensão e encorajamento.

RESUMO

O trabalho desenvolvido nesta tese insere-se no âmbito do projeto de I&DT Hebe que visa o desenvolvimento de uma caldeira de micro-cogeração, para uso doméstico, do tipo mural, a gás natural. O trabalho reportado refere-se a uma das tarefas desse projeto, designada por *Projeto do Queimador*. O objetivo final desta tarefa será a construção de um conjunto queimador-permutador de calor que cumpra os requisitos de funcionamento exigidos pelo sistema Hebe. Na fase de desenvolvimento do projeto em que esta dissertação decorreu, a equipa de investigação encontra-se focada na demonstração da prova de conceito do primeiro protótipo experimental Hebe.

Este trabalho iniciou-se com uma pesquisa de mercado das soluções comerciais disponíveis para o cumprimento da função exigida ao conjunto queimador-permutador de calor, que se revelou infrutífera e que levou ao desenvolvimento de um projeto próprio para o referido conjunto. O trabalho aqui descrito refere-se às fases do desenho de conceção (definição do princípio de funcionamento), desenho de detalhe, acompanhamento do processo produtivo, montagem, teste e caracterização. É descrito em detalhe o processo de pesquisa e análise que levou à definição do princípio de funcionamento, as dificuldades técnicas que se puseram à sua construção, os diferentes aspetos da montagem, os testes de segurança e o modo como o sistema a eles respondeu e finalmente é apresentada uma caracterização detalhada do modo como a energia fornecida ao sistema é distribuída e utilizada.

Palavras-Chave: Inovação > Sistemas Sustentáveis > Micro-Cogeração >
Eficiência Energética > Sector residencial

ABSTRACT

The work described in this thesis is part of an R&D project called Hebe, which aims to development a wall type micro-CHP boiler for domestic use, using natural gas as fuel. This thesis refers to one of the tasks of the project, named “*Projeto do Queimador*”, in which the ultimate goal is to build a burner-heat exchanger set that meets the operational desires required by Hebe. This took place during the development phase of the project, in which the research team were focused in demonstrating the proof of concept of the first experimental Hebe prototype.

Initially, a market survey of the available commercial solutions to fulfil the function requirements from the burner-heat exchanger was performed. This proved unsuccessful and led to the development of a project of said assembly. The work described here, refers to the phases of design (definition of the operating principles), detail design, monitoring of the production process, assembly, test and finally the characterization of the burner-heat exchanger. The research process and analysis that led to the definition of the operating principles is described in detail, as well as the technical difficulties that occurred in its construction, the different aspects of the assembly, the safety tests and how the system responded to them and finally, a detailed characterization of how the energy supplied to the system is distributed and used, is also presented.

Keywords: Innovation > Sustainable Systems > Micro-Cogeneration >
Energy Efficiency > Domestic user

ÍNDICE

AGRADECIMENTOS	I
RESUMO	III
ABSTRACT	IV
ÍNDICE	V
LISTA DE FIGURAS	VII
LISTA DE TABELAS	X
LISTA DE ACRÓNIMOS	XI
LISTA DE SIGLAS	XII
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. APRESENTAÇÃO E DESCRIÇÃO DO PROJETO HEBE	1
1.2. CONCEITOS GERAIS DO PROJETO HEBE	1
1.3. MOTIVAÇÃO E OBJETIVOS	5
1.4. ENQUADRAMENTO NO ÂMBITO EFS	6
1.5. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	7
2. PROJETO DE CONCEÇÃO	9
2.1 REQUISITOS DE FUNCIONAMENTO	9
2.2 PESQUISA NO MERCADO	10
2.3 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	14
2.4 CARACTERÍSTICAS DO QUEIMADOR SELECIONADO.....	17
2.5 DESENHOS DE DETALHE.....	18
2.5.1 <i>Configuração (base) 1a</i>	19
2.5.2 <i>Configuração 1b</i>	27
3. CONSTRUÇÃO E MONTAGEM	34
3.1 CONFIGURAÇÃO (BASE) 1A.....	34
3.2 CONFIGURAÇÃO 1B.....	38
3.2.1 <i>Câmara de combustão</i>	38
3.2.2 <i>Câmara de aquecimento</i>	41
3.2.3 <i>Conjunto 1b (Montagem final)</i>	42
3.3 INSTALAÇÕES E EQUIPAMENTOS AUXILIARES.....	42
3.3.1 <i>Alimentação de água da rede</i>	42

3.3.2	<i>Descarga dos condensados</i>	43
3.3.3	<i>Rampa de gás natural</i>	44
3.3.4	<i>Alimentação elétrica do queimador</i>	44
4.	TESTES	46
4.1	TESTES DE SEGURANÇA (COMISSIONAMENTO).....	46
4.2	FALHA NO FUNCIONAMENTO DO QUEIMADOR.....	49
4.2.1	<i>Análise e determinação das causas</i>	50
4.2.2	<i>Soluções propostas</i>	54
4.3	ENSAIOS DE CARACTERIZAÇÃO.....	59
4.3.1	<i>Metodologia de ensaio</i>	60
4.3.2	<i>Equipamento usado na caracterização</i>	63
5.	CARACTERIZAÇÃO - BALANÇOS ENERGÉTICOS	68
5.1	CÁLCULOS DE COMBUSTÃO.....	68
5.2	DEFINIÇÃO DO SISTEMA, FRONTEIRAS E FLUXOS MÁSSICOS E ENERGÉTICOS.....	71
5.3	INDICADORES DE PERFORMANCE E CASCATA DE ENERGIA.....	79
5.4	ANÁLISE DE RESULTADOS.....	84
6.	CONCLUSÕES	94
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	97
ANEXOS		
	ANEXO A – FICHAS TÉCNICAS	
	ANEXO B – DESENHOS DE DETALHE (PDF)	
	ANEXO C – MODELAÇÃO EM EES	
	ANEXO D – TRATAMENTO DE DADOS E RESULTADOS EM EXCEL	

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - PRINCÍPIO DE COGERAÇÃO.....	2
FIGURA 2 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO COM TURBINA A GÁS DO TIPO “TOPPING CYCLE”	3
FIGURA 3 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO DO TIPO “BOTTOMING CYCLE”	3
FIGURA 4 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO DO TIPO “CICLO COMBINADO”	4
FIGURA 5 - ESQUEMA BÁSICO DE FUNCIONAMENTO DO CICLO <i>RANKINE</i>	4
FIGURA 6 - INTEGRAÇÃO ESQUEMÁTICA DO CICLO DE <i>RANKINE</i> NA CALDEIRA HEBE	5
FIGURA 7 - DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE QUEIMADORES DE DIFUSÃO PARA CALDEIRAS DOMÉSTICAS.....	11
FIGURA 8 - INTEGRAÇÃO DE QUEIMADOR DE DIFUSÃO NUMA CALDEIRA COM UM PERMUTADOR DE CALOR HORIZONTAL ALHETADO..	11
FIGURA 9 - INTEGRAÇÃO DE QUEIMADOR DE DIFUSÃO NUMA CALDEIRA COM UM PERMUTADOR DE CALOR ALHETADO HORIZONTAL EM SÉRIE E COM UM PERMUTADOR DE CALOR HELICOIDAL.....	12
FIGURA 10 - ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO DE QUEIMADOR DE PRÉ-MISTURA	12
FIGURA 11 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA INTEGRAÇÃO DE QUEIMADORES DE PRÉ-MISTURA COM PERMUTADORES DE CALOR HELICOIDAIS PARA CALDEIRAS DOMÉSTICAS	13
FIGURA 12 - ESQUEMA EM CORTE DO CONJUNTO QUEIMADOR-PERMUTADOR DA "ECR INTERNATIONAL"	14
FIGURA 13 - ESBOÇO INICIAL DO PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO CONJUNTO QUEIMADOR-PERMUTADOR DA HEBE.....	15
FIGURA 14 - FOTOGRAFIAS DO QUEIMADOR RIELLO RX 35 S/PV.....	17
FIGURA 15 - EXTRATO DO CATÁLOGO COMERCIAL DA SÉRIE RX DOS QUEIMADORES DE PRÉ-MISTURA DA RIELLO.....	17
FIGURA 16 - DIMENSÕES DE REFERÊNCIA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO PARA O QUEIMADOR RIELLO 28 S/PV ON-OFF	18
FIGURA 17 - PROJEÇÃO ISOMÉTRICA DO DESENHO 1A	19
FIGURA 18 - PROJEÇÃO ISOMÉTRICA, EM CORTE, DA CONFIGURAÇÃO DE BASE 1A.....	19
FIGURA 19 - PROJEÇÃO ISOMÉTRICA DA TAMPA FRONTAL	20
FIGURA 20 - PROJEÇÃO ISOMÉTRICA DA TAMPA FRONTAL COM O <i>INNER CYLINDER</i>	21
FIGURA 21 - PROJEÇÃO ISOMÉTRICA DA TAMPA TRASEIRA.....	21
FIGURA 22 - PROJEÇÃO ORTOGONAL CILÍNDRICA E ISOMÉTRICA DO CORPO CENTRAL	22
FIGURA 23 - PROJEÇÃO ORTOGONAL CILÍNDRICA E ISOMÉTRICA DO CORPO CENTRAL COM O <i>OUTER CYLINDER</i>	23
FIGURA 24 - PROJEÇÃO DO PERMUTADOR DE CALOR.....	24
FIGURA 25 - PROJEÇÃO DA SAÍDA DO TUBO DA ESPIRAL DO PERMUTADOR DE CALOR PELA TAMPA TRASEIRA.....	24
FIGURA 26 - PORMENOR DOS SUPORTES DE FIXAÇÃO DO CONJUNTO NA TAMPA FRONTAL E NA TAMPA TRASEIRA	25
FIGURA 27 - PROJEÇÃO ISOMÉTRICA DAS PARTES 1 E 2 DA CHAMINÉ.....	26
FIGURA 28 - PROJEÇÃO ISOMÉTRICA DA Sonda DE RECOLHA DOS GASES DE COMBUSTÃO PARA ANÁLISE	26
FIGURA 29 - PROJEÇÃO EM CORTE DA Sonda DE RECOLHA DOS GASES DE COMBUSTÃO PARA ANÁLISE	27
FIGURA 30 - PROJEÇÃO ISOMÉTRICA DA MONTAGEM FINAL DA CÂMARA DE COMBUSTÃO COM A TAMPA FRONTAL 1B	28
FIGURA 31 - PROJEÇÃO ISOMÉTRICA DA CONFIGURAÇÃO FINAL 1B.....	28
FIGURA 32 - PROJEÇÃO ISOMÉTRICA DA CONFIGURAÇÃO FINAL 1B, EM CORTE	28
FIGURA 33 - PROJEÇÃO ISOMÉTRICA DA TAMPA EXTERIOR.....	29

FIGURA 34 - PROJEÇÃO ISOMÉTRICA DA TAMPA DA CÂMARA DE AQUECIMENTO	30
FIGURA 35 - PROJEÇÃO ISOMÉTRICA DA TAMPA DA CÂMARA DE AQUECIMENTO E DO CILINDRO INTERIOR COM O <i>INNER CYLINDER</i>	30
FIGURA 36 - PROJEÇÃO ORTOGONAL CILÍNDRICA E ISOMÉTRICA DO CORPO EXTERIOR	31
FIGURA 37 - PROJEÇÃO DA CAMISA DE REFRIGERAÇÃO EXTERIOR.....	32
FIGURA 38 - PROJEÇÃO ORTOGONAL CILÍNDRICA E ISOMÉTRICA DO CORPO EXTERIOR COM A CAMISA DE REFRIGERAÇÃO.....	32
FIGURA 39 - PORMENOR DOS SUPORTES DE FIXAÇÃO DO DESENHO 1B	33
FIGURA 40 - MONTAGEM DA TAMPA FRONTAL COM O <i>INNER CYLINDER</i> E O SUPORTE	35
FIGURA 41 - MONTAGEM DO QUEIMADOR NA TAMPA FRONTAL.....	35
FIGURA 42 - MONTAGEM DO PERMUTADOR DE CALOR NO CORPO CENTRAL	36
FIGURA 43 - MONTAGEM DO PERMUTADOR DE CALOR NO CORPO CENTRAL COM A TAMPA TRASEIRA E O SUPORTE	36
FIGURA 44 - MONTAGEM DA CHAMINÉ COM PEÇAS DE FIXAÇÃO	37
FIGURA 45 - SONDA DE RECOLHA DOS GASES PARA ANÁLISE NA SUA POSIÇÃO FINAL NO INTERIOR NA CHAMINÉ	37
FIGURA 46 - MONTAGEM DA CHAMINÉ (COM ISOLAMENTO EXTERIOR) COM A SONDA E PEÇAS DE FIXAÇÃO À CÂMARA BASE	38
FIGURA 47 - TAMPA EXTERIOR	39
FIGURA 48 - SUPORTE DA TAMPA EXTERIOR	39
FIGURA 49 - CORPO EXTERIOR COM CAMISA DE REFRIGERAÇÃO	40
FIGURA 50 - MONTAGEM DA TAMPA TRASEIRA COM O CORPO DE REFRIGERAÇÃO.....	40
FIGURA 51 - MONTAGEM DA CÂMARA DE COMBUSTÃO COM O QUEIMADOR	41
FIGURA 52 - MONTAGEM DA TAMPA DA CÂMARA DE AQUECIMENTO COM O <i>INNER CYLINDER 1B</i>	41
FIGURA 53 - MONTAGEM FINAL DA CÂMARA DE AQUECIMENTO COM A CÂMARA DE COMBUSTÃO E O QUEIMADOR.....	42
FIGURA 54 - ALIMENTAÇÃO DE ÁGUA DO CONJUNTO 1B.....	43
FIGURA 55 - COLETOR PARA OS CONDENSADOS DA CONFIGURAÇÃO 1B	44
FIGURA 56 - QUEIMADOR EM FUNCIONAMENTO DURANTE OS ENSAIOS DE SEGURANÇA COM A CÂMARA ABERTA.....	47
FIGURA 57 - RESULTADO DA EXPLOSÃO DA CABEÇA DO QUEIMADOR	49
FIGURA 58 - EXEMPLO DE CONDIÇÕES INACEITÁVEIS DO FUNCIONAMENTO DO QUEIMADOR	50
FIGURA 59 - FOTOGRAFIA TÉRMICA ($\varepsilon = 0,9$) DO QUEIMADOR A 20kW COM EXCESSO DE AR PRÉ-DEFINIDO POR FÁBRICA	51
FIGURA 60 - FOTOGRAFIA SIMPLES DO QUEIMADOR A 20kW COM EXCESSO DE AR PRÉ-DEFINIDO POR FÁBRICA.....	52
FIGURA 61 - FOTOGRAFIA TÉRMICA ($\varepsilon = 0,9$) DO QUEIMADOR A 20kW COM UM AUMENTO DO EXCESSO DE AR	52
FIGURA 62 - FOTOGRAFIA SIMPLES DO QUEIMADOR A 20kW COM UM AUMENTO DO EXCESSO DE AR	53
FIGURA 63 - FOTOGRAFIA SIMPLES DO QUEIMADOR A 25kW AO AR AMBIENTE, COM UM AUMENTO DO EXCESSO DE AR.....	53
FIGURA 64 - PROJEÇÃO DA SOLUÇÃO 1	54
FIGURA 65 - QUEIMADOR RIELLO 40 GS3.....	55
FIGURA 66 - CARACTERÍSTICAS DO QUEIMADOR RIELLO 40 GS3	55
FIGURA 67 - PROJEÇÃO DA SOLUÇÃO 2	56
FIGURA 68 - PROJEÇÃO DA SOLUÇÃO 3	57
FIGURA 69 - PROJEÇÃO DA SOLUÇÃO 4	57
FIGURA 70 - PROJEÇÃO DA SOLUÇÃO 5	58

FIGURA 71 - QUEIMADOR EM FUNCIONAMENTO DURANTE OS ENSAIOS DE SEGURANÇA NA CÂMARA DE COMBUSTÃO DA CONFIGURAÇÃO 1B	59
FIGURA 72 - DIAGRAMA DE PRINCÍPIO DO CONJUNTO QUEIMADOR-PERUTADOR DE CALOR (CONFIGURAÇÃO 1B).....	61
FIGURA 73 - TEMPERATURAS REGISTRADAS PELO PROGRAMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS HEBE DURANTE CADA ENSAIO.....	62
FIGURA 74 - AVALIAÇÃO DOS CONDENSADOS DURANTE OS ENSAIOS DE CARACTERIZAÇÃO	64
FIGURA 75 - MEDIDOR DE GÁS (ESQUERDA) E MANÓMETRO DE BAIXAS PRESSÕES (DIREITA)	64
FIGURA 76 - TERMORESISTÊNCIA PT100 DA RESITEC - TR.800	65
FIGURA 77 - CABO DE TERMOPAR TIPO K DA RS	66
FIGURA 78 - TERMOPAR DE BAINHA DO TIPO K DA RS.....	66
FIGURA 79 - TERMOPAR DE BAINHA DO TIPO N DA RS	66
FIGURA 80 - MEDIDOR DE CAUDAL DA UCC INTERNATIONAL.....	67
FIGURA 81 - ANALISADOR DE GASES HORIBA MEXA-584L	67
FIGURA 82 - ESQUEMA REPRESENTATIVO DAS RELAÇÕES ENTRE AS POTÊNCIAS PRESENTES NO CONJUNTO.....	71
FIGURA 83 - ESQUEMA DO BALANÇO ENERGÉTICO (CASCATA DE ENERGIA) DO CONJUNTO	72
FIGURA 84 - ERRO ASSOCIADO A TERMOPARES DE BAINHA COM 1,5MM DE DIÂMETRO, EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DO GÁS E DA TEMPERATURA EFETIVA DO MEIO ENVOLVENTE	75
FIGURA 85 - RELAÇÕES ESTIMADAS DAS TEMPERATURAS NÃO MEDIDAS NO CONJUNTO	78
FIGURA 86 - RELAÇÃO DAS PERDAS PARA O EXTERIOR ENTRE A CA E A CC.....	78
FIGURA 87 - DIAGRAMA DE SANKEY (FLUXO DE ENERGIA EM CASCATA)	84
FIGURA 88 - POTÊNCIA DEFINIDO NO QUEIMADOR VS. POTÊNCIA REAL DE COMBUSTÃO.....	85
FIGURA 89 - EXCESSO DE AR VS. RENDIMENTO DA CA EM RELAÇÃO À POTÊNCIA DE FUNCIONAMENTO	86
FIGURA 90 - VALOR DAS POTÊNCIAS PERDIDAS OU TRANSFERIDAS VS. VALOR DA POTÊNCIA REAL DE COMBUSTÃO	89
FIGURA 91 - RELAÇÃO DAS POTÊNCIAS PERDIDAS OU TRANSFERIDAS VS. VALOR DA POTÊNCIA REAL DE COMBUSTÃO.....	90
FIGURA 92 - POTÊNCIA DE REFRIGERAÇÃO VS. POTÊNCIA REAL DE COMBUSTÃO (CAUDAL DO PERMUTADOR = 0,1 KG/S)	91
FIGURA 93 - POTÊNCIA DE REFRIGERAÇÃO VS. POTÊNCIA REAL DE COMBUSTÃO (CAUDAL PERMUTADOR = 0,15 KG/S)	92
FIGURA 94 - POTÊNCIA DE REFRIGERAÇÃO VS. POTÊNCIA REAL DE COMBUSTÃO (CAUDAL PERMUTADOR = 0,2 KG/S)	92
FIGURA 95 - RENDIMENTO DA CA VS. POTÊNCIA TRANSFERIDA CA (CAUDAL REFRIGERAÇÃO = 0,05 KG/S).....	93
FIGURA 96 - RENDIMENTO DA CA VS. POTÊNCIA TRANSFERIDA CA (CAUDAL REFRIGERAÇÃO = 0,1 KG/S).....	93

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - DESCRIÇÃO DA FIGURA 18	20
TABELA 2 - DESCRIÇÃO DA FIGURA 32	29
TABELA 3 - DESCRIÇÃO DA FIGURA 72	61
TABELA 4 - DESCRIÇÃO DA FIGURA 73	62
TABELA 5 - INFLUÊNCIA DA POSIÇÃO DA SONDA DE TEMPERATURA NO INTERIOR DA TUBAGEM DO PERMUTADOR DE CALOR	65
TABELA 6 - COMPOSIÇÃO QUÍMICA DIÁRIA DO GÁS NATURAL EM COIMBRA (AMEAL)	68
TABELA 7 - CORRELAÇÕES DOS COEFICIENTES DE CONVECÇÃO NATURAL.....	77
TABELA 8 - RESULTADOS OBTIDOS PARA UMA POTÊNCIA DEFINIDA DE 8kW.....	80
TABELA 9 - RESULTADOS OBTIDOS PARA UMA POTÊNCIA DEFINIDA DE 10kW.....	80
TABELA 10 - RESULTADOS OBTIDOS PARA UMA POTÊNCIA DEFINIDA DE 15kW.....	81
TABELA 11 - RESULTADOS OBTIDOS PARA UMA POTÊNCIA DEFINIDA DE 20kW.....	81
TABELA 12 - RESULTADOS OBTIDOS PARA UMA POTÊNCIA DEFINIDA DE 25kW.....	82
TABELA 13 - RESULTADOS OBTIDOS PARA UMA POTÊNCIA DEFINIDA DE 30kW.....	82
TABELA 14 - RESULTADOS OBTIDOS PARA UMA POTÊNCIA DEFINIDA DE 35kW.....	83
TABELA 15 - VARIAÇÃO MÁXIMA DOS FATORES APRESENTADOS NO DIAGRAMA DE SANKEY (FIGURA 87).....	83

LISTA DE ACRÓNIMOS

- AI - *Analysis Indicate* (Indicador de gases);
- AISI - *American Iron and Steel Institute*;
- AQS - Águas quentes sanitárias;
- B - Queimador (*Boiler*);
- CA - Câmara de aquecimento;
- CC - Câmara de combustão;
- CHE - Condensador (*Condenser Heat Exchanger*);
- CHP - *Combined Heat and Power* (Produção combinada de energia térmica e mecânica);
- EES - *Engineering Equation Solver*;
- EfS - *Energy for Sustainability* (Energia para a Sustentabilidade);
- FI - *Flowrate Indicator* (Indicador de caudal);
- FR - *Flowrate Record* (Registo digital do cauda);
- FT - *Flowrate Transmit* (Transmissor de caudal);
- G / C - Gerador / Conversor;
- GN - Gás Natural;
- GRMS - Estação de Regulação de Pressão e Medição;
- I&D - Investigação e Desenvolvimento;
- I&DT - Investigação e Desenvolvimento Tecnológico;
- MIT - *Massachusetts Institute of Technology*;
- P1 - Bomba de circulação e pressurização do fluido de trabalho (*Pump 1*);
- P2 - Bomba de circulação da água da rede do sistema de aquecimento central (*Pump 2*);
- PI - *Pressure Indicator* (Transmissor de pressão);
- QREN - Quadro de Referência Estratégica Nacional;
- SAC - Sistema de aquecimento central;
- T - Microturbina de vapor (*Turbine*);
- TI - *Temperature Indicate* (Indicador de temperatura);
- TR - *Temperature Record* (Registo digital da temperatura);
- TT - *Temperature Transmit* (Transmissor de temperatura);
- UC - Universidade de Coimbra;
- vs. - *Versus* (Em relação a, oposição);

LISTA DE SÍMBOLOS

Corpo Principal

- β - Coeficiente de expansão volumétrica [K^{-1}];
- σ - Constante de *Stefan-Boltzmann* [$\frac{W}{m^2 \times K^4}$];
- ε - Emissividade;
- η - Rendimento;
- ν - Viscosidade cinemática [$\frac{m^2}{s}$];
- \bar{h}_f^o - Entalpia de formação em base molar [$\frac{J}{mol}$];
- \bar{h}_{vap} - Entalpia de vaporização em base molar [$\frac{J}{mol}$];
- \bar{h} - Entalpia em base molar [$\frac{J}{mol}$];
- \dot{Q} - Potência térmica [W]
- \dot{V} - Caudal volúmico [$\frac{m^3}{s}$]
- \dot{W} - Potência mecânica [W]
- \bar{c}_s - Consumo em base molar [$\frac{mol}{s}$];
- \dot{m} - Caudal mássico [$\frac{kg}{s}$];
- \dot{n} - Número em moles [mol]
- A - Área [m^2];
- a - Coeficiente estequiométrico do CO_2 na equação de combustão;
- b - Coeficiente estequiométrico do O_2 na equação de combustão;
- c - Coeficiente estequiométrico do N_2 na equação de combustão;
- c_p - Calor específico a pressão constante [$\frac{J}{kg \times K}$];
- D - Diâmetro [m];
- g - Velocidade da aceleração gravítica [$\frac{m}{s^2}$];
- h - Coeficiente de transferência de calor por convecção [$\frac{W}{m^2 \times K}$];
- k - Condutibilidade térmica [$\frac{W}{m \times K}$];
- Lc - Característica de forma da superfície [m];

M - Massa molar [$\frac{kg}{mol}$];

Nu - Número de *Nusselt*;

p - Pressão [*Pa*];

PC_{calculado} - Poder calorífico com as condições reais de condensação [$\frac{J}{kg}$];

PCi - Poder calorífico inferior [$\frac{J}{kg}$];

PCs - Poder calorífico superior [$\frac{J}{kg}$];

Pr - Número de *Prandtl*;

Ra - Número de *Rayleigh*;

R_u - Constante universal dos gases perfeitos [$\frac{J}{mol \times K}$];

T - Temperatura [°C];

x_v - Fração molar de um gás puro numa mistura gasosa [*mol*];

Z - Coeficiente estequiométrico do H₂O na equação de combustão;

λ - Excesso de ar;

ρ - Densidade [$\frac{kg}{m^3}$];

y - Coeficiente estequiométrico do ar na equação de combustão;

Índices:

∞ - Envolvente (espaço circundante);

amb - Ambiente;

aquec - Referente ao aquecimento da mistura ar-GN até à temperatura de referência;

aquec,AR - Aquecimento do ar de combustão até à temperatura de referência;

aquec,GN - Aquecimento do GN até à temperatura de referência;

burner - Prato de fixação do queimador ao conjunto;

CA - Câmara de aquecimento;

CC - Câmara de combustão;

ch - Valor real de uma propriedade no local do termopar;

chama - Chama do bocal do queimador na CC;

chaminé - Referente à chaminé;

chaminé_i - Ponto de medição superior da chaminé;

chaminé_s - Ponto de medição inferior da chaminé;

cil_{int} - Superfície superior do *inner cylinder* da CA;

comb,PCs - Referente à combustão do GN com o ar atmosférico considerando o PCs;

cond - Condensados totais do conjunto;

cond1 - Condensados correspondentes à CC;

cond2 - Condensados correspondentes à CA;

conico - Superfície cônica da CC;

conv - Transferência de calor por convecção;

env - Envolvente;

esp - Face exterior (num ponto intermédio) do permutador de calor da CA;

est - Quantidade de uma combustão estequiométrica;

ext1 - Perdas para o exterior na CC;

ext2 - Perdas para o exterior na CA;

g - Referente ao ponto de entrada do gás natural no queimador;

gas(real) - Referente ao valor real medido pelo termopar à entrada da CA

gas_int - Ponto intermédio dos gases de combustão no interior da CA;

gas1 - Entrada central da CA;

gas2 - Entrada lateral da CA;

GN - Gás natural;

in - Entrada da água no permutador de calor na CA;

in1 - Enviada para o conjunto (sem energia de aquecimento inicial do GN e do ar);

in2 - Entrada na CA;

out - Saída da água no permutador de calor na CA;

P - Produtos da combustão;

permutador - Permutador de calor da CA;

pump - Bomba de circulação do fluido trabalho;

R - Reagentes da combustão;

rad - Radiação;

ref - Valor de referência ($p=1\text{atm}$ e $t=25^\circ\text{c}$);

ref_ext - Superfície exterior da câmara de refrigeração na CC;

ref_in - Entrada da água de refrigeração na CC;

ref_out - Saída da água de refrigeração na CC;

refrig - Circuito de refrigeração da CC;

s - Superfície;

total - Engloba a CA e a CC;

tp - Termopar;

1. INTRODUÇÃO

1.1. Apresentação e descrição do Projeto Hebe

O trabalho apresentado nesta dissertação decorre no âmbito do projeto de I&DT, financiado maioritariamente pelo QREN, denominado “Hebe: Uma caldeira de micro-cogeração para a produção combinada de água quente e eletricidade a nível doméstico”. O projeto está a ser levado a cabo por um consórcio liderado pela empresa Sciven, uma *spin-off* da Universidade de Coimbra, e engloba a própria Universidade de Coimbra, o Instituto Superior Técnico e a empresa Active Space Technologies.

O objetivo deste projeto é o desenvolvimento de uma caldeira doméstica do tipo mural, a gás natural, com a capacidade para gerar calor e eletricidade de forma combinada, capaz de reduzir substancialmente a fatura energética da habitação e as emissões de CO₂ associadas, através de uma utilização integrada da energia primária.

As vantagens competitivas da caldeira Hebe face aos produtos dos concorrentes de caldeiras atuais e aos concorrentes de caldeiras de micro-cogeração, decorrem de um projeto orientado para a criação sustentada de inovação, quer ao nível dos componentes críticos da máquina, quer ao nível do funcionamento da máquina como um sistema otimizado. Espera-se que o resultado seja uma solução realmente competitiva com benefícios claros quer para o seu utilizador, quer para a sociedade.

Espera-se que com utilização da caldeira Hebe o utilizador possa obter poupanças que poderão alcançar os 25% da fatura energética, sem qualquer tipo de “*feed-in tariff*” (apoio estatal). Simultaneamente, este equipamento poderá permitir até 18% de redução de emissões de CO₂. (Sciven, Projecto Hebe: Dossier apresentação, 2012)

1.2. Conceitos gerais do projeto Hebe

Relativamente às definições técnicas, a Hebe insere-se dentro do grupo de sistemas de cogeração doméstica ou micro-cogeração. Basicamente consegue-se definir cogeração como um processo de produção simultânea de energia térmica e energia mecânica (normalmente convertida em energia elétrica), destinados ao consumo próprio ou de terceiros, a partir de uma fonte de energia primária - combustível (biomassa, gás natural, gás propano, resíduos industriais, entre outras). Nestes sistemas, a energia térmica produzida, depois de utilizado para

a produção de energia elétrica é recuperada para, por exemplo: o aquecimento de espaços, o aquecimento de água, etc., em oposição aos métodos tradicionais de produção de eletricidade por via térmica, que desperdiçam todo o calor inerente ao processo. O conceito de “micro” pode ser ligado ao “cliente-objetivo” do projeto Hebe definindo-se como uma produção de pequena escala de calor e eletricidade para edifícios públicos ou comerciais, apartamentos e/ou casas individuais (estas unidades produzem energia tanto para o aquecimento de espaços (SAC) como para aquecimento de águas quentes sanitárias (AQS) enquanto fornece eletricidade para complementar e/ou substituir o fornecimento proveniente da rede).

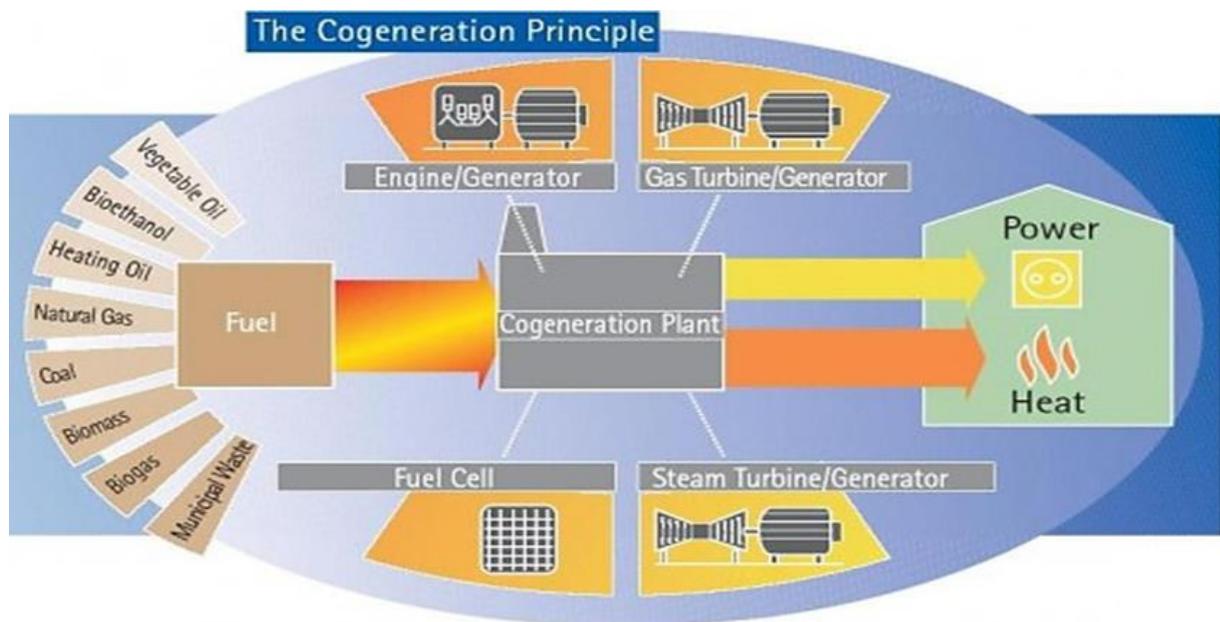


Figura 1 - Princípio de cogeração (CogenEurope, The European Association for the Promotion of Cogeneration)

Os sistemas de cogeração podem classificar-se, quanto ao modo de organização, em três tipos: *topping cycle*, *bottoming cycle* e, numa situação especial, em ciclo combinado.

Topping cycle: utiliza-se o combustível, de uma forma praticamente direta, para gerar eletricidade/energia mecânica, através de um motor alternativo de combustão interna, de uma turbina de gás ou de motores térmicos de *Rankine* ou *Stirling*. A energia contida nos gases de escape do dispositivo utilizado para a produção do trabalho mecânico (*prime mover*), ou a energia cedida no condensador no caso de ciclo *Rankine* ou ainda a energia cedida no regenerador no caso de ciclo *Stirling*, é depois aproveitada para a produção de energia térmica útil (água quente, vapor, etc.) como se observa na representação esquemática apresentada na Figura 2 para a situação típica com uma turbina a gás.

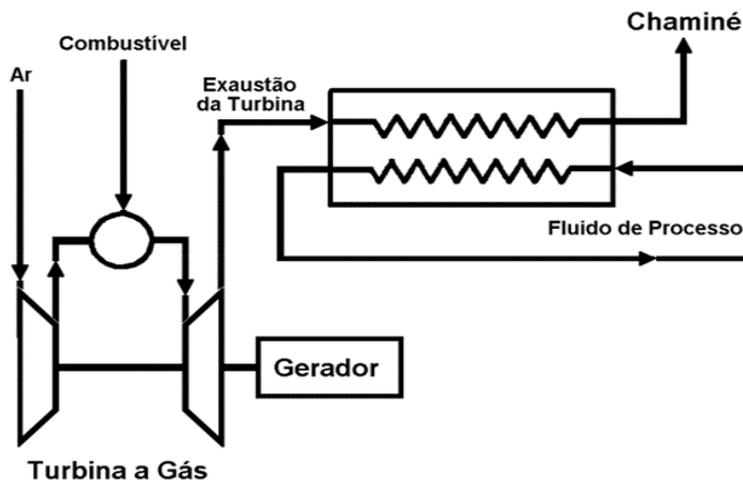


Figura 2 - Representação esquemática de um sistema de cogeração com turbina a gás do tipo “topping cycle” (Pinheiro, COGERAÇÃO - Combined Heat and Power (CHP), 2012)

Bottoming cycle: a energia térmica (da combustão) começa por ser usada para o processo (e.g. em fornos), sendo que os gases quentes que saem do forno, ou de um reator, passam por uma caldeira de recuperação onde a energia que possuem vai ser utilizada para a vaporização de um fluido de trabalho, normalmente água. O fluido vaporizado (vapor de água no caso comum) seguirá assim para uma turbina de vapor para produzir trabalho, como se pode observar pela representação esquemática deste tipo de ciclos apresentada na Figura 3.

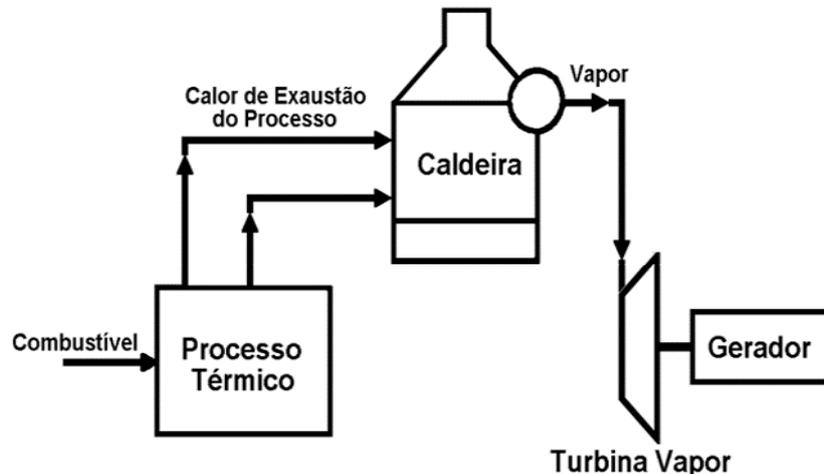


Figura 3 - Representação esquemática de um sistema de cogeração do tipo “bottoming cycle” (Pinheiro, COGERAÇÃO - Combined Heat and Power (CHP), 2012)

Ciclo combinado: representa uma situação particular que resulta do funcionamento combinado de uma turbina a gás com uma turbina a vapor, ambas a produzirem energia elétrica. Os gases de escape da turbina a gás são utilizados para produzir vapor num gerador de vapor ou numa caldeira de recuperação. Esse vapor seguirá para uma turbina a vapor para produzir mais energia mecânica, como se consegue observar na representação esquemática apresentada na Figura 4.

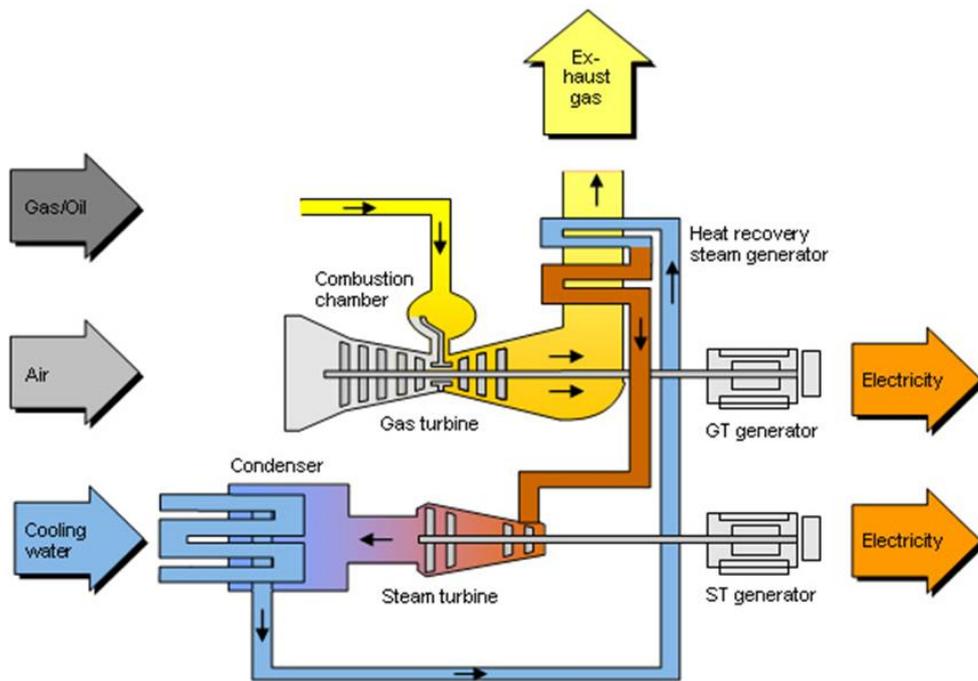


Figura 4 - Representação esquemática de um sistema de cogeração do tipo “ciclo combinado” (Siemens, Siemens' combined-cycle process schematic)

O projeto Hebe visa desenvolver um sistema de cogeração do tipo *topping cycle* com motor térmico de *Rankine*, ou seja, pretende-se utilizar o combustível para gerar eletricidade (num ciclo *Rankine*) sendo aproveitado o calor residual dessa produção dessa energia elétrica.

O motor térmico de *Rankine* usado no sistema de micro-cogeração do projeto Hebe utiliza um fluido de trabalho que sofre um conjunto sequencial de quatro evoluções termodinâmicas para converter energia térmica em trabalho (energia mecânica). Idealmente, e de acordo com a Figura 5, esse conjunto de quatro processos pode ser descrito como:

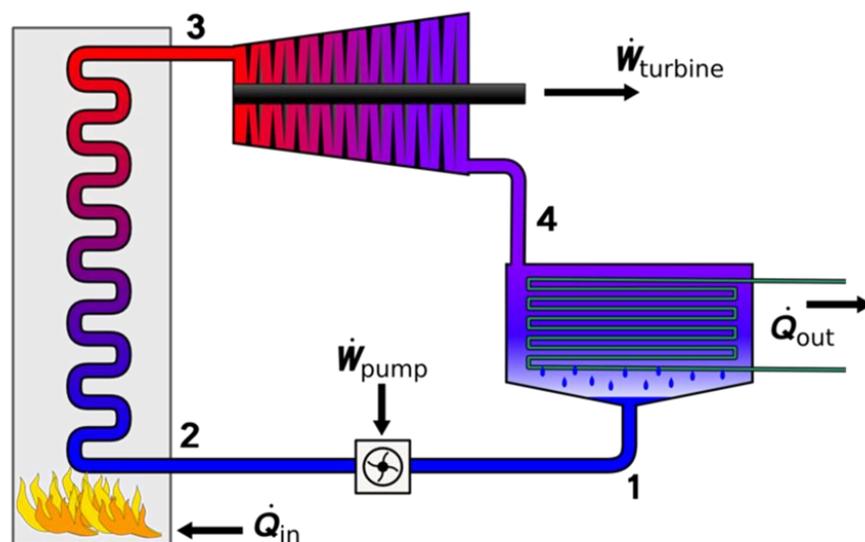


Figura 5 - Esquema básico de funcionamento do ciclo *Rankine* (Wikipedia, Ciclo Rankine)

Processo 1-2: O fluido de trabalho, no estado líquido, é pressurizado por uma bomba;

Processo 2-3: O fluido de trabalho, a alta pressão, entra na caldeira onde é aquecido a uma pressão constante por uma fonte externa de calor para se tornar em vapor, normalmente sobreaquecido;

Processo 3-4: O vapor sobreaquecido é expandido numa turbina, gerando assim trabalho mecânico. Este processo de expansão diminui a temperatura e a pressão do vapor, podendo ocorrer alguma condensação (vapor húmido);

Processo 4-1: O vapor húmido entra num permutador de calor (condensador) onde é condensado, com pressão constante, passando para o estado líquido.

A integração do ciclo de *Rankine* no sistema de micro-cogeração da Hebe conduz ao princípio de funcionamento apresentado esquematicamente na Figura 6.

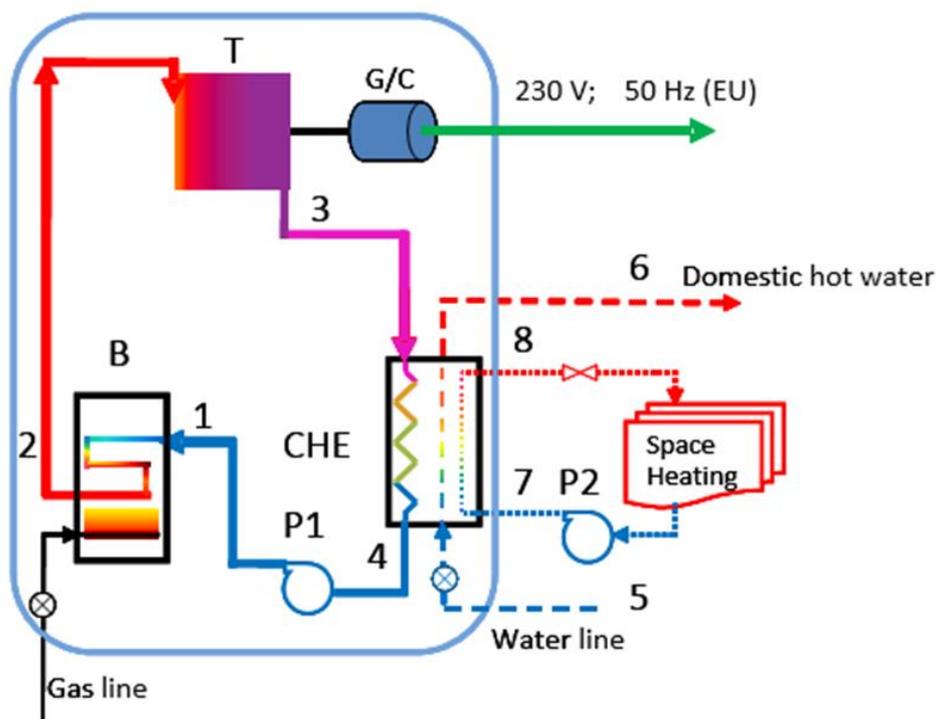


Figura 6 - Integração esquemática do ciclo de *Rankine* na caldeira Hebe (Ribeiro, Carvalho, & Santos, Projecto do Queimador Desenho 0.x, 2013)

1.3. Motivação e objetivos

Como referido, esta dissertação surge para a obtenção do grau de Mestre do programa EfS - MIT na especialidade de “Sistemas de Energia e Políticas Energéticas” da Universidade de Coimbra e o trabalho nela desenvolvida insere-se na atividade 3, tarefa 4 (designada por *Projeto do Queimador*) e na atividade 2, tarefa 2 (designada por Características Técnicas-Comerciais dos Componentes de Massa) do projeto Hebe.

As referidas tarefas visaram, numa primeira fase, a pesquisa de mercado com o objetivo de se encontrar um equipamento suscetível de ser utilizado na Hebe, e numa segunda fase, uma vez verificada a inexistência desse equipamento, o projeto de um conjunto queimador-permutador adequado às necessidades da Hebe.

O trabalho desenvolvido nesta dissertação apresentou-se, pelo enquadramento e o carácter bastante aplicado mas, simultaneamente, inovador e original, um desafio não isento de dificuldades mas, e também por isso, extremamente aliciante.

Encontra-se dentro dos objetivos pretendidos com esta dissertação realizar o projeto de conceção, acompanhamento da construção, montagem e realização de diversos testes - ensaios de segurança, controlo, afinação, funcionamento e de caracterização do conjunto queimador-permutador de calor e dos respetivos sistemas auxiliares de controlo. Após isso, pretende-se realizar uma cuidadosa análise de resultados e verificar se o conjunto projetado cumpre todos os requisitos de funcionamento da caldeira Hebe.

1.4. Enquadramento no âmbito EfS

Como foi referido anteriormente, esta dissertação foi realizada com vista à obtenção do grau de Mestre do programa EfS - MIT na especialidade de “Sistemas de Energia e Políticas Energéticas” da Universidade de Coimbra.

A iniciativa Energia para a Sustentabilidade da Universidade de Coimbra (EfS-UC) envolve uma iniciativa de docentes e investigadores de treze Unidades de I&D da Universidade de Coimbra, oriundos das Faculdades de Economia, de Psicologia e Ciências da Educação e de Ciências e Tecnologia. No âmbito desta iniciativa desenvolvem-se atividades de formação avançada, de 2º e de 3º ciclo em associação com o Programa MIT Portugal. Estas atividades assumem um carácter marcadamente interdisciplinar e de elevado potencial de interação com a indústria e a sociedade em geral, tanto do ponto de vista dos sistemas urbanos como dos sistemas de produção industrial e de energia (convencionais ou a partir de fontes renováveis), dos edifícios e dos transportes, com o intuito de responder aos desafios envolvidos na conceção, operação e regulação de sistemas que produzem, transportam ou utilizam energia.

Sucintamente, o programa de formação EfS possui um “tronco comum” que é constituído por disciplinas de carácter mais geral e depois por três ramos de especialização (sendo eles: “Sistemas de Energia e Políticas Energéticas”, “Energia em Edifícios e Ambiente Urbano” e “Climatização e Conforto”) que abordam os problemas da sustentabilidade energética em diferentes escalas.

A especialidade de “Sistemas de Energia e Políticas Energéticas” encontra-se caracterizada como uma especialidade de “macro escala” e relaciona um conjunto das unidades curriculares ligadas à economia da energia e do ambiente, ao funcionamento dos mercados energéticos nas suas várias formas de organização e regulação, à utilização eficiente da energia, à organização dos sistemas de transporte para a sustentabilidade, entre outros.(UC - Iniciativa Energia para a Sustentabilidade, Iniciativa Energia para a Sustentabilidade (EfS)).

Face ao exposto pode concluir-se que o Projeto Hebe insere-se facilmente nos objetivos gerais da Iniciativa EfS sendo melhor enquadrado na especialidade de “Sistemas de Energia e Políticas Energéticas” pela relação de conceitos de economia energética e/ou ambiental, sistemas sustentáveis de energia, eficiência energética, entre outros.

1.5. Estrutura da dissertação

Os subcapítulos apresentados anteriormente fazem parte de um capítulo introdutório onde se tenta enquadrar o tema e definir os objetivos a alcançar. Este capítulo inicia-se assim com uma breve apresentação do projeto Hebe seguindo-se por uma descrição de alguns conceitos gerais de maior importância para a compreensão do projeto. Na sequência será apresentada uma descrição específica do trabalho a ser elaborado ao longo da dissertação, justificando assim a escolha do tema e o seu enquadramento no âmbito da iniciativa EfS. O capítulo introdutório finalizará com a descrição da organização da dissertação.

O capítulo dois será um capítulo fundamental para a compreensão desta dissertação. Inicia-se com a definição dos requisitos de funcionamento do conjunto que guiaram o processo de pesquisa no mercado por soluções comerciais disponíveis. O resultado dessa pesquisa revelou-se desanimador. Como consequência, foi necessário desenvolver um projeto próprio para o conjunto queimador-permutador. Esse projeto envolveu, logo no início da sua concretização, um processo de pesquisa e análise das possíveis soluções técnicas ou princípios de funcionamento. No referido capítulo são ainda apresentadas as características técnicas do queimador selecionado assim como o projeto de conceção (de detalhe) do conjunto queimador-permutador de calor.

Terminado o projeto de conceção, ou seja, definido o princípio de funcionamento, passou-se então à fase de construção e montagem do conjunto queimador-permutador, descritos no capítulo três. Neste capítulo é ainda feita uma breve referência aos equipamentos/ instalações de apoio ao funcionamento correto do conjunto.

O capítulo seguinte centrar-se-á sobre a descrição dos testes de segurança (onde será descrito e analisado uma importante falha no funcionamento do queimador) e na metodologia dos testes de caracterização.

O capítulo cinco será dedicado à apresentação e análise dos resultados. Incluirá o cálculo de um conjunto de características básicas (a partir dos dados experimentais ou de informações em bruto, e.g. composição dos gás natural) como, por exemplo: o excesso de ar, o poder calorífico, entre outros, assim como o cálculo de gradezas derivadas (e.g. fluxos de energia de balanços globais) e indicadores de performance (e.g. rendimento).

A conceção e caracterização do conjunto queimador-permutador de calor encontra-se assim terminada. No capítulo seis será então sintetizado o trabalho realizado e descrever-se-á as conclusões principais retiradas da análise dos resultados.

2. PROJETO DE CONCEÇÃO

As características peculiares do sistema Hebe exigem ao conjunto queimador-permutador de calor requisitos de funcionamento muito particulares o que faz prever algumas dificuldades na busca/seleção de equipamento disponível comercialmente e que sirva para incorporação na Hebe.

2.1 Requisitos de funcionamento

Para definir os requisitos de funcionamento do conjunto queimador-permutador de calor é necessário ter em atenção dois importantes aspetos:

- i. As necessidades decorrentes do princípio de funcionamento do projeto Hebe (André & Ribeiro, Relatório R-T1.3-D0.x [v 3.1]: Família de Desenhos D0.x, 2013);
- ii. O facto de se tratar de um equipamento para um protótipo experimental com condições ótimas de funcionamento ainda não definidas.

Relativamente ao primeiro requisito (i), o conjunto queimador-permutador de calor terá que estar habilitado a:

- a) Detetar uma ordem do sistema de controlo da Hebe e entrar em funcionamento em condições de segurança, tendo em conta, por exemplo, a necessidade de ventilação da câmara de combustão, antes do início da injeção e ignição do combustível ou a garantia de que essa ignição do combustível ocorreu;
- b) Fornecer o valor da potência térmica definido em cada instante pelo controlo da Hebe de modo a proceder ao aquecimento, vaporização e sobreaquecimento do fluido de trabalho, adequando a potência fornecida às variações do caudal;
- c) Detetar uma ordem do sistema de controlo da Hebe e terminar o funcionamento em condições de segurança, relacionadas com, por exemplo, a não acumulação de gases na câmara de combustão e o sobreaquecimento dos tubos por falta de circulação de fluido.

Associa-se cada uma das tarefas referidas anteriormente como a), b) e c) sendo, respetivamente, o modo de arranque do funcionamento, o modo de trabalho em regime estacionário e o desligar do sistema.

Em relação ao segundo requisito (ii) e tendo em conta que, nesta fase, o conjunto queimador-permutador de calor visava ser inserido num protótipo laboratorial, existe a eventualidade de necessitarmos de ter o queimador a funcionar fora das condições espectáveis.

As contrariedades que advêm dessa eventualidade podem ser atenuadas através da definição de um princípio de funcionamento e de um desenho flexível que permita, por exemplo, a troca ou associação de algumas das partes fundamentais do conjunto queimador-permutador de calor.

2.2 Pesquisa no mercado

Após esta descrição sobre os requisitos de funcionamento do conjunto, é necessário efetuar uma verificação das disponibilidades do mercado. Não será importante realizar uma descrição sobre todos os tipos de queimadores ou permutadores existentes no mercado mas sim uma análise sobre o conjunto em si, cumprindo os requisitos de funcionamento exigidos.

Esta pesquisa foi realizada, também, por colaboradores do projeto Hebe sendo seguidamente exibido o procedimento efetuado e os resultados obtidos devido à sua importância para a justificação do projeto de conceção. (Ribeiro et al., Projecto do Queimador Desenho 0.x, 2013)

Este processo iniciou-se pela realização de uma pesquisa exaustiva *on-line*, utilizando um motor de pesquisa genérico (*www.google.com*) e um motor de pesquisa específico de bases de dados científicos (*SCIRUS*).

Os termos mais consistentes da pesquisa foram os seguintes:

- a) *Domestic scale boilers gas burners;*
- b) *30 kW premixed gas burners;*
- c) *Helical-coil heat exchanger;*
- d) *Once through steam generator;*
- e) *Superheated steam generator.*

Independentemente dos termos utilizados na pesquisa, o resultado foi considerado muito desanimador atendendo às expectativas iniciais. Apenas foi possível identificar um fabricante do conjunto queimador-permutador de calor, uma empresa francesa, intitulada por “Giannoni” (agora “Sermeta”). A grande maioria das referências e das descrições encontradas sobre o mesmo são feitas pelos fabricantes de caldeiras que apresentam as suas características inovadoras como uma mais-valia. O conjunto queimador-permutador de calor surge assim como um elemento crítico cujo desenvolvimento é uma parte essencial do *know-how* dos fabricantes, independentemente do tipo de caldeira que se esteja a considerar.

Os dados recolhidos, ainda assim, permitiram identificar dois grandes tipos de queimadores utilizados no respetivo conjunto e empregados em caldeiras domésticas: os queimadores tipo “Bico de Bunsen” ou de difusão e os queimadores de pré-mistura.

Os primeiros são os mais tradicionais. Funcionam como injetores lineares de combustível sendo a mistura combustível (gás natural) - comburente (oxigénio atmosférico) promovida pela difusão do primeiro no segundo.



Figura 7 - Diferentes configurações de queimadores de difusão para caldeiras domésticas

A transferência de energia para a água (ou para o fluido de trabalho) faz-se, habitualmente, em permutadores de calor de tubos horizontais alhetados, eventualmente, associados em série a um permutador de calor helicoidal como se pode observar nas fotografias das Figura 8 e 9.

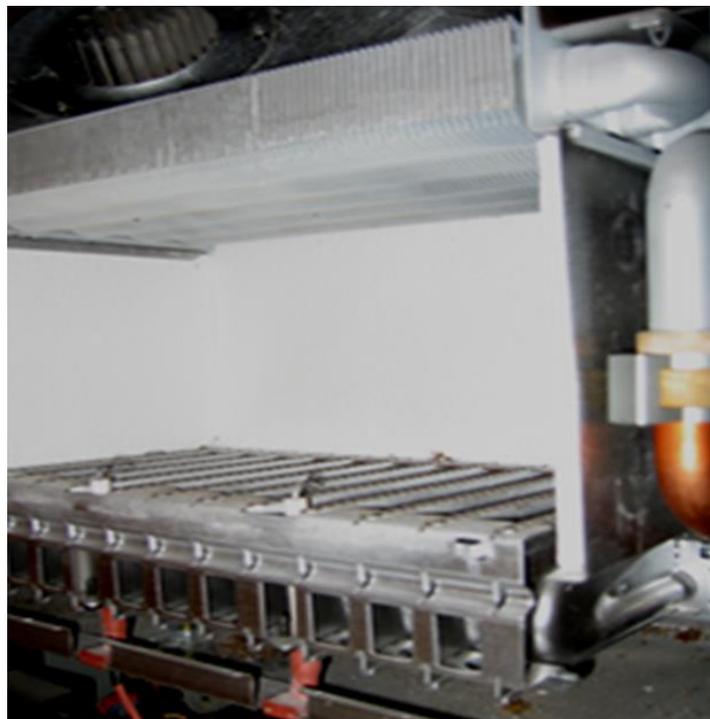


Figura 8 - Integração de queimador de difusão numa caldeira com um permutador de calor horizontal alhetado



Figura 9 - Integração de queimador de difusão numa caldeira com um permutador de calor alhetado horizontal em série e com um permutador de calor helicoidal

Relativamente aos sistemas de queimadores de pré-mistura (mais conhecidos por queimadores *premix*), o ar é misturado com o combustível antes da ignição da combustão. O processo de combustão é relativamente rápido e compacto quando comparado aos sistemas de difusão. Nestes sistemas é possível trabalhar com excessos de ar relativamente baixos sem ocorrer um aumento considerável do monóxido de carbono. Ao contrário dos sistemas de difusão, onde a combustão é estimulada pela flutuação da chama e pelo impulso do jato do combustível, os sistemas de pré-mistura são sistemas peculiarmente ventilados. Um ventilador centrífugo, ou um simples ventilador axial, é utilizado para movimentar o combustível e o ar da combustão através das respetivas tubagens até à zona da mistura, e daí até à zona de queima.

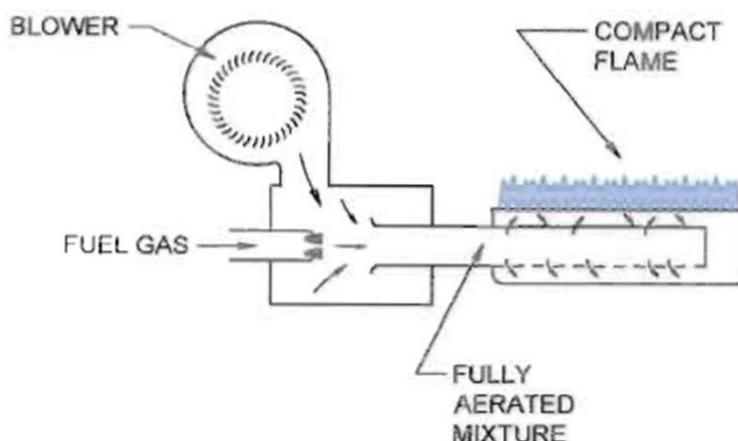


Figura 10 - Esquema de funcionamento de queimador de pré-mistura (William F. Raleigh, Premix Burners, 2008)

Os conjuntos com queimadores de pré-mistura (exemplo da empresa “Giannoni”) apresentam, tipicamente, uma configuração cilíndrica com o permutador de calor helicoidal com vários conjuntos de espiras dispostas sucessivamente ao longo da direção axial, ou então conjuntos de espiras com cada vez maior diâmetro, como é possível observar na representação esquemática exposta na Figura 11.

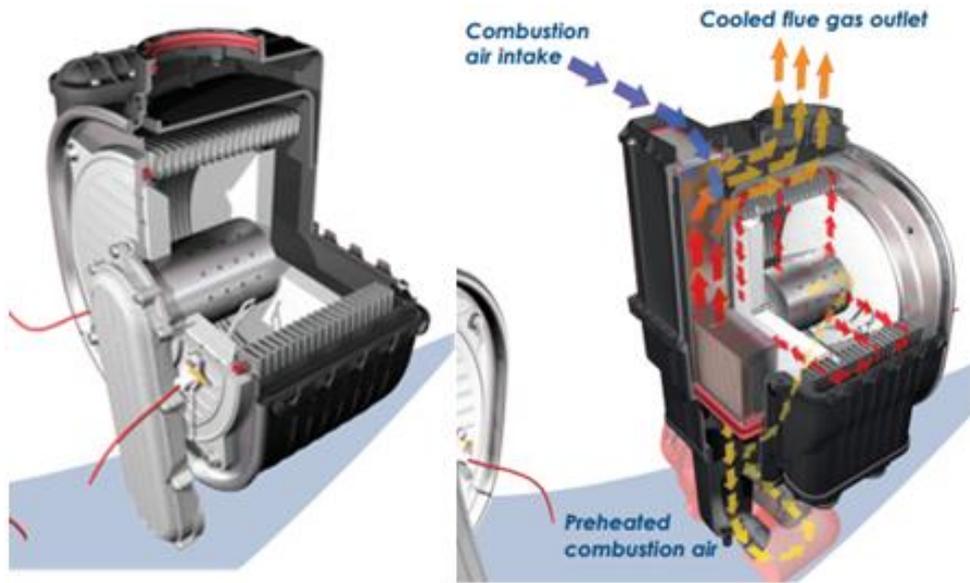


Figura 11 - Representação esquemática da integração de queimadores de pré-mistura com permutadores de calor helicoidais para caldeiras domésticas

Para além de permitir identificar claramente o conjunto queimador-permutador de calor como um componente crítico (e que é sobretudo disponibilizado comercialmente como um componente de substituição pelos seus fabricantes), o trabalho de pesquisa efetuado, permitiu ainda verificar que **nenhum** dos conjuntos atualmente existentes, e que surgem incorporados em caldeiras de uso doméstico, cumpre os requisitos impostos ao funcionamento do sistema Hebe (André & Ribeiro, Relatório R-T1.3-D0.x [v 3.1]: Família de Desenhos D0.x, 2013):

- a) Temperaturas máximas de trabalho: Os conjuntos de queimador-permutador de calor existentes nas caldeiras atuais, normais ou de condensação, aquecem a água até temperaturas máximas de 60 e 80 °C. Para qualquer fluido refrigerante utilizado no modelo Hebe, as temperaturas atingem sempre valores entre os 130 e 175 °C.
- b) Pressões máximas de trabalho: Na Hebe, a pressão a que o fluido de trabalho se encontra na passagem pelo conjunto queimador-permutador é de, aproximadamente, 15 bar. Pressão muito superior às pressões empregadas nas caldeiras *standard* que se encontram entre 3 e 4 bar.
- c) Fluido refrigerante: Os conjuntos para caldeiras existentes no mercado estão dimensionados para a água enquanto a Hebe deverá utilizar um fluido refrigerante com propriedades bastante diferentes, particularmente na entalpia. Estas propriedades influenciam as necessidades de energia para o aquecimento do fluido.
- d) Mudança do estado físico do fluido: Ao contrário das caldeiras *standard* em que o conjunto apenas aquece a água no estado líquido, o fluido refrigerante, neste caso particular, entra no queimador no estado líquido, sendo vaporizado e sobreaquecido.

2.3 Princípio de funcionamento

O projeto de concepção do conjunto queimador-permutador iniciou-se com uma pesquisa bibliográfica sobre dispositivos para vaporização rápida de fluidos. Na verdade, a pesquisa centrou-se nos dispositivos de vaporização de instalações experimentais/laboratoriais de sistemas de micro-cogeração ou de “*waste heat recover*”.

Das diversas soluções encontradas na literatura, que iam desde a utilização de sistemas pesados de produção de vapor de água a alta pressão e temperatura para vaporizar o fluido de trabalho, até sistemas de vaporização completamente elétricos. A solução que serviu de inspiração ao princípio de funcionamento do conjunto queimador-permutador da Hebe foi a apresentada pela “ECR - International” numa instalação experimental usada para o estudo de sistemas de micro-cogeração para aplicações residenciais (v. Figura 12).

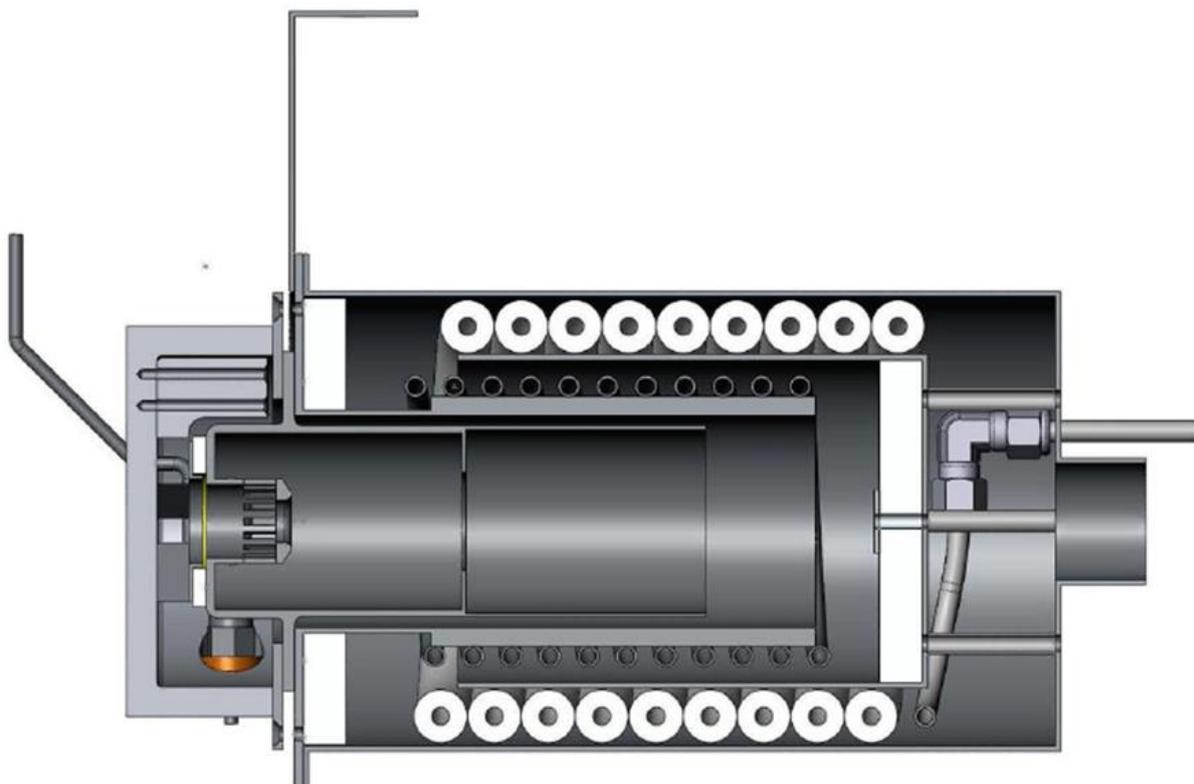


Figura 12 - Esquema em corte do conjunto queimador-permutador da "ECR International" (Mayer, Research, Development and Demonstration of Micro-CHP Systems for Residential Applications, 2006)

O conjunto apresentado pelo “ECR International” é considerado como uma caldeira hélico-tubular de vaporização rápida, de duas passagens, onde os gases circulam em contracorrente relativamente ao fluido de trabalho numa configuração que leva à criação de uma cascata de energia. No caso particular da solução da “ECR International” o combustível utilizado era o gásóleo sendo que a caldeira montava um queimador de difusão da “ESPAR”,

modificado para atender às necessidades do projeto. Os gases quentes do processo de combustão percorrem axialmente dois cilindros concêntricos de chapa de aço ao longo dos quais vão estando em contacto com os tubos por onde circula o fluido de trabalho. A serpentina interna é composta por tubo simples enquanto a serpentina externa é feita com tubos alhetados, sendo estas ligadas em série. A água de alimentação entra na serpentina externa na extremidade mais afastada do queimador saindo pela extremidade mais afastada do queimador da serpentina interna, zona na qual os gases de combustão se encontram mais quentes.

Segundo a “ECR International” pretende-se que este sistema consiga uma eficiência de combustão a rondar os 85%. (Mayer, Research, Development and Demonstration of Micro-CHP Systems for Residential Applications, 2006)

O princípio de funcionamento do sistema de vaporização da ECR parece adequar-se às exigências de funcionamento anteriormente especificadas para a Hebe. Um único aspeto merece alteração; trata-se da capacidade de modulação pois, com um queimador de difusão, o sistema da ECR torna-se, a esse nível, bastante limitado. Por causa da referida questão de modularidade, a solução a adotar na Hebe, apesar de seguir o mesmo princípio de funcionamento, implicará a montagem de um queimador de pré-mistura. A Figura 13 representa o ponto-de-partida (primeiro esboço do princípio de funcionamento) do projeto de conceção do conjunto queimador-permutador da Hebe.

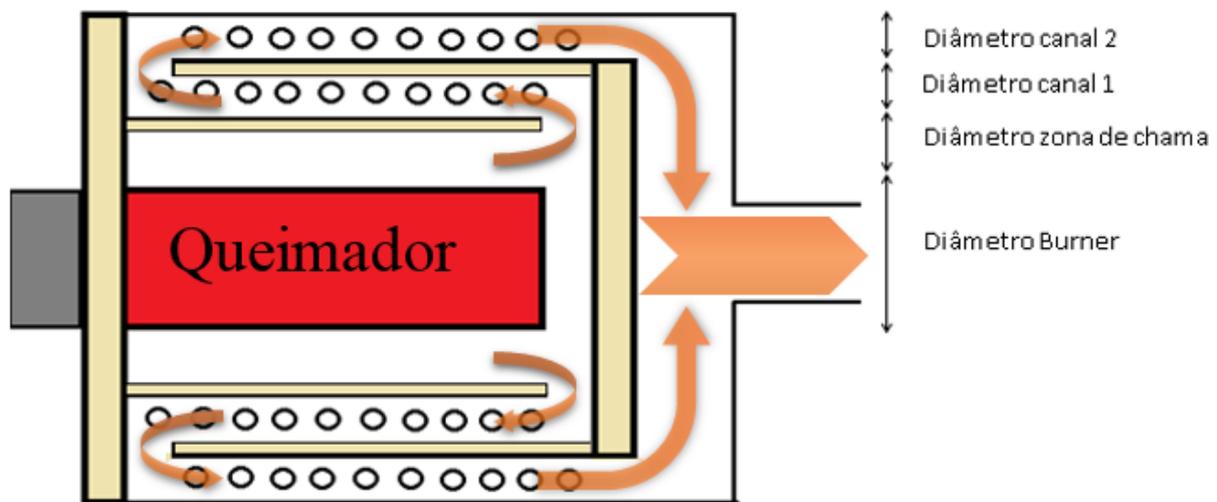


Figura 13 - Esboço inicial do princípio de funcionamento do conjunto queimador-permutador da Hebe

De forma a facilitar a compreensão do princípio de funcionamento do sistema Hebe, pode-se considerar que o fluido de trabalho no interior da serpentina (permutador de calor) passará por 3 importantes fases:

- Fase 1 - Aquecimento: O fluido de trabalho é aquecido, desde a temperatura de entrada até à temperatura de vaporização na serpentina externa do permutador de calor recebendo energia sob a forma de calor dos gases de combustão, já parcialmente arrefecidos;
- Fase 2 - Vaporização: esta fase corresponderá à transição do fluido de trabalho do estado líquido até ao estado gasoso e estender-se-á pela parte final da serpentina externa e inicial da serpentina interna;
- Fase 3 - Sobreaquecimento: O vapor saturado é sobreaquecido pelos gases quentes a alta temperatura resultantes do processo de combustão na parte final da serpentina interna.

A garantia de que o processo de aquecimento, vaporização e sobreaquecimento do fluido de trabalho ocorre de modo idêntico ao que se acabou de descrever passa por estabelecer um processo de transferência de energia em cascata, ou contracorrente, onde os gases à temperatura mais elevada são utilizados para a realização da fase final do sobreaquecimento do vapor. Essa garantia obrigou o isolamento das paredes metálicas (em chapa de aço inoxidável) que delimitam/configuram cada uma das “câmaras circulares” de passagem. Essa instalação, do material isolante para alta temperatura, reduz o fluxo de calor através dessas paredes garantindo uma maior eficácia na formação da anteriormente referida “cascata de energia”.

A seleção do material isolante/refratário veio-se a tornar bastante mais difícil do que inicialmente se imaginava. Conseguiram-se encontrar dois materiais que cumpriam os requisitos (resistência a altas temperaturas e um baixo coeficiente de condutibilidade térmica): betão refratário e placas de fibras refratárias. A opção final tendeu para a placa de fibras refratárias pois o betão necessitava da conceção e construção de moldes próprios para a realização das peças de isolamento, o que levaria a gastos económicos muito elevados e ao consumo de bastante tempo. Devido à aquisição das placas de fibras refratárias, foi oferecido pelos comerciais uma cola específica para a colagem e selagem deste assim como juntas de vedação adequadas a altas temperaturas para os componentes metálicos do conjunto queimador-permutador de calor da Hebe. As fichas técnicas das fibras refratárias/cerâmicas encontram-se no anexo A.

Para referência, a construção das partes metálicas do conjunto, incluindo o permutador de calor, foi selecionado o aço inoxidável AISI 304 devido à sua boa resistência à corrosão, boa resistência mecânica, baixa rugosidade superficial e, não menos importante, resistência a elevadas temperaturas.

2.4 Características do queimador selecionado

O primeiro requisito do queimador a selecionar para o sistema de vaporização da Hebe é o do combustível: este terá que ser adequado à queima de gás natural. O segundo requisito consiste na capacidade de modulação; idealmente o queimador deveria ser capaz de variar, em condições de funcionamento mais ou menos semelhantes, sem perda de rendimento, entre as potências necessárias.

Verificou-se pelo do modelo simplificado - anexo C (André, Ribeiro, & Costa, Relatório R-T1.4-M0.5-1 [v 2.0]: Modelos Simplificados das Hebe D0.x, 2013), que a potência a fornecer pelo queimador seria baixa: com um mínimo a rondar os 6 kW e um máximo a rondar os 28kW.

Encontrou-se uma solução que cumpria estes requisitos na empresa italiana “Riello S.p.A.”. O modelo selecionado é denominado por “Riello RX 35 S/PV”, cujas fotografias do corpo do ventilador e da cabeça de combustão podem ser observadas nas fotografias apresentadas na Figura 14. As principais características técnicas são apresentadas no extrato do catálogo apresentado na Figura 15 sendo a sua ficha técnica apresentada em anexo A.



Figura 14 - Fotografias do queimador Riello RX 35 S/PV (à esquerda: corpo do queimador com ventilador e válvula de gás; à direita: cabeça do queimador)

Model		▼ RX 35 S/PV	▼ RX 70 S/PV	▼ RX 110 S/PV
Burner operation mode		Modulating (with variable speed)		
Modulation ratio at max. output		7 ÷ 1	8 ÷ 1	8 ÷ 1
Servo- motor	run time		--	--
	type			
Heat output	kW	5 - 35	9 - 70	14 - 110
	Mcal/h	4,3 - 30,1	7,7 - 60,2	12 - 94,6
Working temperature	°C min./max.	0/40		

Figura 15 - Extrato do catálogo comercial da série RX dos queimadores de pré-mistura da Riello (RielloBurners, LOW NOx PREMIXED GAS BURNERS)

Existem algumas dúvidas quanto à gama de potências real que o queimador fornece, uma vez que o extrato do catálogo comercial apresentado na Figura 15 refere uma potência de 5 a 35 kW enquanto a sua ficha técnica refere uma gama de 15 a 30 kW. Após contacto com o fabricante foi facultada a informação que a sua potência variaria entre os 6 e os 35 kW.

A potência térmica a fornecer pelo queimador é controlada (através de um sinal de tensão) pela velocidade de rotação do ventilador de insuflação do ar. Para uma riqueza previamente ajustada, o caudal do combustível é determinado pelo próprio queimador em função dessa velocidade de rotação.

Para um funcionamento seguro, o fabricante recomenda, a título de exemplo as seguintes dimensões para a câmara de combustão (v. Figura 16).

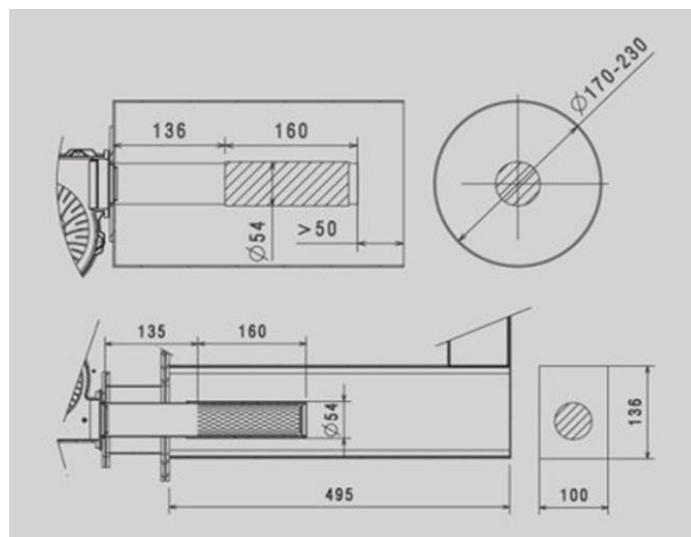


Figura 16 - Dimensões de referência da câmara de combustão para o queimador Riello 28 S/PV ON-OFF (RielloBurners, RX Series Premix Gas Burners)

A Figura 16 é sugerida para o queimador “Riello 28 S/PV ON-OFF”. No entanto, como este trabalha com a mesma gama de potências e possui o mesmo diâmetro da cabeça de queima, as dimensões aconselhadas serão consideradas para o sistema Hebe.

2.5 Desenhos de detalhe

Depois de definido o princípio de funcionamento do conjunto queimador-permutador e de se seleccionar o respetivo queimador, passou-se à fase de projeto/desenho de detalhe. Muitas das soluções finais alcançadas para as diferentes peças que o constituem, e a seguir apresentadas², resultam de um balanço entre o princípio de funcionamento definido anteriormente e as condicionantes construtivas que essa implementação obriga.

² Apenas será apresentado desenhos ilustrativos das diferentes partes do conjunto, sendo que os desenhos de detalhe rigorosos e cotados serão apresentados no anexo B.

2.5.1 Configuração (base) 1a

O conjunto queimador-permutador inclui, para além do tubo em dupla espiral, os cilindros que envolvem essas espirais (três contando com o cilindro externo) e a tampa frontal e traseira. Para além destas peças serão ainda apresentados os detalhes de desenho dos suportes e da chaminé. A representação isométrica da montagem das peças que constituem o conjunto queimador-permutador de calor pode ser observada na Figura 17 e Figura 18.

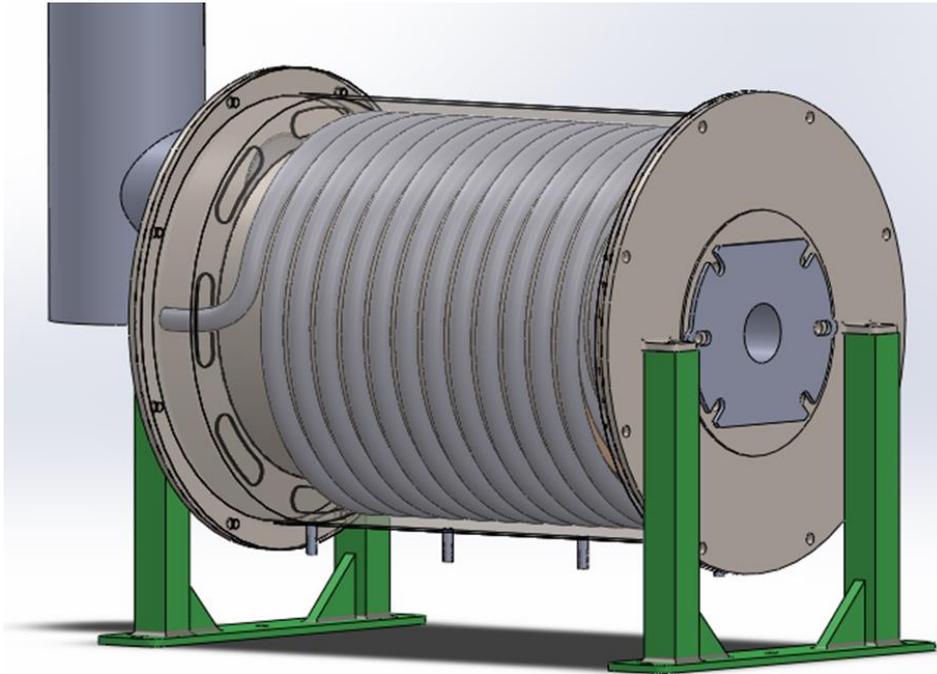


Figura 17 - Projeção isométrica do desenho 1a (corpo central transparente)

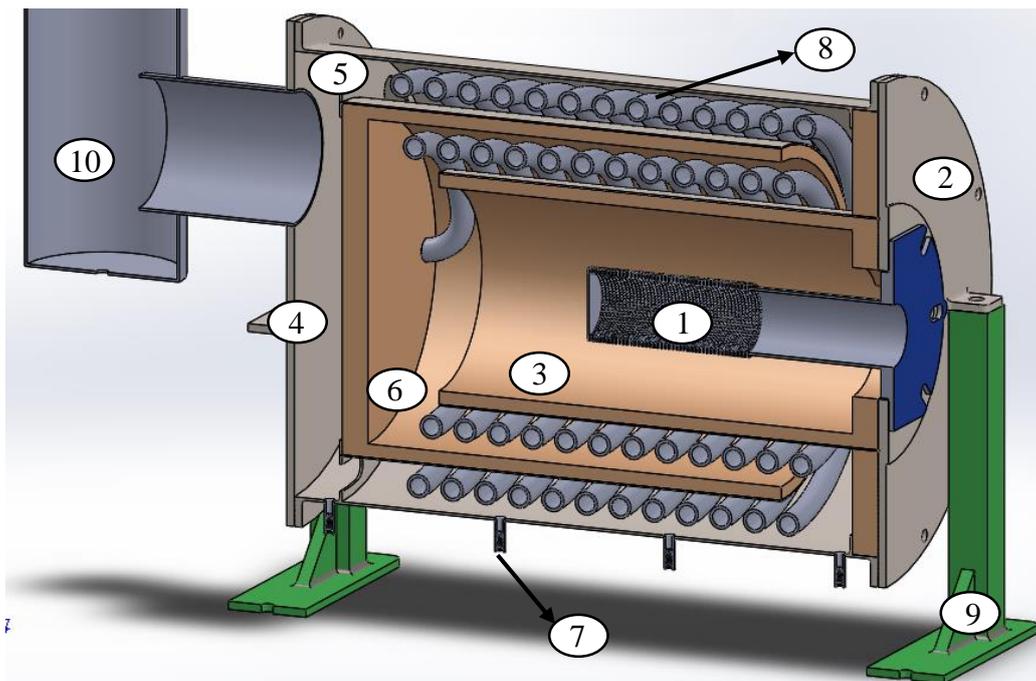


Figura 18 - Projeção isométrica, em corte, da configuração de base 1a

Tabela 1 - Descrição da Figura 18

Nº da Figura 18:	Componente do conjunto queimador-permutador Hebe:
1	Cabeça (bocal) do queimador Riello RX 35 S/PV;
2	Tampa frontal;
3	<i>Inner cylinder</i> (cilindro metálico e material isolante)
4	Tampa traseira;
5	Corpo central;
6	<i>Outer cylinder</i> (cilindro metálico e material isolante);
7	Saída para os condensados do corpo central;
8	Permutador de calor;
9	Suportes;
10	Chaminé;

Tampa frontal e Inner Cylinder

A tampa frontal do corpo central, para além de ter de assegurar a estanquicidade do conjunto durante o funcionamento, vai ter que servir de suporte à fixação ao queimador e a todo o conjunto. A representação isométrica dessa tampa pode ser observada na Figura 19.

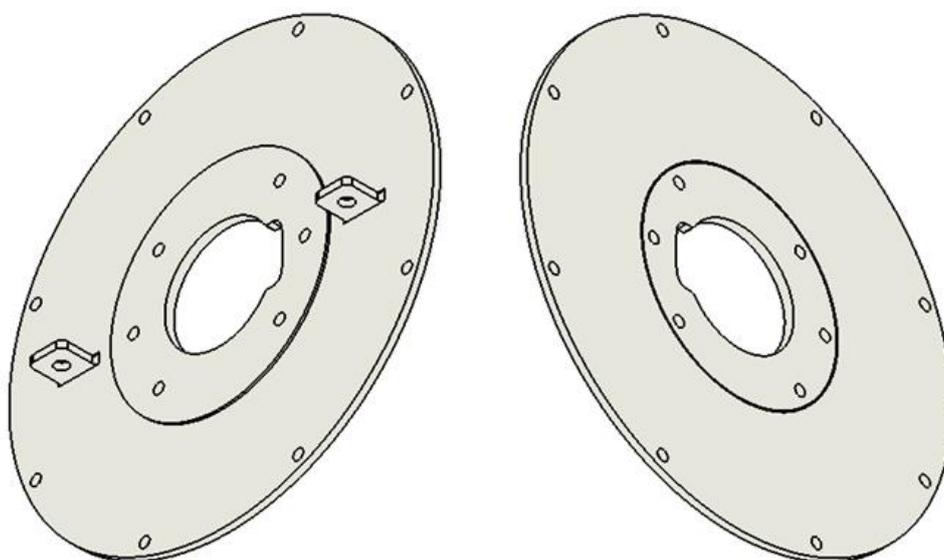


Figura 19 - Projeção isométrica da tampa frontal (face exterior à esquerda, face interior à direita)

O *inner cylinder*, componente que envolve interiormente a espira de menor diâmetro do permutador e, exteriormente, a cabeça do queimador, pode ser observado, montado na face interior da referida tampa, na Figura 20.

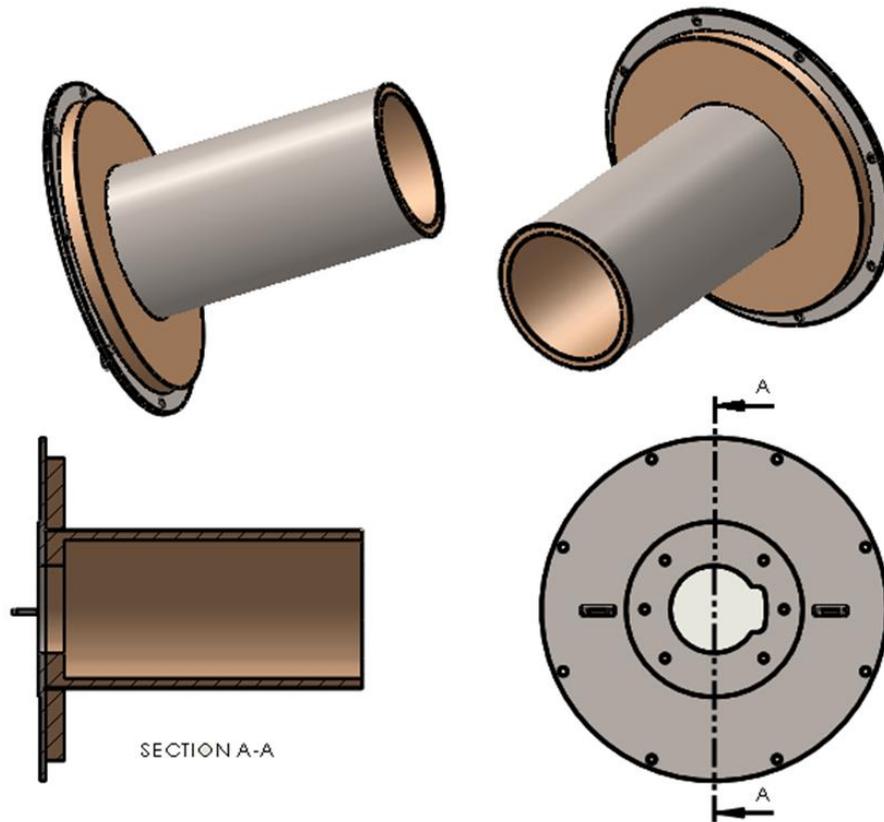


Figura 20 - Projeção isométrica da tampa frontal com o *inner cylinder*

Tampa traseira

A tampa traseira corresponderá ao oposto da tampa frontal (v. Figura 21). Terá como objetivo principal assegurar a estanquicidade do conjunto e, simultaneamente, servirá de suporte ao permutador de calor e à chaminé. Tal como na tampa frontal, na tampa traseira existem pontos para apoio para os suportes do conjunto.

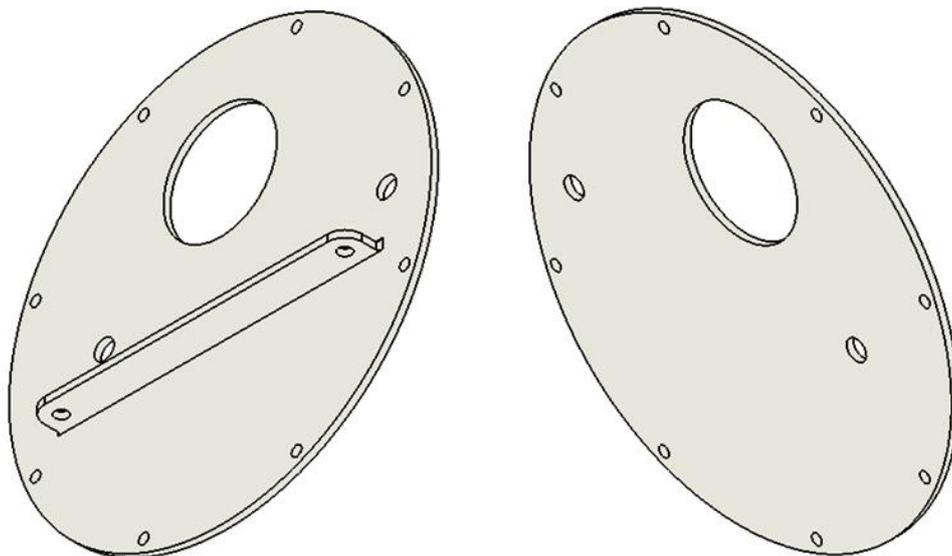


Figura 21 - Projeção isométrica da tampa traseira (face exterior à esquerda, face interior à direita)

Corpo central e Outer Cylinder

O corpo central, que corresponde ao componente que envolve o permutador de calor, foi, sem dúvida, o que apresentou mais dificuldade a nível de projeto. Para além de envolver o conjunto, foi ainda projetado para servir de suporte ao *outer cylinder*. Estes, juntamente com o *inner cylinder*, têm como função a criação de um “percurso de permuta de energia” para os gases de combustão. A principal dificuldade do projeto desta parte residiu na necessidade de o posicionar no espaço entre a espiral interna e a espiral externa do permutador. É possível observar a forma final do corpo central na Figura 22.

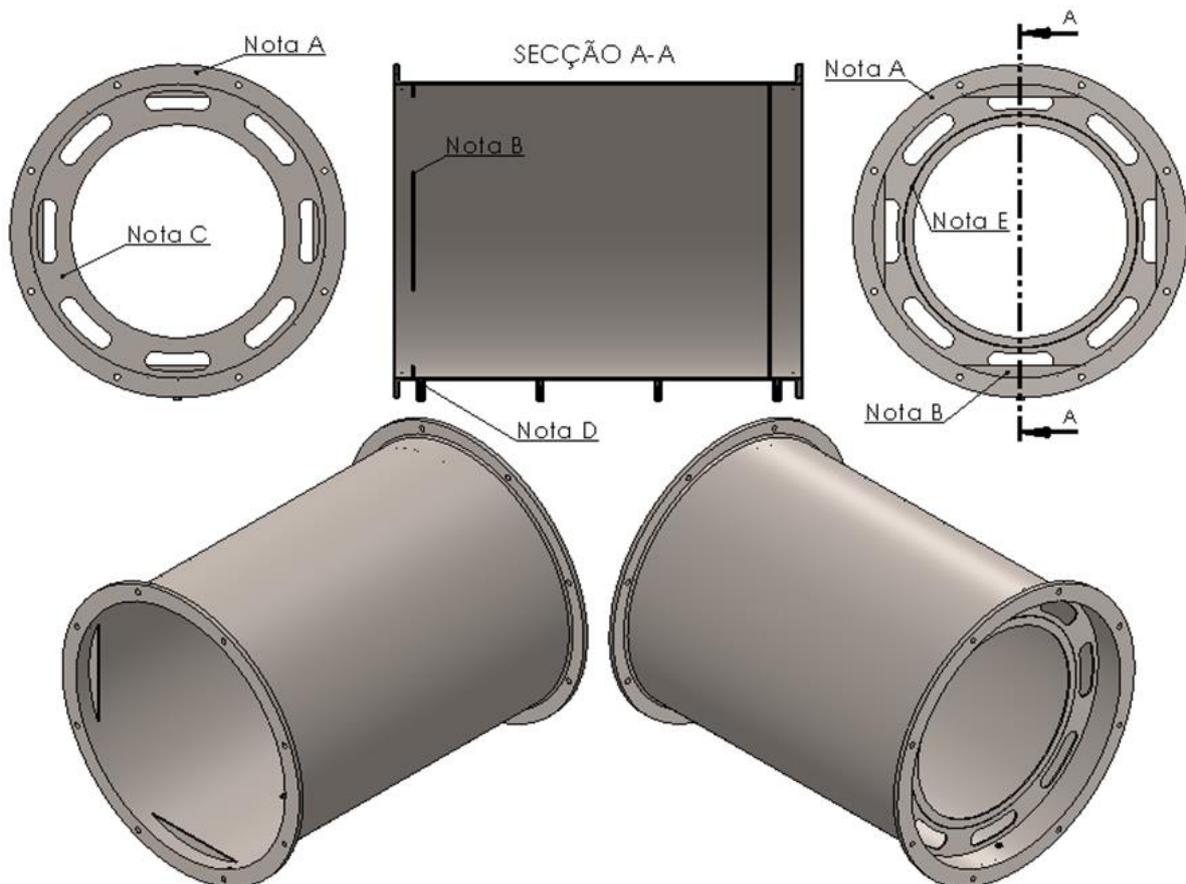


Figura 22 - Projeção ortogonal cilíndrica e isométrica do corpo central (Nota A: Nas flanges com a furação para as tampas frontal e traseira; utilizou-se uma espessura superior à restante para tentar facilitar a sua soldadura na construção (tentando evitar possíveis empenos) e possuímos mais material para a maquinação da rosca métrica, melhorando assim os apertos dos parafusos de fixação; Nota B: Como a tampa frontal englobará material isolante no seu interior (Figura 20), esses fragmentos de aço, soldados ao corpo central, servirão de batente para auxiliar a sua fixação durante o funcionamento e tentar facilitar a respetiva montagem; Nota C: projetou-se uma chapa com orifícios curvos de largura constante para que os gases de combustão passem até a chaminé, assim como será feita uma reentrância, analogamente à tampa frontal, para a colocação de um cilindro em chapa de aço (semelhante ao aro existente na tampa frontal) que suportará o material isolante (*outer cylinder*), como se visualiza na Figura 23; Nota D: como existem enormes diferenças de temperaturas entre a chama produzida no bocal do queimador e a temperatura interna no conjunto, facilmente se adivinha a criação de bastantes condensados, por isso, foi necessário projetar-se uma saída para estes. Este escape será feito através de tubos (roscados no seu interior para caso de se pretender fechar) soldados ao conjunto (garantindo uma boa estanquicidade), sendo depois levados até um coletor que os transportará para uma saída no exterior.)

Relativamente à Figura 22, a vista localizada a um nível superior do lado esquerdo, ligará à tampa traseira porquanto a vista oposta ligará à tampa frontal.

Apesar de não se encontrar representado na Figura 23, pretender-se-á isolar externamente este componente com uma manta comum (e.g.: lã de rocha ou poliuretano).

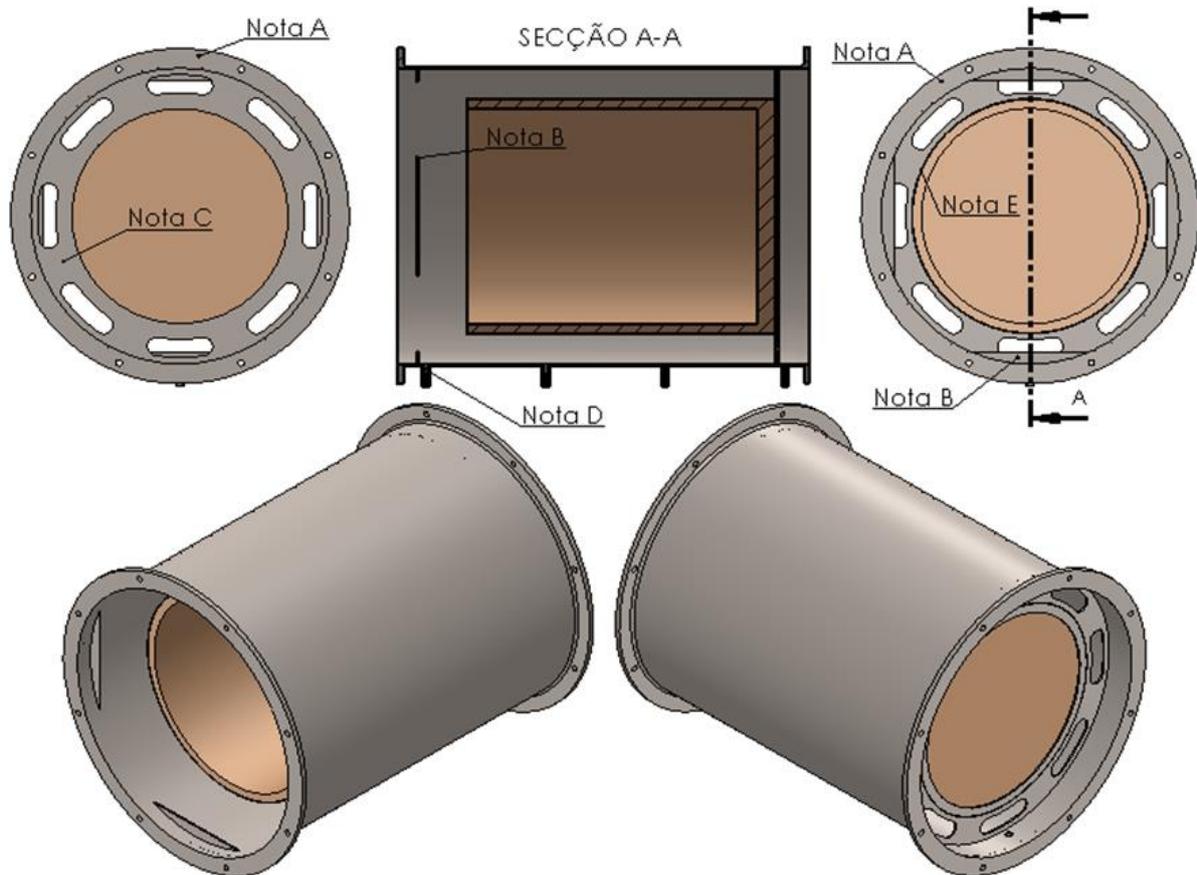


Figura 23 - Projeção ortogonal cilíndrica e isométrica do corpo central com o *outer cylinder*

Permutador de calor (Espiral interior)

O permutador de calor, juntamente com o queimador, são os componentes principais do conjunto só que este não será adquirido no mercado (contrariamente ao queimador) mas sim projetado detalhadamente para o referido conjunto.

Os parâmetros mais importantes para o seu dimensionamento são: diâmetro e a espessura do tubo a utilizar, o passo e diâmetro do enrolamento e o número das espiras.

Como referido no início deste subcapítulo, existem dois canais de passagem dos gases de combustão e, assim sendo, terá de haver duas espirais com diâmetros diferentes. A junção destas será feita na espira mais próxima da tampa frontal, com um formato mais circular possível de modo a tentar diminuir as perdas de carga. A entrada do fluido de trabalho ocorrerá pela espiral com um diâmetro maior, ou seja, pela espiral mais afastada da cabeça do queimador, sendo a saída pela espiral mais próxima, recolhendo assim as temperaturas superiores dos gases de combustão.

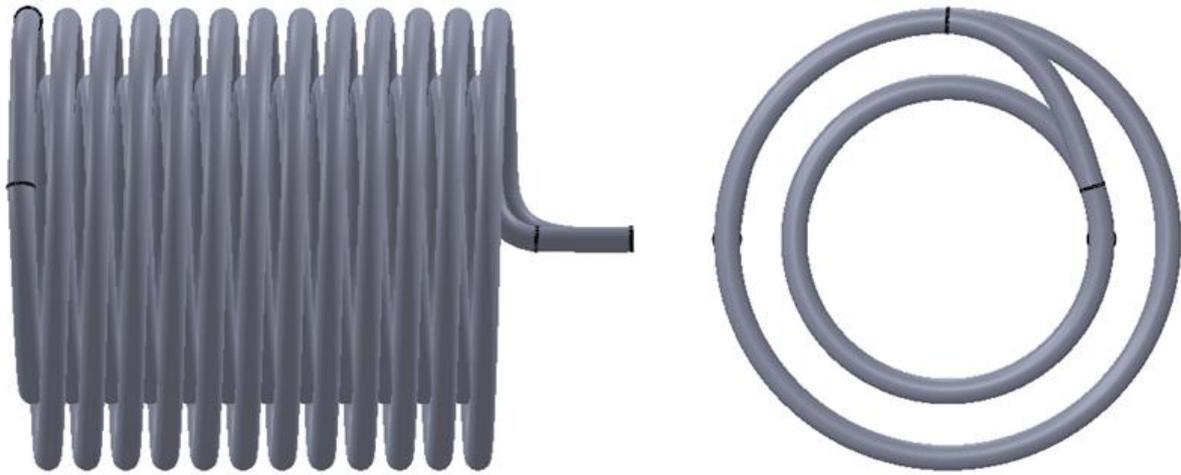


Figura 24 - Projeção do permutador de calor

Para a fixação do componente ao conjunto, projeta-se soldar ambas as espiras à tampa traseira, garantindo assim o seu suporte e a vedação dos gases de combustão, Figura 25.

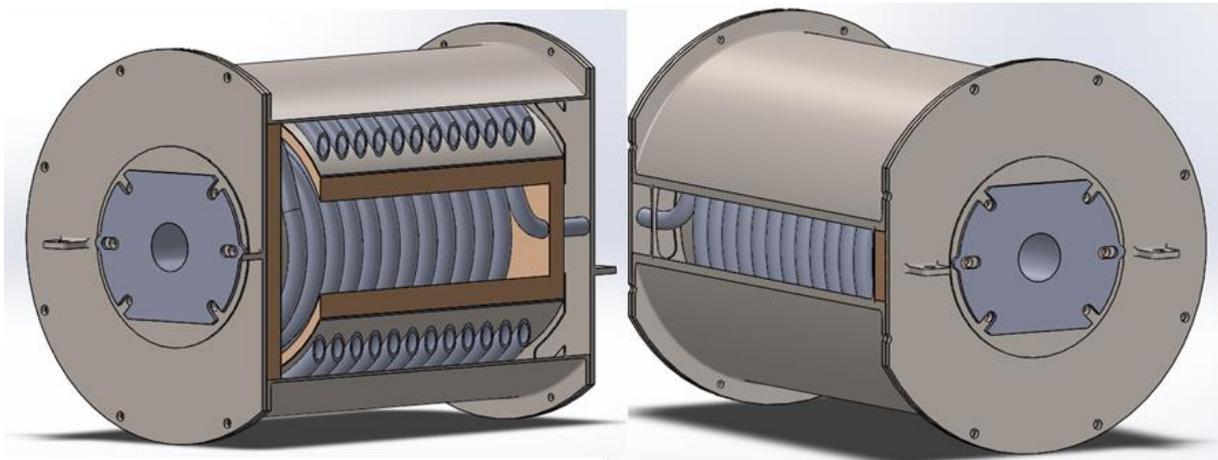


Figura 25 - Projeção da saída do tubo da espiral do permutador de calor pela tampa traseira

Suportes

Os suportes, Figura 26, foram desenhados com o objetivo de suportar e fixar todo o conjunto na bancada de ensaios, garantindo a sua segurança durante o funcionamento. Pretende-se também que estes consigam dar uma ligeira inclinação ao conjunto, ajudando assim a encaminhar os condensados para os seus respetivos locais de extração.

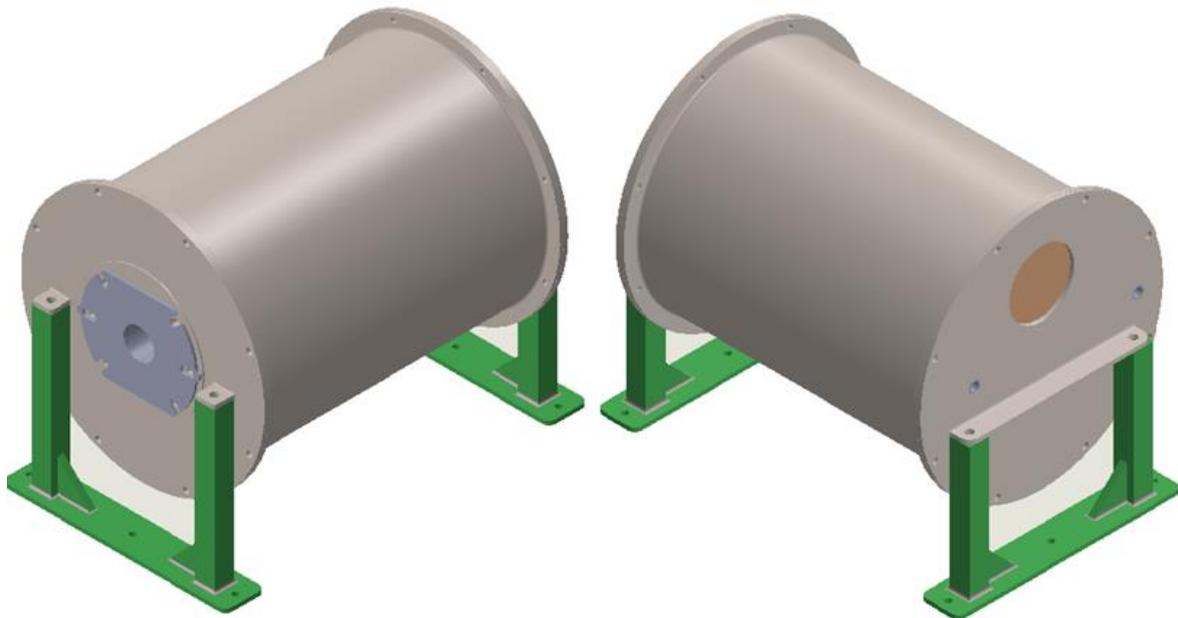


Figura 26 - Pormenor dos suportes de fixação do conjunto na tampa frontal e na tampa traseira

Chaminé

A chaminé é formada por um conjunto de dois troços de tubo de aço galvanizado e um troço de um tubo de alumínio flexível. Os detalhes de cada uma dessas partes, em que pode ser dividida a chaminé, são os seguintes:

- A primeira parte consistirá num tubo simples de aço galvanizado colocado horizontalmente ao conjunto, fixo na tampa traseira com silicone de alta temperatura.
- A segunda parte envolverá um tubo vertical de diâmetro superior para permitir a inclusão do primeiro tubo neste. A extremidade inferior desse tubo foi selada com uma tampa de aço galvanizado, com um orifício roscado (para posteriormente se aplicar um parafuso, caso se pretenda fechar) para possibilitar a saída de possíveis condensados. Nesta segunda parte existirá também um orifício para o tubo referente à sonda para análise dos gases de combustão (componente descrito posteriormente).
- A terceira parte corresponde a um tubo de alumínio flexível que guiará os gases de escape até ao sistema de exaustão do laboratório onde está encontra instalada a bancada de ensaios Hebe.

Apesar de não se encontrar representado na Figura 27, é pretendido isolar-se externamente este componente (chaminé), analogamente ao corpo central.

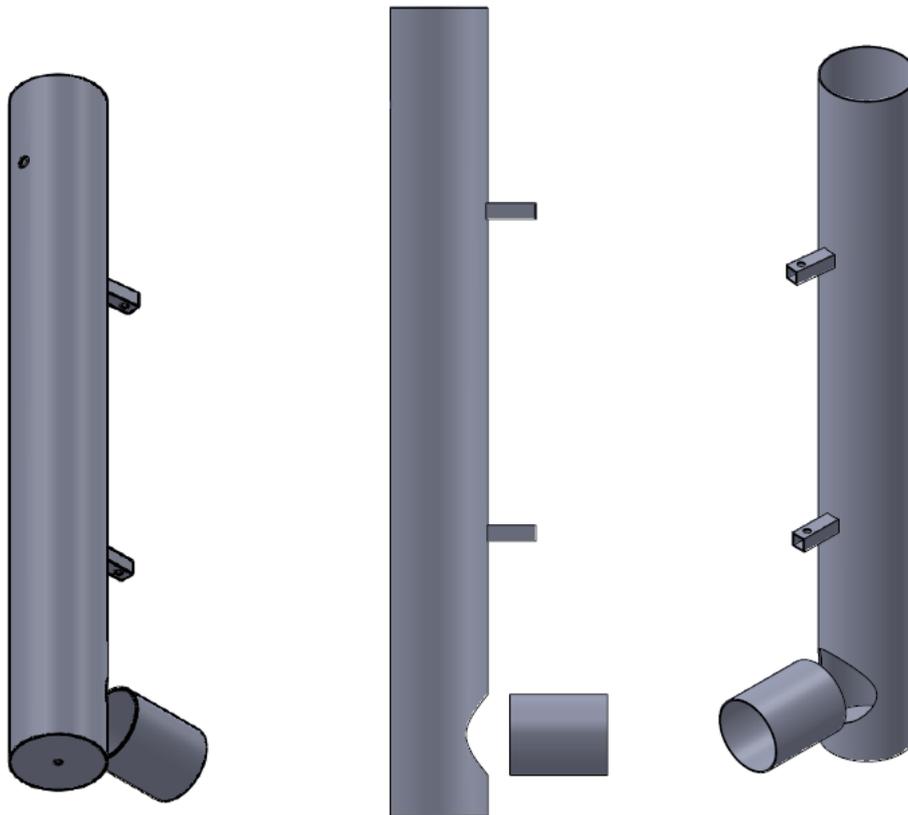


Figura 27 - Projeção isométrica das partes 1 e 2 da chaminé

Tomada de gases para análise

A tomada de gases para análise ou sonda de recolha de gases foi realizada de acordo com o referido na norma prEN 89:2012 (E).

A sonda será soldada na segunda parte da chaminé (ver secção da chaminé deste capítulo), sendo posteriormente ligada ao analisador de gases por um tubo de polietileno revestido com uma malha de aço inoxidável devido à elevada temperatura dos gases de escape.

O desenho final da tomada de gases encontra-se ilustrado na Figura 28 e Figura 29.

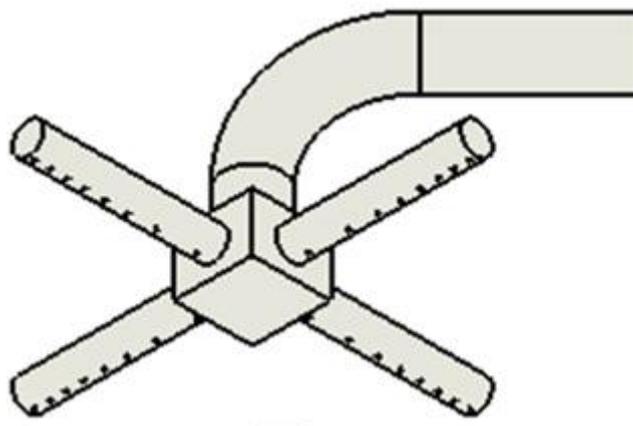


Figura 28 - Projeção isométrica da sonda de recolha dos gases de combustão para análise

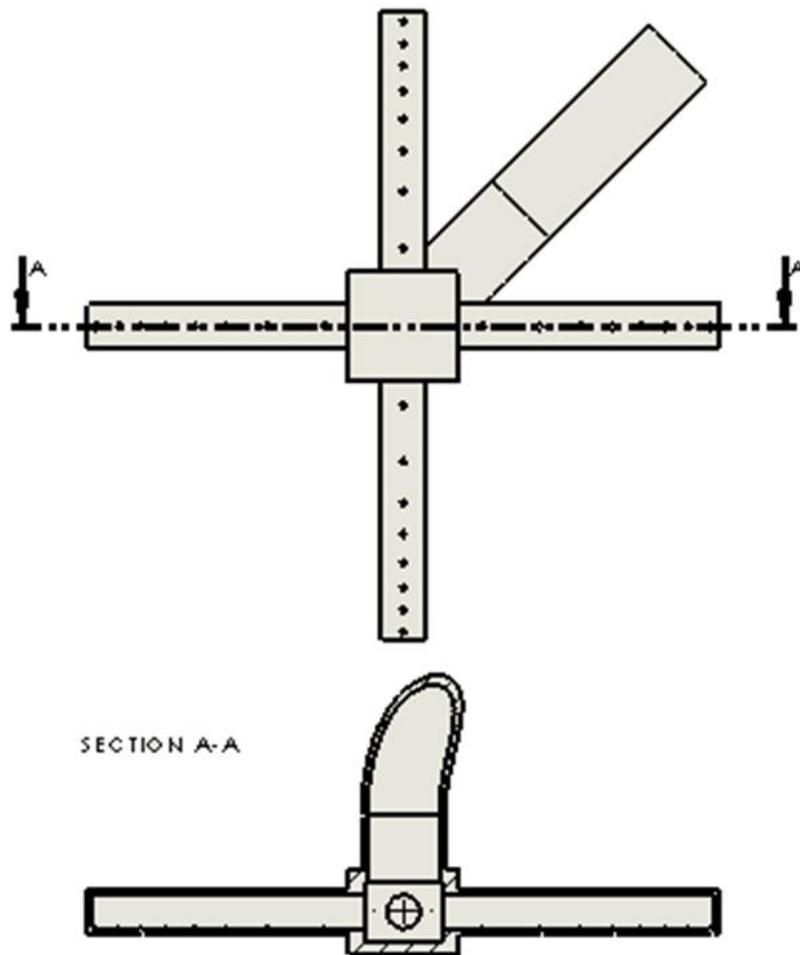


Figura 29 - Projeção em corte da sonda de recolha dos gases de combustão para análise

2.5.2 Configuração 1b

Esta solução de funcionamento surge da configuração de base 1a e, resumidamente, consiste na construção de uma câmara de combustão externa. Esta será designada como **câmara de combustão** enquanto a câmara onde se encontra o permutador de calor chamar-se-á por **câmara de aquecimento** (ou câmara de permuta).

Objetiva-se assim criar uma envolvente fria à cabeça do queimador. Essa câmara de combustão incluirá um espaço anelar (camisa) para circulação de um fluido de arrefecimento (neste caso água), que não terá nenhum outro destino para além da refrigeração da cabeça do queimador. A diferença entre as configurações 1a e 1b está na zona onde ocorre a combustão que, no desenho 1b, é exterior à câmara de aquecimento. O acoplamento sequencial da câmara de combustão com a de aquecimento permite que, após a passagem dos gases quentes de uma câmara para a outra, o princípio de funcionamento descrito para a configuração 1a se mantenha. Assim sendo, os únicos componentes que sofrerão alterações no desenho 1a serão a tampa frontal e o *inner cylinder*, mantendo-se os restantes sem alterações.

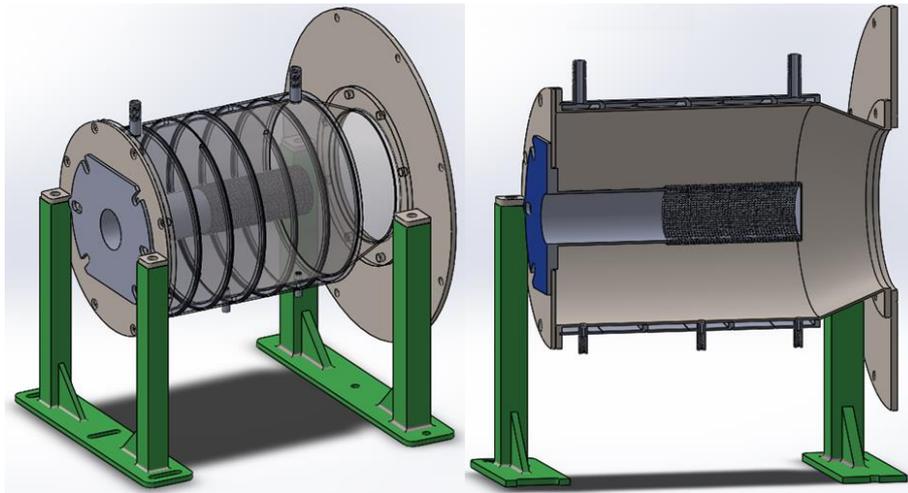


Figura 30 - Projeção isométrica da montagem final da câmara de combustão com a tampa frontal 1b

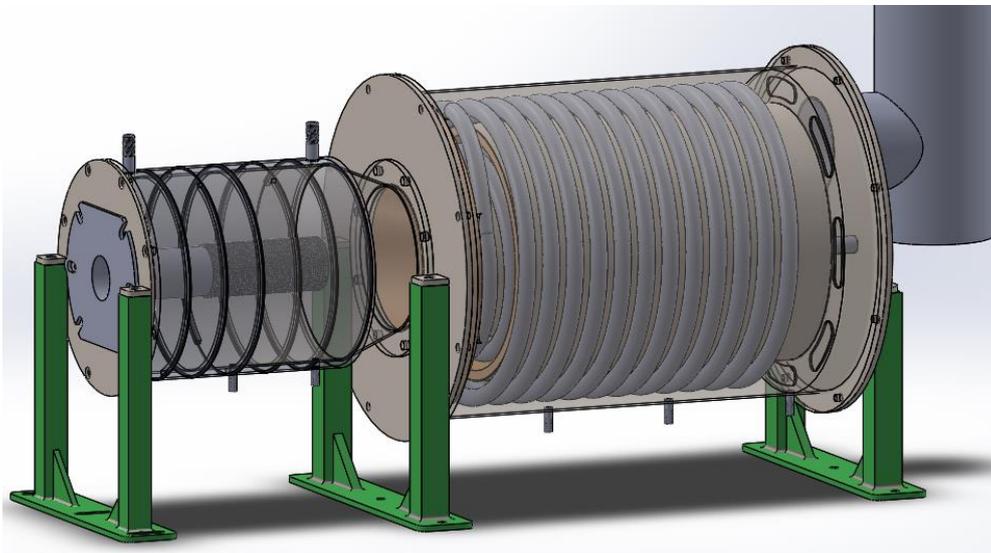


Figura 31 - Projeção isométrica da configuração final 1b (corpo central e corpo exterior transparentes)

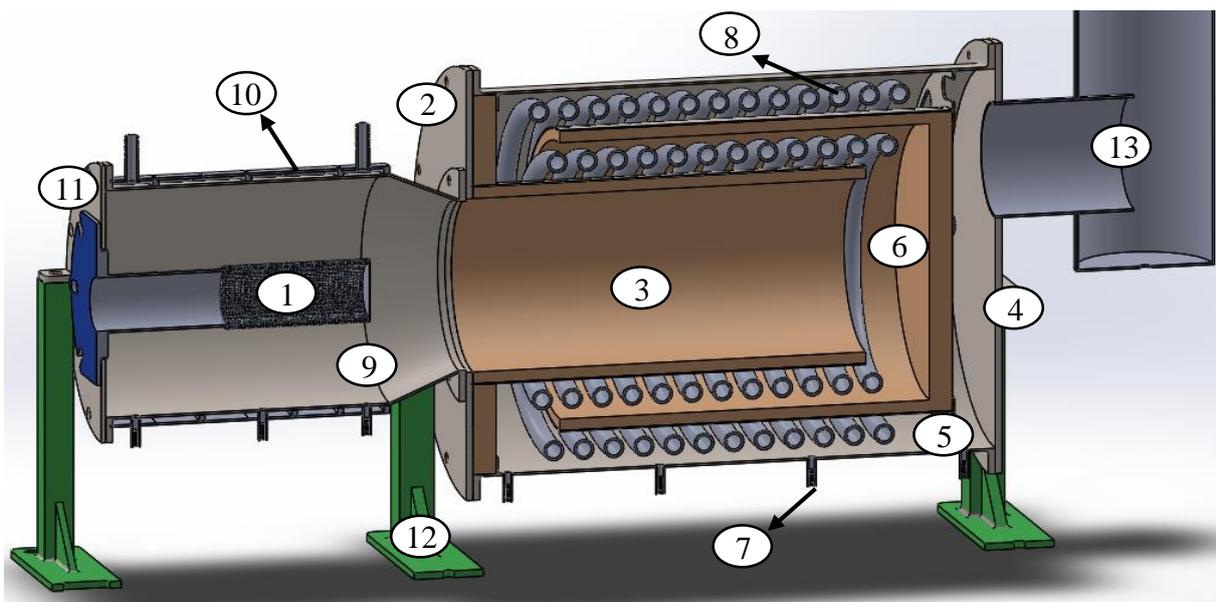


Figura 32 - Projeção isométrica da configuração final 1b, em corte

Tabela 2 - Descrição da Figura 32

Nº da Figura 32:	Componente do conjunto queimador-permutador Hebe:
1	Cabeça (bocal) do queimador Riello RX 35 S/PV;
2	Tampa da câmara de aquecimento;
3	<i>Inner cylinder 1b</i> (cilindro metálico e material isolante)
4	Tampa traseira;
5	Corpo central;
6	<i>Outer cylinder</i> (cilindro metálico e material isolante);
7	Saída para os condensados do corpo central e do corpo exterior;
8	Permutador de calor;
9	Corpo exterior;
10	Camisa de refrigeração exterior;
11	Tampa exterior da câmara de combustão;
12	Suportes;
13	Chaminé;

Tampa exterior

A tampa exterior assemelha-se à tampa frontal da configuração 1a. Na configuração 1b será na tampa exterior que o queimador será fixo, mantendo o mesmo procedimento de aperto e vedação. A tampa exterior ligará ao corpo exterior e ao seu respectivo suporte (Figura 33).

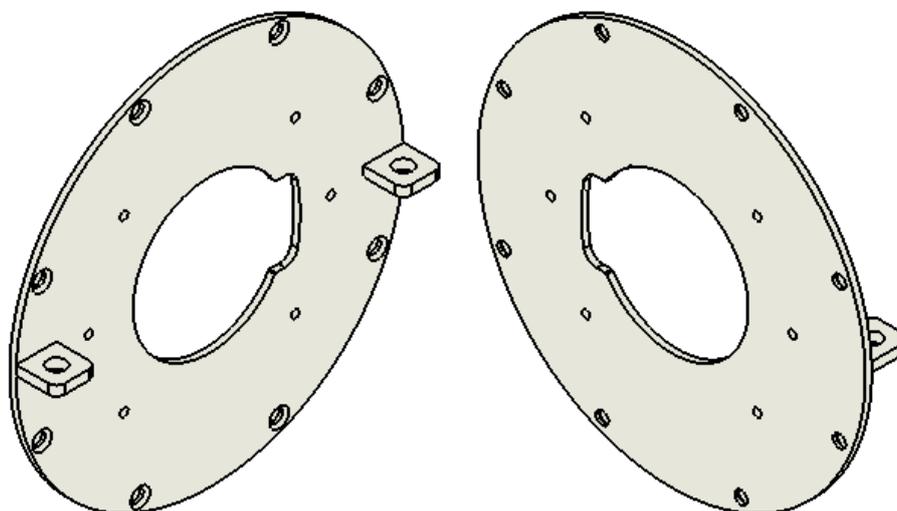


Figura 33 - Projeção isométrica da tampa exterior (face exterior à esquerda, face interior à direita)

Tampa da câmara de aquecimento e inner cylinder 1b

A tampa da câmara de aquecimento estará ligada ao corpo central da câmara de aquecimento, ao corpo exterior da câmara de combustão e ao seu suporte. Como já referido, estes componentes serão os únicos a serem alterados da configuração 1a no entanto, essas modificações serão pequenas. Tanto na tampa da câmara de aquecimento como no *inner*

cylinder, a alteração mais expressiva reside no orifício que estaria destinado à entrada do bocal do queimador na configuração 1a. Essa abertura será maior e tomará uma configuração circular, facilitando a passagem dos gases de combustão como se observa na Figura 34 e na Figura 35.

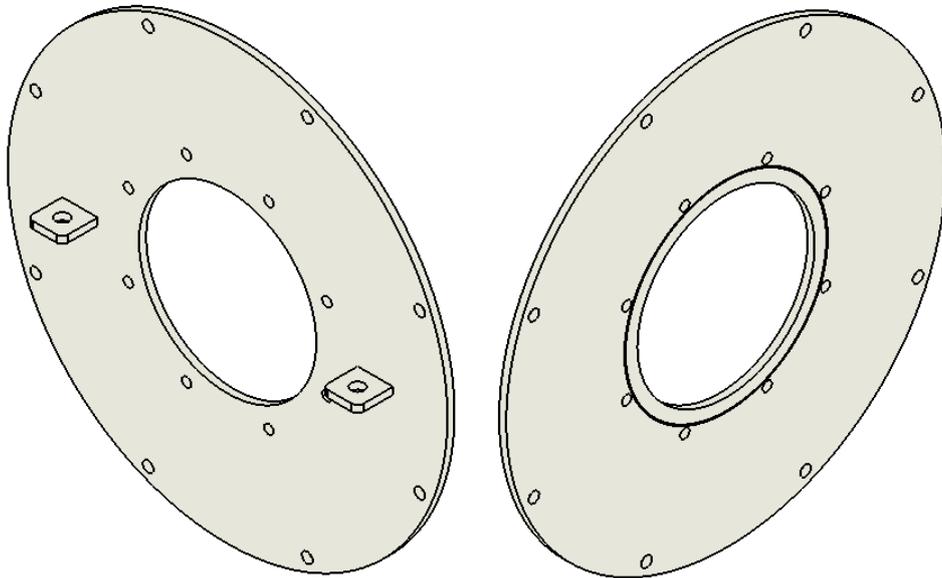


Figura 34 - Projeção isométrica da tampa da câmara de aquecimento (face exterior à esquerda, face interior à direita)

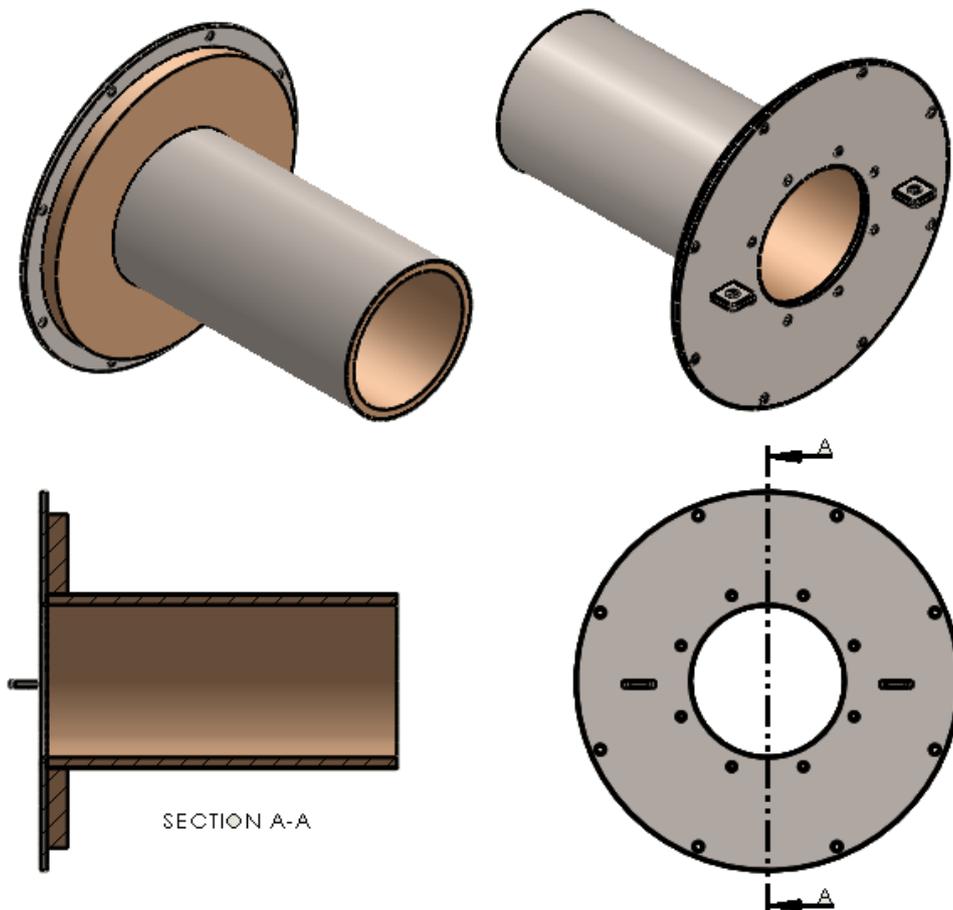


Figura 35 - Projeção isométrica da tampa da câmara de aquecimento e do cilindro interior com o *inner cylinder*

Corpo exterior e camisa de refrigeração

Analogamente ao corpo central da configuração 1a, o corpo exterior juntamente com a camisa de refrigeração foram os componentes mais complexos desta câmara de combustão exterior. É possível visualizar a projeção do corpo exterior na Figura 36.

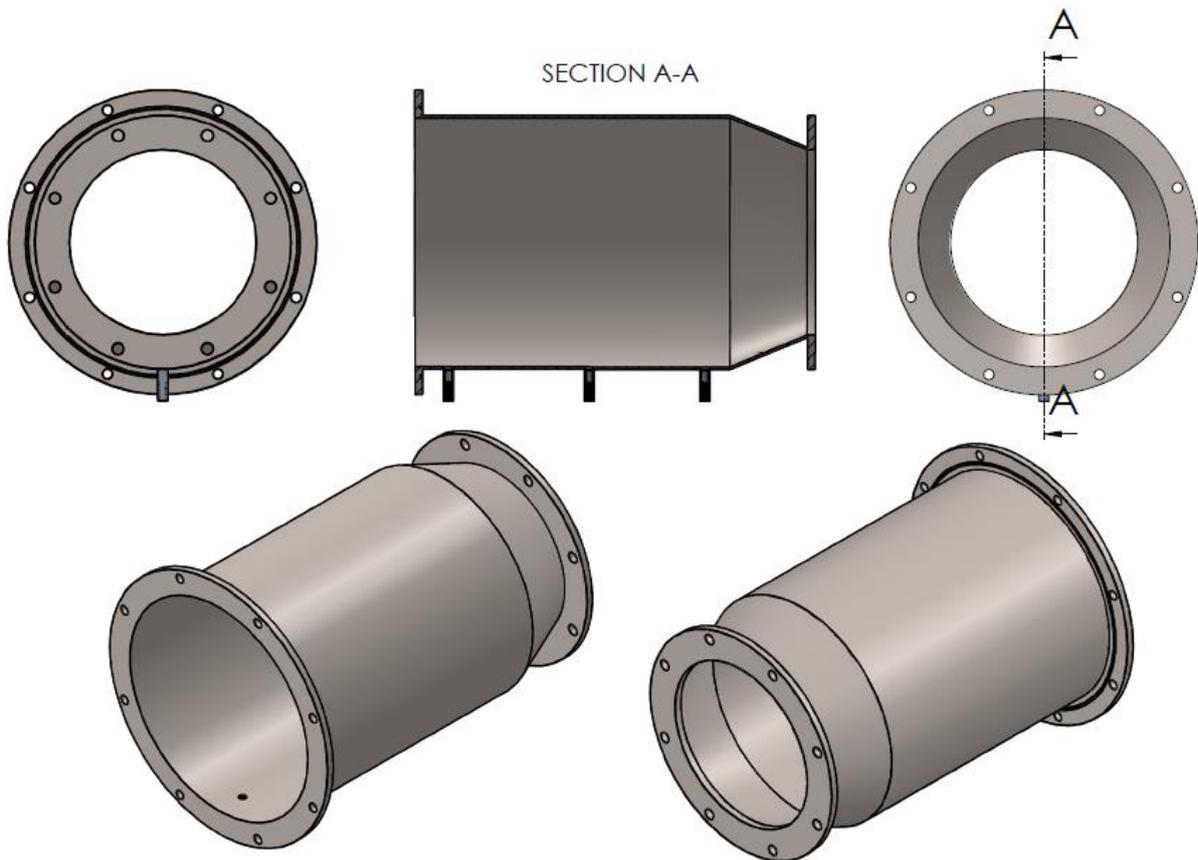


Figura 36 - Projeção ortogonal cilíndrica e isométrica do corpo exterior

É novamente previsível a ocorrência de condensação na câmara exterior (combustão) devido à baixa temperatura a que as paredes que envolvem a cabeça do queimador estarão pelo que, foi necessário projetar a sua saída, empregando a metodologia utilizada no corpo central da câmara de aquecimento.

Como já foi referido, a câmara de combustão, nesta configuração 1b, levará uma camisa exterior onde circulará água. De modo a garantir uma eficaz transferência de calor entre a chapa interior da câmara de combustão e a água de arrefecimento, e assim se evitar o aquecimento da chapa interior, a camisa de refrigeração foi dividida, na direção transversal à longitudinal, em seis partes por onde a água escoo ao longo de uma trajetória perimétrica sendo que a passagem de uma secção para a outra ocorre, alternadamente, na zona inferior ou superior de cada uma dessas secções. Esta projeção pode visualizar-se na Figura 37.

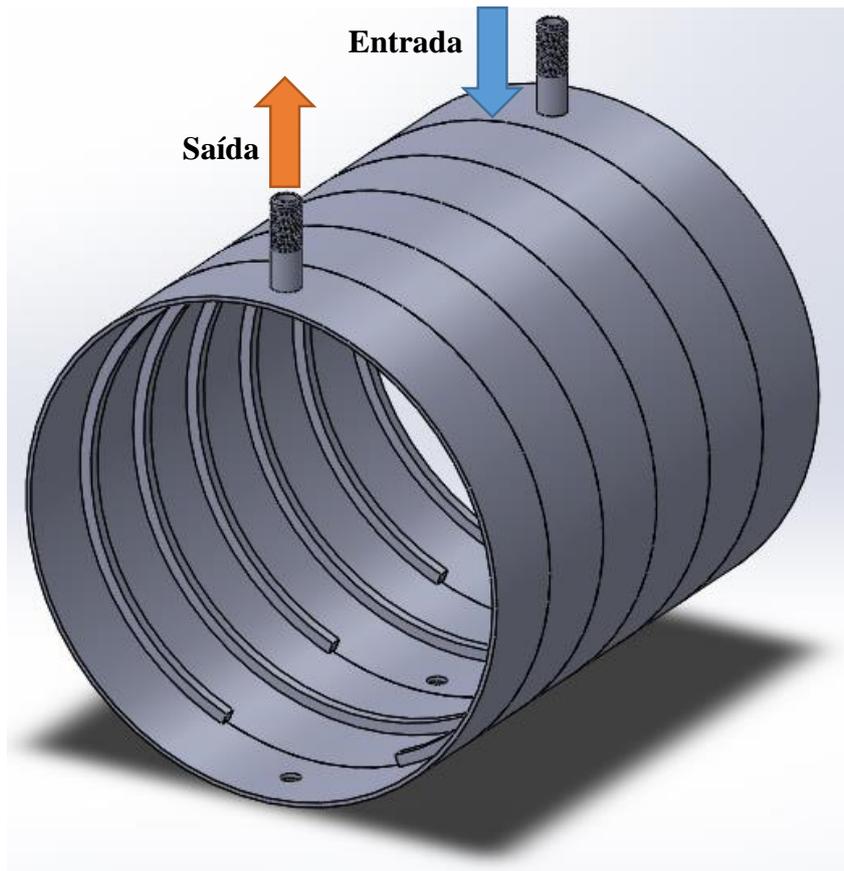


Figura 37 - Projeção da camisa de refrigeração exterior

O corpo exterior com a camisa de refrigeração pode ser observado na Figura 38.

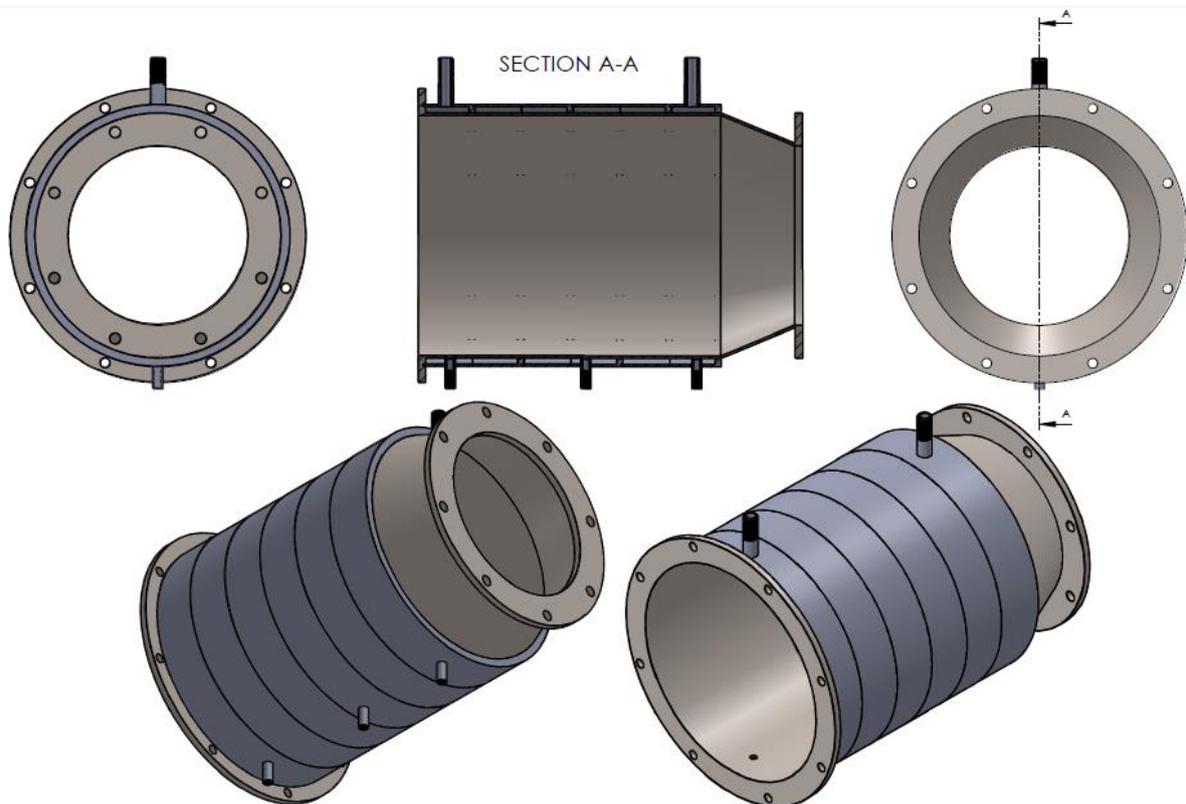


Figura 38 - Projeção ortogonal cilíndrica e isométrica do corpo exterior com a camisa de refrigeração

Suporte da tampa exterior

Será necessário a construção de um novo suporte para a tampa exterior, ligando e fixando esta à bancada de ensaios Hebe, tal como mostra a Figura 39.

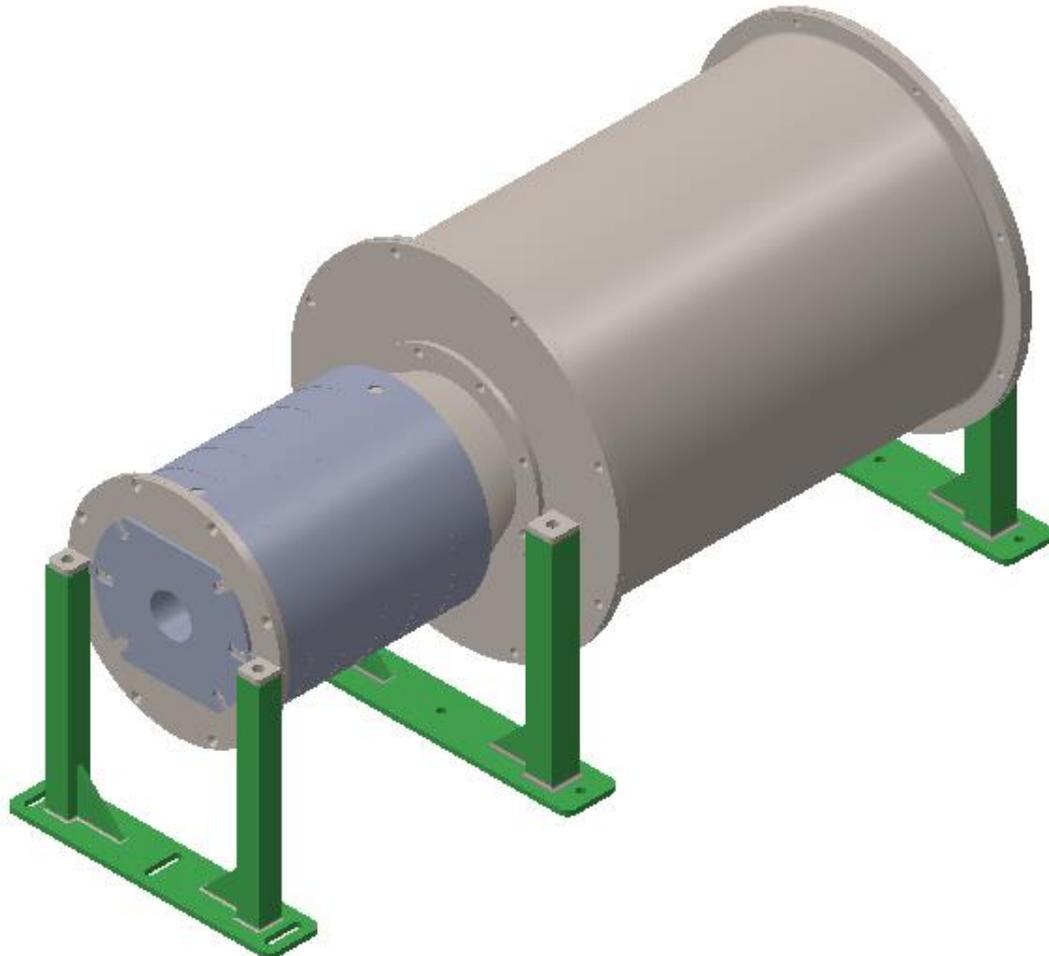


Figura 39 - Pormenor dos suportes de fixação do desenho 1b

3. CONSTRUÇÃO E MONTAGEM

O presente capítulo será fundamentalmente ilustrativo. Apresentará os resultados físicos da construção dos componentes idealizados no capítulo 2 de Projeto de concepção e ainda descreverá as instalações e/ou equipamentos auxiliares necessários para o funcionamento do conjunto queimador-permutador de calor do sistema Hebe.

3.1 Configuração (base) 1a

Os componentes da configuração 1a, com exceção do permutador de calor, foram produzidos sem alterações significativas em relação ao projetado no capítulo 2.

Relativamente ao permutador de calor, a situação muda de figura. As suas dificuldades de construção surgiram por exigências de projeto, como a necessidade de manter o passo e os diâmetros da espiral (sem esquecer que se está a trabalhar com uma tubagem com um diâmetro relativamente baixo e espesso, aumentando bastante a dificuldade de construção), mas também devido a uma produção defeituosa por parte da empresa subcontratada.

Para se garantir que o passo da espiral não se alteraria durante o funcionamento do sistema foi necessário introduzir três chapas (soldadas às espirais – tanto na interior como na exterior) ao longo de cada espiral. Para que cada espira se mantivesse centrada no canal de passagem dos gases, com uma posição fixa, o conjunto das duas espiras foi soldado à tampa traseira e introduziram-se três batentes radiais na espiral mais exterior, na espira mais próxima da tampa frontal (v. Figura 42).

Quanto ao erro técnico de produção, a empresa subcontratada realizou o enrolamento das duas espirais no mesmo sentido, ou seja, estas nunca poderiam ter a disposição apresentada no projeto (uma espiral dentro da outra com um funcionamento em contracorrente). Dentro dos possíveis, como medida de improviso, optou-se pela construção de um “U” no encontro das espirais como é possível observar na Figura 42.

Existe uma ligeira alteração no *inner cylinder*. Devido à existência de condensados no interior da câmara de aquecimento, resolveu-se efetuar um corte na sua parte inferior do material isolante da tampa frontal, tentando diminuir o seu contacto com a água condensada e assim evitar que ocorra uma possível absorção (por capilaridade) desta (v. Figura 40).



Figura 40 - Montagem da tampa frontal com o *inner cylinder* e o suporte

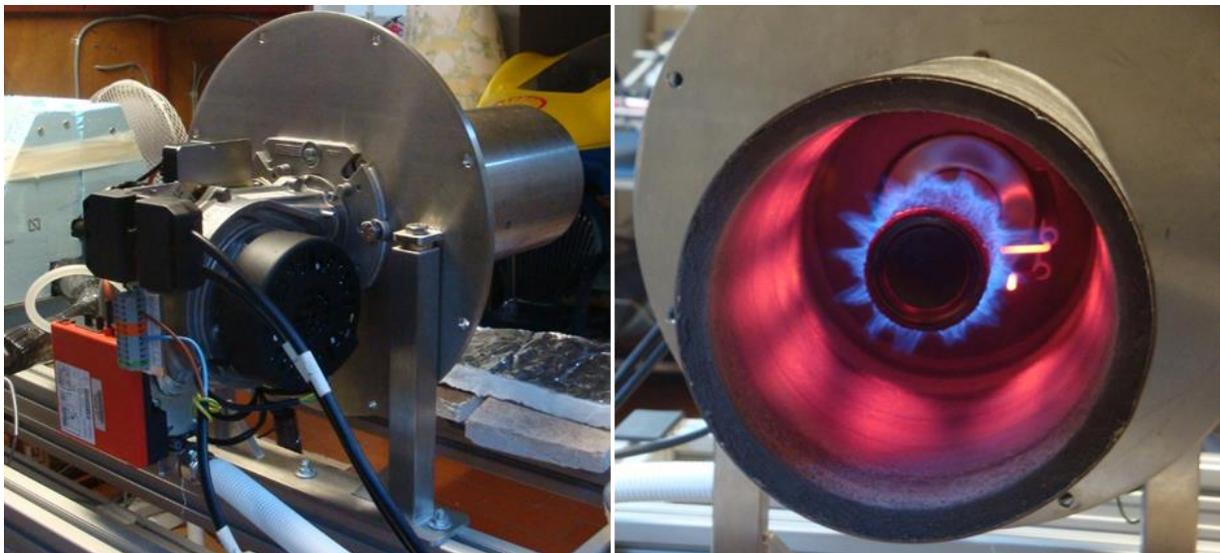


Figura 41 - Montagem do queimador na tampa frontal



Figura 42 - Montagem do permutador de calor no corpo central

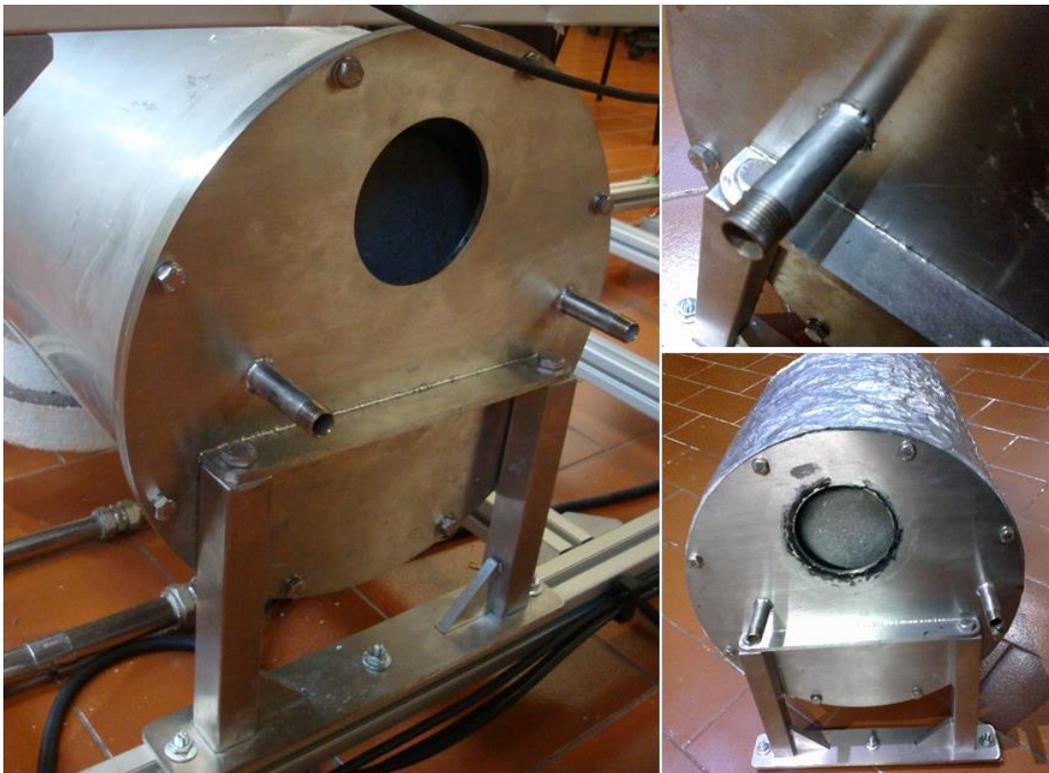


Figura 43 - Montagem do permutador de calor no corpo central com a tampa traseira e o suporte



Figura 44 - Montagem da chaminé com peças de fixação (ligeiramente soldadas)



Figura 45 - Sonda de recolha dos gases para análise na sua posição final no interior na chaminé



Figura 46 - Montagem da chaminé (com isolamento exterior) com a sonda e peças de fixação à câmara base

3.2 Configuração 1b

3.2.1 *Câmara de combustão*

No que diz respeito à construção dos componentes da câmara exterior, é possível afirmar que estes se encontram em acordo com o projeto elaborado, existindo apenas ligeiras divergências não significativas.



Figura 47 - Tampa exterior (parte interior à direita e parte exterior à esquerda)

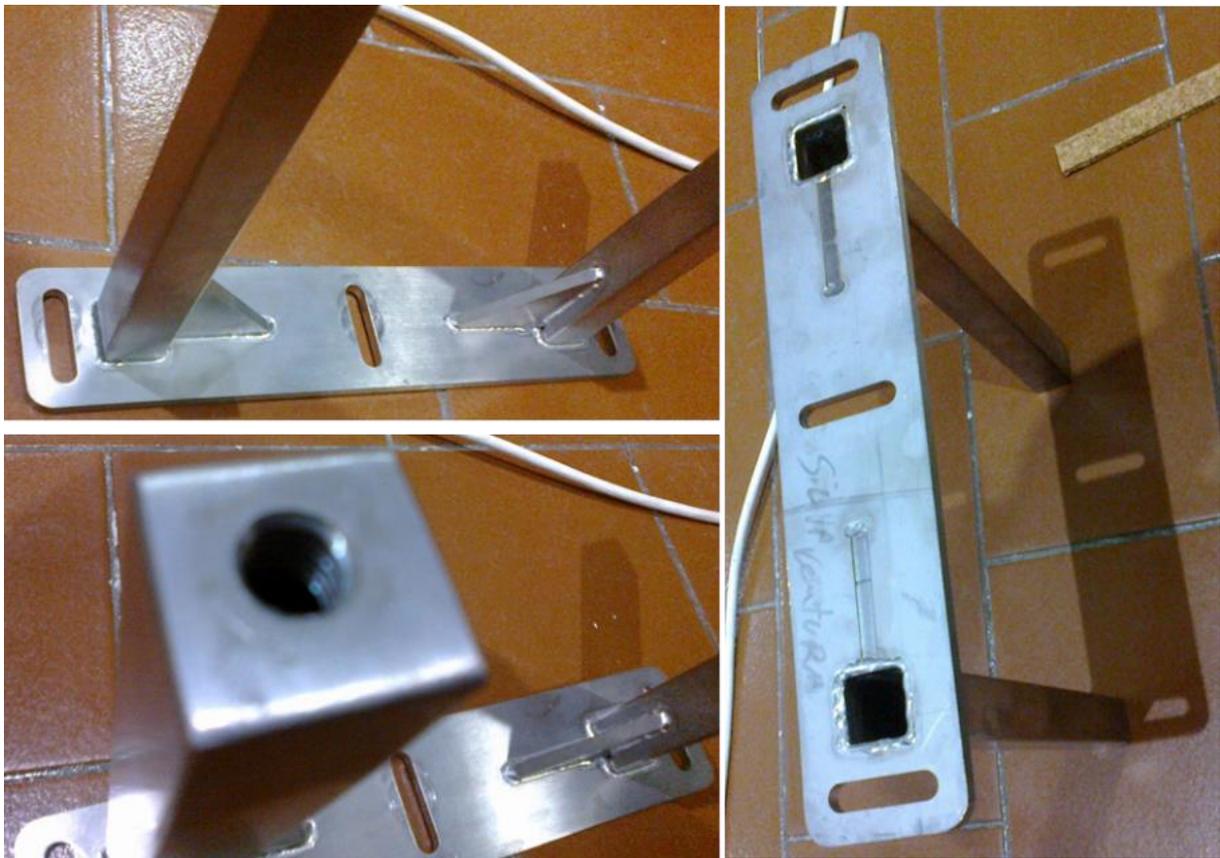


Figura 48 - Suporte da tampa exterior



Figura 49 - Corpo exterior com camisa de refrigeração (já soldada)



Figura 50 - Montagem da tampa traseira com o corpo de refrigeração

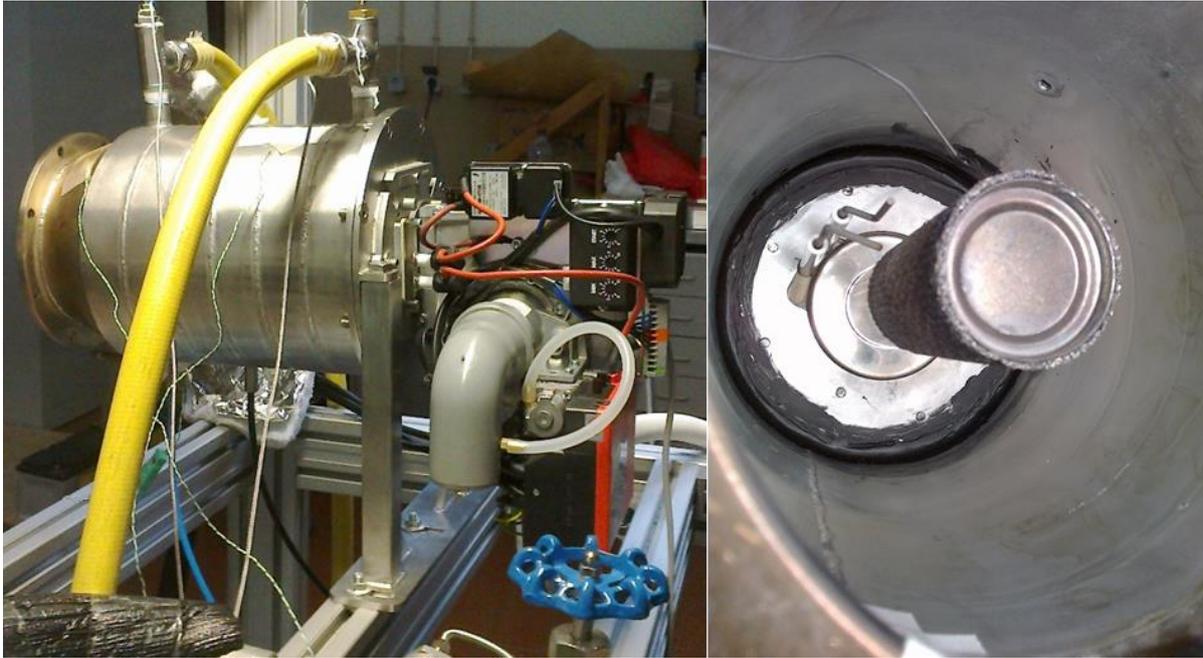


Figura 51 - Montagem da câmara de combustão com o queimador

3.2.2 Câmara de aquecimento

Os componentes da câmara de aquecimento são idênticos aos utilizados no desenho de base 1a, representados no subcapítulo 3.1, com exceção da tampa frontal (agora denominada por tampa da câmara de aquecimento) e do *inner cylinder* (*inner cylinder* 1b) tal como se mostra na Figura 52. No entanto, como continua a existir a probabilidade da existência de condensados, a alteração efetuada ao *inner cylinder* na configuração 1a, será novamente realizada.



Figura 52 - Montagem da tampa da câmara de aquecimento com o *inner cylinder* 1b

3.2.3 Conjunto 1b (Montagem final)

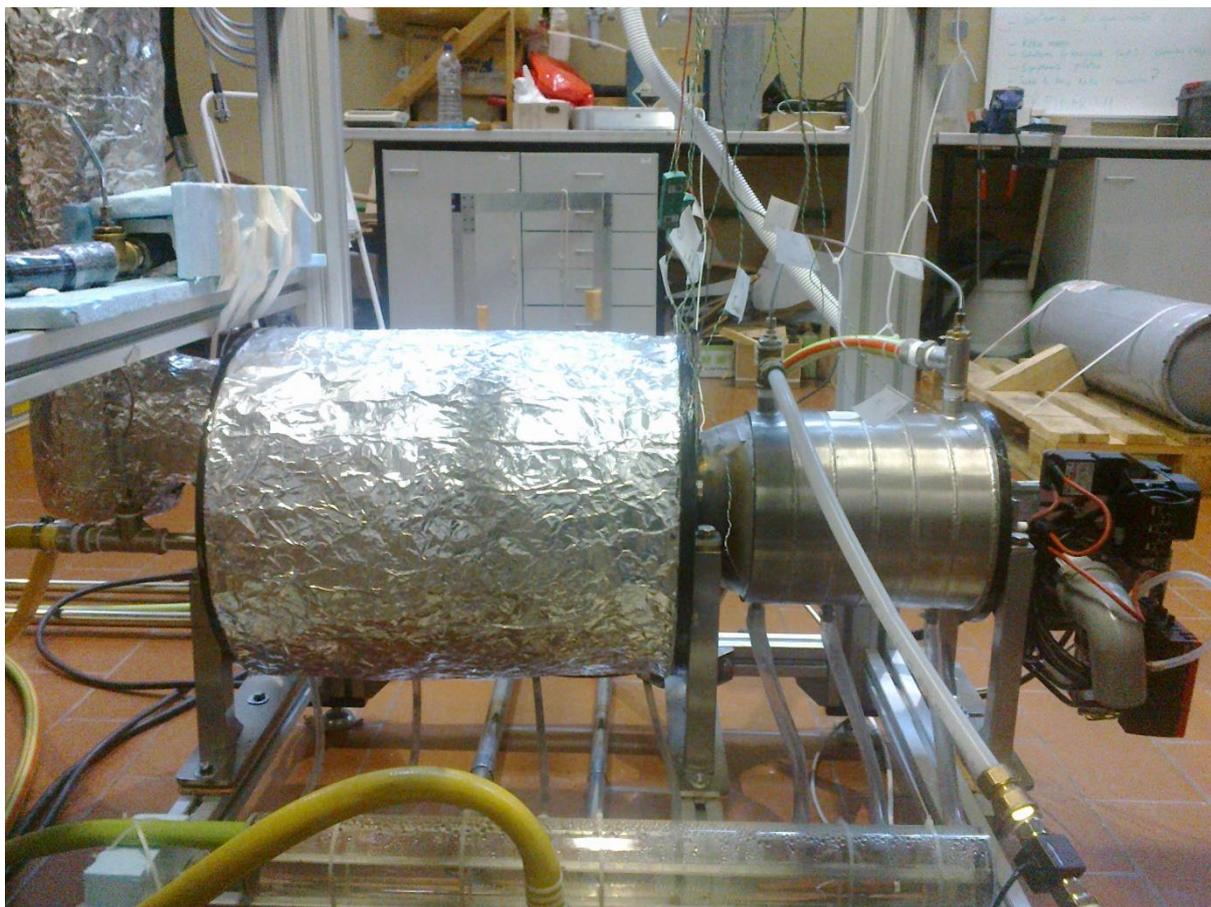


Figura 53 - Montagem final da câmara de aquecimento com a câmara de combustão e o queimador

3.3 Instalações e equipamentos auxiliares

De momento, o sistema Hebe não se encontra preparado para receber o fluido de trabalho (R 245 fa) e, por isso, optou-se por se utilizar água (substituição do fluido de trabalho) para realizar os testes e a respetiva caracterização do conjunto.

No entanto, será necessário promover algumas ligações ao conjunto para possibilitar o seu funcionamento, sendo estas: circuitos de água de alimentação e sua respetiva descarga, descarga dos condensados, ligação do gás natural ao queimador (construção da “rampa de gás”) e a ligação do seu controlo digital modelante.

3.3.1 Alimentação de água da rede

O circuito de alimentação de água para o conjunto queimador-permutador foi realizado a partir de uma tomada de água existente junto à bancada de ensaios na qual a Hebe e o conjunto queimador-permutador foram montados.

Para a configuração de base 1a, apenas é necessário uma alimentação de água, destinada ao permutador de calor. Assim sendo, só foi necessário preparar a ligação entre a alimentação e a entrada do permutador, tendo esta sido realizada com uma mangueira simples. A descarga foi feita diretamente para o esgoto através de uma mangueira simples de jardinagem, uma vez que a água não passará os 80 °C.

Relativamente à configuração 1b, a necessidade de se possuir uma ligação de água para o permutador de calor e outra para a camisa de refrigeração, levou à colocação de um “T” com duas válvulas de seccionamento (válvulas de esfera) (v. Figura 54).



Figura 54 - Alimentação de água do conjunto 1b (válvulas de esfera com manípulo vermelho)

Tanto para a ligação entre a água de alimentação e respetivo ponto de entrada como para as respetivas descargas, usar-se-á o mesmo procedimento descrito para a configuração 1a.

3.3.2 Descarga dos condensados

Para ambas as configurações, usou-se o mesmo procedimento para a descarga dos condensados pois a diferença entre estes reside apenas no número de saídas em cada câmara. Os tubos metálicos de extração de cada câmara foram ligados a um coletor, através de pequenas mangueiras flexíveis. Todos os condensados presentes no coletor são então “guiados” até ao esgoto através de uma mangueira semelhante à utilizada na descarga dos circuitos de água. É possível observar o coletor (construído em acrílico) e as suas ligações na Figura 55.



Figura 55 - Coletor para os condensados da configuração 1b

3.3.3 Rampa de gás natural

Para a instalação do gás natural procedeu-se à subcontratação de uma empresa especialista na área. Esta realizou toda a instalação dos componentes necessários (desde o redutor de pressão para 20 mbar, até à tubagem) assim como realizou testes de estanquicidade no circuito do gás desde a rede até ao queimador.

3.3.4 Alimentação elétrica do queimador

A ligação da alimentação elétrica e do respetivo sistema de controlo do queimador foi realizada de acordo com o descrito no seu manual.

Basicamente envolveu três ligações: ligação da alimentação elétrica, ligação do acionamento do queimador e uma ligação para o ajuste da potência.

A ligação referente à alimentação elétrica serve, como o próprio nome indica, para deixar o queimador alimentado com energia elétrica sendo ligada ao quadro elétrico (rede) e ativada através de um botão ON/OFF (necessário instalar).

A ligação alusiva ao acionamento do queimador servirá apenas para o ligar e desligar, sendo controlado através do computador ou de um novo botão ON/OFF (que, mais uma vez, foi necessário instalar). Para esta ligação funcionar, o queimador terá de se encontrar alimentado eletricamente.

Por último, relativamente à ligação para o controlo da potência, esta foi realizada com o envio de um sinal de tensão ao ventilador do queimador, controlando a sua velocidade de rotação (sendo o fornecimento de gás ajustado de acordo com a riqueza pré-definida), definindo assim a potência de combustão. Esta pode ser ajustada digitalmente, através de um computador ligado à placa de aquisição de dados Hebe e, com isso, o utilizador conseguirá controlar o valor da tensão a enviar ao ventilador (de 0 até 10 V) ou, através dos “*trimers*” existentes no queimador, tratando-se assim de um ajuste manual. Ao submeter-se a placa de controlo do ventilador do queimador a uma tensão de 0 V implica que o queimador se encontra a funcionar na potência mínima (6 kW) enquanto, no caso de se aplicar uma tensão de 10 V, significará que este se encontrará a funcionar à sua potência máxima (35 kW).

4. TESTES

Este capítulo inicia-se com a apresentação da metodologia de ensaios de segurança realizados à configuração de base 1a assim como uma descrição de tentativa de afinação do excesso de ar do queimador. Durante os respectivos procedimentos de afinação, ocorreu um acidente cuja análise obrigou a evoluir para a configuração 1b, sendo este analisado e reportado posteriormente neste capítulo.

Após isso, descrevem-se os testes de segurança realizados ao conjunto na configuração 1b e, finalmente, é descrita a metodologia de ensaios usada na sua caracterização.

4.1 Testes de segurança (Comissionamento)

A configuração de base 1a foi o primeiro protótipo do conjunto queimador-permutador de calor do sistema Hebe. Assim sendo, realizaram-se diversos ensaios de segurança, abrangendo estas duas importantes fases: uma primeira etapa com a câmara aberta (apenas contemplará o queimador, a tampa frontal e o *inner cylinder*) e outra com câmara fechada (representa o conjunto na sua versão final, sendo os gases de combustão extraídos pela chaminé). O primeiro passo envolveu a realização de vários testes básicos de segurança ao queimador com a câmara aberta, como por exemplo:

- Desligar a alimentação elétrica durante o funcionamento (simular uma falha de energia) e verificar se o queimador bloqueia a entrada do gás;
- Desligar e ligar o gás durante o funcionamento do queimador e verificar se este retoma o funcionamento;
- Desligar o gás durante o funcionamento e verificar se a ignição acontece, consecutivamente, três vezes antes de se iniciar o alerta;
- Funcionamento de longa duração (aproximadamente 1 hora);
- Acionar o queimador com o gás desligado - verificar alerta;
- Verificação do funcionamento botão RESET no queimador;
- Verificar se o ventilador fica em funcionamento após se desligar o queimador e se este se desliga automaticamente após um período de tempo;
- Verificar a ausência de fugas de gás nas ligações desde a alimentação até ao queimador;

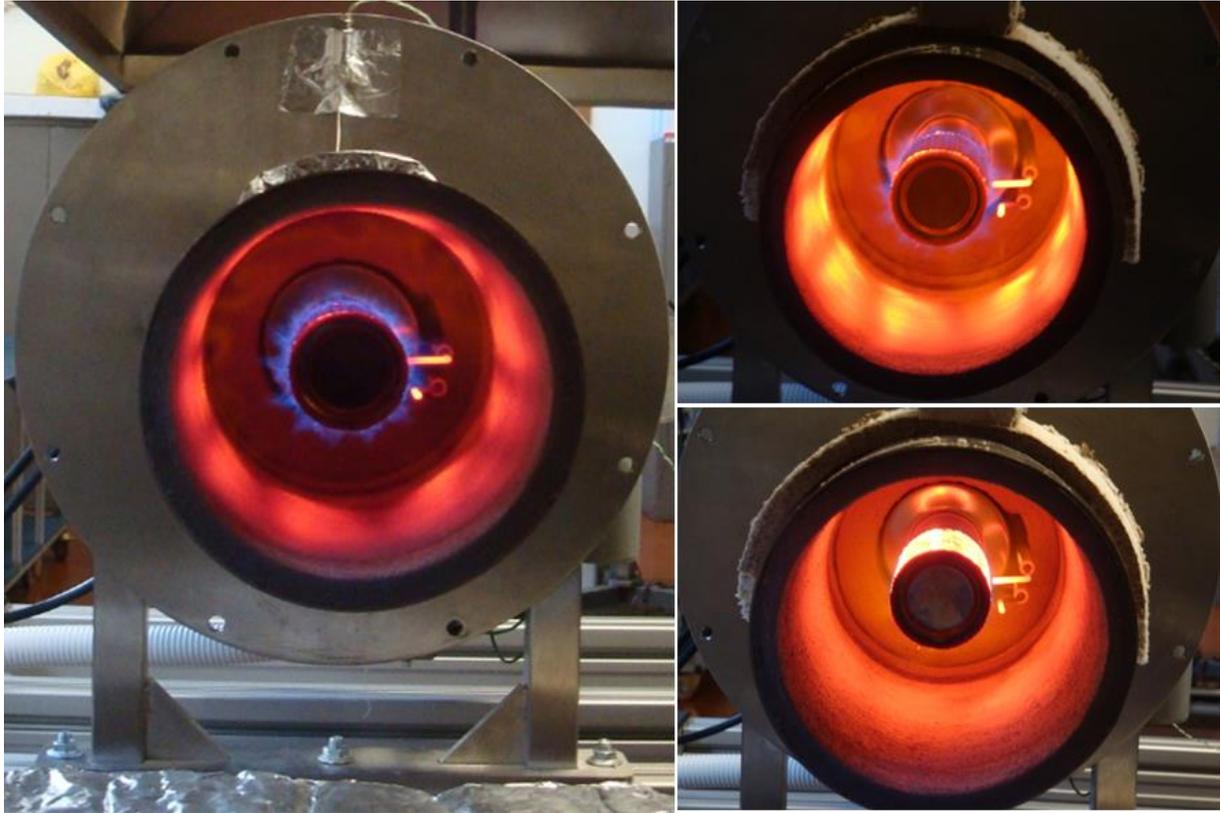


Figura 56 - Queimador em funcionamento durante os ensaios de segurança com a câmara aberta

Satisfatoriamente, em funcionamento aberto, o queimador cumpriu todos os ensaios de segurança sem problema.

Após a realização desta primeira fase e tendo sido alcançados os resultados reportados, procedeu-se ao fecho da câmara para se iniciar uma nova fase de testes. Muitos destes foram iguais aos testes realizados com a câmara aberta mas como as condições foram alteradas, é prudente repetir a sua realização. Nesta nova fase já se possuirá em funcionamento o circuito de água do permutador. Basicamente os testes consistiram em:

- Abrir a água da rede com o caudal máximo e ligar o queimador na potência mínima (6 kW - 0 V) e, sucessivamente, ir diminuindo o caudal até aproximadamente 1 L/min (sem nunca fechar totalmente a válvula). Realizar novamente o ensaio mas aumentando sucessivamente a potência do queimador até à potência máxima (35 kW) para verificar que todo o conjunto suporta as condições de funcionamento; Variações de caudal em 3 l/min e variações de voltagem de 2 V; Ao realizar este ensaio é necessário ter extrema atenção às variações de temperatura ao funcionamento com baixos caudais (< 2 L/min);
- Desligar a alimentação elétrica durante o funcionamento (simulação de uma falha de energia) e verificar se bloqueia a entrada do gás;

- Desligar e ligar o gás durante o funcionamento do queimador e verificar se este retoma o funcionamento;
- Desligar o gás durante o funcionamento e verificar se a ignição ocorre, consecutivamente, três vezes antes de se iniciar o alerta;
- Ligar alimentação e acionamento com o gás desligado - verificar alerta;
- No circuito de gás, verificar a ausência de fugas desde a alimentação até ao queimador;
- Verificação da não existência de fugas no conjunto com o decorrer dos ensaios - especificamente nas ligações, chaminé e juntas do conjunto;
- Verificar a ausência de fugas no circuito de água;
- Verificar se a saída de condensados se encontra desimpedida e se funciona devidamente;
- Verificar o funcionamento do botão RESET no queimador;
- Verificar se a mangueira de esgoto suporta as temperaturas e pressões dos ensaios;
- Verificar se o ventilador fica em funcionamento após se desligar o queimador e se este se desliga automaticamente após um período de tempo;
- Verificar se todas as zonas com temperaturas mais elevadas se encontram adequadamente isoladas de forma a evitar um possível contacto direto com as pessoas;
- Verificar se todo o conjunto se encontra adequadamente fixo e sem possibilidade de, no decorrer dos ensaios, ficar móvel e começar a vibrar;

Os ensaios de segurança foram novamente realizados com um razoável sucesso. No entanto, sentiu-se alguma instabilidade no funcionamento do queimador assim como, por vezes, se verificou dificuldades na fase de arranque, chegando ao ponto de não se conseguir iniciar o funcionamento.

Visto isso, com o queimador desligado, optou-se pela tentativa de aumentar a riqueza da combustão, pré-definida pelo fabricante, (através de parafusos de afinação existentes no queimador) assumindo que se estaria na presença de uma combustão muito pobre. Com essa alteração o queimador arrancou prontamente e sem dificuldades.

O próximo passo seria assim a afinação do excesso de ar para um valor mínimo, utilizando um analisador de gases de combustão (ligado à sonda no interior da chaminé), obtendo os valores de oxigénio e de monóxido de carbono.

O resultado e as consequências dessa afinação não foram os esperados e são descritas no próximo subcapítulo.

4.2 Falha no funcionamento do queimador

Relativamente à afinação do excesso de ar da combustão, o seu procedimento era simples: aumentar a quantidade de combustível, reduzindo assim a quantidade de oxigénio presente nos produtos de combustão, até que a quantidade de monóxido de carbono atinja valores próximos das 100 ppm.

No início da afinação, encontrando-se o queimador a funcionar durante algum tempo, ouviu-se um pequeno ruído na chaminé que foi assumindo, incorretamente, como alguma dilatação do material metálico da área de extração. Deste modo, procedeu-se à afinação do excesso de ar que apresenta valores iniciais bastante elevados, correspondentes a valores de 8% de O_2 , nos produtos de combustão. Aumentou-se sucessivamente a riqueza da combustão até possuir valores O_2 a rondar os 5%. Manteve-se depois em funcionamento durante alguns minutos até que ocorreu uma explosão no interior do conjunto, sendo de imediato encerrado todo o sistema. A explosão ocorreu no bocal do queimador, como se consegue observar pela Figura 57, sendo importante referir que o resto do conjunto permaneceu intacto.



Figura 57 - Resultado da explosão da cabeça do queimador

4.2.1 *Análise e determinação das causas*

De forma alguma este acidente poderá ser subvalorizado. Cada hipótese para justificar o acontecimento ocorrido foi minuciosamente analisada.

O primeiro passo consistiu em entrar em contacto com o fornecedor, informando-o do sucedido e solicitando a sua colaboração na determinação da causa deste acontecimento. Para facilitar a sua compreensão e melhorar a percepção do acontecimento, foram enviadas diversas fotografias dos testes de segurança com a câmara aberta onde é possível visualizar o funcionamento do queimador em várias gamas de potências.

Todas a fotografias que possuam pontos amarelos (incandescentes) na malha de aço da cabeça do queimador foram consideradas como um funcionamento inaceitável pelo fabricante, pois, segundo este, isso corresponderia a sujeição da cabeça do queimador a temperaturas superiores às admissíveis. Algumas dessas fotografias encontram-se identificadas na Figura 58.

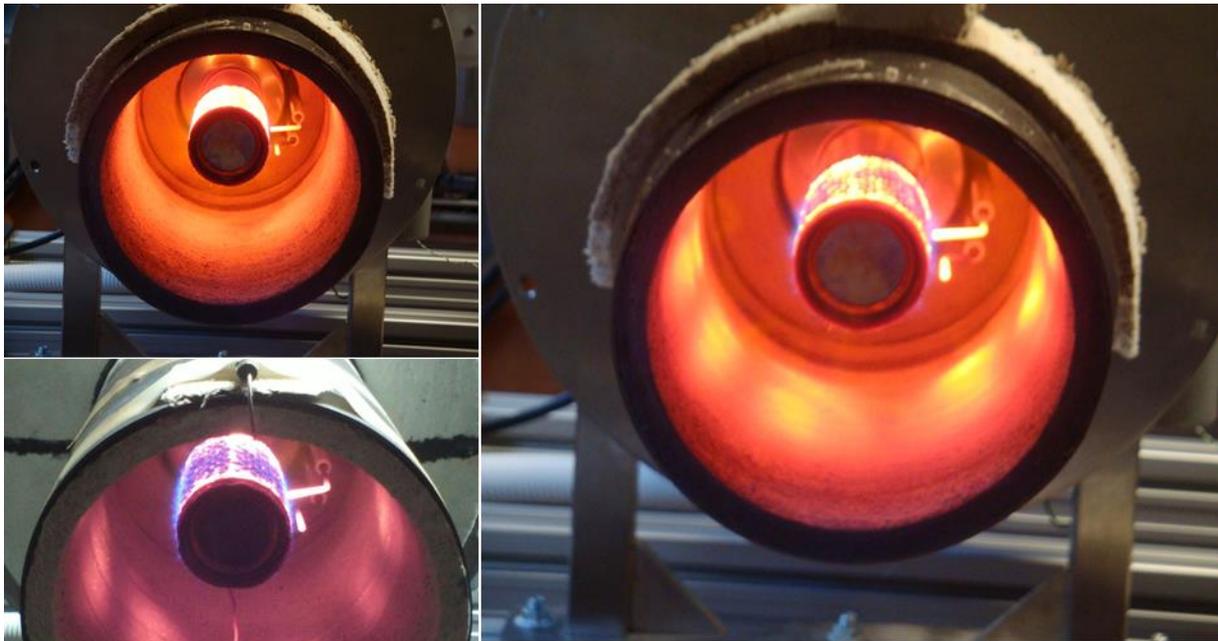


Figura 58 - Exemplo de condições inaceitáveis do funcionamento do queimador

Com essa informação, reconhece-se que a afinação realizada à riqueza da mistura poderá ter influenciado esse aparecimento. A afinação efetuada foi no sentido de reduzir o excesso de ar e, para isso, efetuou-se um aumento da entrada de gás natural (tornando a mistura mais rica). Existindo um menor caudal de ar, a chama vai ter tendência a aproximar-se mais da malha metálica da cabeça do queimador, para qualquer ponto de funcionamento (mais notório em baixas potências pois existe um menor caudal de mistura devido a uma menor velocidade de rotação da ventoinha do queimador). Facilmente se percebe que, quanto mais próximo este se encontrar da malha metálica, mais esta irá aquecer e assim aumentar a possibilidade de ocorrer

o aparecimento de pontos incandescentes. No entanto, esta resposta não era totalmente esclarecedora pois o valor de O_2 definido no catálogo do queimador (anexo A) seria entre 5 e 5,5%, exatamente o valor que se atingiu com a afinação. De qualquer forma, foi recolocado o valor pré-definido de fábrica para a riqueza da mistura.

Entretanto, o fabricante indicou que a temperatura na parte interior da malha metálica teria de rondar os 600°C . Essa temperatura será praticamente impossível de medir mas, mesmo assim, optou-se pela encomenda de uma nova cabeça do queimador para voltar a realizar testes e tentar ter algumas noções de que temperatura se encontrará na parte exterior da malha metálica (sendo que esta temperatura será superior à encontrada na parte interior da cabeça do queimador que estará sempre em contacto com o fluxo de mistura fresca). Para medir a respetiva temperatura foi utilizado uma câmara termográfica.

Com a nova cabeça de combustão montada na câmara 1a, aberta (tampa frontal e o *inner cylinder*) e com a riqueza pré-definida de fábrica, procedeu-se a um conjunto de testes de funcionamento, em vários valores de potência, para se proceder a uma caracterização térmica da cabeça do queimador e do conjunto envolvente (v. Figura 59).

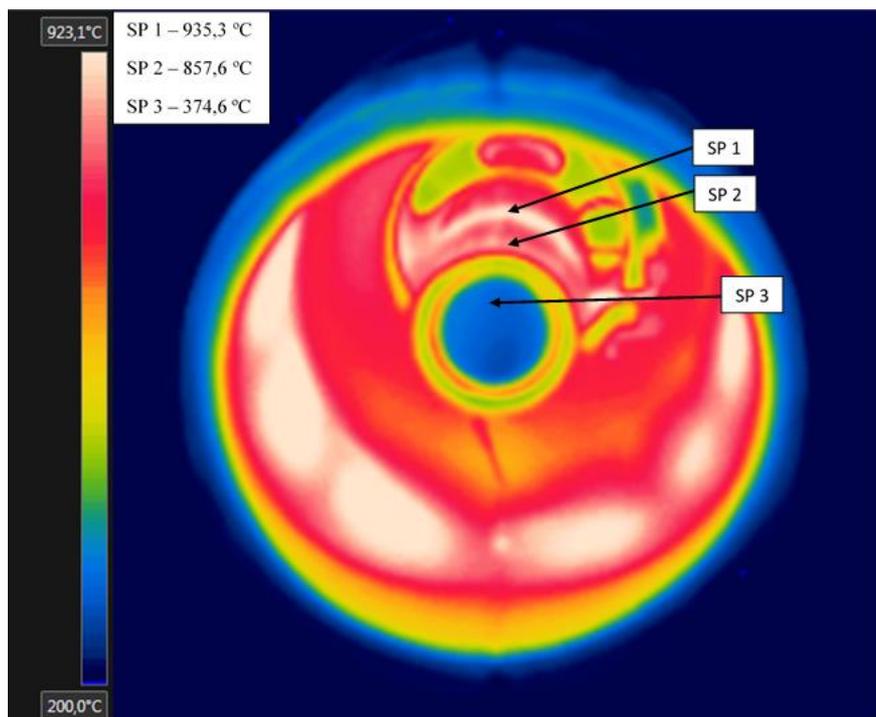


Figura 59 - Fotografia térmica ($\epsilon = 0,9$) do queimador a 20kW com excesso de ar pré-definido por fábrica

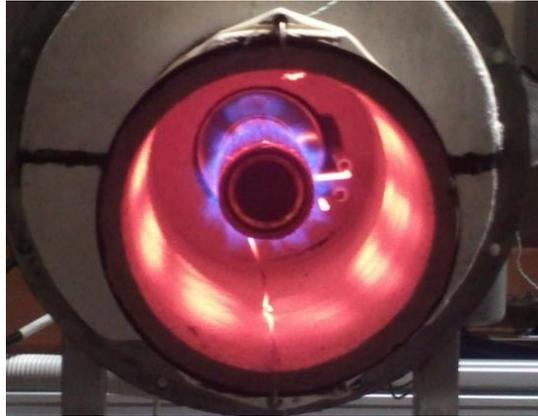


Figura 60 - Fotografia simples do queimador a 20kW com excesso de ar pré-definido por fábrica

Esta análise foi fulcral para a compreensão da origem do acidente ocorrido. Através das fotografias térmicas, detetou-se que o material cerâmico atinge temperaturas muito elevadas, irradiando assim uma grande quantidade de energia na direção da cabeça do queimador, provocando um aumento de temperatura na sua superfície. Verificou-se que nas presentes condições de funcionamento e para qualquer potência, existirão pontos incandescentes na cabeça do queimador, sendo mais notório nas potências mais reduzidas devido à chama não se soltar da malha metálica.

Quanto à questão do excesso de ar, concluiu-se que para as condições de funcionamento, será necessário trabalhar com excessos de ar elevados para ajudar a chama a afastar-se da superfície exterior da cabeça de combustão e assim evitar um aumento da sua temperatura. Com isso, realizou-se um aumento do excesso de ar no queimador para verificar a sua influência nas mesmas condições de funcionamento testadas, sendo o resultado presente na Figura 61.

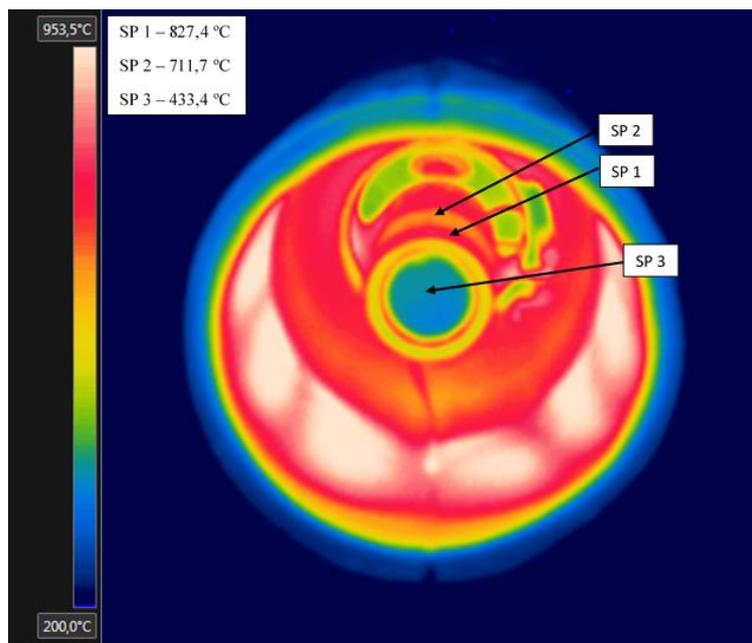


Figura 61 - Fotografia térmica ($\epsilon = 0,9$) do queimador a 20kW com um aumento do excesso de ar

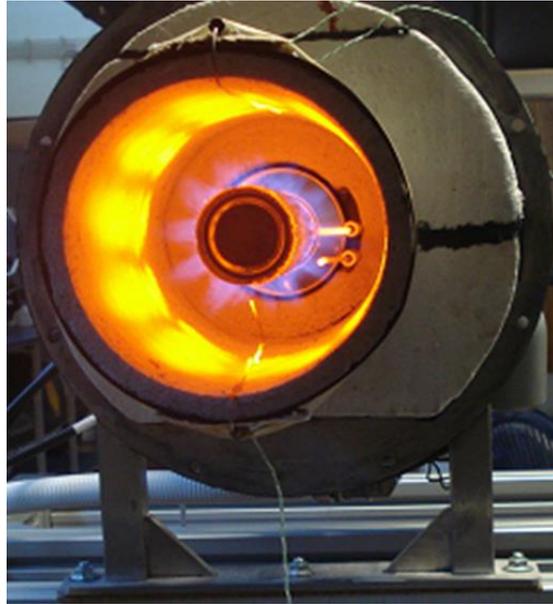


Figura 62 - Fotografia simples do queimador a 20kW com um aumento do excesso de ar

Por comparação da Figura 60 com a Figura 62, facilmente se verifica a influência do excesso de ar que afasta a chama da superfície da cabeça do queimador, diminuindo a temperatura da malha metálica, como se constata pela respetiva fotografia térmica.

Para eliminar quaisquer dúvidas, resolveu-se colocar o queimador em funcionamento sem qualquer envolvente como se observa na Figura 63.

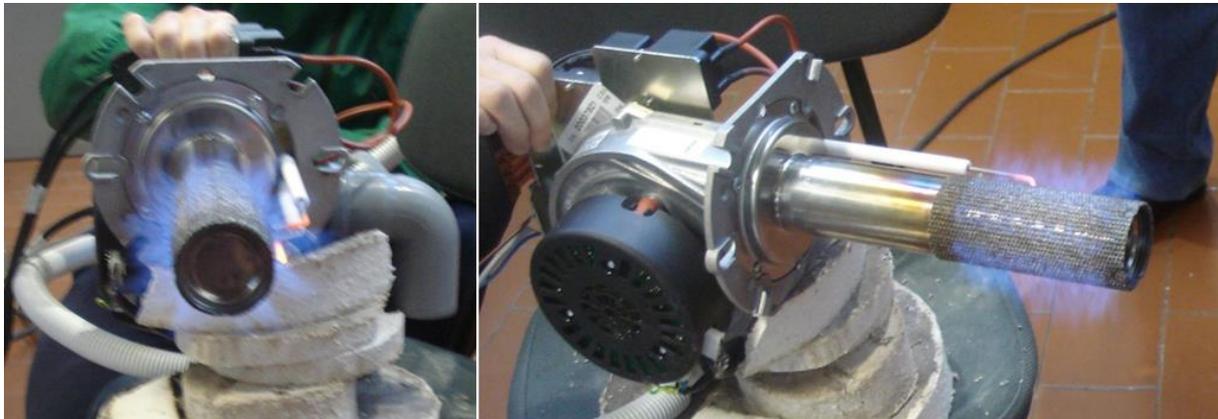


Figura 63 - Fotografia simples do queimador a 25kW ao ar ambiente, com um aumento do excesso de ar

Verifica-se na Figura 63 a ausência de qualquer ponto incandescente na cabeça do queimador, encontrando-se assim a funcionar nas condições ideais em termos de segurança.

Com isso conclui-se que a causa da explosão ocorrida deveu-se ao sobreaquecimento da cabeça do queimador, provocando a sua deterioração (provavelmente uma fusão de material), originando que a mistura gás natural - ar saísse para a câmara de combustão sem ser queimada, causando o primeiro ruído na chaminé e a posterior explosão no interior da câmara. O sobreaquecimento deveu-se à afinação (redução) do excesso de ar, que “colou” a chama à

superfície da cabeça do queimador, juntamente com a presença do material cerâmico que, como se observou, aumenta imenso as trocas de calor por radiação no interior da câmara e, conseqüentemente, a temperatura da malha metálica da cabeça do queimador.

Nesta fase, a afinação do excesso de ar terá de ser realizada tendo em conta o fator segurança, ficando a questão da eficiência da combustão para um plano secundário.

4.2.2 Soluções propostas

Para solucionar o problema existente no funcionamento do conjunto Hebe, surgiram um conjunto de soluções possíveis, sendo selecionada a que obtivesse uma menor diferenciação ao princípio de funcionamento e uma maior segurança.

Solução proposta 1

A primeira solução consistiria em retirar o material isolante do *inner cylinder* do interior do conjunto, sendo bastante fácil e rápida de se executar. No entanto, o material cerâmico é visto como uma grande inovação pois permite uma formação notável da cascata de energia no sistema, sendo a maior temperatura de combustão aproveitada pela espira mais próxima da saída, originando que o fluido de trabalho saia com a máxima temperatura possível. Retirando-o (o isolamento) do sistema, a temperatura no interior do conjunto passaria a ser distribuída, impedindo que o fluido de trabalho saia com uma temperatura tão alta.

Outra questão está relacionada com o modelo de simulação do conjunto, referido no início deste trabalho pois, sem o material cerâmico, uma parte importante do modelo teria que ser reformulado. É possível observar uma projeção desta solução na Figura 64.

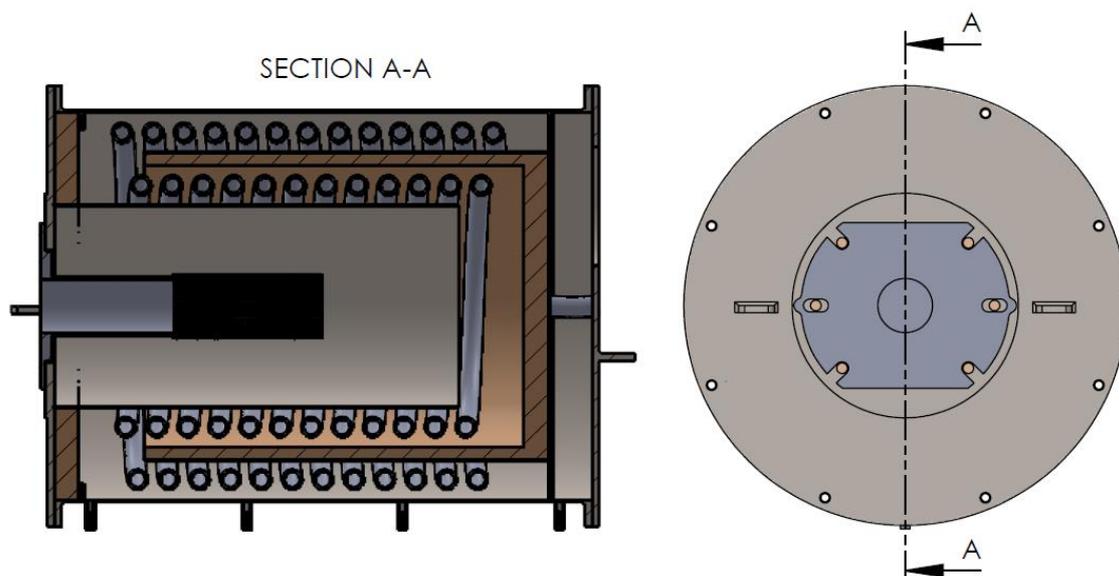


Figura 64 - Projeção da solução 1

Solução proposta 2

Outra solução seria alterar o respetivo queimador, visto que o problema se entra diretamente ligado à cabeça de combustão (típica dos sistemas de pré-mistura), mantendo todo o conjunto sem modificações. Esta alteração implicava utilizar um queimador de difusão por vez do sistema de queima de pré-mistura. As vantagens e desvantagens destes tipos de queimadores foram descritas no subcapítulo 2.1.

Realizou-se assim uma pesquisa para um queimador de difusão que realiza-se as gamas de potências pretendidas. O mesmo fornecedor (Riello S.p.A.) possui um modelo de difusão que consegue aproximar-se das necessidades energéticas requeridas, sendo este apresentado na Figura 65 e as suas características básicas na Figura 66.



Figura 65 - Queimador Riello 40 GS3

Model	▼ GS3	▼ GS5	▼ GS10	▼ GS20			
Burner operation mode			One stage				
Modulation ratio at max. output			--				
Servomotor			R.B.L.				
			run time	s	6 - 28		
Heat output			kW	11 - 35	18 - 58	42 - 116	81 - 220
			Mcal/h	9,5 - 30	15,5 - 50	36 - 100	70 - 189
Working temperature			°C min./max.		0/40		

Figura 66 - Características do queimador Riello 40 GS3 (RielloBurners, ONE STAGE GAS BURNERS)

As dimensões do prato de fixação são iguais à do queimador de pré-mistura utilizado (Riello RX 35 S/PV), não sendo necessário efetuar nenhuma alteração na câmara de combustão como se observa na Figura 67.

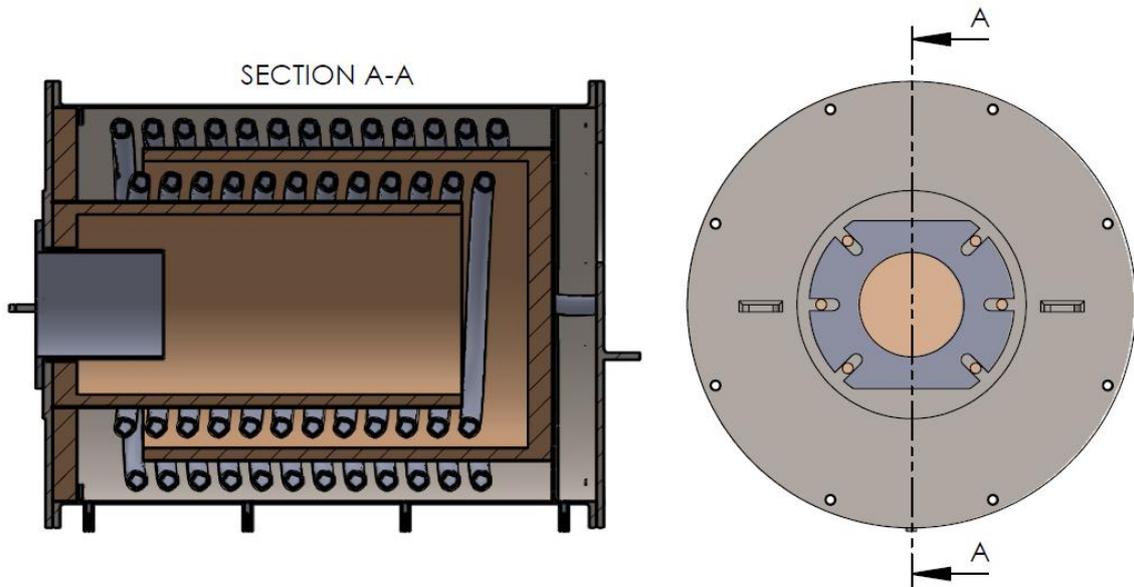


Figura 67 - Projeção da solução 2

Apesar disso, como se observou nas características deste queimador, ele não possui um sistema modelante. Considerando isso, apenas serviria para ensaiar alguns pontos de funcionamento, nunca podendo migrar para um sistema Hebe final.

Solução proposta 3

Resumidamente a solução 3 consiste em trocar o *inner cylinder* por uma espiral tubular interna onde passará água no seu interior. Objetiva-se assim a criação de uma envolvente fria ao bocal do queimador, evitando o seu sobreaquecimento.

Com este método, a espiral tubular iria absorver alguma energia da combustão contudo, espera-se trocas de calor por radiação insignificantes, resultando assim em um menor aquecimento da cabeça do queimador. Quanto à cascata de energia, esta não deixaria de existir, no entanto, não seria tão notória e, com isso, o modelo de simulação necessitava de uma extensiva reformulação.

Esta solução envolve grandes alterações à tampa frontal e a construção de uma espiral tubular com ligações a água, prevê-se ser de elevada dificuldade tanto a nível de produção como de montagem. A Figura 68 representa uma exemplificação da solução 3.

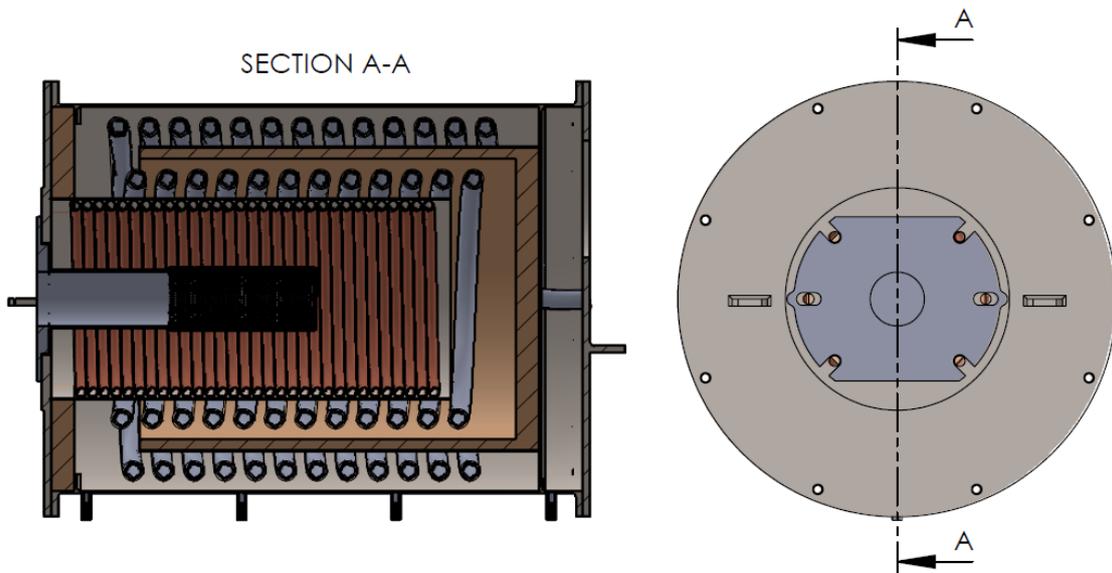


Figura 68 - Projeção da solução 3 (sem a projeção das alterações necessárias à tampa frontal)

Solução proposta 4

Basicamente, esta solução passa por preservar a envolvente fria (como a tubagem de água representada na solução 3) ao bocal do queimador, no entanto, introduz um novo conceito: uma câmara externa para se realizar a combustão do gás natural, sendo que nesta nova configuração, apenas os gases quentes entram na câmara onde se encontra o permutador, mantendo o princípio de funcionamento e a cascata de energia inalterados. Contudo existirá uma perda constante de energia para a envolvente fria.

A tampa frontal e o *inner cylinder* necessitarão de uma nova, mas pequena, maquinação, contrariamente à câmara exterior de combustão que terá de ser construída de raiz, tendo componentes com alguma dificuldade de produção, mais propriamente, a espiral tubular de arrefecimento. A projeção desta solução é apresentada na Figura 69.

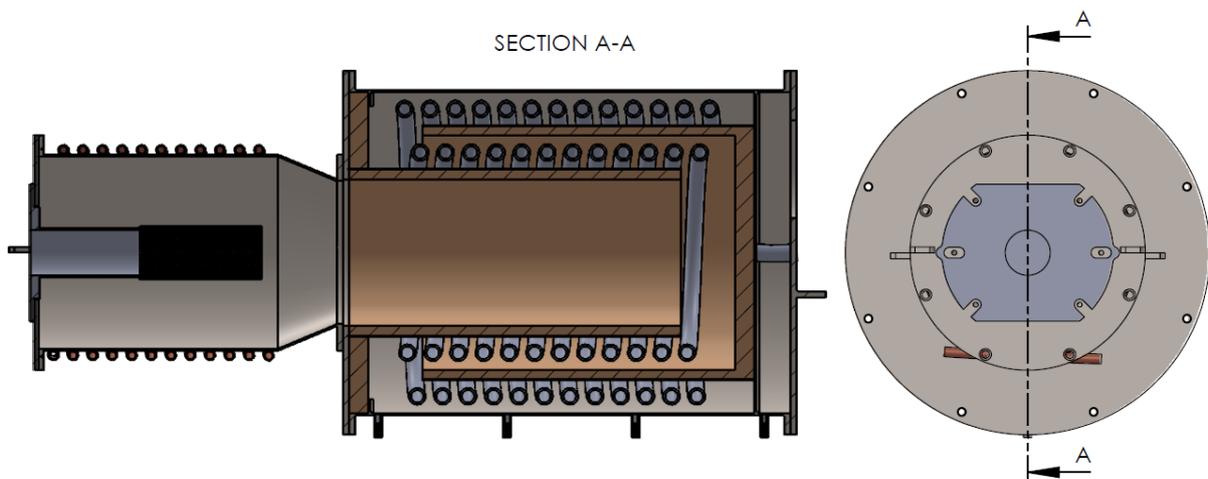


Figura 69 - Projeção da solução 4

Solução proposta 5

Esta solução será muito semelhante à solução 4. Consistirá também na construção de uma câmara de combustão exterior com uma envolvente fria, sendo apenas os gases quentes da combustão a entrar na câmara do permutador. A diferença encontrar-se-á na construção da envolvente fria da câmara exterior, que seria o componente com uma construção mais difícil da solução 4. Nesta solução 5, pretende-se criar uma espécie de “camisa” exterior para a envolvente metálica interna da cabeça do queimador. Entre a camisa e a superfície metálica encontrar-se-á água em circulação. No seu interior, a camisa será dividida em seis canais, ligados entre si, para a passagem de água, aumentando assim a turbulência durante a circulação, como se observa na Figura 70 e secção 2.5.2.

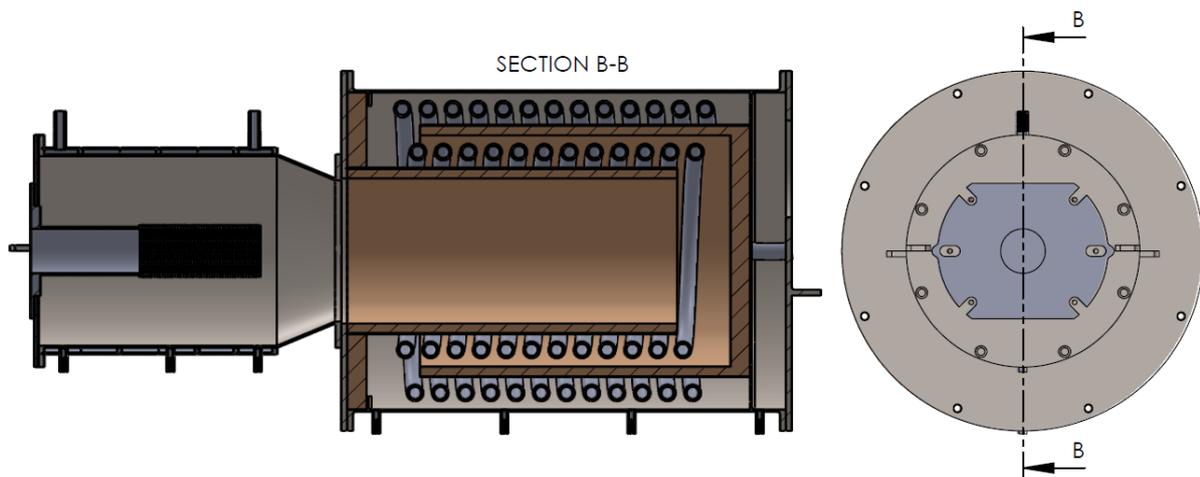


Figura 70 - Projeção da solução 5

Resultado

Dados os recursos disponíveis e as vantagens e desvantagens de cada solução, a opção final deu-se pela solução 5. O fator mais relevante na sua escolha foi a sua enorme aproximação ao princípio de funcionamento da configuração de base em termos de “cascata de energia” dos gases de combustão, sendo que a única diferença estará na quantidade de energia (existirá uma menor quantidade visto que parte dela será transferida para a água da camisa de refrigeração). De todas as soluções apresentadas, esta também será a melhor em termos de segurança, visto possuir a envolve fria, não irradiando energia para a cabeça do queimador, evitando assim o sobreaquecimento deste.

Esta solução final será denominada como configuração 1b, tendo sido o seu projeto, construção e montagem já relatadas nos capítulos 2 e 3.

O excesso de ar terá de voltar a ser afinado para estas novas condições de funcionamento. A sua afinação consistiu em colocar o queimador a uma potência relativamente baixa, 8kW, e diminuir o excesso de ar (aumentando a riqueza da mistura) até aparecer pontos incandescentes. As condições de excesso de ar obtidas permitiram manter o funcionamento para uma potência mínima de 8kW sem o aparecimento de ponto incandescentes, o que será ótimo em termos de segurança. Sendo os casos mais críticos o funcionamento do queimador em potências baixas, para qualquer potência superior, não se antevê qualquer tipo de problema.

Após a compreensão do acidente e o desenvolvimento e afinação da nova solução, será necessário realizar novamente alguns testes de segurança para verificar a credibilidade desta. O seu procedimento será muito semelhante aos ensaios de segurança realizados para a configuração 1a, tendo estes decorrido sem qualquer problema.



Figura 71 - Queimador em funcionamento durante os ensaios de segurança na câmara de combustão da configuração 1b

Muito satisfatoriamente observou-se que a cabeça do queimador não possui nenhum ponto incandescente, como se percebe pela Figura 71. Assume-se assim que esta solução foi um êxito em termos de melhoria da segurança em funcionamento, encontrando-se assim pronta para iniciar os ensaios de caracterização.

4.3 Ensaios de caracterização

Pretendeu-se realizar uma caracterização energética do conjunto queimador-permutador de calor que visa o cálculo de um conjunto de características de funcionamento.

É importante voltar a referir que nesta fase, o sistema Hebe ainda não se encontra completo pelo que os ensaios foram realizados com água em substituição ao fluido refrigerante R 245 fa.

4.3.1 Metodologia de ensaio

Os ensaios foram realizados com o objetivo duplo de adquirir dados para a caracterização térmica do conjunto e de proceder à monitorização de um conjunto de parâmetros (especialmente de temperaturas) sensíveis do ponto de vista de segurança.

Grandezas medidas:

- a) Massa e temperatura dos condensados retirados em ambas as câmaras;

Verificou-se que existe uma maior quantidade de condensados do que a esperada e, assim sendo, pretende-se verificar a sua influência em termos de energia perdida em ambas as câmaras do conjunto.

- b) Caudal volúmico e pressão de entrada do gás natural;

Necessários para o cálculo do caudal mássico do gás natural.

- c) Temperaturas em diversos pontos (v. Figura 73);

Nem todos os valores medidos serão usados para os cálculos de caracterização. No entanto serão importantes para se monitorizar o comportamento de determinadas partes do conjunto, aumentando assim a segurança durante o funcionamento.

- d) Caudais mássicos de ambos os circuitos de água;

O caudal do permutador de calor será fundamental para os cálculos de *performance* do conjunto. Apesar do caudal do circuito de refrigeração não ter a mesma importância é imprescindível registar os seus valores para calcular a potência perdida para a refrigeração da envolvente da cabeça do queimador e verificar se uma variação deste provoca alterações significativas nas características de funcionamento do conjunto.

- e) Percentagem volúmica dos produtos de combustão (O_2 , CO_2 , CO , HC e NO);

Estes valores são essenciais para os cálculos de combustão e para a análise energética do processo de combustão.

O local da medição dos referidos valores será apresentado no diagrama de princípio, ilustrado na Figura 72.

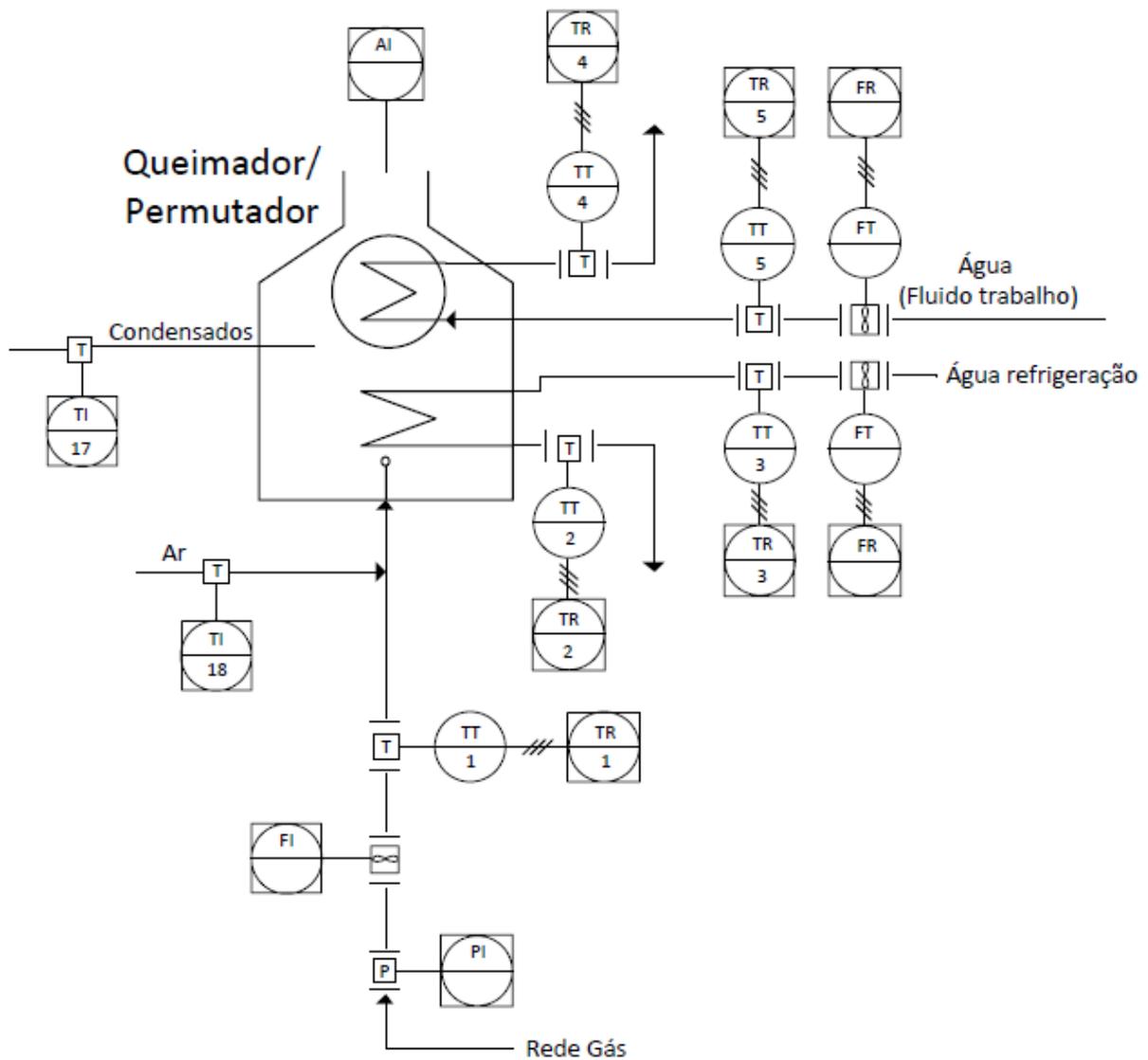


Figura 72 - Diagrama de princípio do conjunto queimador-permutador de calor (Configuração 1b)

Tabela 3 - Descrição da Figura 72

Nomenclatura	Descrição
AI	Analysis Indicate (Indicador de gases)
FI	Flowrate Indicator (Indicador de caudal)
FR	Flowrate Record (Registo digital do caudal)
FT	Flowrate Transmit (Transdutor de caudal)
PI	Pressure Indicator (Indicador de pressão)
TI	Temperature Indicate (Indicador de temperatura)
TR	Temperature Record (Registo digital da temperatura)
TT	Temperature Transmit (Transdutor de temperatura)

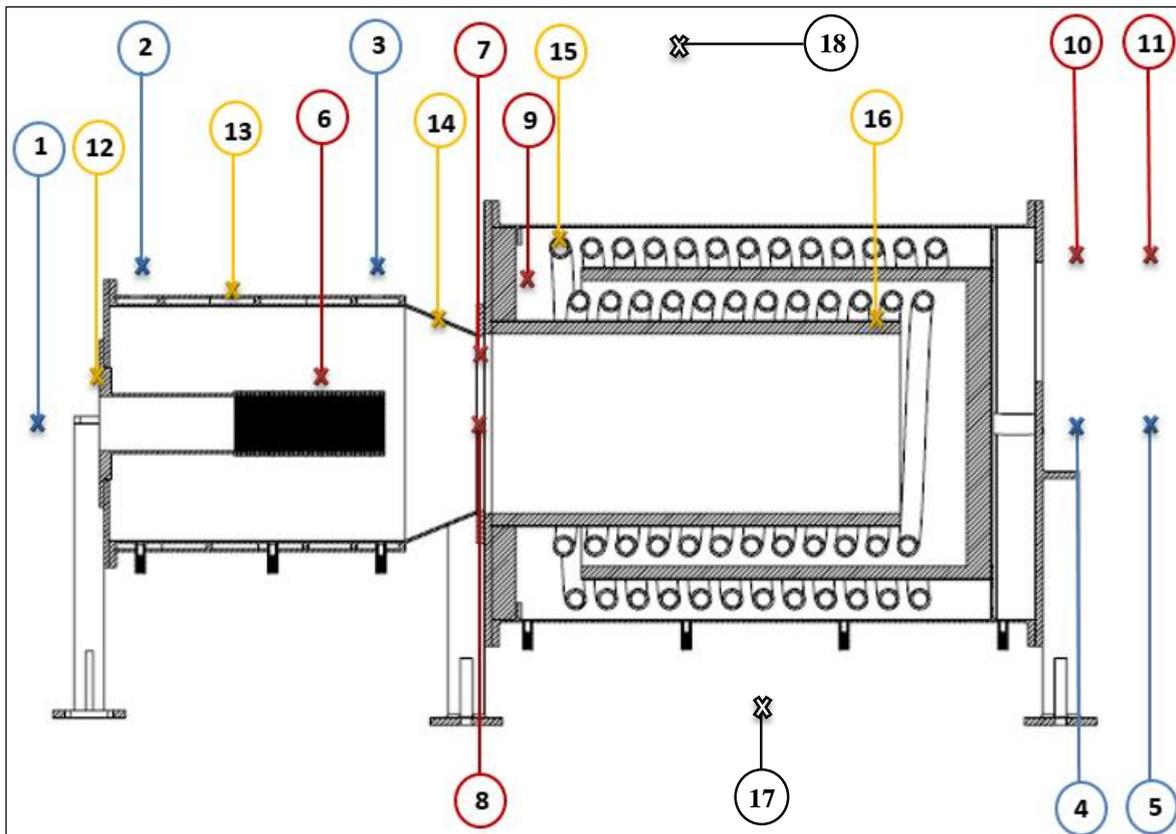


Figura 73 - Temperaturas registadas pelo programa de aquisição de dados Hebe durante cada ensaio

Tabela 4 - Descrição da Figura 73

Número	Descrição	Nomenclatura
1	Temperatura do gás natural	T_g
2	Temperatura de saída da água de refrigeração	T_{ref_out}
3	Temperatura de entrada de água de refrigeração	T_{ref_in}
4	Temperatura de saída do fluido (água) na espiral	T_{out}
5	Temperatura de entrada do fluido (água) na espiral	T_{in}
6	Temperatura de chama	T_{chama}
7	Temperatura de entrada dos gases quentes (lateral)	T_{gas2}
8	Temperatura de entrada dos gases quentes (centro)	T_{gas1}
9	Temperatura intermédia dos gases quentes	T_{gas_int}
10	Temperatura dos gases da chaminé (inferior)	$T_{chaminé_i}$
11	Temperatura dos gases da chaminé (superior)	$T_{chaminé_s}$
12	Temperatura do prato do queimador	T_{burner}
13	Temperatura da parede externa de refrigeração	T_{ref_ext}
14	Temperatura de superfície cónica exterior	T_{conico}
15	Temperatura da espiral (localização intermédia)	T_{esp}
16	Temperatura do <i>inner cylinder</i>	T_{cil_int}
17	Temperatura dos condensados	T_{cond}
18	Temperatura do ar ambiente	T_{amb}

Plano de ensaios (valores a alterar):

- A potência do queimador percorrerá os valores de 8, 10, 15, 20, 25, 30 e 35 kW (apesar de ser possível o utilizador definir potências até 6 kW, pelas questões de segurança já referidas no subcapítulo 4.2, a potência mínima possível será de 8 kW);
- O caudal da água de refrigeração na câmara de combustão possuirá valores médios (aproximados) de 0,05 kg/s e 0,1 kg/s;
- O caudal da água do permutador de calor na câmara de aquecimento possuirá valores médios (aproximados) de 0,1 kg/s, 0,15 kg/s e 0,20 kg/s;

Procedimento:

1. Iniciou-se o conjunto de ensaios com uma potência definida de 8 kW correndo, progressivamente, as potências desejadas até à máxima de 35 kW;
2. No início de cada ensaio (para cada valor de potência) foi necessário realizar os ajustes de ambos os caudais dos circuitos de água, originando um total de 6 ensaios por cada valor de potência;
3. Cada ensaio teve a duração de 300 segundos;
4. Durante cada ensaio foram registados os valores iniciais e finais do contador de gás (para cálculo do consumo), dos valores das concentrações dos gases de combustão na chaminé e ainda da massa de condensados de cada câmara;
5. Todas as temperaturas e caudais medidos foram registados digitalmente (um valor por cada segundo) num ficheiro de “Excel”. Os valores recolhidos ao longo dos 300 segundos serão tratados através do cálculo de uma média aritmética.

4.3.2 Equipamento usado na caracterização

Ao longo deste subcapítulo, será descrito o equipamento que foi necessário adquirir (juntamente com as suas características mais importantes) e o procedimento adotado para se avaliar os valores necessários à caracterização do conjunto.

a) Medição da massa e da temperatura dos condensados

Para se avaliar a massa de condensados que sai do conjunto, colocou-se um recipiente de plástico por baixo de cada câmara, como se pode observar pela fotografia na Figura 74.



Figura 74 - Avaliação dos condensados durante os ensaios de caracterização

No final do ensaio, foi necessário medir a temperatura dos condensados, utilizando um simples termómetro de mercúrio comum, e proceder-se à pesagem do recipiente numa balança de precisão (sendo subtraído a respetiva tara). A temperatura dos condensados deveria ter sido avaliada à medida que estes saíam das câmaras e não depois de arrefecerem os 300 segundos.

b) Medição do consumo e pressão de entrada do gás natural

A avaliação do consumo de gás natural foi realizada através de um medidor de volume de gás de diafragma da marca “ITRON” modelo GALLUS enquanto a pressão de entrada foi medida com recurso a um manómetro de cápsula adequado a baixas pressões, da marca “MEI” ambos apresentados na Figura 75.



Figura 75 - Medidor de gás (esquerda) e manómetro de baixas pressões (direita)

As fichas técnicas com as suas características e limitações de funcionamento serão apresentadas no anexo A.

c) Medição das temperaturas

Para as medições de temperatura serão utilizados quatro diferentes tipos de sensores.

Utilizar-se-á uma termoresistência PT100 da marca “Resitec” modelo TR.800 para medição da temperatura de entrada e saída da água, tanto no permutador de calor da câmara de aquecimento como na camisa de refrigeração na câmara de combustão, assim como para a medição da temperatura do gás natural na rampa de alimentação. Esta sonda possui uma ponteira construída em aço inoxidável AISI 316 com um diâmetro de 4 mm e aguenta temperaturas até aos 500 °C.



Figura 76 - Termoresistência PT100 da Resitec - TR.800

A sonda PT100 medirá temperaturas dentro de tubagens, podendo ser afetadas pelo perfil de velocidades do escoamento do fluido. Devido a essa possibilidade, realizou-se um pequeno teste com a sonda de temperatura colocada à saída do permutador. Colocou-se a extremidade (ponteira) da sonda em três posições radiais diferentes (no interior da tubagem), mantendo sempre as mesmas condições de funcionamento. Cada ensaio teve a duração de aproximadamente 300 segundos. Como nas condições experimentais não é possível fixar com precisão um valor do caudal da água (devido à válvula de seccionamento utilizada), nos registos dos dados, selecionaram-se apenas valores de temperaturas dentro de uma gama de caudais previamente definidos. O registo completo desses valores de temperaturas são apresentados no anexo D. Pode, no entanto, analisar-se um extrato desses valores, apresentado na Tabela 5.

Tabela 5 - Influência da posição da sonda de temperatura no interior da tubagem do permutador de calor

Posição no interior do tubo	T_{out} [°C]	Ṃ [L/min]
Alta	41,53	22,64
Média	41,57	22,43
Baixa	41,27	22,52
Variação	0,12	0,07
Erro	0,30%	-

Para as temperaturas de superfície, utilizar-se-á cabo de termopar (termopar de contacto) do tipo K da marca “RS”, sendo necessário efetuar uma soldadura da sua extremidade. Este possui um isolamento exterior em PTFE (que suporta temperaturas até 260 °C), um diâmetro médio aproximado de 1,3 mm e suporta temperaturas de funcionamento até 1100 °C.



Figura 77 - Cabo de termopar tipo K da RS (por soldar)

Para as temperaturas no interior das câmaras utilizaram-se termopares do tipo K com uma bainha metálica de aço inoxidável AISI 310 com 1,5 mm de diâmetro, da marca “RS” que suportam temperaturas até 1100 °C. Para medir a temperatura da chama adquiriu-se um termopar do tipo N com uma bainha metálica de uma liga de Nicrosil com um diâmetro de 1,5 mm que suporta temperaturas até 1250 °C.



Figura 78 - Termopar de bainha do tipo K da RS



Figura 79 - Termopar de bainha do tipo N da RS

As suas características mais específicas e limitações de funcionamento são descritas nas respetivas fichas técnicas apresentadas no anexo A.

d) Avaliação dos caudais mássicos de ambos os circuitos de água;

Para se obter os valores dos respetivos caudais dos circuitos de água, foi utilizado um medidor de caudal comum da marca “UCC International” onde o fluido passa através de um rotor de uma turbina de palhetas, fazendo-a rodar a uma velocidade proporcional ao caudal. Encontram-se dois foto-transístores, montados em lados opostos ao rotor, gerando um sinal contínuo. À medida que o rotor gira, cada lâmina oculta o sinal de infravermelhos, convertendo-o num sinal de tensão padrão de saída. Este suporta caudais até 25 L/min e pressões até 20 bar.



Figura 80 - Medidor de caudal da UCC International

Mais uma vez, as suas características são apresentadas na respetiva ficha técnica presente no anexo A.

e) Medição das percentagens volúmicas dos produtos de combustão

A obtenção dos valores médios percentuais dos produtos de combustão (de uma solução seca pois o analisador possuía uma “armadilha” para os condensados) foi realizada com recurso a um analisador de gases da marca “Horiba” modelo MEXA-584L. Mediram-se valores de O₂, CO₂, CO, HC e NO, sendo que o valor de CO não será fornecido em unidades de ppm, mas sim em percentagem volúmica da mistura.



Figura 81 - Analisador de gases Horiba MEXA-584L

A respetiva ficha técnica com uma descrição pormenorizada do aparelho e das suas características encontra-se no anexo A.

5. CARACTERIZAÇÃO - BALANÇOS ENERGÉTICOS

Os cálculos de caracterização serão efetuados usando o Excel (aproveitando o facto dos *outputs* serem fornecidos no mesmo formato) e o EES (*Engineering Equation Solver*). O EES é um programa que pode resolver numericamente milhares de equações algébricas e diferenciais não-lineares acopladas. Uma característica muito importante é o facto de este possuir uma base de dados de alta precisão de propriedades termodinâmicas para centenas de substâncias permitindo facilitar e acelerar os cálculos de caracterização do conjunto.

A metodologia de cálculo será apresentada ao longo do capítulo, sendo toda a programação (cálculo) realizada no *software* EES e apresentada no anexo C.

5.1 Cálculos de combustão

Para os cálculos da combustão do conjunto queimador-permutador de calor Hebe, é fundamental conhecer as propriedades exatas do combustível utilizado, especialmente a sua composição química, sendo que esta oscila diariamente; É possível a sua consulta *online* no *website* <https://www.ign.ren.pt>. Serão utilizados os valores da Estação de Regulação de Pressão e Medição (GRMS) do Ameal, distrito e concelho de Coimbra. Os ensaios para as potências mais baixas do queimador, nomeadamente 8, 10 e 15kW, foram realizados no dia 8 de janeiro enquanto as restantes no dia 9 de janeiro do presente ano.

Tabela 6 - Composição química diária do gás natural em Coimbra (Ameal)

Constituintes		08-jan-14	09-jan-14
CH ₄	[% mol]	89,7626	89,8077
C ₂ H ₆	[% mol]	6,9018	6,8704
C ₃ H ₈	[% mol]	0,9573	0,9411
i-C ₄ H ₁₀	[% mol]	0,0591	0,0552
n-C ₄ H ₁₀	[% mol]	0,0804	0,0733
neo-C ₅ H ₁₂	[% mol]	0,0007	0,0007
i-C ₅ H ₁₂	[% mol]	0,0171	0,0153
n-C ₅ H ₁₂	[% mol]	0,0130	0,0111
C ₆ H ₁₄	[% mol]	0,0078	0,0060
N ₂	[% mol]	0,9556	0,9562
CO ₂	[% mol]	1,2445	1,2632
Densidade	[kg/m ³]	0,7975	0,7970
PCI	[kWh/m ³]	10,4860	10,4746
PCs	[kWh/m ³]	11,6075	11,5952

Cálculo da massa molar e da densidade do gás natural:

O primeiro passo nesta fase de caracterização do processo de combustão será o cálculo da massa molar e da densidade do gás natural. A massa molar do gás natural variará com a sua composição (como os valores da composição do gás natural são fornecidos diariamente, é necessário calcular a massa molar para cada dia), sendo calculada através da equação (5.01).

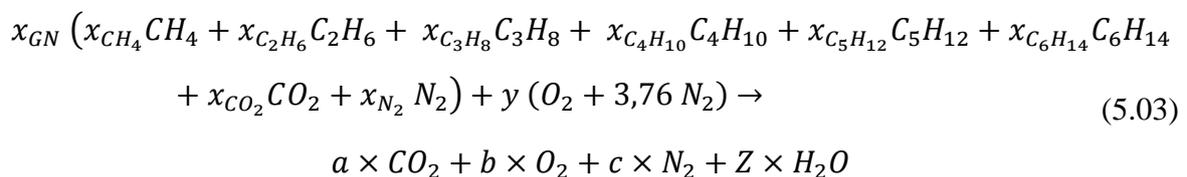
$$M_{GN} = \sum x_i \times M_i \quad (5.01)$$

A densidade irá variar com a temperatura e a pressão do gás natural à entrada do queimador sendo calculada com esses valores para cada ensaio. Para isso utilizar-se-á a famosa equação (5.02) dos gases perfeitos.

$$\frac{p}{\rho} = \frac{R_u \times T}{M_{GN}} \quad (5.02)$$

Equação química do processo de combustão:

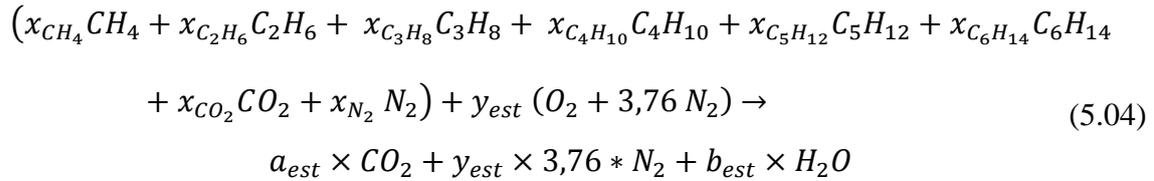
É importante referir que se desprezaram as espécies químicas de NO, NO₂, HC e CO presentes nos produtos de combustão visto que, nas condições de combustão em que decorrem os ensaios, a sua percentagem é muito baixa.



A equação (5.03) é a equação genérica da estequiometria do processo de combustão sendo os coeficientes estequiométricos do CO₂, do O₂ e do N₂ determinados por análise experimental. Os valores dos restantes coeficientes estequiométricos da equação (5.03) serão calculados a partir do balanço das espécies (elementos) químicas entre os reagentes e os produtos de combustão.

Cálculo do excesso de ar:

Para o cálculo do excesso de ar é essencial conhecer o processo ideal de combustão que é descrito pela equação (5.04).



A equação (5.04) pretende traduzir o processo de combustão de 1 kmol de GN com o ar ambiente em condições ideais, ou seja, sem excesso de ar. Os coeficientes estequiométricos desta equação serão calculados a partir do balanço das espécies químicas presentes na reação.

Para descobrir o excesso de ar na combustão basta relacionar a quantidade real com a quantidade “teórica” (da combustão estequiométrica) de ar atmosférico (ambas para 1 kmol de GN) através da equação (5.05).

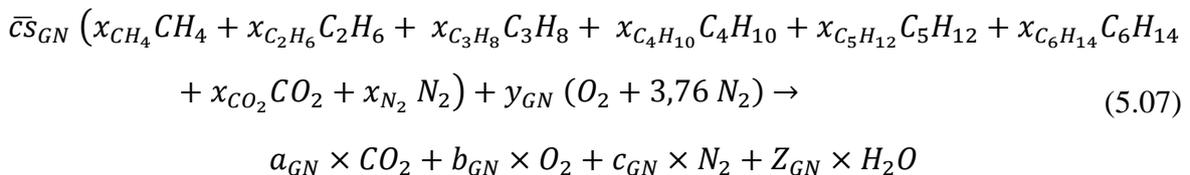
$$\lambda = \left(\frac{y}{y_{est}} \times 100 \right) - 100 \tag{5.05}$$

Equação química do processo de combustão adaptada ao consumo real de gás natural:

É fundamental adaptar a equação do balanço da combustão de 1 kmol de GN para o consumo que foi verdadeiramente medido, sendo necessário converter as unidades do valor medido em unidades adequadas à equação química através da equação (5.06).

$$\begin{aligned}
\dot{V}_{GN} \left[\frac{m^3}{300s} \right] & \xrightarrow{\text{para}} \bar{c}S_{GN} \left[\frac{kmol}{300s} \right] \Rightarrow \\
\frac{1}{M} \left[\frac{kmol}{kg} \right] \times \rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] \times \dot{V}_{GN} \left[\frac{m^3}{300s} \right] & = \bar{c}S_{GN} \left[\frac{kmol}{300s} \right]
\end{aligned} \tag{5.06}$$

Para os cálculos posteriores de caracterização, nomeadamente no cálculo de potências e poderes caloríficos serão utilizados os caudais mássicos (dos produtos e dos reagentes) calculados pela equação (5.07) para o consumo real de combustível.



Apesar do valor do poder calorífico do gás natural ter sido fornecido pela empresa distribuidora de gás, resolveu-se ainda assim efetuar-se analiticamente o seu cálculo para verificação. Para o cálculo do poder calorífico superior foi usado a equação (5.08) e para o poder calorífico inferior a equação (5.09).

$$PCs = \sum (\dot{n}_R \times \bar{h}_{f_R}^o) - (\dot{n}_{CO_2} \times \bar{h}_{f_{CO_2}}^o + \dot{n}_{O_2} \times \bar{h}_{f_{O_2}}^o + \dot{n}_{N_2} \times \bar{h}_{f_{N_2}}^o + \dot{n}_{H_2O} \times \bar{h}_{f_{H_2O,liq}}^o) \quad (5.08)$$

$$PCi = \sum (\dot{n}_R \times \bar{h}_{f_R}^o) - (\dot{n}_{CO_2} \times \bar{h}_{f_{CO_2}}^o + \dot{n}_{O_2} \times \bar{h}_{f_{O_2}}^o + \dot{n}_{N_2} \times \bar{h}_{f_{N_2}}^o + \dot{n}_{H_2O} \times \bar{h}_{f_{H_2O,vap}}^o) \quad (5.09)$$

$$PC_{calculado} = \sum (\dot{n}_R \times \bar{h}_{f_R}^o) - \sum (\dot{n}_P \times \bar{h}_{f_P}^o) \quad (5.10)$$

5.2 Definição do sistema, fronteiras e fluxos mássicos e energéticos

Para se calcular o valor das potências inerentes ao conjunto, considerou-se que tanto os reagentes como os produtos, a não ser a parte que se apresenta sob a forma condensada, se comportam como gases ideais. Para além disso, admitiu-se ainda que o processo de combustão ocorre à pressão atmosférica e que, num primeiro instante, toda a água presente nos produtos de combustão se encontra no estado líquido, como se explica na representação gráfica do processo, realizada na Figura 82. Com isto consegue-se perceber qual a quantidade máxima da energia que resulta do processo de combustão.

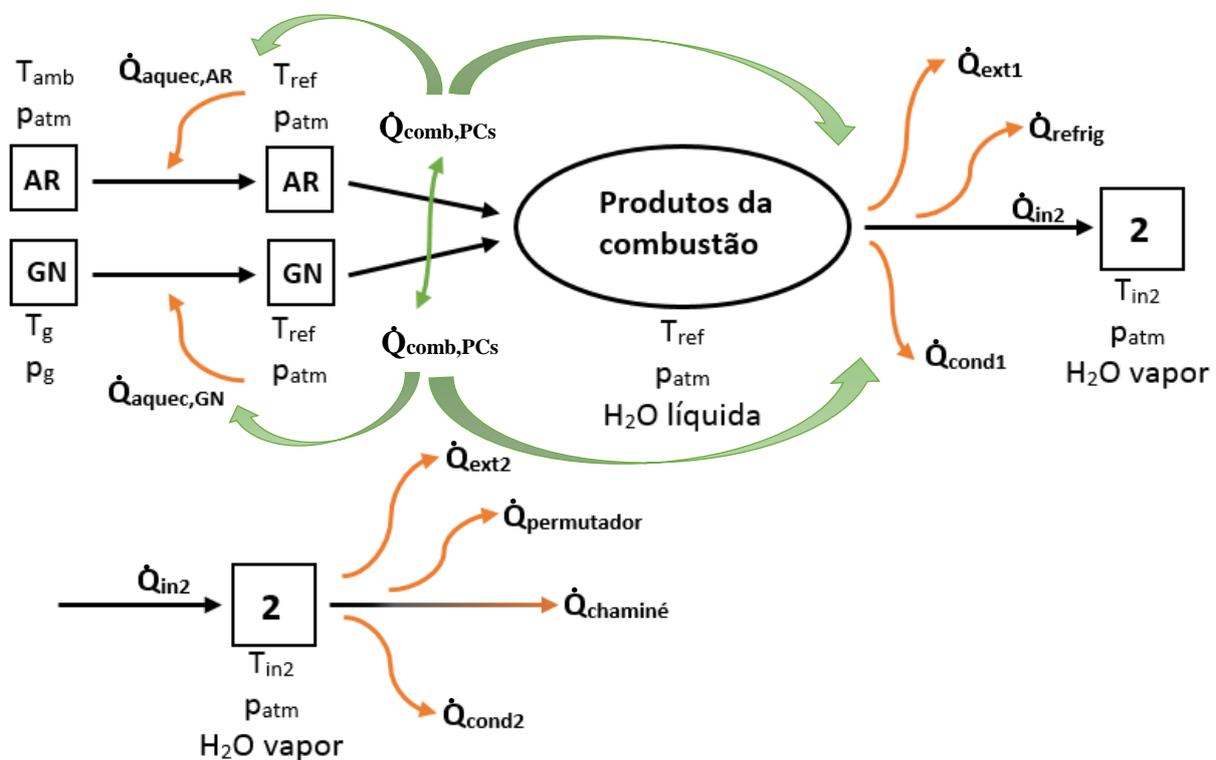


Figura 82 - Esquema representativo das relações entre as potências presentes no conjunto

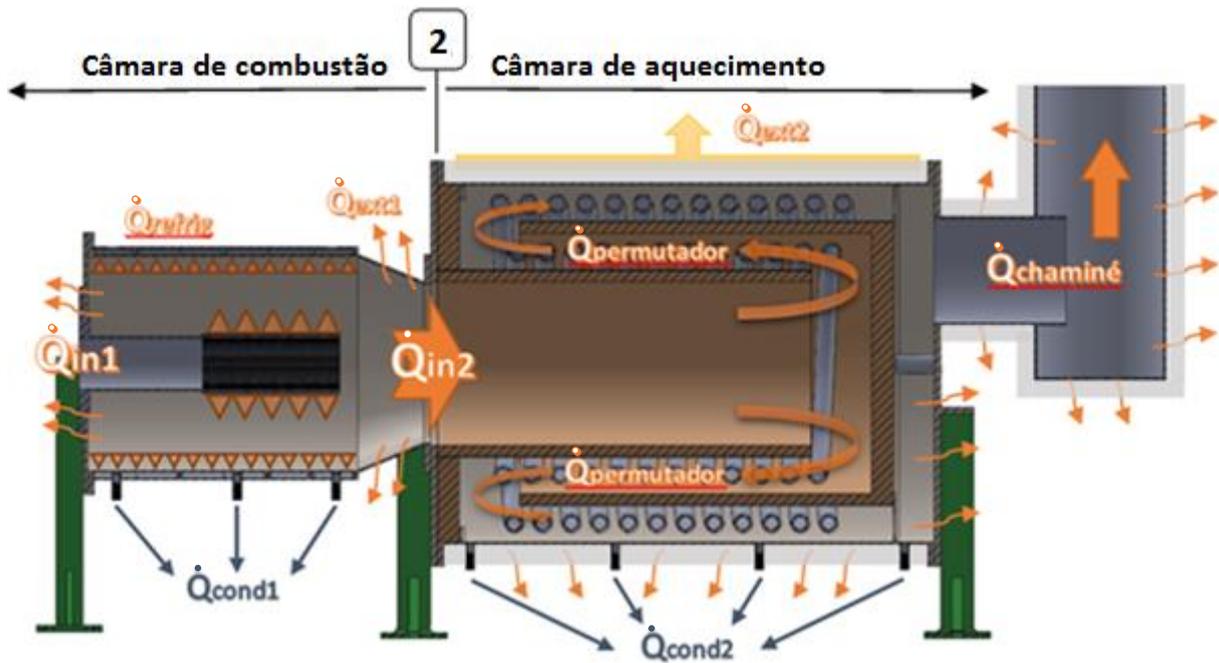


Figura 83 - Esquema do balanço energético (cascata de energia) do conjunto

Do ponto de vista energético, e de acordo com a Figura 82 e Figura 83, o processo de combustão pode ser descrito da seguinte forma: primeiramente será realizado um ligeiro aumento de temperatura, tanto no gás natural como no ar ambiente, até à temperatura de referência de 25°C. Este aumento de temperatura consumirá energia, proveniente da combustão que é calculado pela fórmula (5.11).

$$\dot{Q}_{aquec} = \sum (\dot{n}_R \times \Delta \bar{h}_R) = (\dot{n}_{ar} \times \Delta \bar{h}_{ar}) + (\dot{n}_{GN} \times \Delta \bar{h}_{GN}) \quad (5.11)$$

Com a transformação dos reagentes em produtos, liberta-se energia para todos os outros elementos. Conforme descrito, neste ponto, será assumido que o total da água formada na combustão se encontra no estado líquido (consideração do uso do poder calorífico superior, potencial máximo de energia disponível). Utilizando-se a formulação da entalpia de combustão, expressa na equação (5.12), sendo definida como “a diferença entre a entalpia dos produtos no estado de referência e a entalpia dos reagentes no mesmo estado, para uma reação completa”. Por outras palavras, expressa a quantidade de energia libertada (ou absorvida) à medida que o processo de transformação ocorre.

$$\dot{Q}_{comb,PCS} = \sum (\dot{n}_R \times \bar{h}_{f,R}^o) - (\dot{n}_{CO_2} \times \bar{h}_{f,CO_2}^o + \dot{n}_{O_2} \times \bar{h}_{f,O_2}^o + \dot{n}_{N_2} \times \bar{h}_{f,N_2}^o + \dot{n}_{H_2O} \times \bar{h}_{f,H_2O,liq}^o) \quad (5.12)$$

$$\dot{Q}_{in1} = \dot{Q}_{comb,PCS} - \dot{Q}_{aquec} \quad (5.13)$$

Entre os produtos da combustão e o ponto 2 (v. Figura 83), perder-se-á energia para a envolvente do conjunto, pelos condensados (que são removidos do sistema) e ainda será transferida energia para a água do circuito de refrigeração.

A energia absorvida pela água de refrigeração será calculada pela equação (5.14).

$$\dot{Q}_{refrig} = \dot{m}_{refrig} \times c_{p_{H_2O}} \times \Delta T \quad (5.14)$$

Como inicialmente se definiu que a água estaria toda no estado líquido, apenas se irá perder uma componente de energia sensível através dos condensados na primeira câmara, sendo calculado pela equação (5.15).

$$\dot{Q}_{cond1} = \dot{n}_{cond1} \times \Delta \bar{h}_{H_2O} \quad (5.15)$$

Existem perdas significativas para o exterior na câmara de combustão, mais propriamente pela tampa de fixação do queimador (tampa exterior) e pela parte cónica do corpo exterior. O seu cálculo será feito por um balanço da energia na respetiva câmara como se observa na equação (5.16):

$$\dot{Q}_{ext1} = \dot{Q}_{in1} - (\dot{Q}_{in2} + \dot{Q}_{cond1} + \dot{Q}_{refrig}) \quad (5.16)$$

É importante referir que, pela forma como é calculado, a designação de \dot{Q}_{ext1} representa não só a energia perdida para a envolvente mas também outras perdas de energia como as perdas químicas da combustão (presume-se um valor insignificante) e a energia absorvida pelo metal durante o regime transiente (ensaios realizados em regime permanente), que são desprezados.

Seguidamente será necessário calcular a energia que entra na câmara de aquecimento, ou seja, a energia presente no ponto 2 (v. Figura 83). Assumir-se-á que toda a água que chega a esse ponto irá estar no estado gasoso. De um ponto de vista termodinâmico, irá ocorrer um aumento de temperatura muito significativo nos produtos de combustão (desde a T_{ref} até à temperatura T_{in2}) e a vaporização da água. A energia que entra na câmara de aquecimento é igual à energia contida nos gases de combustão que passam para essa câmara, ou seja,

$$\dot{Q}_{in2} = \sum (\dot{n}_p \times \Delta \bar{h}_p) + \left((\dot{n}_{H_2O} - \dot{n}_{cond1}) \times \bar{h}_{vap_{H_2O}} \right) \quad (5.17)$$

Na câmara de aquecimento, a energia dos produtos de combustão é usada para aquecimento da água que circula no interior das espirais do permutador de calor sendo que uma parte da energia contida nesses gases se perderá para a envolvente exterior e uma outra parte perder-se-á por remoção da água que condensa. O remanescente da energia sairá pela chaminé juntamente com os próprios gases.

A energia absorvida pela água que circula nas espirais do permutador de calor será calculada de forma idêntica ao realizado para o cálculo da energia transferida à água de refrigeração, equação (5.14), adaptada aos valores correspondentes.

Note-se que, no que diz respeito à contabilização da energia que é retirada do sistema devido à remoção dos condensados, que esta apenas incluirá a componente sensível uma vez que a componente latente será absorvida pelos próprios gases e depois transferida para a água ou perdida para a envolvente exterior ou pela chaminé. O cálculo dessa energia será, por isso, realizado pela equação (5.15), apenas adaptando os valores à câmara de aquecimento.

A energia perdida pela chaminé está associada à energia sensível contida nos gases (relativamente às condições de referência) e à energia latente de vaporização da massa de água presente nos respetivos gases de escape, ou seja:

$$\dot{Q}_{chaminé} = \sum (\dot{n}_p \times \Delta \bar{h}_p) + \left((\dot{n}_{H_2O} - \dot{n}_{cond}) \times \bar{h}_{vapH_2O} \right) \quad (5.18)$$

De uma forma análoga ao que ocorre na câmara de combustão, na câmara de aquecimento existem perdas (não desprezáveis) para a envolvente exterior. O seu valor será novamente calculado através de um balanço de energia realizado à respetiva câmara, como se observa na equação (5.19):

$$\dot{Q}_{ext2} = \dot{Q}_{in2} - (\dot{Q}_{permutador} + \dot{Q}_{cond2} + \dot{Q}_{chaminé}) \quad (5.19)$$

Esta metodologia de balanço/análise dos fluxos energéticos revelou, logo numa primeira análise, para algumas condições de funcionamento, valores que pareciam irrealistas para a potência perdida para o exterior como por exemplo na condição de funcionamento dos 35 kW, obtiveram-se valores altíssimos na câmara de combustão (entre 7 e 9 kW) assim como valores negativos (o que implicaria a existência de um fluxo de calor da atmosfera envolvente) na câmara de aquecimento.

Após nova análise de toda a metodologia, verificou-se que o problema se encontrava na temperatura assumida para o ponto 2 (v. Figura 83), à entrada da câmara de aquecimento. Esse ponto é fulcral para a caracterização do funcionamento de todo o conjunto e daí ter-se optado pela colocação de dois termopares por questões de redundância. O erro residia num aspeto intrínseco associado ao funcionamento deste tipo de termopares a altas temperaturas.

Após pesquisa bibliográfica, verificou-se que realmente esse erro poderia ser significativo (v. Figura 84).

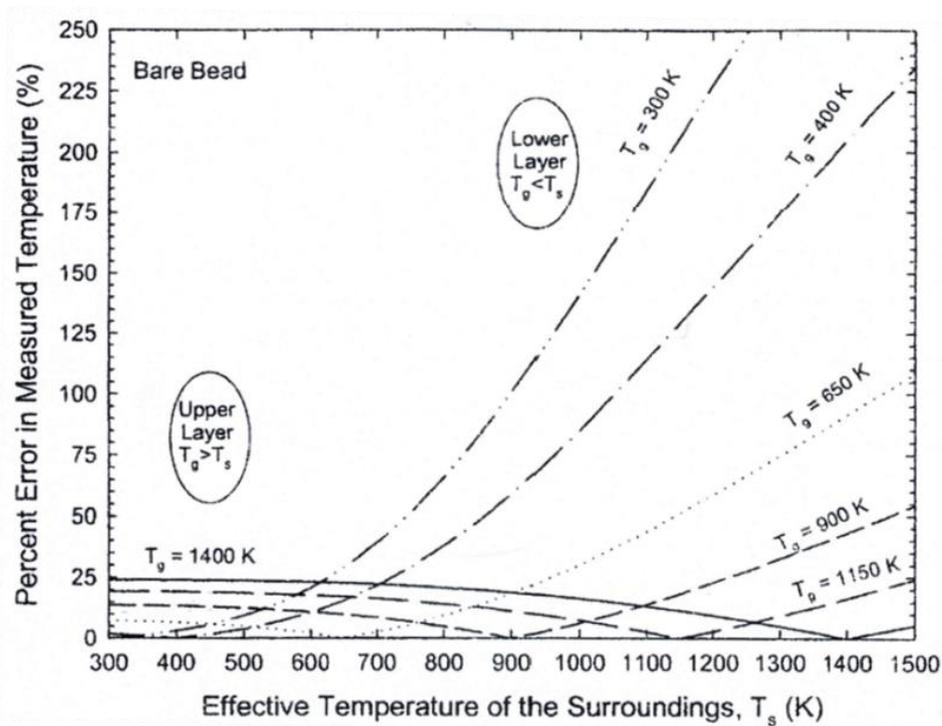


Figura 84 - Erro associado a termopares de bainha com 1,5mm de diâmetro, em função da temperatura do gás e da temperatura efetiva do meio envolvente (Pitts et al., Temperature Uncertainties for Bare-Bead and Aspirated Thermocouple Measurements in Fire Environments, 2002)

Da análise do gráfico da Figura 84 verifica-se que com grandes temperaturas, os erros na temperatura medida pelo termopar podem rondar os 25%. Esse erro advém das altas temperaturas que os termopares atingem e que, associado à elevada emissividade da sua superfície, conduz a perdas de calor por radiação significativas, que faz com que o termopar não esteja em equilíbrio térmico com os gases que o circundam, dando origem a um valor de temperatura inferior ao que os gases apresentam.

Metodologia de cálculo para erro de leitura do termopar

Numa primeira tentativa para avaliação do respetivo erro, utilizou-se a equação (5.20) retirada da bibliografia³.

$$h_{tp} \times (T_{ch} - T_{tp}) = \epsilon_{tp} \times \sigma \times (T_{tp}^4 - T_{\infty}^4) \quad (5.20)$$

Rapidamente se verificou que esta primeira aproximação era de difícil aplicação devido à dificuldade de se estimar valores, que se desconheciam por completo, como a temperatura do meio envolvente mais ou menos longínquo (neste caso as paredes interiores da câmara de combustão e do *inner cylinder* da câmara de aquecimento) ao termopar e a sua emissividade real, sendo que o resultado da equação (5.20) é muito sensível a estes valores.

³ (Mendonça, Estudo de Sistemas de Proteção Térmica Húmidos Sujeitos a Sondições de Incêndio, 2009)

Como já foi referido, a temperatura no ponto 2 (v. Figura 83) afeta diretamente a potência transferida para a câmara de aquecimento. O valor dessa potência, contudo, influencia não só o valor das perdas para o exterior na câmara de aquecimento como também o valor das perdas na câmara de combustão entre as outras potências.

Uma segunda, e mais complexa, tentativa de avaliar qual a temperatura real dos gases de combustão à entrada da câmara de aquecimento passou por relacionar as perdas exteriores de ambas as câmaras. Com isso pretende-se criar um fator de correção que ajuste a temperatura do termopar para que a relação referida se mantenha ao longo de uma gama de potência.

A parte falível deste método reside no facto deste ser somente um cálculo analítico **aproximado** das perdas exteriores, no qual foi desprezado a transferência de calor por condução, dificilíssimo de avaliar com rigor para a configuração complexa que o conjunto apresenta. No entanto, como o que se pretende obter é apenas uma relação e as considerações (simplificações) efetuadas serão iguais para ambas as câmaras, o seu resultado tornou-se coerente, aproximando-se muito dos valores esperados por uma sensibilidade empírica pessoal.

Para o cálculo das perdas para o exterior utilizou-se a equação (5.21) para as perdas convectivas e a equação (5.22) para as perdas por radiação na superfície.

$$\dot{Q}_{conv} = h \times A_s \times (T_s - T_{env}) \quad (5.21)$$

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon_s \times A_s \times \sigma \times (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (5.22)$$

Nos respetivos cálculos só foram tidos em conta os materiais em contacto com a envolvente exterior, sendo eles a folha de alumínio da manta isolante exterior, com uma emissividade de 0,09, e o aço inoxidável AISI 304, já algo oxidado, com uma emissividade de 0,7 (Çengel, Turner, & Cimbala, Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences).

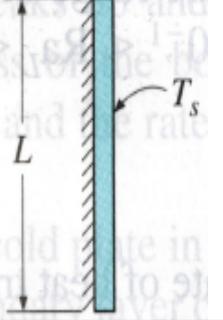
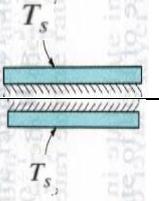
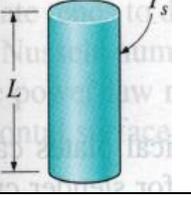
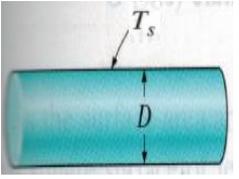
O valor do coeficiente de transferência de calor por convecção, que neste caso será convecção natural, dependerá da geometria, da orientação, da temperatura da superfície e da temperatura do fluido envolvido (ar ambiente neste caso).

A equação (5.24) refere-se ao Número de Rayleigh. Para o cálculo do Número de Nussel será utilizado as correlações empíricas para convecção natural, exibidas na Tabela 7.

$$Nu = \frac{L_c \times h_{conv}}{k} \quad (5.23)$$

$$Ra_L = \frac{L_c \times (T_s - T_\infty) \times g \times \beta}{\nu^2} \times Pr \quad (5.24)$$

Tabela 7 - Correlações dos coeficientes de convecção natural (Çengel et al., Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences, 2008)

Geometria	L_c	Rayleigh (Ra)	Nussel (Nu)
	L	$10^4 - 10^9$ $10^9 - 10^{13}$ Geral	$Nu = 0,59 \times Ra_L^{1/4}$ $Nu = 0,1 \times Ra_L^{1/3}$ $Nu = \left(0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/4}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{1/4}} \right)^2$
	A_s perímetro	$10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{11}$ $10^5 - 10^{11}$	$Nu = 0,54 \times Ra_L^{1/4}$ $Nu = 0,15 \times Ra_L^{1/3}$ $Nu = 0,27 \times Ra_L^{1/4}$
	L	Um cilindro vertical pode ser tratado como uma superfície vertical quando: $D \geq \frac{35 \times L}{Ra_L^{1/4}}$	
	D	$Ra_D \leq 10^{12}$	$Nu = \left(0,6 + \frac{0,387 Ra_D^{1/4}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{1/4}} \right)^2$

A única fração do conjunto que não se enquadra na Tabela 7 será a superfície cônica na câmara de combustão. Para o efeito do cálculo da perda de energia sob a forma de calor esta foi considerada como um cilindro horizontal.

Não foi possível obter todas as temperaturas de superfície essenciais para realizar o cálculo da potência perdida para o exterior. Esse facto acabou por obrigar a estimar o valor das temperaturas necessárias para calcular os fluxos térmicos perdidos para o exterior a partir de valores de temperaturas medidas pelos termopares (é possível observar a relação entre as temperaturas medidas e as usadas nas estimativas das perdas térmicas na Figura 85). Esta abordagem, no entanto, continua a ser completamente satisfatória para o efeito pretendido visto ser uma avaliação focada na relação entre cada uma das câmaras, atribuindo ao seu valor individual um papel secundário.

Esta análise permitiu ajustar o fator de correção da temperatura dos termopares colocados na zona de transição da câmara de combustão para a câmara de aquecimento.

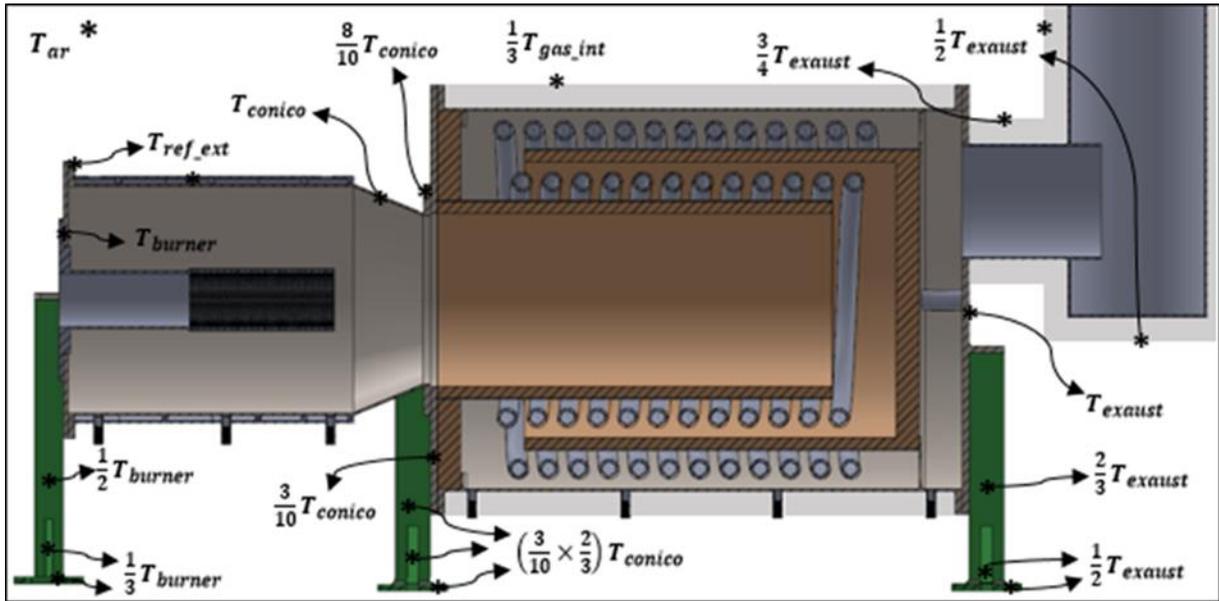


Figura 85 - Relações estimadas das temperaturas não medidas no conjunto

Com todos os dados, foi elaborado um modelo de cálculo, com recurso ao *software* EES, apresentado no anexo C, para a respetiva avaliação das perdas para o exterior.

A relação média da potência perdida para o exterior, em cada gama de potência de funcionamento do queimador, é apresentada na Figura 86.

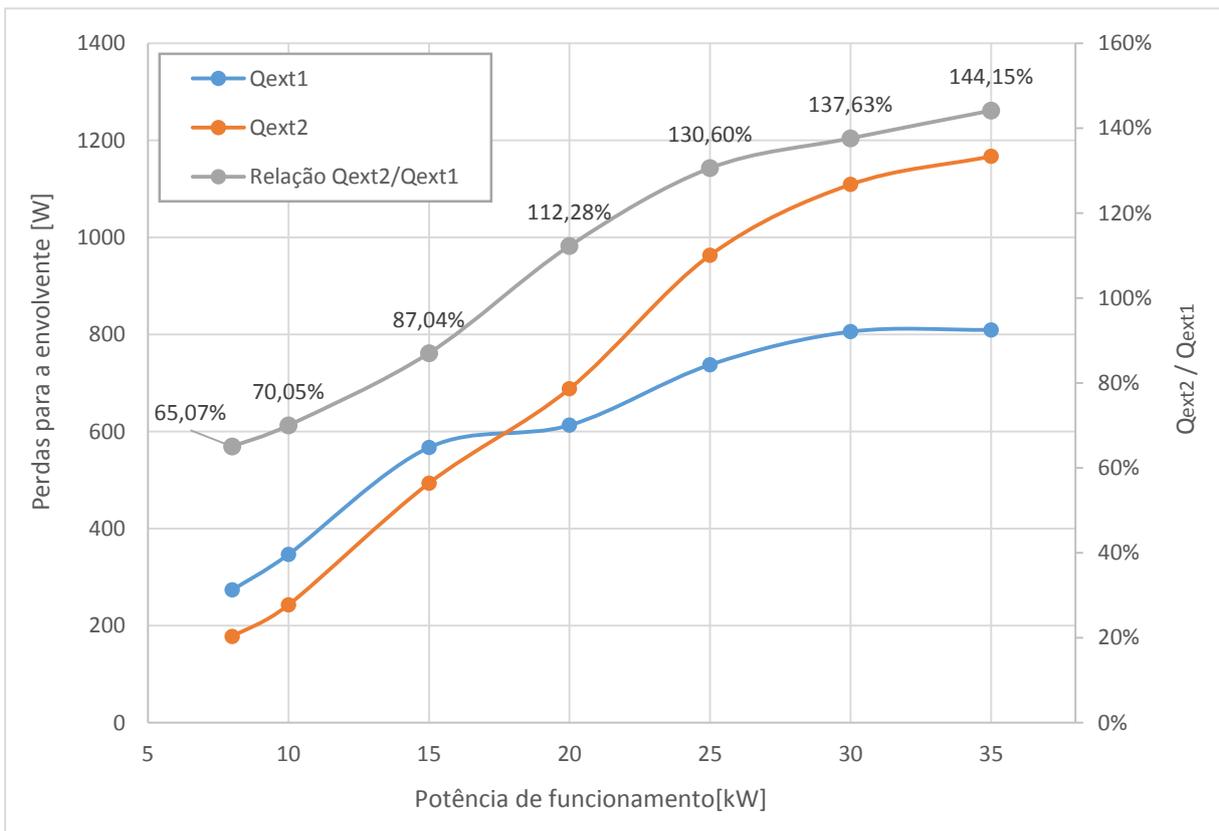


Figura 86 - Relação das perdas para o exterior entre a CA e a CC

Para finalizar a metodologia de cálculo de caracterização, será agora necessário, para cada ponto de ensaio, descobrir o fator de correção da temperatura no ponto 2 para que a relação das perdas para a envolvente entre as câmaras se mantenha semelhante à calculada. Os resultados finais encontram-se apresentados no anexo D.

Conclui-se assim que os valores retirados dificultaram bastante a caracterização do conjunto e, para um próximo protótipo, aconselha-se o uso de termopares de platina ou de outro material com emissividades muito reduzidas, obtendo, possivelmente, resultados mais precisos.

5.3 Indicadores de performance e cascata de energia

Para terminar os procedimentos de caracterização do conjunto queimador-permutador de calor da Hebe, irão avaliar-se alguns indicadores de performance e, seguidamente, demonstrar-se-á como é que a energia contida no combustível se vai distribuindo ao longo do percurso dos gases de combustão no interior das câmaras (resultando na cascata de energia) através de um diagrama de *Sankey*.

Deste modo, a primeira análise consistirá nos cálculos dos indicadores de performance, mais especificamente, do rendimento da câmara de combustão, da câmara de aquecimento e do conjunto total, como aparece ilustrado nas equações (5.25), (5.26) e (5.27), respetivamente.

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{Q}_{in2}}{\dot{Q}_{comb,PCs}} \quad (5.25)$$

$$\eta_{ca} = \frac{\dot{Q}_{permutador}}{\dot{Q}_{in2}} \quad (5.26)$$

$$\eta_{total} = \frac{\dot{Q}_{permutador}}{\dot{Q}_{comb,PCs}} \quad (5.27)$$

Resumidamente, a equação (5.25) representa a percentagem da energia do combustível que será transferida para a câmara de aquecimento enquanto a equação (5.26) representa a energia que o permutador de calor absorve face à energia que entra na câmara de aquecimento. Quanto ao rendimento global, fornecido pela equação (5.27), como o próprio nome indica, inclui ambas as câmaras, considerando a energia absorvida pelo permutador em relação a energia total contida no combustível. Este será o produto da equação (5.25) com a equação (5.26). Engloba as perdas de ambas as câmaras e logicamente possuirá um valor inferior.

De seguida, pretender-se-á expor os resultados mais relevantes, obtidos através da metodologia apresentada nos subcapítulos 5.1 e 5.2.

Tabela 8 - Resultados obtidos para uma potência definida de 8kW

Ordem temporal	3		4		2		5		1		6	
$\dot{m}_{permutador}$ [Kg/s]	0,096		0,094		0,151		0,153		0,216		0,202	
\dot{m}_{refrig} [Kg/s]	0,050		0,104		0,048		0,100		0,045		0,092	
λ [%]	66,62		67,16		65,23		67,15		66,92		67,28	
$\dot{Q}_{comb.PCs}$ [kW]	9,049	100,00%	9,048	100,00%	9,057	100,00%	9,047	100,00%	9,068	100,00%	9,048	100,00%
\dot{Q}_{aquec} [kW]	0,033	0,36%	0,033	0,36%	0,033	0,37%	0,033	0,36%	0,035	0,38%	0,033	0,36%
\dot{Q}_{refrig} [kW]	2,947	32,57%	2,914	32,21%	2,891	31,92%	2,923	32,31%	2,917	32,17%	2,894	31,98%
\dot{Q}_{cond1} [kW]	0,000	0,01%	0,001	0,01%	0,000	0,01%	0,001	0,01%	0,000	0,00%	0,001	0,01%
\dot{Q}_{ext1} [kW]	0,438	4,84%	0,374	4,13%	0,441	4,87%	0,548	6,05%	0,693	7,64%	0,622	6,87%
\dot{Q}_{in2} [kW]	5,631	62,23%	5,727	63,30%	5,691	62,84%	5,543	61,27%	5,423	59,80%	5,499	60,78%
$T_{gas (real)}$ [°C]	846,284		860,642		853,313		836,363		818,258		827,995	
$\dot{Q}_{permutador}$ [kW]	4,947	54,67%	5,017	55,45%	4,958	54,74%	4,774	52,77%	4,644	51,21%	4,664	51,55%
T_{in} [°C]	15,392		15,396		15,243		15,269		15,168		15,166	
T_{out} [°C]	27,711		28,164		23,087		22,727		20,315		20,686	
\dot{Q}_{cond2} [kW]	0,002	0,02%	0,001	0,02%	0,002	0,02%	0,002	0,02%	0,002	0,02%	0,002	0,02%
\dot{Q}_{ext2} [kW]	0,286	3,16%	0,243	2,68%	0,286	3,16%	0,357	3,94%	0,451	4,98%	0,404	4,47%
$\dot{Q}_{chaminé}$ [kW]	0,397	4,38%	0,466	5,15%	0,445	4,92%	0,411	4,54%	0,326	3,59%	0,429	4,74%
$T_{chaminé}$ [°C]	47,260		48,363		45,600		48,576		41,839		48,407	
η_{total} [%]	54,67%		55,45%		54,74%		52,77%		51,21%		51,55%	
η_{cc} [%]	62,23%		63,30%		62,84%		61,27%		59,80%		60,78%	
η_{ca} [%]	87,85%		87,60%		87,12%		86,13%		85,64%		84,82%	

Tabela 9 - Resultados obtidos para uma potência definida de 10kW

Ordem temporal	4		3		5		2		6		1	
$\dot{m}_{permutador}$ [Kg/s]	0,108		0,102		0,157		0,151		0,198		0,206	
\dot{m}_{refrig} [Kg/s]	0,052		0,109		0,050		0,106		0,047		0,097	
λ [%]	63,7		63,59		60,81		61,75		63,18		62,04	
$\dot{Q}_{comb.PCs}$ [kW]	11,53	100,00%	11,54	100,00%								
\dot{Q}_{aquec} [kW]	0,038	0,33%										
\dot{Q}_{refrig} [kW]	3,323	28,82%	3,415	29,62%	3,356	29,11%	3,423	29,69%	3,356	29,11%	3,424	29,67%
\dot{Q}_{cond1} [kW]	0,000	0,00%	0,001	0,01%	0,000	0,00%	0,001	0,01%	0,000	0,00%	0,001	0,01%
\dot{Q}_{ext1} [kW]	0,474	4,11%	0,653	5,66%	0,624	5,41%	0,724	6,28%	0,808	7,01%	0,901	7,81%
\dot{Q}_{in2} [kW]	7,694	66,73%	7,423	64,38%	7,512	65,15%	7,344	63,69%	7,327	63,55%	7,176	62,18%
$T_{gas (real)}$ [°C]	911,896		891,997		898,500		886,551		878,730		869,016	
$\dot{Q}_{permutador}$ [kW]	6,907	59,90%	6,578	57,05%	6,606	57,29%	6,385	55,38%	6,261	54,30%	6,109	52,94%
T_{in} [°C]	15,372		15,268		15,373		15,189		15,271		15,156	
T_{out} [°C]	30,655		30,689		25,431		25,298		22,825		22,249	
\dot{Q}_{cond2} [kW]	0,003	0,02%										
\dot{Q}_{ext2} [kW]	0,331	2,87%	0,459	3,98%	0,437	3,79%	0,511	4,43%	0,567	4,92%	0,628	5,44%
$\dot{Q}_{chaminé}$ [kW]	0,454	3,93%	0,383	3,32%	0,466	4,04%	0,446	3,87%	0,496	4,30%	0,436	3,78%
$T_{chaminé}$ [°C]	55,182		53,829		55,380		52,224		55,204		50,574	
η_{total} [%]	59,90%		57,05%		57,29%		55,38%		54,30%		52,94%	
η_{cc} [%]	66,73%		64,38%		65,15%		63,69%		63,55%		62,18%	
η_{ca} [%]	89,77%		88,62%		87,94%		86,94%		85,45%		85,13%	

Tabela 10 - Resultados obtidos para uma potência definida de 15kW

Ordem temporal	3	4	2	5	1	6
$\dot{m}_{permutador}$ [Kg/s]	0,105	0,104	0,152	0,161	0,202	0,205
\dot{m}_{refrig} [Kg/s]	0,058	0,107	0,057	0,102	0,048	0,096
λ [%]	59,02	58,41	58,52	55,96	58,48	56,12
$\dot{Q}_{comb,PCs}$ [kW]	20,59 100,00%	20,60 100,00%	20,58 100,00%	20,61 100,00%	20,58 100,00%	20,63 100,00%
\dot{Q}_{aquec} [kW]	0,062 0,30%	0,062 0,30%	0,061 0,30%	0,062 0,30%	0,061 0,30%	0,063 0,30%
\dot{Q}_{refrig} [kW]	4,464 21,68%	4,623 22,44%	4,375 21,26%	4,586 22,25%	4,222 20,52%	4,565 22,13%
\dot{Q}_{cond1} [kW]	0,000 0,00%	0,001 0,00%	0,000 0,00%	0,001 0,00%	0,000 0,00%	0,001 0,00%
\dot{Q}_{ext1} [kW]	1,214 5,90%	0,794 3,86%	1,783 8,67%	1,182 5,73%	2,687 13,05%	1,142 5,53%
\dot{Q}_{in2} [kW]	14,85 72,12%	15,12 73,40%	14,36 69,78%	14,78 71,71%	13,61 66,13%	14,86 72,03%
$T_{gas (real)}$ [°C]	1004,025	1028,664	970,479	1012,183	928,253	1013,562
$\dot{Q}_{permutador}$ [kW]	12,83 62,31%	13,20 64,08%	11,66 56,66%	12,27 59,53%	10,11 49,13%	12,31 59,67%
T_{in} [°C]	15,381	15,355	15,280	15,234	15,205	15,141
T_{out} [°C]	44,596	45,703	33,617	33,446	27,177	29,496
\dot{Q}_{cond2} [kW]	0,006 0,03%	0,005 0,02%	0,005 0,02%	0,004 0,02%	0,005 0,02%	0,004 0,02%
\dot{Q}_{ext2} [kW]	1,057 5,13%	0,702 3,41%	1,550 7,53%	1,030 5,00%	2,346 11,40%	1,000 4,85%
$\dot{Q}_{chaminé}$ [kW]	0,957 4,65%	1,213 5,89%	1,145 5,56%	1,476 7,16%	1,149 5,58%	1,546 7,49%
$T_{chaminé}$ [°C]	83,990	91,248	71,322	95,435	66,316	96,660
η_{total} [%]	62,31%	64,08%	56,66%	59,53%	49,13%	59,67%
η_{cc} [%]	72,12%	73,40%	69,78%	71,71%	66,13%	72,03%
η_{ca} [%]	86,40%	87,30%	81,20%	83,02%	74,28%	82,84%

Tabela 11 - Resultados obtidos para uma potência definida de 20kW

Ordem temporal	3	4	2	5	1	6
$\dot{m}_{permutador}$ [Kg/s]	0,104	0,101	0,153	0,154	0,206	0,204
\dot{m}_{refrig} [Kg/s]	0,060	0,100	0,057	0,096	0,055	0,102
λ [%]	56,5	55,73	55,79	53,15	55,73	53,64
$\dot{Q}_{comb,PCs}$ [kW]	24,96 100,00%	24,95 100,00%	24,97 100,00%	24,93 100,00%	24,98 100,00%	24,92 100,00%
\dot{Q}_{aquec} [kW]	0,075 0,30%	0,074 0,30%	0,075 0,30%	0,073 0,29%	0,076 0,30%	0,072 0,29%
\dot{Q}_{refrig} [kW]	4,447 17,82%	4,584 18,37%	4,391 17,59%	4,633 18,58%	4,458 17,85%	4,629 18,58%
\dot{Q}_{cond1} [kW]	0,000 0,00%	0,001 0,00%	0,000 0,00%	0,001 0,00%	0,000 0,00%	0,001 0,00%
\dot{Q}_{ext1} [kW]	1,308 5,24%	1,041 4,17%	1,314 5,26%	1,224 4,91%	1,736 6,95%	1,338 5,37%
\dot{Q}_{in2} [kW]	19,13 76,64%	19,25 77,15%	19,19 76,85%	19,00 76,21%	18,71 74,90%	18,88 75,76%
$T_{gas (real)}$ [°C]	1076,307	1088,878	1078,318	1083,135	1056,059	1076,976
$\dot{Q}_{permutador}$ [kW]	15,92 63,78%	16,12 64,61%	16,01 64,12%	15,38 61,69%	15,04 60,21%	15,19 60,96%
T_{in} [°C]	15,384	15,376	15,292	15,264	15,253	15,175
T_{out} [°C]	51,971	53,548	40,313	39,140	32,713	32,983
\dot{Q}_{cond2} [kW]	0,006 0,03%	0,006 0,02%	0,006 0,02%	0,005 0,02%	0,006 0,02%	0,005 0,02%
\dot{Q}_{ext2} [kW]	1,463 5,86%	1,178 4,72%	1,468 5,88%	1,381 5,54%	1,941 7,77%	1,499 6,02%
$\dot{Q}_{chaminé}$ [kW]	1,741 6,98%	1,946 7,80%	1,706 6,83%	2,234 8,96%	1,723 6,90%	2,186 8,77%
$T_{chaminé}$ [°C]	109,860	116,013	103,077	117,904	94,467	116,680
η_{total} [%]	63,78%	64,61%	64,12%	61,69%	60,21%	60,96%
η_{cc} [%]	76,64%	77,15%	76,85%	76,21%	74,90%	75,76%
η_{ca} [%]	83,22%	83,74%	83,43%	80,95%	80,38%	80,46%

Tabela 12 - Resultados obtidos para uma potência definida de 25kW

Ordem temporal	4		3		5		2		6		1	
$\dot{m}_{permutador}$ [Kg/s]	0,100		0,100		0,155		0,152		0,205		0,198	
\dot{m}_{refrig} [Kg/s]	0,052		0,106		0,051		0,108		0,052		0,098	
λ [%]	53,97		53,76		52,58		51,62		52,92		51,55	
$\dot{Q}_{comb,PCs}$ [kW]	31,54	100,00%	31,58	100,00%	31,52	100,00%	31,59	100,00%	31,50	100,00%	31,61	100,00%
\dot{Q}_{aquec} [kW]	0,087	0,28%	0,088	0,28%	0,085	0,27%	0,088	0,28%	0,085	0,27%	0,088	0,28%
\dot{Q}_{refrig} [kW]	4,789	15,18%	5,125	16,23%	4,842	15,36%	5,154	16,32%	4,798	15,23%	5,091	16,11%
\dot{Q}_{cond1} [kW]	0,000	0,00%	0,001	0,00%	0,000	0,00%	0,001	0,00%	0,000	0,00%	0,000	0,00%
\dot{Q}_{ext1} [kW]	1,524	4,83%	1,616	5,12%	0,993	3,15%	1,368	4,33%	1,387	4,40%	1,780	5,63%
\dot{Q}_{in2} [kW]	25,14	79,71%	24,75	78,37%	25,60	81,22%	24,98	79,08%	25,23	80,10%	24,65	77,98%
$T_{gas (real)}$ [°C]	1135,209		1128,191		1160,030		1141,129		1145,131		1127,030	
$\dot{Q}_{permutador}$ [kW]	19,74	62,59%	19,68	62,32%	20,95	66,47%	20,43	64,67%	20,00	63,49%	19,56	61,88%
T_{in} [°C]	15,458		15,283		15,407		15,210		15,275		15,167	
T_{out} [°C]	62,664		62,348		47,719		47,346		38,604		38,791	
\dot{Q}_{cond2} [kW]	0,006	0,02%	0,007	0,02%	0,006	0,02%	0,007	0,02%	0,006	0,02%	0,007	0,02%
\dot{Q}_{ext2} [kW]	1,988	6,30%	2,111	6,69%	1,282	4,07%	1,787	5,66%	1,820	5,78%	2,326	7,36%
$\dot{Q}_{chaminé}$ [kW]	3,406	10,80%	2,952	9,35%	3,362	10,67%	2,756	8,72%	3,404	10,81%	2,757	8,72%
$T_{chaminé}$ [°C]	147,606		139,237		146,661		131,922		143,252		125,856	
η_{total} [%]	62,59%		62,32%		66,47%		64,67%		63,49%		61,88%	
η_{cc} [%]	79,71%		78,37%		81,22%		79,08%		80,10%		77,98%	
η_{ca} [%]	78,52%		79,52%		81,84%		81,79%		79,27%		79,35%	

Tabela 13 - Resultados obtidos para uma potência definida de 30kW

Ordem temporal	3		4		2		5		1		6	
$\dot{m}_{permutador}$ [Kg/s]	0,102		0,113		0,152		0,156		0,207		0,195	
\dot{m}_{refrig} [Kg/s]	0,058		0,112		0,057		0,105		0,053		0,098	
λ [%]	53,34		53,06		51,75		50,46		52,09		50,46	
$\dot{Q}_{comb,PCs}$ [kW]	35,87	100,00%	35,83	100,00%	35,90	100,00%	35,82	100,00%	35,91	100,00%	35,80	100,00%
\dot{Q}_{aquec} [kW]	0,094	0,26%	0,092	0,26%	0,094	0,26%	0,090	0,25%	0,094	0,26%	0,089	0,25%
\dot{Q}_{refrig} [kW]	5,109	14,24%	5,410	15,10%	5,083	14,16%	5,349	14,93%	5,101	14,20%	5,291	14,78%
\dot{Q}_{cond1} [kW]	0,000	0,00%										
\dot{Q}_{ext1} [kW]	1,807	5,04%	0,708	1,97%	1,293	3,60%	1,441	4,02%	1,865	5,19%	1,269	3,54%
\dot{Q}_{in2} [kW]	28,86	80,46%	29,62	82,67%	29,43	81,98%	28,94	80,79%	28,85	80,34%	29,15	81,42%
$T_{gas (real)}$ [°C]	1152,061		1182,858		1177,938		1168,444		1156,924		1161,196	
$\dot{Q}_{permutador}$ [kW]	22,53	62,81%	24,53	68,46%	24,09	67,10%	22,88	63,87%	22,61	62,96%	23,43	65,45%
T_{in} [°C]	15,392		15,379		15,279		15,280		15,216		15,217	
T_{out} [°C]	68,208		67,296		53,176		50,341		41,332		43,946	
\dot{Q}_{cond2} [kW]	0,007	0,02%	0,006	0,02%	0,008	0,02%	0,006	0,02%	0,007	0,02%	0,007	0,02%
\dot{Q}_{ext2} [kW]	2,491	6,94%	0,988	2,76%	1,786	4,98%	1,983	5,54%	2,559	7,13%	1,751	4,89%
$\dot{Q}_{chaminé}$ [kW]	3,832	10,68%	4,096	11,43%	3,546	9,88%	4,071	11,37%	3,674	10,23%	3,962	11,07%
$T_{chaminé}$ [°C]	154,100		159,336		148,597		158,354		145,308		156,758	
η_{total} [%]	62,81%		68,46%		67,10%		63,87%		62,96%		65,45%	
η_{cc} [%]	80,46%		82,67%		81,98%		80,79%		80,34%		81,42%	
η_{ca} [%]	78,07%		82,82%		81,86%		79,06%		78,37%		80,38%	

Tabela 14 - Resultados obtidos para uma potência definida de 35kW

Ordem temporal	4		3		5		2		6		1	
$\dot{m}_{permutador}$ [Kg/s]	0,108		0,101		0,149		0,152		0,201		0,197	
\dot{m}_{refrig} [Kg/s]	0,050		0,106		0,048		0,104		0,049		0,100	
λ [%]	53,34		53,13		52,23		50,46		52,44		50,32	
$\dot{Q}_{comb,PCs}$ [kW]	37,05	100,00%	37,06	100,00%	37,04	100,00%	37,06	100,00%	37,04	100,00%	37,07	100,00%
\dot{Q}_{aquec} [kW]	0,093	0,25%	0,093	0,25%	0,092	0,25%	0,091	0,25%	0,092	0,25%	0,091	0,25%
\dot{Q}_{refrig} [kW]	4,787	12,92%	5,262	14,20%	4,780	12,90%	5,276	14,24%	4,714	12,73%	5,278	14,24%
\dot{Q}_{cond1} [kW]	0,000	0,00%	0,001	0,00%	0,000	0,00%	0,001	0,00%	0,000	0,00%	0,000	0,00%
\dot{Q}_{ext1} [kW]	0,590	1,59%	1,015	2,74%	1,118	3,02%	1,502	4,05%	1,764	4,76%	1,790	4,83%
\dot{Q}_{in2} [kW]	31,58	85,24%	30,69	82,81%	31,05	83,83%	30,19	81,46%	30,47	82,26%	29,91	80,69%
$T_{gas (real)}$ [°C]	1192,267		1173,262		1182,334		1162,232		1164,029		1154,401	
$\dot{Q}_{permutador}$ [kW]	26,19	70,69%	25,06	67,62%	25,04	67,60%	24,20	65,30%	23,57	63,63%	23,33	62,93%
T_{in} [°C]	15,441		15,309		15,441		15,227		15,322		15,193	
T_{out} [°C]	73,429		74,658		55,619		53,302		43,357		43,509	
\dot{Q}_{cond2} [kW]	0,006	0,02%	0,007	0,02%	0,007	0,02%	0,008	0,02%	0,007	0,02%	0,007	0,02%
\dot{Q}_{ext2} [kW]	0,853	2,30%	1,469	3,96%	1,612	4,35%	2,168	5,85%	2,537	6,85%	2,585	6,97%
$\dot{Q}_{chaminé}$ [kW]	4,531	12,23%	4,154	11,21%	4,391	11,85%	3,814	10,29%	4,356	11,76%	3,988	10,76%
$T_{chaminé}$ [°C]	164,287		159,665		163,951		154,811		160,437		154,219	
η_{total} [%]	70,69%		67,62%		67,60%		65,30%		63,63%		62,93%	
η_{cc} [%]	85,24%		82,81%		83,83%		81,46%		82,26%		80,69%	
η_{ca} [%]	82,93%		81,66%		80,64%		80,16%		77,35%		78,00%	

No que concerne às percentagens apresentadas para as diversas potências desde a Tabela 8 até à Tabela 14, estas representam a referida potência sempre em relação à potência de combustão do gás natural.

Na posse dos resultados finais, é possível construir um diagrama de *Sankey* para caracterizar o conjunto e, com isso, possibilitar a visualização da cascata de energia formada com a passagem dos gases de combustão pelo interior conjunto. Optou-se pela representação de apenas um diagrama (v. Figura 87) para demonstrar a respetiva evolução da energia, apresentando na Tabela 15 as percentagens máximas e mínimas que cada potência possa ter.

Tabela 15 - Variação máxima dos fatores apresentados no diagrama de *Sankey* (Figura 87)

Potência	Valor mínimo		Valor máximo	
λ	50,32%	(35 kW)	67,28%	(8 kW)
$\dot{Q}_{comb,PCs}$	100	-	100	-
\dot{Q}_{aquec}	0,25%	(35 kW)	0,36%	(8 kW)
\dot{Q}_{refrig}	12,73%	(35 kW)	32,57%	(8 kW)
\dot{Q}_{cond1}	0%	-	0,01%	-

\dot{Q}_{ext1}	1,59%	(35 kW)	13,05%	(15 kW)
\dot{Q}_{in2}	59,8%	(8 kW)	83,83%	(35 kW)
$\dot{Q}_{permutador}$	49,13%	(15 kW)	70,69%	(35 kW)
\dot{Q}_{cond2}	0,02%	-	0,03%	-
\dot{Q}_{ext2}	2,3%	(35 kW)	11,4%	(15 kW)
$\dot{Q}_{chaminé}$	3,32%	(10 kW)	12,23%	(35 kW)
η_{total}	49,13%	(15 kW)	70,69%	(35 kW)
η_{cc}	59,8%	(8 kW)	85,24%	(35 kW)
η_{ca}	74,28%	(15 kW)	89,77%	(10 kW)

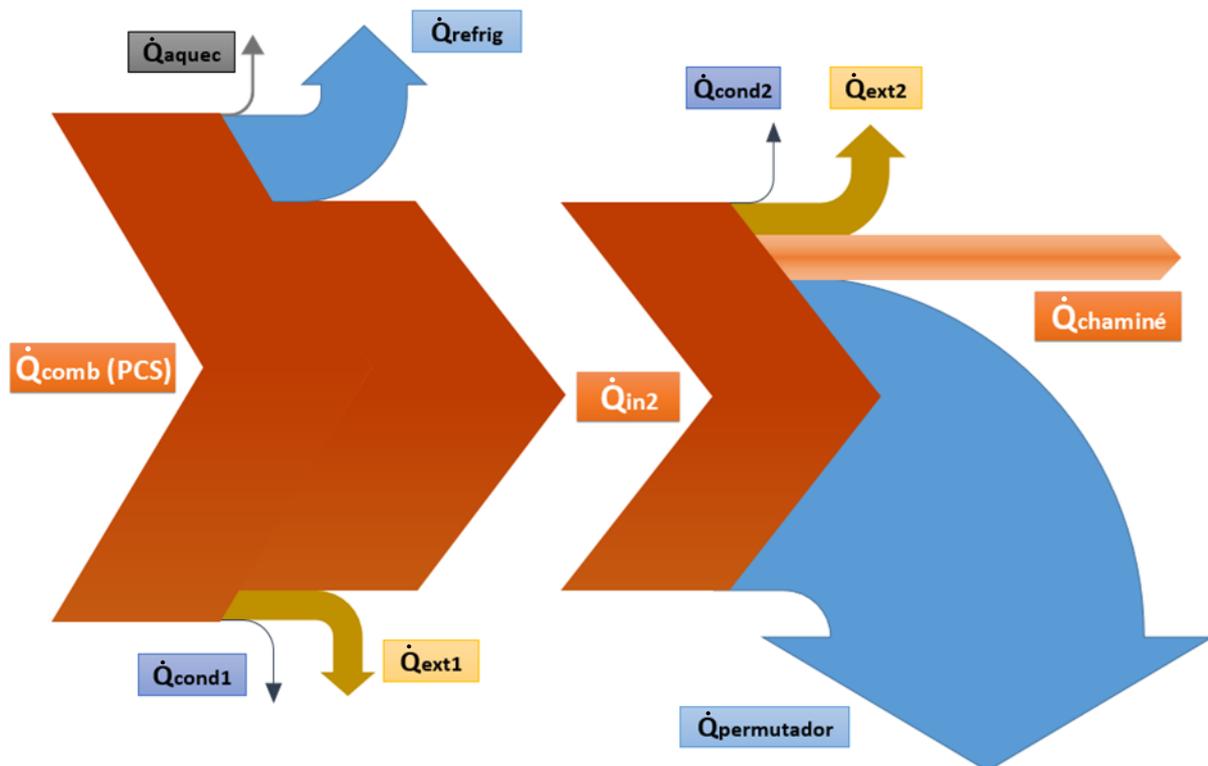


Figura 87 - Diagrama de Sankey (fluxo de energia em cascata)

5.4 Análise de resultados

Neste capítulo, os dados relativos às características de funcionamento do sistema queimador-permutador, nomeadamente as que dizem respeito aos diferentes fluxos de energia, serão analisados em função da potência de funcionamento (análise designada de macro-escala) e, para cada valor de potência de funcionamento, em função dos caudais da água que circulam na camisa de refrigeração e nas espirais do permutador (análise designada de micro-escala).

Essa análise envolve o tratamento da informação já apresentada sob a forma tabelar (Tabela 8 até à Tabela 14) para a sua apresentação gráfica, assim como a apresentação de hipóteses justificativas para o seu comportamento (variações). Este subcapítulo, contudo, inicia-se com uma análise das diferenças existentes entre a potência nominal (definida pelo utilizador) e a potência real de funcionamento.

Potência definida vs. Potência real

Como facilmente se percebe pelos resultados obtidos, a potência definida externamente pelo utilizador para o funcionamento do queimador não é exatamente igual à potência contida no fluxo mássico de gás consumido pelo queimador. Será representado graficamente o valor da potência definida (revelará uma função simples linear) e o valor da potência real na Figura 88.

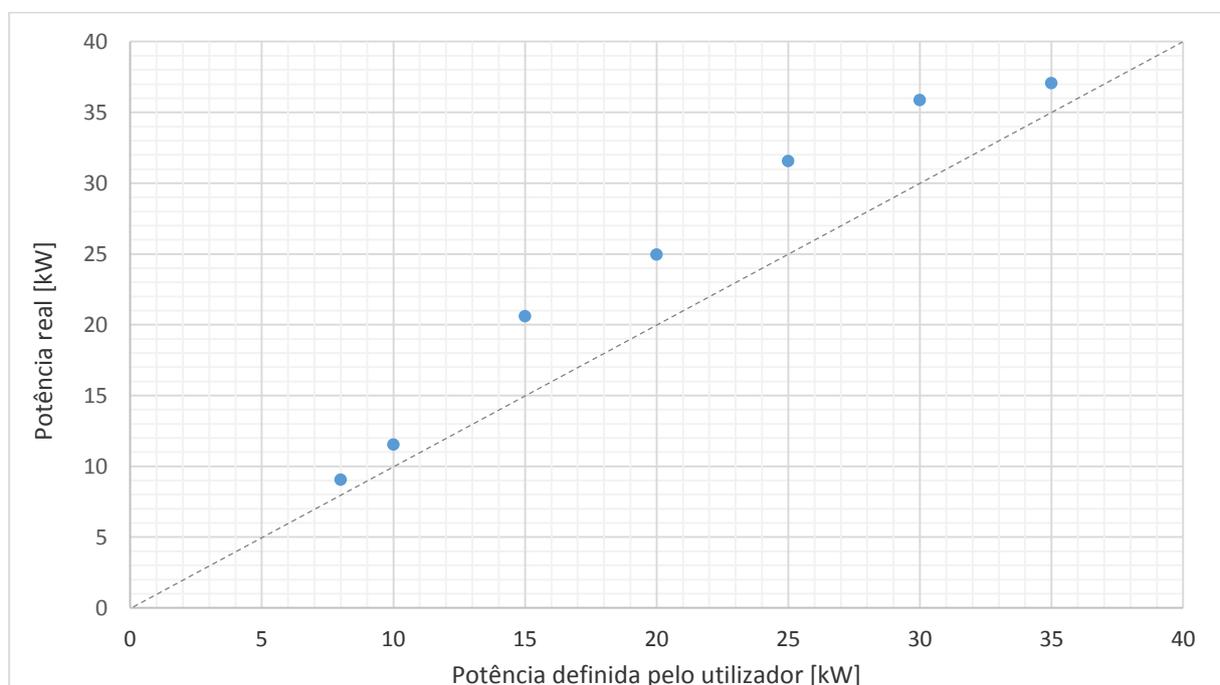


Figura 88 - Potência definido no queimador vs. Potência real de combustão

É importante referir que os valores da potência real dos seis ensaios realizados para cada gama de potência não são exatamente iguais. Apesar disso a sua variação é muito ligeira, sendo justificava com uma ligeira oscilação da voltagem elétrica de alimentação do queimador ou com o fato de se utilizar valores médios em algumas medições experimentais. Assim sendo, os pontos representados na Figura 88, correspondentes à potência real, serão os valores médios dos seis ensaios realizados para cada gama de potência.

Com as limitações impostas, por questões de segurança, à gama de funcionamento do queimador, pode-se dizer que, nas condições atuais a razão entre a potência máxima e mínima ou o rácio de modelação é de, aproximadamente, 4/1.

Análise paramétrica das condições de funcionamento

Análise de macro-escala:

➤ Excesso de ar:

É do conhecimento geral que o excesso de ar com que funciona um queimador aumenta com o “*turndown ratio*” ou seja com a diminuição da potência de funcionamento (face à potência nominal). A importância da variação do excesso de ar com o “*turndown ratio*” (ou a potência de funcionamento) deve-se pela, também muito conhecida, sua relação com o rendimento. Excessos de ar elevados são conhecidos por afetarem negativamente o rendimento. Apesar de, como o esperado, os valores de excesso de ar diminuir com o aumento da potência de funcionamento não há uma consequência direta no valor do rendimento, que não apresenta um máximo para o valor mínimo de excesso de ar (v. Figura 89). Curiosamente, nem a própria potência perdida pela chaminé (numa base percentual) varia diretamente com o excesso de ar; aliás aumenta com a diminuição do excesso de ar. Isto só pode ser justificado por um aumento da temperatura dos gases na chaminé o que, por sua vez, só pode estar relacionada com falta de capacidade das espiras para “retirarem” energia dos gases de combustão (muito provavelmente por falta de área de transferência de energia sob a forma de calor).

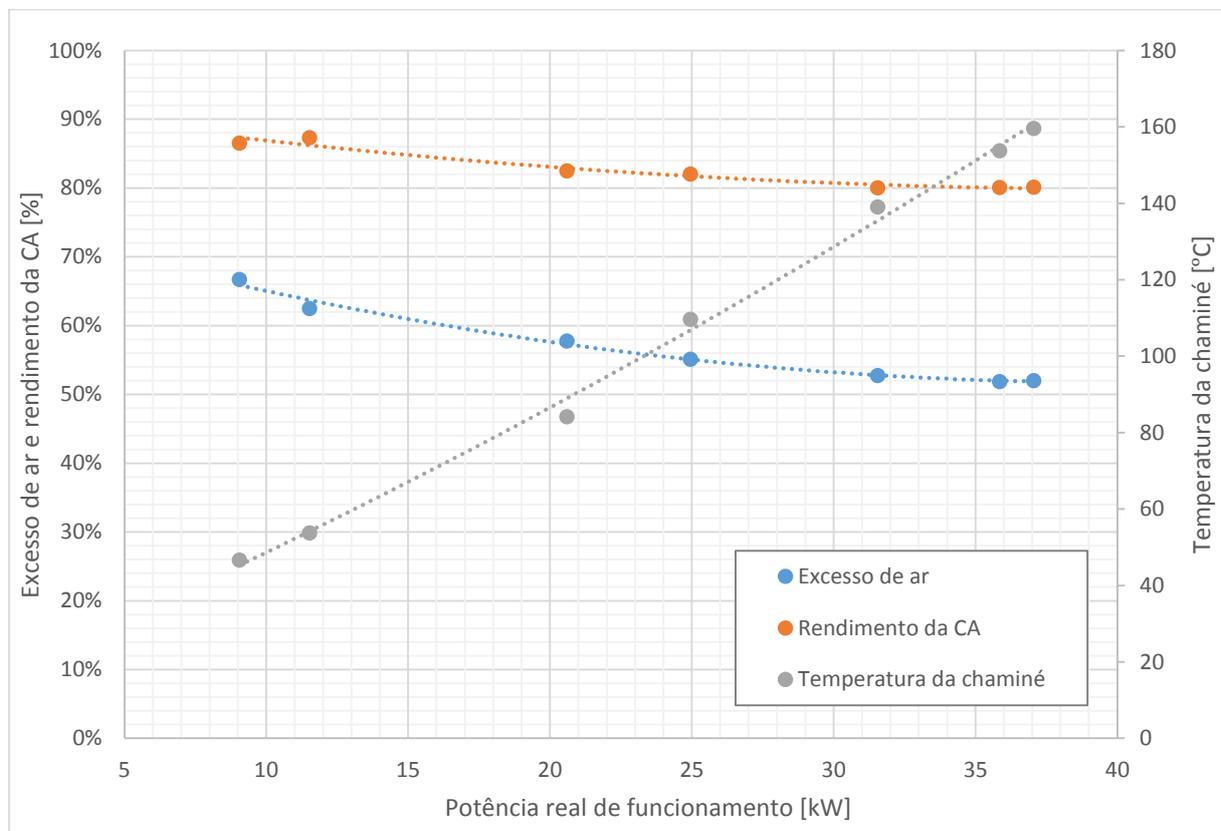


Figura 89 - Excesso de ar vs. Rendimento da CA em relação à potência de funcionamento

➤ Potência para aquecimento dos reagentes (até à temperatura de referência):

A potência gasta para o aquecimento inicial do gás natural e do ar de combustão será fácil de prever e também dependerá do excesso de ar. Quanto maior o excesso de ar maior será, expetavelmente, essa potência. Os valores apresentados na Figura (v. Figura 90 e Figura 91) mostram esse comportamento.

➤ Potência cedida à camisa de refrigeração:

Verifica-se que, percentualmente, os valores da energia cedida à água decrescem substancialmente com a potência de funcionamento. Esse comportamento justifica-se pelo facto de, para as potências mais elevadas, o caudal de gases de combustão e logo a velocidade média, aumentar. Isso traduz-se num menor tempo de residência no interior da câmara de combustão que não é compensado por um aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção (por aumento da velocidade do escoamento) nem pelo aumento da temperatura dos gases de combustão (v. Figura 90 e Figura 91).

➤ Perdas para o exterior na câmara de combustão e na câmara de aquecimento:

No que diz respeito aos valores percentuais deste parâmetro, o comportamento observado, com valores máximos para valores intermédios de potência, até se poderia aceitar, o que parece estranho no comportamento desta potência térmica é o facto de, para os valores absolutos, a variação com a potência nominal não ser monótona crescente. Este comportamento anormal das perdas para o exterior levou a que nos debruçássemos com mais detalhes sobre o conjunto de ensaios realizados para esta potência nominal.

Foi possível observar que o primeiro dos ensaios realizados a esta potência (como já referido, para cada potência nominal são realizados seis ensaios correspondendo a seis combinações diferentes de caudais da água de refrigeração e da água do permutador) apresentava valores de potência perdida para o exterior muito superior aos outros. A justificação para este comportamento foi atribuída a uma potência térmica adicional que o sistema (conjunto) estava a perder para as paredes metálicas dos seus componentes. Na verdade, a variação da potência nominal faz com que a temperatura a que cada componente do conjunto queimador-permutador varie de temperatura. Dada a massa metálica total do conjunto, aproximadamente 70 kg, a energia absorvida para essa variação de temperatura é apreciável e adicionada às perdas para o exterior, justificando este comportamento. Este fenómeno é especialmente relevante para este ponto experimental pois corresponde ao maior salto de potência (dos 11,5 kW reais - 10 kW nominais, para os 20,6 kW reais - 15 kW nominais).

No que diz respeito à comparação dos valores obtidos para as perdas na câmara de combustão e na câmara de aquecimento, poder-se-ia pensar, à partida, que as perdas na câmara de combustão seriam muito superiores às perdas na câmara de aquecimento, pelo facto da câmara de combustão possuir uma parte (superfície cónica) sem isolamento e que atinge temperaturas muito elevadas. Verifica-se contudo, que as áreas expostas da câmara de aquecimento, nomeadamente a tampa traseira, é também bastante significativa assim como as áreas não expostas (isoladas), mas pelas quais ocorre uma perda não desprezável de energia, são muito maiores na câmara de aquecimento do que na câmara de combustão.

➤ Potência transferida para a câmara de aquecimento e absorvida pelo permutador

Verifica-se (v. Figura 90 e Figura 91) que tanto a potência transferida da câmara de combustão para a câmara de arrefecimento como a potência absorvida pelo permutador cresce em termos absolutos, como seria de esperar, e em termos relativos com a potência de funcionamento. Contudo, é possível observar que a potência absorvida pelo permutador cresce menos que a potência que transita da câmara de combustão para a câmara de aquecimento. Esse facto está de acordo com a já anteriormente referida variação negativa do rendimento do permutador com o aumento da potência de funcionamento (v. Figura 89). Isso pode justificar-se pelo facto de, a potências mais elevadas, a quantidade de gases de combustão é muito maior do que a potências mais baixas, ainda que o excesso de ar tenha diminuído, o que leva a que o tempo de residência dos gases de combustão na câmara de aquecimento diminua e com isso também diminua a sua capacidade/oportunidade para transferir energia para a água nas espiras.

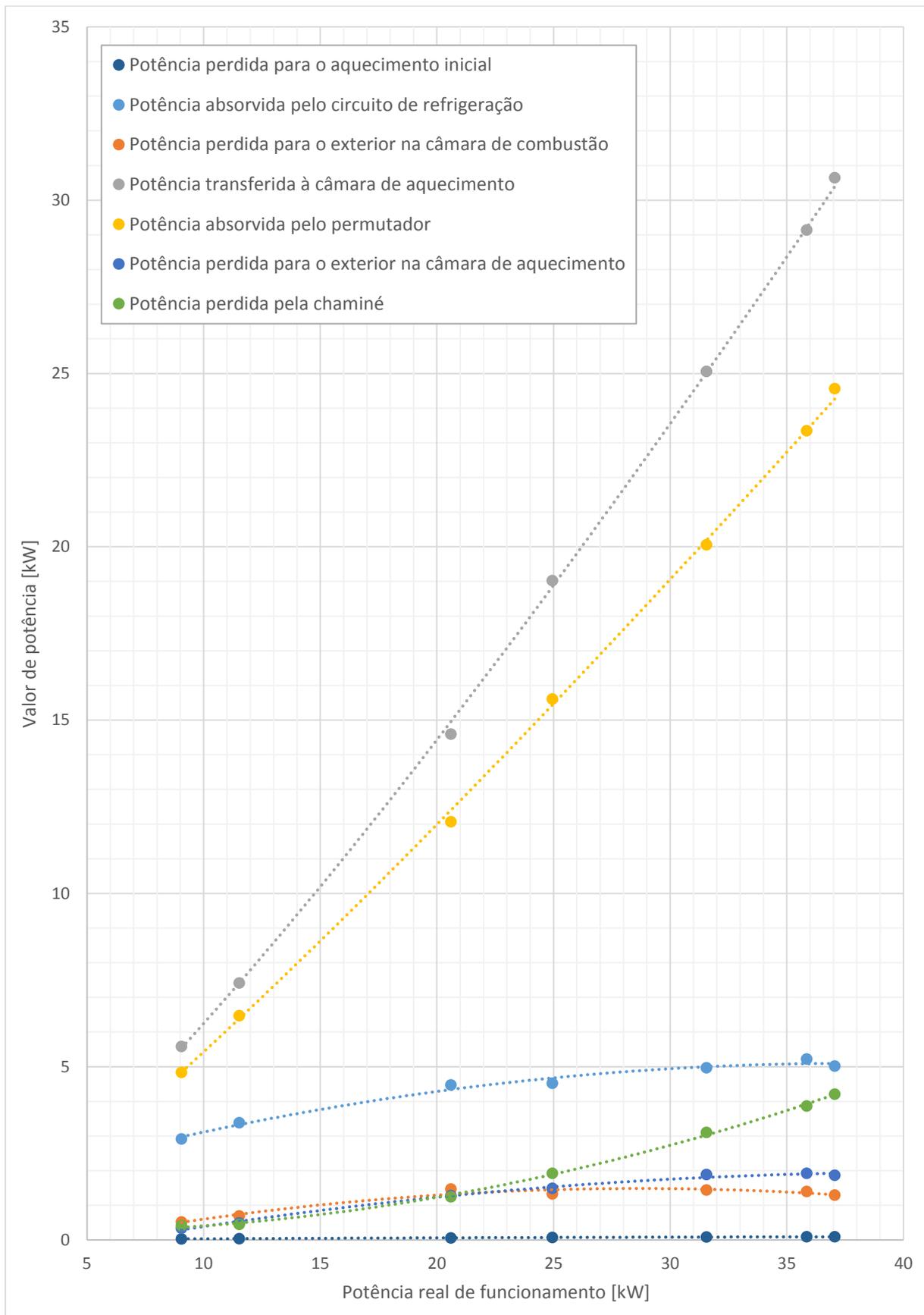


Figura 90 - Valor das potências perdidas ou transferidas vs. Valor da potência real de combustão

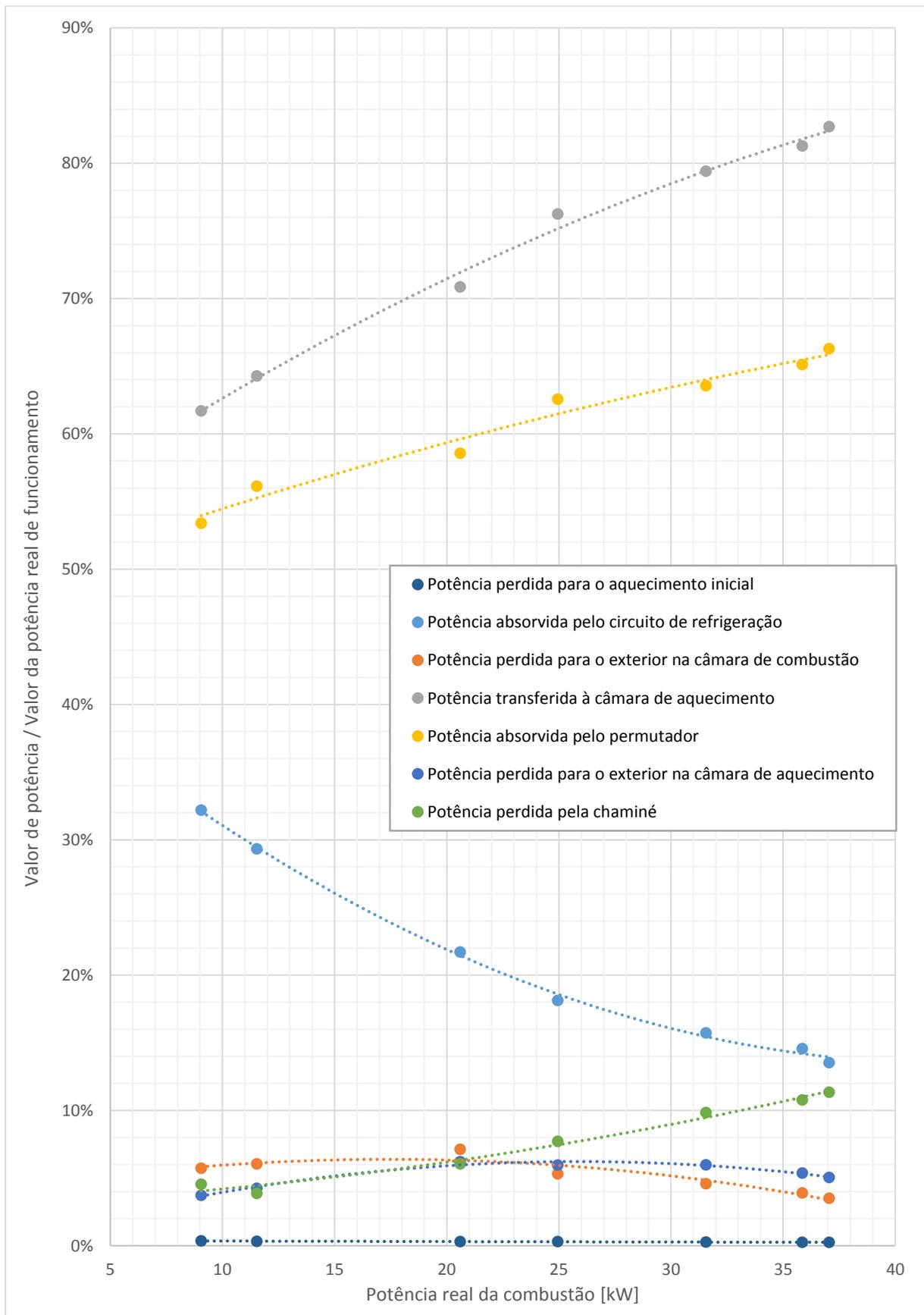


Figura 91 - Relação das potências perdidas ou transferidas vs. Valor da potência real de combustão

Análise de micro-escala:

A análise de “micro-escala” dos resultados está centrada, conforme o referido anteriormente, na análise do efeito da variação do caudal de água do circuito de arrefecimento da câmara de combustão e das espirais do permutador sobre os diferentes fluxos de energia que caracterizam o funcionamento de todo o conjunto. Como, no entanto, há fenómenos idênticos nos dois circuitos de água, importa começar por revelar os efeitos de um aumento do caudal:

- i. A água de circulação encontrar-se-á menos tempo no interior do circuito, sujeita às elevadas temperaturas dos gases, absorvendo assim menos energia destes;
- ii. A temperatura média da “tubagem” encontrar-se-á mais baixa visto que a taxa de entrada de água “fresca” (temperatura da rede) será superior;
- iii. O aumento do caudal da água e, conseqüentemente, da velocidade do escoamento, e, por isso, o aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção irá contribuir para um aumento da eficácia do processo de transferência de energia.

Como dois dos aspetos de comportamento anteriormente referidos apontam para que a consequência do aumento do caudal de água ocorra num sentido e o outro aponta para que a evolução se faça no outro, não é claro dizer, à partida, quais serão os resultados da variação do (s) caudal (caudais) pois, como se pode observar a partir da análise da equação (5.14), o caudal irá aumentar mas a temperatura média do fluido irá diminuir. Verifica-se (v. Figura 92, Figura 93 e Figura 94) que o aumento do caudal do circuito de refrigeração da câmara de combustão conduz a um aumento da energia “perdida” para a água e que esse aumento é independente do caudal de água na câmara de aquecimento e da potência real de funcionamento.

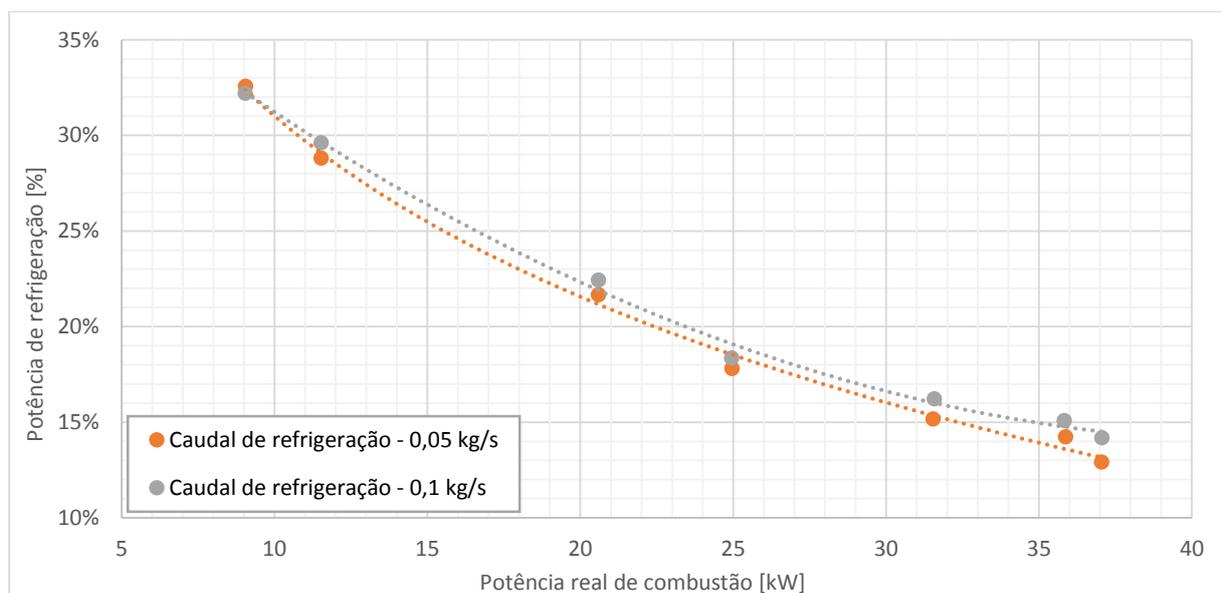


Figura 92 - Potência de refrigeração vs. Potência real de combustão (Caudal do permutador = 0,1 kg/s)

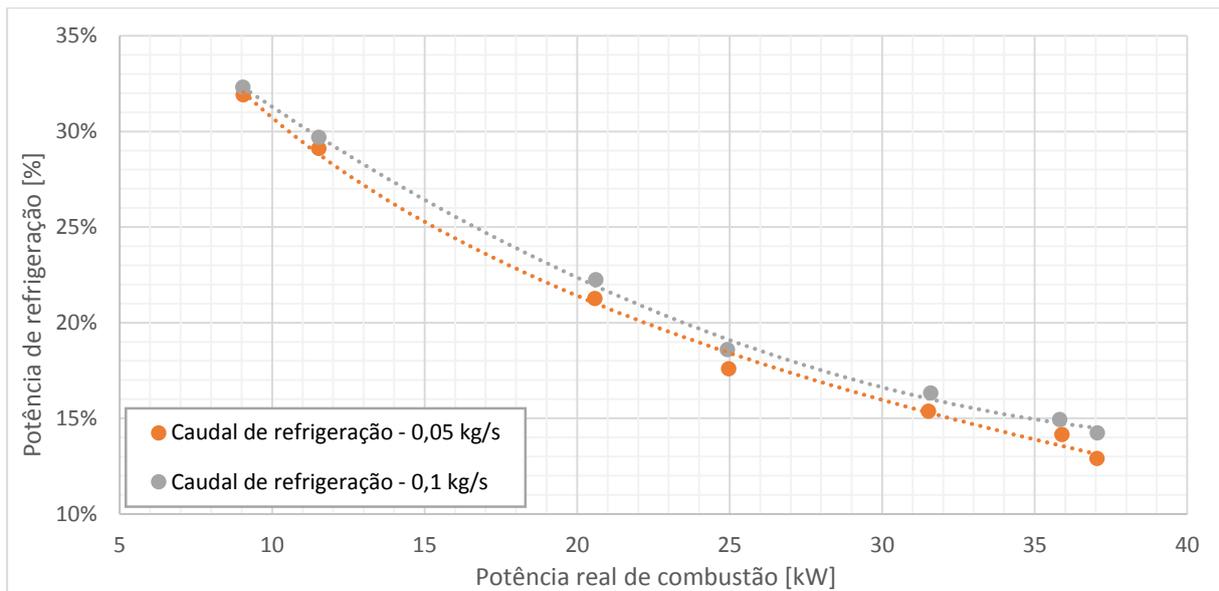


Figura 93 - Potência de refrigeração vs. Potência real de combustão (Caudal permutador = 0,15 kg/s)

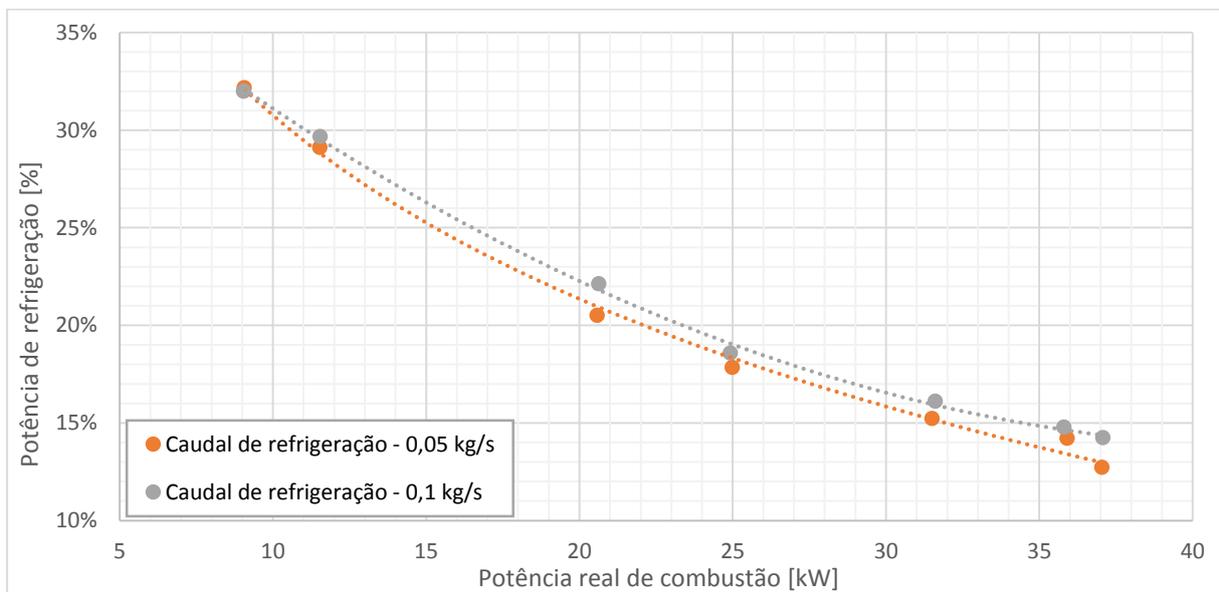


Figura 94 - Potência de refrigeração vs. Potência real de combustão (Caudal permutador = 0,2 kg/s)

O que é, contudo, relevante é o efeito do caudal da água no permutador sobre o seu próprio rendimento. Parece poder afirmar-se a partir da análise dos gráficos da Figura 95 e da Figura 96 que, independentemente da potência nominal e do caudal de refrigeração, um aumento do caudal de água no permutador conduz a uma diminuição do seu rendimento. Este comportamento parece portanto indicar que a consequência anteriormente designada por i do aumento do caudal de água se sobrepõe às outras duas ii e iii.

Por comparação da Figura 95 com a Figura 96, também se observa que o caudal de água de refrigeração parece não ter uma influência muito relevante sobre o rendimento da câmara de aquecimento.

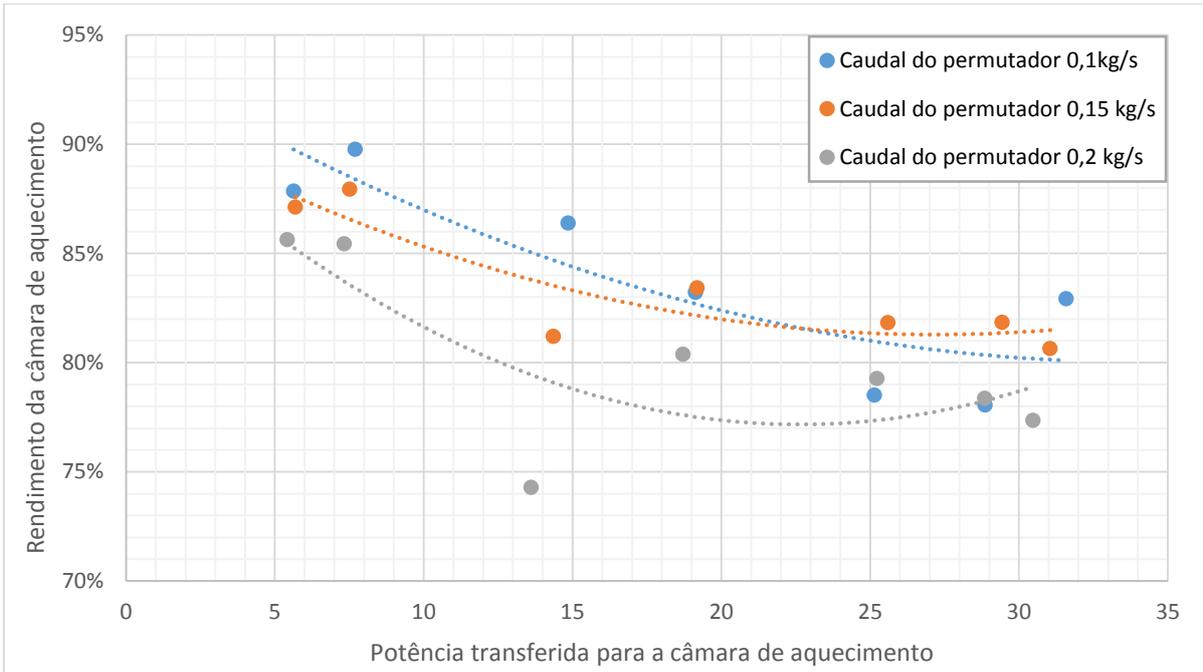


Figura 95 - Rendimento da CA vs. Potência transferida CA (Caudal refrigeração = 0,05 kg/s)

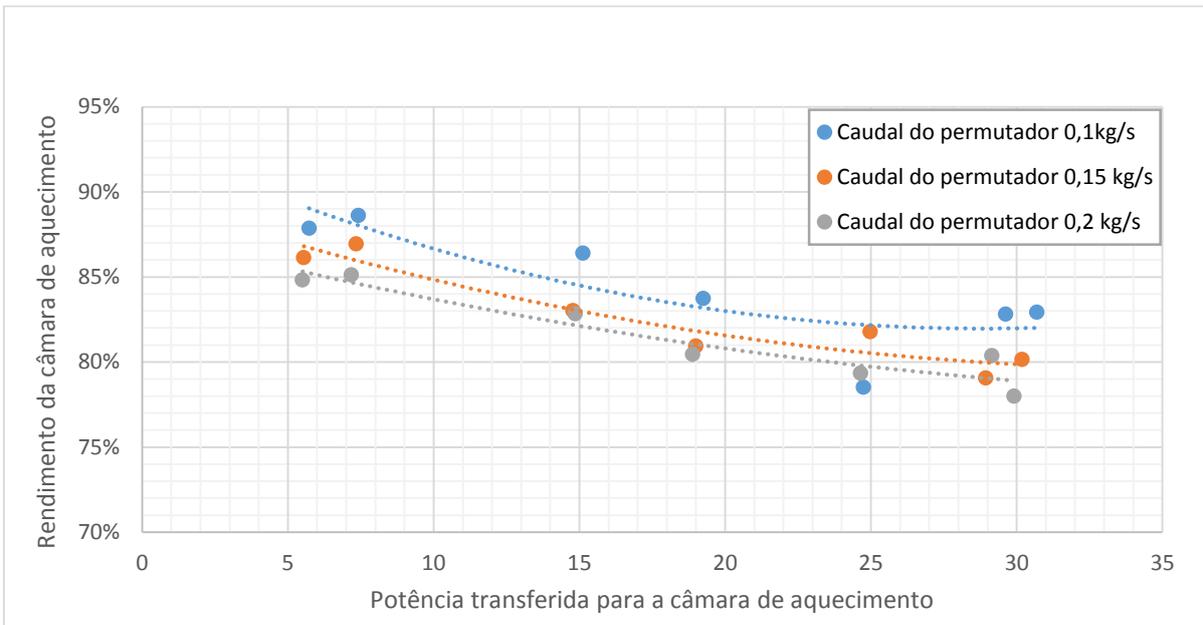


Figura 96 - Rendimento da CA vs. Potência transferida CA (Caudal refrigeração = 0,1 kg/s)

6. CONCLUSÕES

Os objetivos pretendidos desta dissertação englobavam: realizar o projeto de concepção, acompanhar a construção, fazer a montagem do conjunto, executar os testes/ ensaios de segurança, controlo, afinação e funcionamento e, por último, efetuar os cálculos de caracterização do conjunto verificando se este cumpre os requisitos exigidos pelo sistema Hebe.

Na fase de projeção, construção e montagem com a realização dos ensaios de segurança, controlo, afinação e funcionamento do conjunto foi concluída com sucesso mas, esta não se encontra ausente de complicações nem correu conforme previsto. Tencionava-se realizar apenas a construção de um conjunto. Contudo, pelos motivos descritos na secção 4.2, isso não foi possível. Concluiu-se assim que a solução construtiva inicial de funcionamento não era adequada e, com isso, surgiu a necessidade de se idealizar uma nova solução construtiva que, no entanto, mantivesse o mesmo princípio de funcionamento (cascata de energia). Apesar de ter originado gastos económicos acrescidos e ocupado bastante tempo, esta foi uma fase muito rica em *know-how* das condições de funcionamento tanto do queimador (sistema de queima de pré-mistura e condições de segurança da cabeça do queimador) como também da solução construtiva que envolve o permutador (influência dos materiais isolantes), tendo a certeza que, futuramente, no desenho de um novo protótipo Hebe, estes gastos serão recuperados.

Relativamente à fase teórica da caracterização do conjunto, concluiu-se primeiramente que a potência que se encontrou definida no queimador (pelo sinal de tensão enviado), não é a potência real de combustão. Este fator poderá e deverá ser alterado futuramente. Concluiu-se ainda que, medir temperaturas elevadas no interior do conjunto não é uma tarefa tão simples quanto se previa devido da emissividade do material do termopar. Outra conclusão retirada é a existência de um elevado tempo de resposta de todo o conjunto face a alterações de potência, tempo este que está a ser totalmente desprezado na realização dos ensaios de caracterização. Futuramente será necessário diminuir a quantidade de massa metálica do conjunto, ficando assim mais leve e ausentam-te desses elevados tempos de adaptação.

Os requisitos de funcionamento impunham ao conjunto queimador-permutador uma potência mínima de 6 kW e uma potência máxima a rondar os 28 kW (André et al., Relatório R-T1.4-M0.5-1 [v 2.0]: Modelos Simplificados das Hebe D0.x, 2013). Como se observa nos resultados da potência absorvida pelo permutador, o valor mínimo que se possui é 4,64 kW e o máximo 26,19 kW. Apesar do valor superior de potência não ter sido alcançado, é de crer, que as limitações ao funcionamento que daí resultem sejam mais ou menos desprezáveis. Note-se

que há um certo grau de incerteza no que virá ser a potência final que o conjunto terá capacidade de fornecer ao fluido de trabalho (R 245 fa) que tem propriedades físicas substancialmente diferentes da água. Nenhuma avaliação sobre os efeitos das propriedades do fluido na quantidade de energia transferida foi realizada no âmbito desta dissertação.

Com esta dissertação foram realizados alguns avanços, no entanto, tal como a maioria da investigação, esta representa um trabalho em curso e não uma meta alcançada. De forma a melhorar eficientemente o conjunto queimador-permutador de calor, para um próximo protótipo, existe a possibilidade de colocar alhetas metálicas na tubagem do permutador, aumentando a sua área de contacto, originando assim uma maior absorção de energia dos gases de combustão. Contudo, pelos resultados obtidos, pode-se afirmar que já se possui um permutador bastante eficiente pois consegue absorver cerca de 80% a 87% da energia presente dos gases de combustão. Sendo o cálculo da potência da combustão feito a partir do poder calorífico superior do gás natural o que significa que se utilizasse o valor do poder calorífico inferior ainda teríamos eficiências superiores.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

André, J. C. d. S., & Ribeiro, J. M. B. (2013). Relatório R-T1.3-D0.x [v 3.1]: Família de Desenhos D0.x *HEBE - A boiler for combined production of hot-water and electricity at home*.

André, J. C. d. S., Ribeiro, J. M. B., & Costa, E. (2013). Relatório R-T1.4-M0.5-1 [v 2.0]: Modelos Simplificados das Hebe D0.x *HEBE - A boiler for combined production of hot-water and electricity at home*.

Çengel, Y. A., Turner, R. H., & Cimbala, J. M. (2008). *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences* (M. G. Hill Ed. Third Edition in SI Units ed.).

CogenEurope. The European Association for the Promotion of Cogeneration. http://www.cogeneurope.eu/what-is-cogeneration_19.html. Retrieved Novembro, 2013

Mayer, K. (2006). Research, Development and Demonstration of Micro-CHP Systems for Residential Applications (pp. 59). United States Department of Energy: ECR International.

Mendonça, M. L. (2009). *Estudo de Sistemas de Proteção Térmica Húmidos Sujeitos a Sondições de Incêndio*. (Doutoramento), Aveiro.

Pinheiro, P. C. C. (2012). COGERAÇÃO - Combined Heat and Power (CHP) <http://mechanical-engineering-info.blogspot.pt/2012/06/types-of-cogeneration-systems.html>: Dept. Engenharia Mecânica da UFMG.

Pitts, W. M., Braun, E., Peacock, R. D., Mitler, H. E., Johnsson, E. L., Reneke, P. A., & Blevins, L. G. (2002). Temperature Uncertainties for Bare-Bead and Aspirated Thermocouple Measurements in Fire Environments.

Ribeiro, J. M. B., Carvalho, J. P., & Santos, M. (2013). Projecto do Queimador Desenho 0.x *HEBE - A boiler for combined production of hot-water and electricity at home*.

RielloBurners. LOW NO_x PREMIXED GAS BURNERS (pp. 20): Riello, S.p.A.

RielloBurners. ONE STAGE GAS BURNERS (pp. 28): Riello, S.p.A.

RielloBurners. RX Series Premix Gas Burners. 2014

Sciven, L. (2012). Projecto Hebe: Dossier apresentação (pp. 19).

Siemens. Siemens' combined-cycle process schematic. <http://www.power-technology.com/projects/knapsackccgt/knapsackccgt6.html>. Retrieved Novembro, 2013

UC - Iniciativa Energia para a Sustentabilidade, E. Iniciativa Energia para a Sustentabilidade (EfS). <http://www.uc.pt/efs/organization>. Retrieved Novembro, 2013

Wikipedia. Ciclo Rankine. http://pt.wikipedia.org/wiki/Ciclo_Rankine. Retrieved Novembro, 2013

William F. Raleigh, P. E. (2008). *Premix Burners Technology Advancement & Engineering Challenge* (pp. 12). Nevada, Las Vegas: American Society of Gas Engineering.

ANEXOS⁴

Anexo A – Fichas técnicas

- *Queimador Riello RX 35 S/PV;*
- *Material isolante;*
- *Equipamentos para caracterização do conjunto;*

Anexo B – Desenhos de detalhe (PDF)

- *Desenho (base) 1a;*
- *Desenho 1b;*

Anexo C – Modelação em EES

- *Cálculo da relação das perdas para o exterior entre a CA e a CC;*
- *Caracterização energética do conjunto;*

Anexo D – Tratamento de dados e resultados em Excel

- *Teste da influência da posição do termopar no interior de uma tubagem (à saída do permutador de calor);*
- *Registos dos ensaios experimentais;*
- *Resultados do Modelo EES – Relação das perdas para a envolvente exterior entre a CA e a CC;*
- *Resultados do Modelo EES – Caracterização e análise gráfica do conjunto final;*

⁴ Todos os anexos serão disponibilizados digitalmente.