

ESTUDO DA PRODUÇÃO DO VAPOR E DA SUA UTILIZAÇÃO

LÍDIA ROSA ANDRADE SOUSA

Junho de 2019



ESTUDO DA PRODUÇÃO DO VAPOR E DA SUA UTILIZAÇÃO

LÍDIA ROSA ANDRADE SOUSA

Junho de 2019

ESTUDO DA PRODUÇÃO DO VAPOR E DA SUA UTILIZAÇÃO

*Dissertação submetida como requisito parcial para a obtenção do grau de
Mestre em Engenharia Química, ramo Energia e Biorrefinaria*

Autor:

Lídia Rosa Andrade Sousa, nº 1110429

Data de entrega:

26 de junho de 2019

Orientação:

Eng^a Rosa Pilão (ISEP)

Eng^a Maria José Queiroz (MAPRIL, Lda)

Empresa:



MAPRIL - Produtos Químicos e Máquinas para a Indústria, Lda.

Agradecimentos

Agradeço com apreço a todos aqueles que contribuíram para a realização da minha dissertação de mestrado.

Na empresa Mapril, Lda. agradeço:

- à gerência (Sr. Alexandre Magalhães e Sr. Pedro Magalhães) por ter consentido a realização da minha dissertação de mestrado no ambiente empresarial e me ter proposto o tema a desenvolver;

- à engenheira Maria José Queiroz por todo o apoio técnico, disponibilidade e incentivo;

- a todos os meus colegas de trabalho, pela forma como se mostraram disponíveis em ajudar-me, nesta etapa importante da minha vida.

No Instituto Superior de Engenharia do Porto agradeço:

- à engenheira Rosa Pilão, pela sua orientação técnica e disponibilidade prestados, ao longo da elaboração da minha dissertação;

- a todos os professores, que contribuíram para o meu desenvolvimento intelectual e pessoal.

Por fim, quero agradecer à minha família e amigos, por todo apoio e motivação, que me deram para alcançar os meus objetivos.

Resumo

Esta dissertação foi realizada em parceria com a empresa MAPRIL, Lda. Teve como objetivo estudar a unidade de produção, distribuição e utilização de vapor, visando a minimização dos consumos anuais energéticos, materiais, respetivos custos e promover a sustentabilidade.

Primeiramente realizou-se o levantamento da linha de produção, distribuição e utilização de vapor e de descarga de condensados. Posteriormente caracterizaram-se as correntes em causa efetuando as medições necessárias. Em seguida foi feito um ensaio, com a caldeira a funcionar à pressão nominal e sem purga, onde foram analisados os gases de combustão e efetuadas todas as medições necessárias para a determinação das condições de queima e da eficiência térmica do gerador de vapor, pelo método das perdas. Por último, foram propostas e analisadas 5 medidas para otimizar a eficiência térmica das caldeiras e minimizar os consumos e custos, entre as quais: reaproveitamento dos condensados, instalação de um economizador, otimização do excesso de ar, instalação de um pré-aquecedor do ar de combustão, e alteração do combustível de fuelóleo para gás natural.

O valor final atual obtido para a eficiência térmica do gerador de vapor foi de 82,6%, sendo que se obtiveram 10,1% de perdas nos gases de combustão e 7,3% de perdas por radiação e convecção natural.

Através da avaliação da viabilidade ambiental e económica da implementação das medidas indicadas, de forma isolada e combinada verificou-se que a implementação do reaproveitamento de condensados de forma isolada seria a medida mais viável. Dada a redução no consumo de combustível até 7,6% e de água, cerca de 393 toneladas, o que representa uma poupança anual monetária em água e combustível de 2.054,45 €. Adicionalmente consegue-se reduzir as emissões de dióxido de carbono até 7,6%, sendo o valor das mesmas neste caso de 133 tonCO_{2e}. Por fim, esta medida corresponde ao menor período de retorno do investimento, cerca de 5 anos e meio, sendo o valor do investimento de 11.360 €.

Palavras chave: Caldeira tubos de fumo, eficiência térmica, otimização

Abstract

This dissertation was carried out in partnership with the MAPRIL, Lda company. Its objective was to study the unit of steam production, distribution and use, with an intention to minimizing annual consumption of the energy, materials, its costs and to promote the sustainability.

Firstly, the production, distribution and use of steam and condensate discharge lines were surveyed. After, the currents in question were characterized by making the necessary measurements. Then a trial was carried out, with the boiler running at nominal pressure and without a purge, where the flue gases were analyzed and all the measurements necessary to determine the burning conditions and the thermal efficiency of the steam generator were carried out by the losses method. Finally, 5 measures were proposed and analyzed to optimize the thermal efficiency of boilers and to minimize consumption and costs, such as: reuse of condensates, installation of an economizer, optimization of excess air, installation of an air preheater of combustion, and alteration of fuel from fuel oil to natural gas.

The current final value obtained for the thermal efficiency of the steam generator was 82,6%, with 10,1% of losses in the flue gases and 7,3% of losses by radiation and natural convection.

Through the evaluation of the environmental and economic viability of the implementation of the indicated measures, in an isolated and combined way, it was verified that the implementation of reuse condensates in isolation would be the most viable measure. Given the reduction in fuel consumption up to 7,6% and water, around 393 tonnes, which represents an annual monetary saving in water and fuel of 2.054,45 €. In addition, carbon dioxide emissions can be reduced until 7,6% and its value in this case is 133 tonCO_{2e}. Finally, this measure corresponds to the shortest investment return period, about 5 and a half years, with an investment value of 11.360 €.

Keywords: Fire-tube boiler, thermal efficiency, optimization

Índice geral

Índice de Figuras.....	xi
Índice de Tabelas.....	xiii
Nomenclatura.....	xv
Símbolos.....	xv
Capítulo 1. Introdução.....	1
1.1 Apresentação da empresa.....	1
1.2 Contextualização da dissertação.....	2
1.3 Organização do trabalho e estrutura do relatório.....	4
Capítulo 2. Fundamentos teóricos.....	5
2.1 O Vapor e a sua produção.....	5
2.2 Distribuição de vapor.....	6
2.3 Geradores de Vapor.....	6
2.3.1 Classificação.....	6
2.3.2 Caldeiras tubos de fumo.....	8
2.4 Balanço de energia ao gerador de vapor.....	9
2.4.1 Eficiência térmica pelo Método direto.....	15
2.4.2 Eficiência térmica pelo Método das perdas.....	15
Capítulo 3. Análise da unidade em estudo.....	21
3.1 Descrição sucinta.....	21
3.2 Unidade de produção de vapor.....	25
Capítulo 4. Resultados.....	29
4.1 Determinação da eficiência térmica e caracterização das correntes.....	29
4.2 Avaliação das medidas a implementar, para otimizar a eficiência térmica da caldeira.....	34
4.2.1 Reaproveitamento dos condensados.....	37
4.2.2 Instalação do economizador.....	39
4.2.3 Otimização do excesso de ar atual.....	43
4.2.4 Instalação do pré-aquecedor.....	44
4.2.5 Alteração do combustível.....	47
Capítulo 5. Caracterização dos equipamentos.....	49

5.1 Reservatório de água e linha de recolha de condensados.....	49
5.2 Economizador.....	50
5.3 Sistema de controlo do caudal de ar.....	53
5.4 Pré-aquecedor.....	53
5.5 Alteração do combustível.....	53
Capítulo 6. Análise ambiental	55
Capítulo 7. Análise económica.....	57
Capítulo 8. Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros.....	61
Bibliografia.....	65
Anexos.....	67
Anexo A – Exemplos de cálculo	67
Anexo A.1 – Determinação do excesso de ar e da % CO ₂	67
Anexo A.2 – Determinação da eficiência térmica.....	69
Anexo A.3 – Determinação dos caudais das correntes.....	71
Anexo A.4 – Determinação do caudal de combustível e água, com a implementação da medida 1.....	74
Anexo A.5 – Determinação do caudal de combustível, com a implementação da medida 2.....	76
Anexo A.6 – Excesso de ar.....	80
Anexo A.6.1 – Otimização.....	80
Anexo A.6.2 – Determinação do caudal de combustível.....	81
Anexo A.7 – Determinação do caudal de combustível, com a implementação da medida 4.....	83
Anexo A.8 – Determinação do caudal de combustível, com a implementação da medida 5.....	85
Anexo A.9 – Caracterização do reservatório de água e de recolha de condensados.....	86
Anexo A.10 – Determinação das emissões de dióxido de carbono.....	87
Anexo A.11 – Cálculos auxiliares para análise económica.....	87
Anexo B – Tabelas de dados.....	89

Índice de Figuras

Figura 2. 1 - Diagrama temperatura versus volume, sem escala para uma substância pura [2].	5
Figura 2. 2 - Caldeira tubos de água [4].	7
Figura 2. 3 - Caldeira tubos de fumo [5].	7
Figura 2. 4 - Representação esquemática das correntes de entrada e saída de um gerador de vapor.	9
Figura 2. 5 - Representação esquemática das correntes de um gerador de vapor e respetivas perdas.	16
Figura 3. 1 - Diagrama da linha de produção de vapor.	22
Figura 3. 2 - Diagrama da linha de distribuição e utilização de vapor e descarga de condensados.	23
Figura 4. 1 - Caracterização das correntes da caldeira em estudo.	33
Figura 4. 2 - Caracterização da linha de distribuição de vapor e descarga de condensados.	33
Figura 4. 3 - Diagrama ilustrativo, relativo à implementação da linha de condensados.	37
Figura 4. 4 - Diagrama ilustrativo da instalação do economizador.	40
Figura 4. 5 - Diagrama ilustrativo da combinação das duas medidas propostas.	42
Figura 4. 6 - Diagrama ilustrativo, relativo à instalação do pré-aquecedor.	45
Figura 4. 7 - Diagrama ilustrativo, relativo à adoção das 4 medidas propostas.	46
Figura 5. 1 - Ilustração da instalação do economizador [19].	51
Figura 5. 2 - Economizador [18].	52
Figura B. 1 - Ficha de especificação comercial do combustível fuelóleo N°4 BTE [8].	89

Índice de Tabelas

Tabela 2. 1 - Combustíveis [3].	6
Tabela 2. 2 - Razão mássica de ar teórica e água produzida/combustível seco, para diferentes combustíveis [5,6].	11
Tabela 2. 3 - Perdas relativas à capacidade nominal (P_{cpn}), em função da potência da caldeira [5].	14
Tabela 2. 4 - Valores da constante K, para alguns combustíveis [5].	17
Tabela 2. 5 - Percentagens mássicas de hidrogénio e de água, para alguns combustíveis [5].	18
Tabela 3. 1 - Características das caldeiras em estudo [7].	25
Tabela 3. 2 - Características do queimador [7].	26
Tabela 3. 3 - Propriedades do fuelóleo [8].	26
Tabela 3. 4 - Características do descalcificador [7].	27
Tabela 4. 1 - Propriedades medidas, pelo analisador dos gases de combustão.	29
Tabela 4. 2 - Perdas inerentes à produção de vapor.	30
Tabela 4. 3 - Temperaturas das correntes do gerador de vapor.	31
Tabela 4. 4 - Resultados obtidos na análise da medida 3.	43
Tabela 4. 5 - Resultados obtidos.	47
Tabela 4. 6 - Propriedades do gás natural [13].	48
Tabela 6. 1 - Emissões de CO ₂ , implementando as medidas de forma isolada.	55
Tabela 6. 2 - Emissões de CO ₂ , implementando as medidas de forma combinada.	56
Tabela 7. 1 - Custo dos equipamentos e tubagens necessários [14,15,16].	57
Tabela 7. 2 - Resumo dos resultados da implementação das medidas isoladas e análise económica [14,15,16].	58
Tabela 7. 3 - Resumo dos resultados da implementação das medidas combinadas e análise económica [14,15,16].	58

Nomenclatura

Símbolos

A - Fração mássica de inertes no combustível (com base na sua composição às condições de queima)

% C - Percentagem mássica de carbono presente no combustível, nas condições de queima (%)

C_{cc} - Fração mássica do combustível nas cinzas volantes

C_{comb} - Consumo anual de combustível (kg)

CO - Fração mássica de monóxido de carbono nos gases de combustão

% CO - Percentagem molar de monóxido de carbono nos gases de combustão (%)

% CO₂ - Percentagem molar de dióxido de carbono nos gases de combustão (%)

c_{p,ag} - Capacidade calorífica média da água (kJ/kg.°C)

c_{p,ar} - Capacidade calorífica média do ar (kJ/kg.°C)

c_{p,comb} - Capacidade calorífica média do combustível (kJ/kg.°C)

c_{p,g} - Capacidade calorífica média dos gases de combustão (kJ/kg.°C)

c_{p,hum. ar} - Capacidade calorífica média do vapor de água existente no ar (kJ/kg.°C)

c_{p,p} - Capacidade calorífica média das purgas (kJ/kg °C)

C_{unit,ag} - Custo unitário da água (€/kg)

C_{unit,c} - Custo unitário do combustível (€/kg)

E - Excesso de ar (%)

E_{CO₂} - Emissões de CO₂ (kgCO_{2e})

E_p - Somatório de todas as perdas referidas nas equações anteriores (Σ perdas gases combustão, cinzas, etc.)

F_{ci} - Fração mássica das cinzas volantes em relação ao total de inertes do combustível

FE - Fator de emissão (kgCO_{2e}/GJ)

%H₂ - Percentagem mássica de hidrogénio no combustível, nas condições de queima (%)

$\%H_2O$ - Percentagem mássica de água no combustível, nas condições de queima (%)

H_{absoluta} - Humidade absoluta do ar húmido (kg água/kg ar seco)

h_v - Entalpia específica do vapor saturado (kJ/kg)

$\% H_2$ - Fração mássica de hidrogénio, nas condições de queima

$\% H_2O$ - Fração mássica de água, nas condições de queima

K - Constante que depende do combustível utilizado

m_{ag} - Caudal mássico de água de alimentação (kg/s)

$m_{\text{ag},c}$ - Caudal mássico de água contida no combustível (kg/s)

m_{agcomp} - Caudal mássico de água de compensação (kg/h)

m_{ar} - Caudal mássico de ar seco (kg/s)

m_c - Caudal mássico de combustível (kg/s)

M_{CO} - Massa molar de monóxido de carbono (g/mol)

m_{CO} - Caudal mássico de monóxido de carbono (kg/s)

m_{cond} - Caudal mássico de condensados (kg/h)

$m_{c,\text{seco}}$ - Caudal mássico de combustível seco (kg/s)

M_g - Massa molar média dos gases combustão aproximada (g/mol)

m_g - Caudal mássico de gases secos de combustão (kg/s)

$m_{\text{humidade ar}}$ - Caudal mássico de vapor de água do ar (kg/s)

$\% (m/m)_{\text{ag},c}$ - Percentagem mássica de água no combustível (%)

m_p - Caudal mássico das purgas (kg/s)

m_v - Caudal mássico de vapor de água (kg/s)

$m_{v\text{max}}$ - Caudal mássico nominal de vapor (kg/s)

$m_{v\text{inj}}$ - Caudal mássico de vapor injetado no utilizador (kg/s)

p - Percentagem das purgas em relação ao total de água de alimentação da caldeira (incluindo qualquer produção de vapor “Flash”) (%)

P.C.I - Poder calorífico inferior (kJ/kg)

P_{co} - Perdas associadas aos inqueimados nos gases de combustão (%)

P_{CO} - Poder calorífico do monóxido de carbono (kJ/kg)

P_{cv} - Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes (%)

P_{cf} - Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo (%)

P_{gc} - Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (%)

P_{gv} - Potência do gerador de vapor (kW)

PH_2O - Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (%)

PM - Poupança monetária anual (€)

P_{pp} - Perdas associadas ao calor perdido nas purgas (%)

P_r - Perdas pelas paredes por radiação e convecção (%)

PRI - Período de retorno do investimento (Anos)

Q_{ag} - Potência térmica da água de alimentação (kW)

Q_{ar} - Potência associada ao calor sensível do ar seco (kW)

Q_C - Potência associada ao calor de combustão (kW)

P_{cpn} - Perdas à capacidade nominal (%)

Q_F - Potência térmica perdida pelos gases de combustão (kW)

Q_{har} - Potência associada ao calor sensível da humidade do ar (kW)

Q_{co} - Potência térmica perdida pelos inqueimados nos gases de combustão (kW)

Q_P - Potência térmica associada ao calor sensível das purgas (kW)

$Q_{radiação+convecção}$ - Potência térmica perdida por radiação e convecção (kW)

Q_{SC} - Potência associada ao calor sensível do combustível (kW)

Q_{har} - Potência associada ao calor sensível da humidade do ar (kW)

Q_v - Potência contida no vapor de água (kW)

$R_{ar, est}$ - Razão mássica de ar teórica (kg ar seco/kg combustível seco)

R_{H_2O} - Razão mássica de água produzida/combustível seco (kg água/kg combustível seco)

t - Tempo (h)

T_{ag} - Temperatura da água de alimentação à caldeira (°C)

T_{agcomp} - Temperatura da água de compensação (°C)

$T_{ag,in}$ - Temperatura da água à entrada do economizador (°C)

$T_{ag,out}$ - Temperatura da água à saída do economizador (°C)

$T_{ambiente}$ - Temperatura ambiente (°C)

t_{anual} - Total de horas anuais de funcionamento da caldeira (h)

T_{ar} - Temperatura do ar seco de combustão (°C)

$T_{ar, in}$ - Temperatura do ar à entrada do pré-aquecedor (°C)

$T_{ar,out}$ - Temperatura do ar à saída do pré-aquecedor (°C)

T_c - Temperatura do combustível (°C)

T_{cond} - Temperatura dos condensados (°C)

TDS_{ag} - Sólidos dissolvidos na água de alimentação

TDS_p - Sólidos dissolvidos nas purgas

T_g - Temperatura dos gases de combustão (°C)

$T_{g,in}$ - Temperatura dos gases de combustão à entrada do economizador/pré-aquecedor (°C)

$T_{g,out}$ - Temperatura dos gases de combustão à saída do economizador/pré-aquecedor (°C)

T_p - Temperatura das purgas correspondente à pressão do barrilete (°C)

T_r - Temperatura de referência (°C)

T_s - Temperatura de saída do fluido (°C)

v_{ag} - Volume específico da água líquida (m^3/kg)

V_{tk} - Volume do reservatório de água (m^3)

$\% (v/v)_{ag,c}$ - Percentagem volumétrica de água no combustível (%)

ΔR_{ag} - Diferencial de redução no consumo anual de água (kg/h)

ΔR_c - Diferencial de redução no consumo anual de combustível (kg/h)

ΔR_E - Redução percentual das emissões de CO_2 (ton, %)

$\% \eta$ - Eficiência térmica do gerador de vapor (%)

ρ_{ag} - Massa volúmica da água (kg/m^3)

Capítulo 1. Introdução

1.1 Apresentação da empresa

Esta Dissertação foi realizada em parceria com a empresa MAPRIL, Produtos Químicos e Máquinas para a Indústria, Lda.

A empresa MAPRIL foi inaugurada em 20 de abril de 1979, no concelho da Maia, pelos irmãos Alexandre Magalhães e António Magalhães, tendo no presente ano de 2019 comemorado 40 anos de existência. Nos primeiros anos de vida, a empresa dedicou-se à distribuição de produtos químicos, para a Indústria Têxtil.

Em 1989 através da parceria com algumas das suas representadas, a empresa inaugurou uma unidade fabril, começando, desta forma, a produzir determinados produtos químicos, para outros setores da indústria. Foi fundado também o laboratório de análise e qualidade.

Desde então a empresa tem se expandido comercial e industrialmente, abrangendo uma área total própria de 34 770 m², que inclui a fábrica, os armazéns, o laboratório e os serviços administrativos.

A empresa produz e comercializa produtos químicos, para as seguintes indústrias: alimentar, ambiente, papel, petroquímica, plásticos, têxtil e tintas, para o mercado nacional e externo. Distribuiu também máquinas para a indústria nacional dos plásticos.

Para a produção de produtos químicos a empresa possui a seguinte tecnologia, a nível industrial:

- Produção de dispersões e emulsões em reatores com capacidade até 21 m³;
- Condensação;
- Homogeneização a alta pressão;
- Capacidade de manuseamento seguro de produtos perigosos;
- Mistura de líquidos e de pós;
- Permutadores;
- Unidade de permuta iónica;

Como equipamento auxiliar à produção de produtos químicos dispõe:

- Torres de arrefecimento;
- Unidade de produção de ar comprimido;
- Equipamento de vácuo;
- Unidade de produção e distribuição de vapor;
- Cisterna e tanques de armazenamento de água;
- Tanques de armazenamento de matérias primas e produtos finais;
- Estufas;
- Estação de tratamento de águas residuais (ETAR).

Dada a tecnologia, que a empresa dispõe e o seu “Know-how”, a mesma tem a capacidade de estabelecer acordos de “tool manufacturing”, isto é, pode produzir cada produto à medida dos seus clientes.

Por fim é importante realçar, que a empresa exerce a sua atividade, tendo em conta a preservação do meio ambiente, pois realiza o tratamento dos efluentes, líquidos e gasosos e realiza a evacuação adequada dos resíduos sólidos [1].

1.2 Contextualização da dissertação

Ao longo dos anos a indústria de produtos químicos tem sofrido diversas transformações, que a levaram a um grau superior, a nível tecnológico e económico. Isto ocorreu devido à globalização, à concentração, à especialização e à descentralização geográfica. A globalização significa que atualmente através dos novos meios de comunicação eletrónicos poderemos comercializar mais facilmente produtos químicos, para o mercado mundial, num curto espaço de tempo. O processo de criação de empresas de grande dimensão, representa a concentração. E aquelas empresas, que se dedicam à produção exclusiva de um determinado produto químico, representa a especialização. Atualmente, a produção de produtos químicos é realizada, sobretudo em países, onde a existência de matérias-primas é excedente e, portanto, de baixo custo, daí a

descentralização geográfica. Por outro lado, as empresas estão a deslocar a sua produção, para países, onde a mão de obra é mais barata.

Com tudo isto se demonstra, como o custo final de produção de um produto químico é importante para uma empresa se destacar das demais do mercado. Contudo, não é só o custo que é importante para o cliente final, mas também a qualidade e as propriedades diferenciadores do mesmo, a nível tecnológico. Por outro lado, os clientes também se encontram cada vez mais preocupados, com o meio ambiente e a sustentabilidade, pelo que requerem garantias, que o seu fornecedor também siga a mesma filosofia.

Portanto esta dissertação foi escolhida junto da empresa MAPRIL, Lda, dada a importância do vapor para a produção de produtos químicos e do seu respetivo custo. Desse modo, a empresa propôs estudar e avaliar a unidade de produção, distribuição e utilização de vapor. Isto porque, a empresa tem o interesse em otimizar e inovar os seus processos energéticos inerentes à unidade fabril, assim como valorizar o respeito pelo meio ambiente e promover a sustentabilidade.

A empresa dispõe de uma unidade de geração de vapor, composta por duas caldeiras de tubos de fumo, que fornecem alternadamente energia térmica a diferentes unidades de produção de produtos químicos (reatores e misturadores), de armazenamento de água e sistemas de aquecimento (estufas).

Com este estudo pretende-se identificar e minimizar os consumos anuais energéticos e materiais (combustível e água), associados à unidade de geração de vapor, e consequentemente otimizar a eficiência energética da mesma. Além disso, também se pretende minimizar a emissão dos gases poluentes de combustão (dióxido de carbono). E por último, pretende-se saber qual será a viabilidade económica da adoção das medidas necessárias inerentes aos objetivos indicados, que permitam minimizar os encargos materiais, de manutenção e limpeza da unidade de geração de vapor. Desta forma, a empresa poderá minimizar os custos de produção de vapor, que consequentemente se repercutem nos custos de produção dos produtos químicos, tornando-se cada vez mais competitiva no mercado a nível económico e tecnológico.

Do ponto de vista pessoal esta dissertação também me permitiu, aplicar e aprofundar os conhecimentos adquiridos durante o meu Mestrado em Engenharia Química, num ambiente industrial, como também, adquirir novos conhecimentos.

1.3 Organização do trabalho e estrutura do relatório

Esta dissertação encontra-se dividida em 8 capítulos distintos.

No capítulo 1 apresenta-se uma introdução à dissertação, apresentando a empresa que propôs a realização deste estudo e os respetivos objetivos e relevância do mesmo.

No capítulo 2 expõe-se os fundamentos teóricos, de suporte ao desenvolvimento desta dissertação.

No capítulo 3 procedeu-se à análise da unidade de vapor em estudo, fazendo uma descrição da mesma e dos seus componentes. Foram também descritas as etapas necessárias, para a concretização deste estudo.

No capítulo 4 são apresentados os resultados obtidos, tais como a eficiência térmica da unidade de geração de vapor e respetiva caracterização da sua linha de produção, distribuição e utilização de vapor. Através da análise dos resultados obtidos foram propostas e avaliadas 5 medidas para otimização da eficiência térmica dos geradores de vapor e redução dos consumos materiais em combustível e água e de emissões de dióxido de carbono.

No capítulo 5 identificam-se e caracterizam-se os equipamentos e alterações necessárias, para implementação das medidas indicadas.

No capítulo 6 é realizada uma análise ambiental e no capítulo 7 análise da viabilidade económica da implementação das medidas indicadas.

No capítulo 8 apresentam-se as conclusões obtidas e algumas sugestões, para trabalhos futuros.

Capítulo 2. Fundamentos teóricos

2.1 O Vapor e a sua produção

O estado natural da água à pressão e temperatura ambiente é líquido, no entanto se for aplicado uma fonte de calor suficiente, que faça com que a sua temperatura aumente, ocorrerá geração de vapor. Tal como se pode observar na figura 2.1 (diagrama temperatura versus volume) isto acontece, porque foi necessário ceder energia, para vaporizar a água [2].

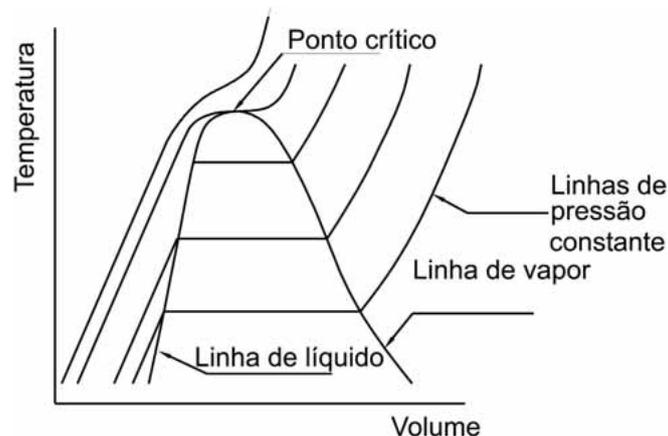


Figura 2. 1 - Diagrama temperatura versus volume, sem escala para uma substância pura [2].

A fonte de calor é então o principal meio de transmissão de calor/energia para a água e pode ser obtido pela conversão de energia elétrica ou através da conversão de energia química de um combustível em energia calorífica. Este último é de longe o mais rentável devido ao elevado preço da energia elétrica.

A conversão de energia química em calorífica, pode ser obtida através de geradores de vapor. Em geral estes equipamentos trabalham utilizando um combustível que é misturado com ar. O produto desta combustão são os gases de combustão, que são utilizados, para aquecer a água líquida, produzindo o respetivo vapor saturado ou sobreaquecido, dependendo das condições de operação. Os gases contêm, nesta fase, uma grande quantidade de energia calorífica, o que permite esta transformação de estado à água.

Atualmente existe uma variedade de combustíveis em diferentes estados (sólido, líquido e gasoso), que são utilizados nos geradores de vapor. Na tabela 2.1 são apresentados alguns exemplos de combustíveis utilizados para a geração de vapor nas caldeiras [3].

Tabela 2. 1 - Combustíveis [3].

Combustíveis Sólidos	Combustíveis Líquidos	Combustíveis gasosos
<ul style="list-style-type: none">• Carvão• Resíduos de madeira• Materiais carbonosos	<ul style="list-style-type: none">• Gasóleo• Fuelóleos (Ex: nafta)	<ul style="list-style-type: none">• Gás natural• Propano

2.2 Distribuição de vapor

O vapor é conduzido para os diversos utilizadores, através de tubagens com isolamento térmico, de forma a minimizar as perdas de energia.

Nas linhas de distribuição de vapor há necessidade de instalar purgadores de vapor, para inibir, que os condensados cheguem até aos utilizadores. Estes condensados poderão gerar a perda de carga nas tubagens e apresentam também outras desvantagens tais como:

- Aumentar a possibilidade de corrosão;
- Diminuir a potência térmica do vapor;
- Promover o efeito de “Martelo hidráulico”, que contribui para a destruição das tubagens [3].

2.3 Geradores de Vapor

Os geradores de vapor comumente conhecidos por caldeiras são equipamentos sob pressão, que são aquecidos por chama ou de outra forma [3].

2.3.1 Classificação

Os geradores de vapor classificam-se de duas formas, de acordo como a água é exposta à ação do calor em:

- Caldeiras de tubos de água ou aquotubulares;
- Caldeiras de tubos de fumo ou gás tubulares.

Nas caldeiras de tubos de água, os gases circulam por fora dos tubos e a água vaporiza no interior dos mesmos (figura 2.2). Nas caldeiras tubos de fumo acontece o contrário. Existe a vaporização fora dos tubos e a circulação dos gases dentro dos tubos (figura 2.3) [3].

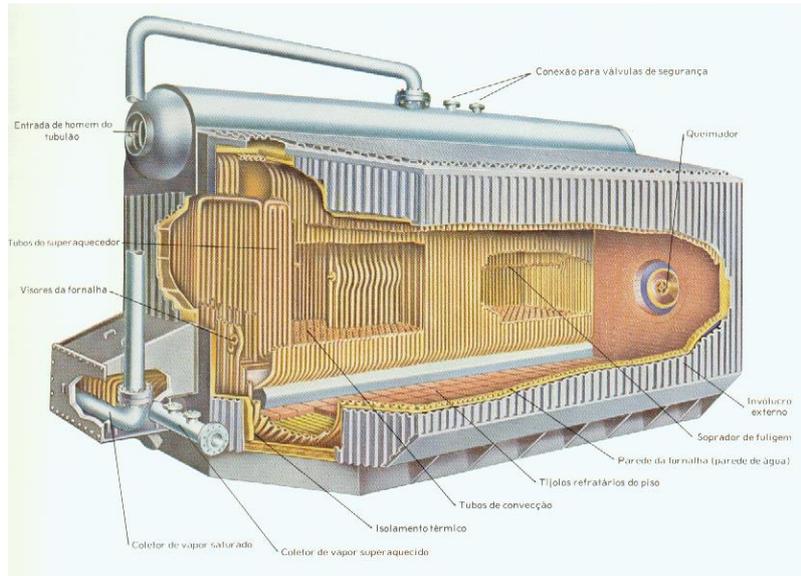
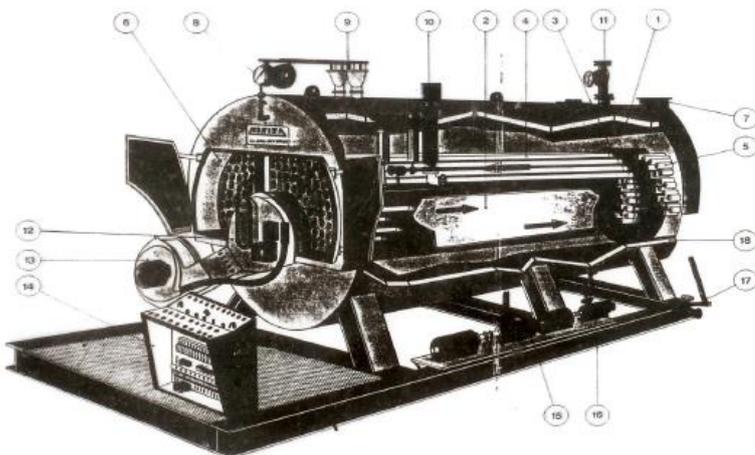


Figura 2. 2 - Caldeira tubos de água [4].



Legenda:

- | | |
|----------------------------------|-----------------------------------|
| 1 – Corpo da caldeira | 10 – Controlador de nível |
| 2 – Fornalha | 11 – Válvula geral de vapor |
| 3 – Caixa de reversão | 12 – Queimador |
| 4 – Tubos de fumo de 2ª passagem | 13 – Ventilador |
| 5 – Tubos de fumo de 3ª passagem | 14 – Quadro elétrico de comando |
| 6 – Caixa de fumos | 15 – Bomba de alimentação de água |
| 7 – Saída de gases | 16 – Estrado de assentamento |
| 8 – Manómetro | 17 – Válvula de purga |
| 9 – Válvulas de segurança | 18 – Isolamento em lã mineral |

Figura 2. 3 - Caldeira tubos de fumo [5].

2.3.2 Caldeiras tubos de fumo

Neste trabalho a caldeira estudada foi a de tubos de fumo. Este tipo de caldeira, é utilizada para pequenas produções de vapor (até 10 ton/h) e suporta pressões inferiores a 20 bar.

Estas caldeiras são compostas por um depósito de água/vapor, que é atravessado por um feixe de tubos horizontal ou vertical, onde circulam os gases de combustão.

Em geral são constituídas por um cilindro de pressão horizontal, dois tampos planos onde estão afixados os tubos e a fornalha. Nas caldeiras mais modernas é possível encontrar uma fornalha com duas passagens ou mais para os gases de combustão.

As fornalhas têm de ser dimensionadas com base na combustão completa, para que não ocorra a formação de fuligem. E deverão ter um corpo cilíndrico e estar completamente imersas em água.

As caldeiras de tubos de fumo só queimam combustíveis líquidos e gasosos, devido à dificuldade da instalação de grelhas para combustíveis sólidos. Existe uma grande aceitação para este tipo de caldeiras devido ao seu baixo custo de construção em comparação, com as de tubos de água de igual capacidade. No entanto, a grande quantidade de água existente nas mesmas limita muito as condições de segurança.

Caso existam súbitas flutuações de consumo de vapor o corpo da caldeira funciona como um pulmão capaz de aguentar aplicações onde, efetivamente, o consumo é variável [4].

2.4 Balanço de energia ao gerador de vapor

Na figura 2.4 apresenta-se um esquema das correntes de entrada e saída de um gerador de vapor, de forma a ilustrar o balanço de energia ao mesmo [5,6].

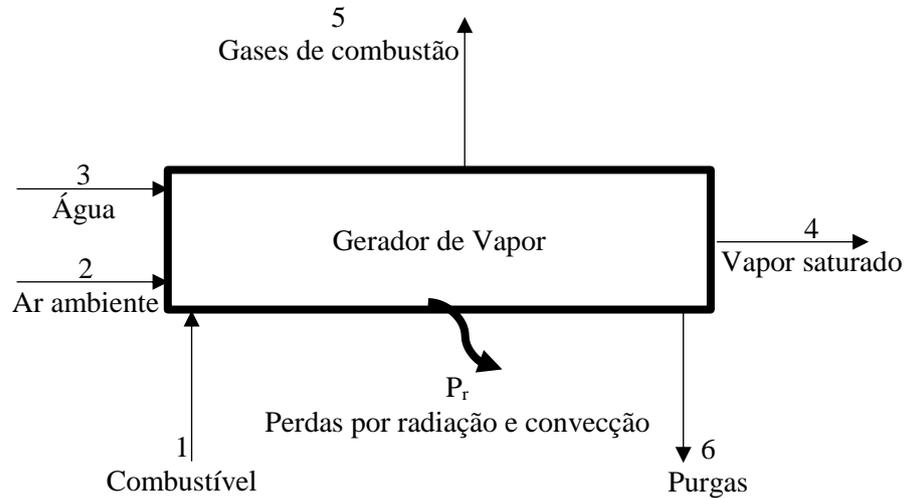


Figura 2. 4 - Representação esquemática das correntes de entrada e saída de um gerador de vapor.

Começa-se por apresentar as equações associadas às correntes de entrada.

- Corrente 1 corresponde à alimentação de combustível

A potência associada ao calor libertado na combustão (Q_C) é dada pela equação 2.1:

$$Q_C = m_c \times P.C.I \quad (2.1)$$

Onde,

m_c - Caudal mássico de combustível (kg/s)

P.C.I - Poder calorífico inferior (kJ/kg)

A potência térmica associada ao calor sensível do combustível (Q_{SC}) é dada pela equação 2.2:

$$Q_{SC} = m_c \times c_{p_{comb}} \times (T_c - T_r) \quad (2.2)$$

Em que,

$c_{p_{comb}}$ - Capacidade calorífica média do combustível (kJ/kg.°C)

T_c - Temperatura do combustível (°C)

T_r - Temperatura de referência (°C)

- Corrente 2 corresponde à alimentação do ar ambiente

A potência térmica associada ao calor sensível do ar seco de combustão (Q_{ar}) é dada pela equação 2.3:

$$Q_{ar} = m_{ar} \times c_{p_{ar}} \times (T_{ar} - T_r) \quad (2.3)$$

Em que,

$c_{p_{ar}}$ - Capacidade calorífica média do ar, 1kJ/kg.°C a 25°C

m_{ar} - Caudal mássico de ar seco (kg/s)

T_{ar} - Temperatura do ar seco de combustão (°C)

O caudal de ar seco é determinado pela equação 2.4:

$$m_{ar} = R_{ar,est} \times m_{c,seco} \times (1+E) \quad (2.4)$$

Em que,

$R_{ar,est}$ - Razão mássica de ar teórica (kg ar seco/kg combustível seco)

$m_{c,seco}$ - Caudal mássico de combustível seco (kg/s)

E - Excesso de ar (%)

O caudal de combustível seco ($m_{c,seco}$) é dado pela equação 2.5:

$$m_{c,seco} = m_c - m_{ag,c} \quad (2.5)$$

Em que,

$m_{ag,c}$ - Caudal mássico de água contida no combustível (kg/s)

O caudal mássico de água contida no combustível ($m_{ag,c}$) é determinado pela equação 2.6:

$$m_{ag,c} = m_c \times \frac{\% (m/m)_{ag,c}}{100} \quad (2.6)$$

Em que,

$\% (m/m)_{ag,c}$ - Percentagem mássica de água no combustível (%)

Na tabela 2.2 é apresentada a razão mássica de ar teórica ($R_{ar,est}$) e a razão de água produzida/combustível seco (R_{H_2O}), para diferentes combustíveis.

Tabela 2. 2 - Razão mássica de ar teórica e de água produzida/combustível seco, para diferentes combustíveis [5,6].

Combustível	$R_{ar,est}$ (kg ar seco /kg comb. seco)	R_{H_2O} (kg água/kg comb. seco)
Gasóleo	14,4	1,2
Burner	14,0	1,0
Thin	14,0	1,0
Thick (Pesado)	13,6	1,0
Propano	15,7	1,6
Serrim	5,8	0,5

A potência associada ao calor sensível da humidade do ar (Q_{har}) é determinada pela equação 2.7:

$$Q_{har} = m_{humidade\ ar} \times C_{p_{hum.\ ar}} \times (T_{ar} - T_r) \quad (2.7)$$

Em que,

$c_{p_{hum.\ ar}}$ - Capacidade calorífica média do vapor de água existente no

ar, 1,87 kJ/kg.°C a 25 °C

$m_{humidade\ ar}$ - Caudal mássico de vapor de água do ar (kg/s)

O caudal mássico de vapor de água existente no ar ($m_{humidade\ ar}$) é obtido, pela equação 2.8:

$$m_{humidade\ ar} = m_{ar} \times H_{absoluta} \quad (2.8)$$

Em que,

H_{absoluta} - Humidade absoluta do ar húmido (kg de água/kg ar seco)

Na maioria das vezes a potência do calor sensível da humidade do ar é desprezada, pois apresenta valores muito baixos.

- Corrente 3 corresponde à alimentação da água

A potência térmica da água de alimentação (Q_{ag}) é obtida pela equação 2.9:

$$Q_{\text{ag}} = m_{\text{ag}} \times C_{p_{\text{ag}}} \times (T_{\text{ag}} - T_r) \quad (2.9)$$

Em que,

$c_{p_{\text{ag}}}$ - Capacidade calorífica média da água (kJ/kg.°C)

m_{ag} - Caudal mássico de água de alimentação (kg/s)

T_{ag} - Temperatura da água de alimentação à caldeira (°C)

Em seguida apresentam-se as equações para as correntes de saída.

- Corrente 4 corresponde ao vapor de água produzido

A potência contida no vapor de água (Q_v) é dada pela equação 2.10:

$$Q_v = m_v \times h_v \quad (2.10)$$

Em que,

h_v - Entalpia específica do vapor (kJ/kg)

m_v - Caudal vapor de água (kg/s)

- Corrente 5 corresponde aos gases de combustão

A potência térmica perdida pelos gases de combustão (Q_F) é determinada pela equação 2.11:

$$Q_F = m_g \times cp_g \times (T_g - T_r) \quad (2.11)$$

Sendo,

$$m_g = m_{ar} + m_{c,seco} - R_{H_2O} \times m_{c,seco} \quad (2.12)$$

Em que,

cp_g - Capacidade calorífica média dos gases de combustão, 1,1 kJ/kg.°C

m_g - Caudal mássico de gases secos de combustão (kg/s)

T_g - Temperatura dos gases de combustão (°C)

A potência térmica perdida pelos inqueimados nos gases de combustão (Q_{CO}) é obtida pela equação 2.13.

$$Q_{CO} = P.C_{CO} \times m_{CO} \quad (2.13)$$

Sendo,

$$m_{CO} = CO \times m_g \times \frac{M_{CO}}{M_g} \quad (2.14)$$

Em que,

CO - Fração mássica de monóxido de carbono nos gases de combustão

M_{CO} - Massa molar de monóxido de carbono (28,0 g/mol)

m_{CO} - Caudal mássico de monóxido de carbono (kg/s)

M_g - Massa molar média dos gases combustão aproximada (28,9 g/mol)

$P.C_{CO}$ - Poder calorífico do monóxido de carbono (kJ/kg)

- Potência térmica calorífica perdida pelas paredes por radiação e convecção

A potência térmica perdida pelas paredes por radiação e convecção ($Q_{radiação+convecção}$) é determinada pela equação 2.15:

$$Q_{\text{radiação+convecção}} = \frac{P_r}{100} \times Q_c \quad (2.15)$$

Sendo,

$$P_r = \frac{m_{vmax}}{m_v} \times P_{cpn} \quad (2.16)$$

Em que,

m_{vmax} - Caudal mássico nominal de vapor (kg/h)

P_{cpn} - Perdas à capacidade nominal (%)

$Q_{\text{radiação+convecção}}$ - Potência térmica perdida por radiação e convecção (kW)

P_r - Perdas pelas paredes por radiação e convecção (%)

Para determinar as perdas relativas à capacidade nominal (P_{cpn}) é necessário conhecer a potência da caldeira, e recorrer à tabela 2.3, que abaixo se apresenta.

Tabela 2. 3 - Perdas relativas à capacidade nominal (P_{cpn}), em função da potência da caldeira [5].

Tipo de Caldeira	Perdas à Capacidade Nominal, P_{cpn} (%)
Caldeira de tubos de água e de tubos de fumo com capacidade ≥ 5 MW.	1,4
Caldeira de tubos de água ou de tubos de fumo com capacidade entre 2 e 5 MW.	1,6
Caldeira de tubos de água e de tubos de fumo com capacidade < 2 MW.	2,0
Caldeiras de refratário, caldeiras de tubos de fumo com topo seco e caldeiras com soleira em refratário.	3,0
Caldeira de água quente em ferro fundido	4,5

- Potência térmica calorífica perdida nas purgas

A potência térmica associada ao calor sensível das purgas (Q_p), caso estas sejam contínuas é dada pela equação 2.17:

$$Q_p = m_p \times c_{p_p} \times (T_p - T_r) \quad (2.17)$$

Em que,

m_p - Caudal mássico das purgas (kg/s)

C_{p_p} - Capacidade calorífica média das purgas (kJ/kg °C)

T_p - Temperatura das purgas correspondente à pressão do barrilete (°C)

Por fim o balanço de energia é dado pela equação 2.18:

$$Q_C + Q_{SC} + Q_{ar} + Q_{har} + Q_{ag} = Q_v + Q_F + Q_{CO} + Q_{radiação+convecção} + Q_p \quad (2.18)$$

2.4.1 Eficiência térmica pelo Método direto

A eficiência térmica do gerador de vapor ($\% \eta$) é obtida pelas equações 2.19 e 2.20, com base no balanço de energia (método direto):

$$\% \eta = \frac{\text{Potência térmica}_{\text{útil}}}{\text{Potência térmica}_{\text{totalentrada}}} \times 100 \quad (2.19)$$

$$\% \eta = \frac{Q_v}{Q_C + Q_{SC} + Q_{ar} + Q_{har} + Q_{ag}} \times 100 \quad (2.20)$$

Também se pode considerar como potência útil a diferença entre a potência térmica contida no vapor de água e a potência da água de alimentação e como potência total entrada apenas a potência associada ao calor de combustão. Assim, a eficiência térmica de um gerador de vapor é dada pela equação 2.21 [5]:

$$\% \eta = \frac{Q_v - Q_{ag}}{Q_C} \times 100 \quad (2.21)$$

2.4.2 Eficiência térmica pelo Método das perdas

Neste subcapítulo são apresentadas as equações, para a determinação da eficiência térmica de um gerador de vapor, pelo método das perdas [5]. Na figura 2.5 apresenta-se

um esquema com as correntes de entrada e saída de um gerador de vapor, e as respetivas perdas associadas:

- ao combustível nas cinzas volantes (P_{cv});
- ao combustível nas cinzas de fundo (P_{cf});
- ao calor sensível nos gases secos de combustão (P_{gc});
- à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (PH_2O);
- aos inqueimados nos gases de combustão (P_{co});
- à radiação e convecção natural (P_r);
- ao calor perdido nas purgas (P_{pp}).

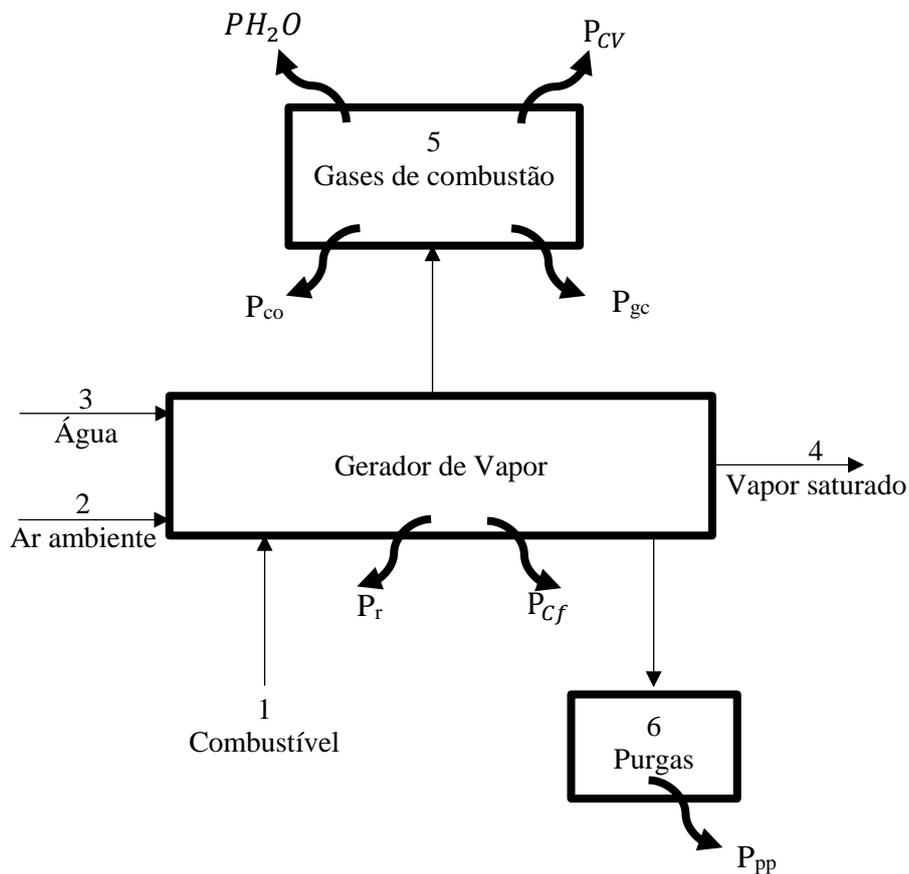


Figura 2. 5 - Representação esquemática das correntes de um gerador de vapor e respetivas perdas.

A equação 2.22 representa as perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes (P_{cv}):

$$P_{CV} = \frac{A + F_{ci} \times C_{CC} \times 33820 \times 100}{(1 - C_{CC}) \times P.C.I} \times 100 \quad (2.22)$$

Em que,

A - Fração mássica de inertes no combustível (com base na sua composição às condições de queima)

C_{cc} - Fração mássica do combustível nas cinzas volantes

F_{ci} - Fração mássica das cinzas volantes em relação ao total de inertes do combustível

Com equação 2.22 pode-se também determinar as perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo (P_{cf}), substituindo as cinzas volantes pelas cinzas de fundo.

O cálculo das perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (P_{gc}) é representado pela equação 2.23:

$$P_{gc} = \frac{K \times (T_g - T_{ar}) \times (1 - \frac{P_{cv} + P_{cf}}{100})}{\% CO_2} \quad (2.23)$$

Em que,

% CO₂ - Percentagem molar de dióxido de carbono nos gases de combustão (%)

K - Constante que depende do combustível utilizado

Os valores da constante K, para alguns combustíveis são apresentados na tabela 2.4.

Tabela 2. 4 - Valores da constante K, para alguns combustíveis [5].

Combustível	Valor de K
Carvão betuminoso	0,66
Gasóleo	0,51
Thick, Thin, burner, óleos	0,54
Propano	0,45
Gás natural	0,35

A constante K pode ser determinada, para qualquer hidrocarboneto, através da equação 2.24:

$$K = \frac{255 \times \%C}{P.C.I} \quad (2.24)$$

Em que,

$\% C$ - Percentagem mássica de carbono presente no combustível, nas condições de queima (%)

A equação 2.25 permite calcular as perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (PH_2O).

$$PH_2O = \frac{(\%H_2O + 9 \times \%H_2) \times (210 - 4,2 \times T_{ar} + 2,1 \times T_g)}{P.C.I} \quad (2.25)$$

Em que,

$\%H_2$ - Percentagem mássica de hidrogénio no combustível, nas condições de queima (%)

$\%H_2O$ - Percentagem mássica de água no combustível, nas condições de queima (%)

Na tabela 2.5 encontram-se as percentagens mássicas de hidrogénio (H_2) e de água (H_2O) para alguns combustíveis, nas condições de queima.

Tabela 2. 5 - Percentagens mássicas de hidrogénio e de água, para alguns combustíveis [5].

Combustível	$\% H_2$	$\% H_2O$
Coque	2,0	2,0
Antracite	3,0	1,0
Carvão Betuminoso	4,0	7,0
Gasóleo	13	-
Thick, thin, burner e óleos	11,5	-
Propano	18,2	-
Madeira	6,8	15

Com a equação 2.26 pode-se determinar as perdas associadas aos inqueimados nos gases de combustão (P_{co}).

$$P_{co} = \frac{K \times (\%CO) \times (1 - 0,1 (P_{cv} + P_{cf}))}{(\%CO) + (\%CO_2)} \quad (2.26)$$

Em que,

% CO - Percentagem molar de monóxido de carbono nos gases de combustão (%)

Os valores de K encontram-se na tabela 2.4.

As perdas por radiação e convecção natural (P_r) são determinadas pela equação 2.16, conforme apresentado no subcapítulo 2.4.

As perdas associadas ao calor perdido nas purgas (P_{pp}) são obtidas pela equação 2.27:

$$P_{pp} = \frac{(T_p - T_{ag}) \times (p) \times (100 - E_p)}{(T_p - T_{ag}) \times (p) + (100 - p) \times (660 - T_{ag})} \quad (2.27)$$

Em que,

E_p - Somatório de todas as perdas referidas nas equações anteriores (Σ perdas gases combustão, cinzas, etc.)

p - Percentagem das purgas em relação ao total de água de alimentação da caldeira (incluindo qualquer produção de vapor “Flash”)

O valor de p pode ser obtido através de 2 formas. O p representa a % das purgas em relação ao total de água de alimentação da caldeira (incluindo qualquer produção de vapor “Flash”). Por outro lado, o valor de p pode ser obtido a partir das análises da água em termos do total de sólidos dissolvidos (TDS), conforme se apresenta na equação 2.28:

$$p = \frac{TDS_{ag}}{TDS_p} \times 100 \quad (2.28)$$

Em que,

TDS_{ag} - Sólidos dissolvidos na água de alimentação

TDS_p - Sólidos dissolvidos nas purgas

Por fim, a eficiência térmica do gerador de vapor é obtida através da equação 2.29

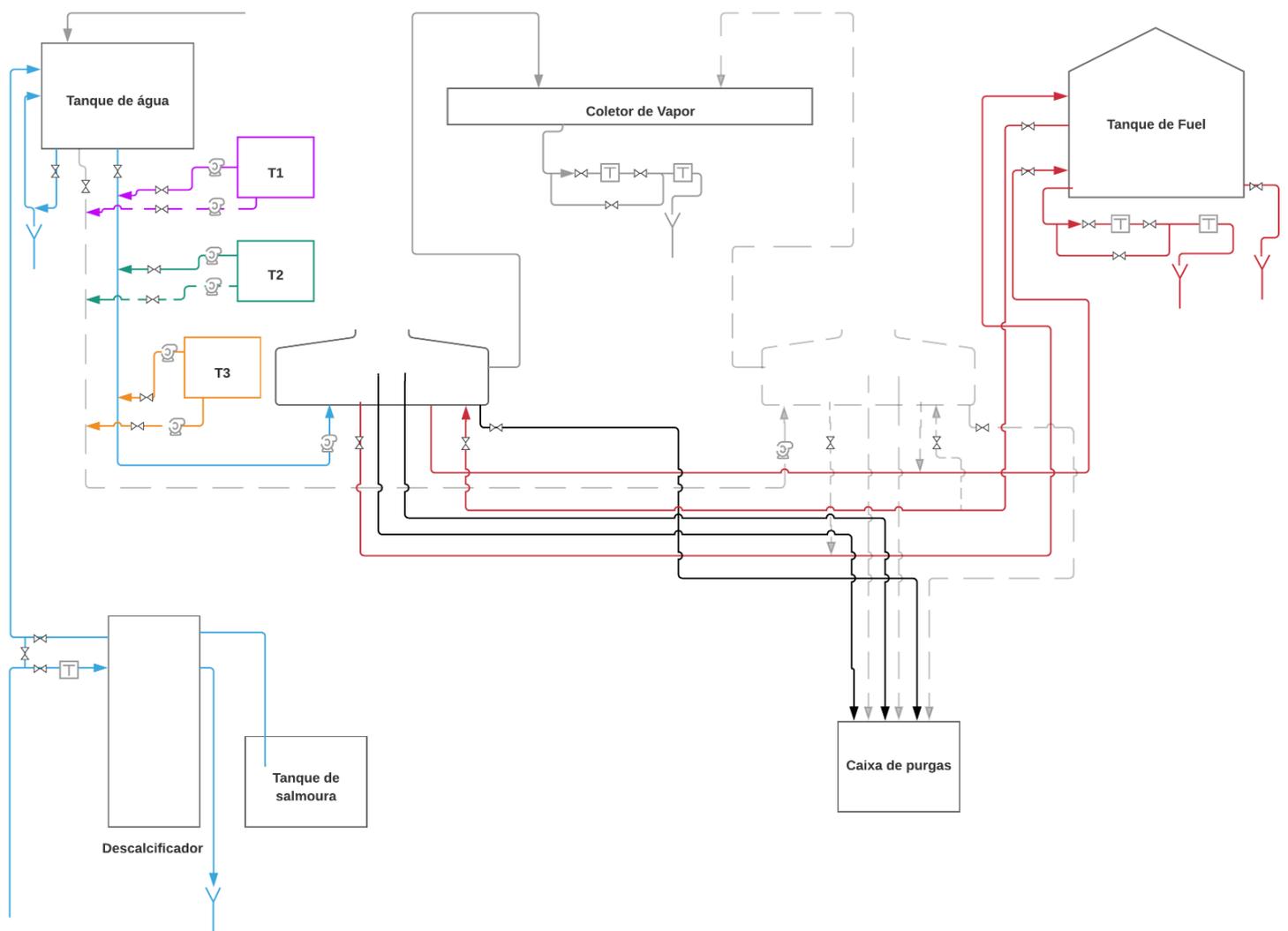
[5]:

$$\% \eta = 100 - \Sigma \text{ de todas as perdas}(\%) \quad (2.29)$$

Capítulo 3. Análise da unidade em estudo

3.1 Descrição sucinta

Conforme já foi referido anteriormente a empresa MAPRIL dispõe de uma unidade fabril, que se dedica à produção de produtos químicos. Para produzir determinados produtos químicos é necessário recorrer ao aquecimento e fusão de matérias-primas líquidas e sólidas. Para esse efeito a empresa dispõe de uma unidade de produção de vapor, que contempla duas caldeiras de tubos de fumo, sendo uma de reserva, um descalcificador, um tanque de água de alimentação, um tanque de combustível, um coletor de vapor, e três pequenos reservatórios, com produtos para tratamento da água de alimentação. O vapor produzido irá alimentar as serpentinas de aquecimento de seis reatores, de um misturador, de um tanque de armazenamento de água quente e duas estufas. Um dos 6 reatores possui injetores de vapor. Posteriormente os condensados formados nos equipamentos mencionados são descarregados para a estação de tratamento de águas residuais (ETAR), não retornando às caldeiras. Na figura 3.1 apresenta-se o digrama da linha de produção de vapor.



Legenda:

- | | | | |
|--|-------------------|----|--|
| | Bomba centrífuga | T1 | Bombagem de polifosfatos |
| | Purgador | T2 | Bombagem de rectificador de pH |
| | Válvula | T3 | Bombagem de produto para eliminação de oxigénio dissolvido |
| | Descarga | | |
| | Linha de fuel | | |
| | Linha de água | | |
| | Linha de resíduos | | |
| | Linha de vapor | | |

Figura 3. 1 - Diagrama da linha de produção de vapor.

Na figura 3.2 apresenta-se o digrama da linha de distribuição e utilização de vapor e descarga de condensados. É de notar que o reator R7 apresenta duas entradas de vapor, uma corresponde à injeção direta de vapor e a outra à alimentação do mesmo à serpentina de aquecimento.

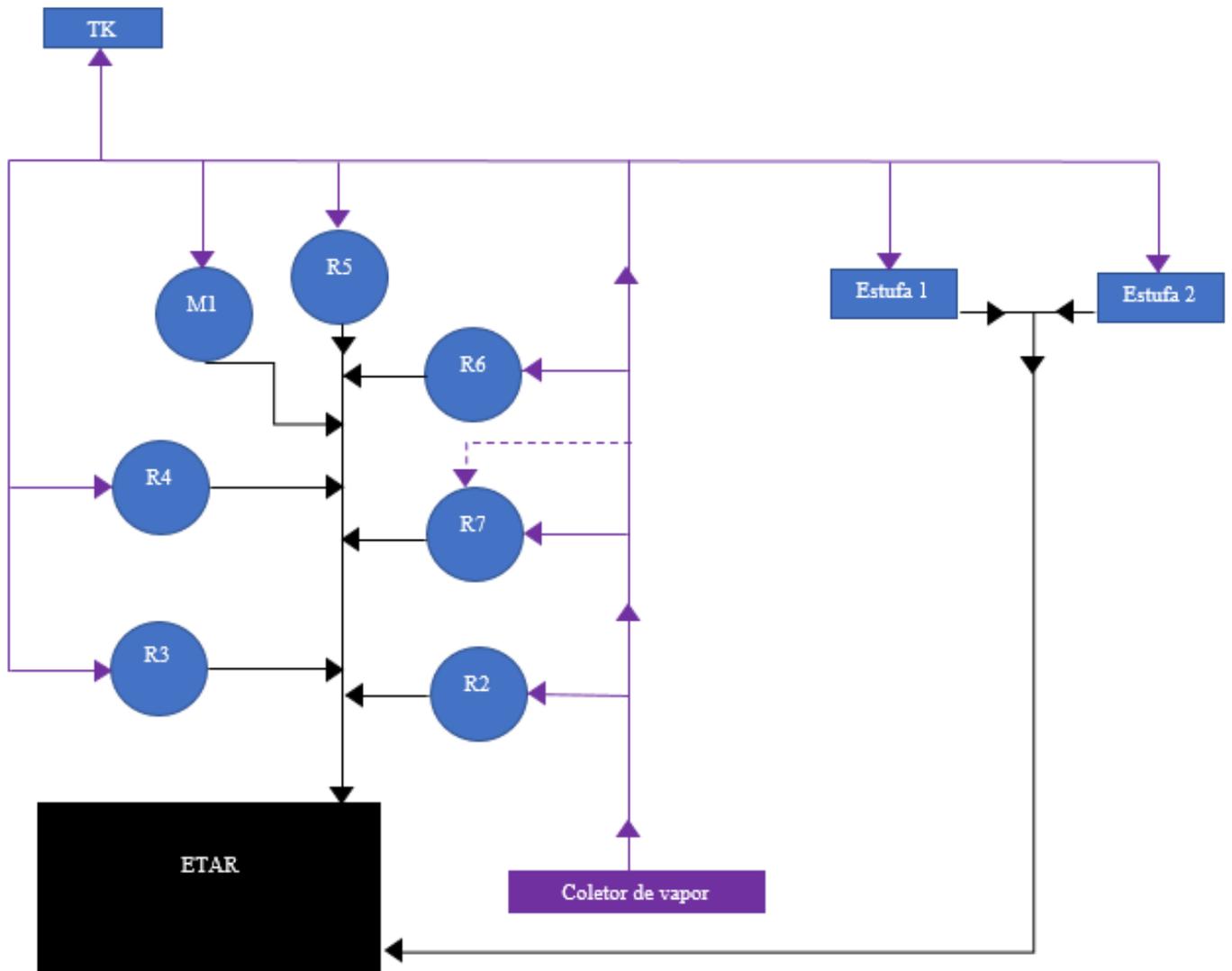


Figura 3. 2 - Digrama da linha de distribuição e utilização de vapor e descarga de condensados.

Legenda:

M1: Misturador

R2-R7: Reatores

TK: Tanque de armazenamento de água quente

— Linha de vapor saturado

- - - Linha de injeção de vapor direta

— Linha de condensados

Para estudar e avaliar as unidades de produção e distribuição de vapor foi necessário:

- Realizar o levantamento da linha de produção, distribuição e utilização de vapor e de descarga de condensados, caracterizando todas as correntes, a nível de caudais, pressões e temperaturas, uma vez que nem todas são monitorizadas;
- Elaborar um diagrama adequado da linha de produção, distribuição e utilização de vapor, assim como de descarga de condensados;
- Analisar o processo de arranque do gerador de vapor e o seu funcionamento posterior, determinando o número de horas e trabalho diário;
- Analisar os gases de combustão;
- Avaliar e determinar a eficiência térmica do gerador de vapor pelo método das perdas;
- Avaliar as medidas a implementar, para aumentar a eficiência térmica da caldeira e minimizar consumos e custos;
- Avaliar o impacto das melhorias implementadas, no consumo de água, combustível e respetivos custos;
- Caracterizar os equipamentos e as alterações necessárias, para implementação das medidas;
- Realizar análise da viabilidade ambiental e económica, da implementação das medidas propostas.

3.2 Unidade de produção de vapor

A unidade de produção de vapor contempla duas caldeiras de tubos de fumos, do tipo monobloco LG-50-10 horizontal, tendo sido contruídas em Portugal, pelo fabricante LUIZ GONÇALVES & IRMÃO, LDA. Ambas apresentam tripla-passagem de gases, com fornalha e câmara de inversão de gases interiores, completamente envolvidos por água. Ambas as chapas das caldeiras e feixes tubulares são em aço. Na tabela 3.1 encontram-se as características das caldeiras em estudo [7].

Tabela 3. 1 - Características das caldeiras em estudo [7].

Tipo	LG-50-10
Ano de início de serviço	1990
Regime	Descontínuo
Vaporização (kg/h)	2000 kg/h
Timbre (Kgf/cm ²)	10
Pressão normal de serviço (barg)	7,5
Superfície de aquecimento (m ²)	50
Capacidade (m ³)	5,433
Eficiência térmica (%)	88-90
Combustível	Fuelóleo pesado (Nafta)
Peso aproximado (kg)	9000

Ambas as caldeiras são automáticas e apresentam:

- Queimadores modulantes weishaupt-monarch MS8, para queima de nafta;
- Sistemas de pressurização para a circulação de nafta, equipados com bombas Rutshi-Buigg, válvulas desgasificadoras, manómetro e termómetro;
- Chaminés em aço de 750 mm de diâmetro, 4 mm de espessura e com 10 m de altura;

Os queimadores são totalmente automáticos, com um funcionamento em dois escalões de chama, adequado para queimar fuelóleo pesado (Nafta), de atomização mecânica por pura pressão. As características dos queimadores encontram-se na tabela 3.2 [7].

Tabela 3. 2 - Características do queimador [7].

Tipo	MS/7 Z
Capacidade de Queima	Regulável de 50 a 160 kg/h
Funcionamento	Automático com dois escalões de chama, de acordo com a pressão de vapor da caldeira controlada por pressostatos.
Arranque	Direto por ignição elétrica
Débito para produção normal de 2000 kg/h	130 kg/h

O combustível líquido utilizado no processo em estudo é um fuelóleo N° 4 BTE (nafta), que apresenta as propriedades indexadas na tabela 3.3, conforme se poderá verificar na ficha de especificação comercial apresentada no anexo B [8].

Tabela 3. 3 - Propriedades do fuelóleo [8].

Propriedade	Valor	Método de Análise
Massa Volúmica a 15°C (kg/m ³)	955	EN ISO 3675; EN ISO 12185; ASTM D 1298
Viscosidade a 100°C (mm ² /s)	Máx. 17	EN ISO 3104; ASTM D 445
Ponto de Inflamação (°C)	Mín. 60	EN ISO 2719; ASTM D 93
% (v/v) Teor de Água	Máx. 0,8	ISO 3733; ASTM D 95
% (m/m) Sedimento Total	Máx. 0,20	ISO 10307-1
% (m/m) Teor de Enxofre	Máx. 1,0	EN ISO 8754; ASTM D 2622
% (m/m) Teor de Cinzas	Máx. 0,15	EN ISO 6245; ASTM D 482
P.C.I. (kJ/kg)	43890	-

Além das caldeiras, a unidade de produção de vapor também contempla:

- Um descalcificador automático DCM 56/15, que funciona por permuta iónica, com filtro para caudal de 3,5 m³/h, bomba doseadora, tanque e estojo para análise de dureza;
- Um tanque de água com capacidade de 3 m³;
- Um tanque para o combustível com a capacidade de 20 m³;
- Um coletor de vapor com 2 entradas e 1 saída equipada com válvula e purga:
 - * Tubagem de vapor das caldeiras ao coletor;
 - * Tubagem de água do descalcificador ao tanque de água e deste às caldeiras;

- * Tubagem de purga de fundo e outras purgas até à caixa de arrefecimento;
- * Tubagem do fuel de alimentação e retorno entre o tanque e as caldeiras, com resistências e termostato.

Na tabela 3.4 encontram-se as características do descalcificador [7].

Tabela 3. 4 - Características do descalcificador [7].

Modelo	DCM 56/150
Caudal	3,5 m ³ /h
Pressão de serviço	2 a 6 bar
Temperatura de serviço (°C)	5 a 45 °C
Capacidade de permuta média (F.m³)	900
Consumo de sal médio (kg)	27
Alimentação elétrica	220 V – 50 Hz

Capítulo 4. Resultados

4.1 Determinação da eficiência térmica e caracterização das correntes

Começou-se por determinar a eficiência térmica das caldeiras pelo método das perdas, pelo que foi necessário efetuar a análise dos gases de combustão, para determinar a sua temperatura e composição. Esta análise foi efetuada, utilizando um analisador de gases de combustão da marca Kimo, modelo KIGAZ 210 PRO. Para efetuar as medições foi necessário garantir, que a caldeira em funcionamento se encontrava a produzir vapor à sua pressão normal de serviço (7,5 barg). Esta medição foi realizada uma única vez, pois o analisador avariou.

Na tabela 4.1 encontram-se as propriedades medidas, pelo analisador dos gases de combustão.

Tabela 4. 1 - Propriedades medidas, pelo analisador dos gases de combustão.

Propriedade Medida	
% molar O ₂	4,40
[CO] (ppm)	0
T _{ambiente} (°C)	25,4
T _g (°C)	238,5
[NO] (ppm)	399

Para determinar o rendimento da caldeira é necessário conhecer a % molar de CO₂. Com base na % molar de O₂ presente nos gases secos de combustão e na equação de queima real, determinou-se o excesso de ar e conseqüentemente a % molar de CO₂ presente nos gases de combustão, conforme se exemplifica no anexo A.1. Obteve-se o valor de 25%, para o excesso de ar e uma % molar de CO₂ de 13,3%.

A eficiência térmica da caldeira foi determinada, utilizando o método das perdas e os resultados obtidos, para as perdas associadas à produção de vapor encontram-se na tabela 4.2.

Tabela 4. 2 - Perdas inerentes à produção de vapor.

Perdas	
P_{cv}	0%
P_{cf}	0%
P_{gc}	8,67%
PH_2O	1,43%
P_{co}	0%
P_r	2%
P_{pp}	0%

As perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes (P_{cv}) e nas cinzas de fundo (P_{cf}) são 0%, uma vez que o combustível não contém inertes e a reação de queima é completa, com excesso de ar.

As perdas associadas aos inqueimados nos gases de combustão (P_{co}) são 0%, uma vez que a concentração de monóxido de carbono (CO) nos gases de combustão é 0 ppm.

Uma vez que não é possível medir o caudal de vapor na unidade considerou-se, numa fase inicial, que a caldeira se encontra a trabalhar à capacidade nominal. Assim, o valor das perdas de calor por radiação e convecção natural é igual ao valor das perdas à capacidade nominal, sendo cerca de 2%. Após a determinação posterior do caudal de vapor, também se irá corrigir, o valor as perdas de calor por radiação e convecção natural.

O calor perdido nas purgas é 0%, uma vez que durante o período de operação da caldeira em que está a fazer as medições, não existe, purga. A caldeira está equipada com uma válvula de purga de fundo, que é acionada manualmente uma vez por dia no final de cada turno.

Por fim, a eficiência térmica da caldeira foi determinada, pela equação 2.29, conforme se exemplifica no anexo A.2. O valor obtido foi de 87,9%, que será posteriormente corrigido, após determinar o caudal de vapor.

Posteriormente procedeu-se à caracterização das correntes da unidade de produção e distribuição de vapor. Para as caracterizar foi necessário estimar os caudais de vapor, combustível, água e gases de combustão e medir as temperaturas das mesmas.

Foram realizadas 10 medições das temperaturas das correntes, água de alimentação, ar, condensados, com o auxílio de uma sonda de temperatura, à pressão normal de funcionamento de 8,5 bar do gerador de vapor. É de salientar que a temperatura dos condensados foi medida no ponto de mistura da descarga das várias unidades.

As correntes combustível e gases de combustão não foram medidas, pois são monitorizadas por sondas de temperatura existentes na unidade, pelo que o seu valor foi lido o mesmo número de vezes. Conhecendo a pressão de funcionamento do gerador de vapor determinou-se a temperatura do vapor saturado a essa pressão, que é igual à temperatura das purgas (líquido saturado), por consulta nas tabelas de vapor de água. Na tabela 4.3 apresentam-se os valores médios das temperaturas indicadas.

Tabela 4. 3 - Temperaturas das correntes do gerador de vapor.

Corrente	T(°C)
Combustível	25
Água	25
Ar ambiente	25
Gases de combustão	238,5
Vapor	173
Purgas	173
Condensados	100

Para estimar o caudal de combustível foi necessário realizar um estudo do período de funcionamento das caldeiras e respetivo consumo anual de combustível. Através de uma análise de compras verificou-se que durante o ano de 2018 se consumiram 39,9 toneladas de combustível. Posteriormente foi necessário analisar o processo de funcionamento do gerador de vapor, para determinar o número de horas de operação diário. Para isso ao longo de um mês foram realizados registos diários da contagem do número de horas de funcionamento do gerador de vapor, que podem ser lidas no seu contador. No final verificou-se, que o gerador de vapor apenas produz vapor, durante 4 horas por dia. Desse modo, o período de queima será a multiplicação entre o total dias úteis do ano de 2018 (252 dias, 6048 h) e a razão $\frac{4 h}{24 h}$.

Assim, o caudal de combustível (m_c) é dado pela equação 4.1:

$$m_c = \frac{C_{comb}}{(Total\ dias\ úteis \times 24) \times \frac{4}{24}} \quad (4.1)$$

Em que,

C_{comb} - Consumo anual de combustível (kg)

Conforme é apresentado no anexo A.3 o valor obtido através da equação anterior, para o caudal de combustível foi de 39,6 kg/h.

Posteriormente determinou-se o caudal de vapor produzido diariamente, com base nas equações 2.21 e 2.10, conforme se exemplifica no anexo A.3. O valor obtido para o caudal de vapor foi de 551,6 kg/h. Uma vez que o valor obtido, para o caudal de vapor é bastante inferior à capacidade máxima de vaporização de cada caldeira, 2000 kg/h pode-se afirmar que as mesmas se encontram sobredimensionadas.

Confirmando-se que, a caldeira não se encontra a trabalhar à sua capacidade nominal, corrigiu-se o valor das perdas de calor por radiação e convecção natural, tendo-se obtido o valor de 7,3%. E conseqüentemente corrigiu-se o valor da eficiência térmica da caldeira, tendo obtido o valor de 82,6%, conforme se apresenta no anexo A.3. O valor obtido, para a eficiência térmica apresenta uma diferença de cerca de 8% em relação aos valores indicados pelo seu fabricante (88%-90%), conforme se pode consultar na tabela 3.1 do subcapítulo 3.2.

Conhecendo o valor da eficiência térmica (82,6%) e com base na equação 2.21 determinou-se o caudal de combustível corrigido, tendo-se obtido o valor de 42,1 kg/h, conforme se exemplifica no anexo A.3. Este valor é 6,3% superior ao valor determinado com o consumo médio e operação média anual (39,6 kg/h).

Durante o período de operação a caldeira não realiza purgas. Assim pode-se considerar que o caudal de água de alimentação é igual ao caudal de vapor determinado 551,6 kg/h.

O caudal de ar seco (m_{ar}) é obtido através da equação 2.4, conforme se exemplifica no anexo A.3, tendo-se obtido o valor de 668,1 kg/h.

O caudal de gases secos de combustão, foi calculado, através da equação 2.12, tendo-se obtido o valor de 668,1 kg/h, conforme se apresenta no anexo A.3.

Na figura 4.1 apresenta-se o diagrama com a caracterização das correntes da caldeira em estudo.

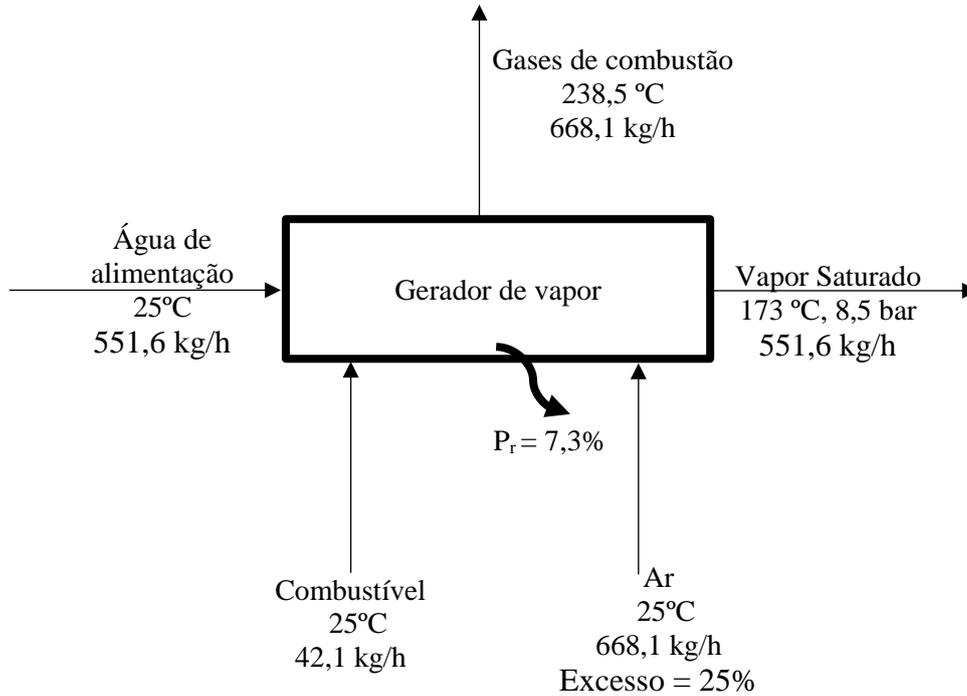


Figura 4. 1 - Caracterização das correntes da caldeira em estudo.

Parte do vapor produzido (551,6 kg/h) é injetado num reator (R7), cerca de 162 kg/h, sendo, que o restante se transforma em condensados cerca de 389,6 kg/h. A equação 4.2 permitiu determinar o valor caudal mássico de condensados (m_{cond}) mencionado:

$$m_{cond} = m_v - m_{vinj} \quad (4.2)$$

Em que,

m_{vinj} - Caudal mássico de vapor injetado no utilizador (kg/h)

Na figura 4.2 apresenta-se o diagrama com a caracterização das correntes da linha de distribuição de vapor e descarga de condensados.

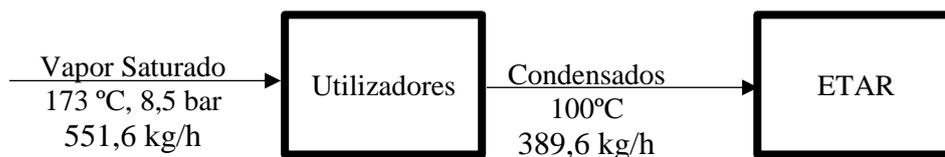


Figura 4. 2 - Caracterização da linha de distribuição de vapor e descarga de condensados.

4.2 Avaliação das medidas a implementar, para otimizar a eficiência térmica da caldeira

A análise das equações do método das perdas e os valores obtidos da temperatura e composição dos gases de combustão permite concluir, que a eficiência da caldeira pode ser otimizada se:

- diminuir as perdas nos gases de combustão, o que implica diminuir a temperatura dos gases de combustão e aumentar a % CO_2 nos gases de combustão;
- diminuir as perdas de calor por radiação e convecção natural;

A variável temperatura dos gases de combustão faz parte do numerador das equações 2.23 e 2.25, para a determinação das perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (P_{gc}) e das perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (PH_2O), respetivamente. Desse modo se diminuir a temperatura dos gases de combustão presente em numerador nestas equações também se diminuirá o valor destas perdas e consequentemente o valor da eficiência térmica da caldeira aumentará.

A variável % CO_2 faz parte do denominador da equação 2.23. Por isso, se aumentar a % CO_2 nos gases de combustão, o valor das perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (P_{gc}) será também menor e consequentemente o valor da eficiência térmica da caldeira será maior. A % CO_2 será tanto maior, quanto menor for o excesso de ar, que pode ser controlado através da variação do caudal de ar seco. A redução da temperatura dos gases de combustão (T_g) também contribui para a diminuição das perdas (P_{gc}).

O valor elevado das perdas de calor por radiação e convecção natural (7,3%) deve-se ao fato de a caldeira estar a funcionar a cerca de 25% da sua capacidade nominal. Dessa forma, reduzir o valor dessas perdas, não passa apenas pelo isolamento das caldeiras. Esta redução de eficiência atual tem de ser assumida pela empresa, pois a capacidade de vaporização das caldeiras não é adequada às suas necessidades.

Através da análise realizada e com o intuito de aumentar a eficiência térmica da caldeira em estudo, e de reduzir o consumo de combustível e de água avaliou-se a implementação de cinco medidas:

- Medida 1: reaproveitar os condensados formados nos utilizadores de vapor;

- Medida 2: colocar um economizador para pré-aquecer a água de alimentação, usando o calor sensível dos gases de combustão;
- Medida 3: otimizar o excesso de ar atual;
- Medida 4: instalar um pré-aquecedor de ar de combustão;
- Medida 5: alterar o combustível para gás natural.

Para além do aumento da eficiência da caldeira, vantagem inerente a todas as medidas indicadas, existem também outras vantagens na sua adoção, que serão a seguir enumeradas.

O reaproveitamento dos condensados tem como vantagens:

- Redução do consumo de água e de combustível, para uma dada produção de vapor;
- Poupança no tratamento de água de alimentação à caldeira, isto porque:
 - * O condensado não possui dureza e assim poupa-se no tratamento adicional com o descalcificador;
 - * O condensado possui uma menor quantidade de oxigénio, do que na água de compensação e assim poupa-se na sua eliminação química;
- Menos purgas, pois o nível de sólidos totais dissolvidos e a matéria em suspensão nos condensados é praticamente zero; [3]

A colocação de um economizador para pré-aquecer a água de alimentação tem como vantagens:

- Diminuição da temperatura dos gases de combustão, que permitirá diminuir as perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão e das perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão;
- Poupança de energia no aquecimento de água pela utilização da energia disponível nos gases;

- Redução do consumo de combustível [9].

O excesso de ar tem influência na eficiência térmica de uma caldeira, porque controla a composição dos gases de combustão em dióxido de carbono e oxigénio. Isto porque ao variar o excesso de ar varia-se o caudal de ar seco de combustão. Assim a redução do excesso de ar tem como vantagens:

- redução do consumo de combustível;
- minimização do caudal de gases de combustão [10].

A instalação de um pré-aquecedor de ar de combustão tem como vantagens:

- Poupança de energia, através da diminuição da temperatura dos gases de combustão, pelo aquecimento do ar de combustão;
- Redução do consumo de combustível [9].

A alteração do combustível para gás natural tem como vantagens:

- Ser mais ecológico, que as restantes fontes de energia fósseis, contribuindo para a melhoria da qualidade do ar e para a redução dos gases de efeito de estufa. Os produtos que se formam na sua queima são inodoros e isentos de óxido de enxofre e partículas de fuligem.
- Ser mais eficiente que a outras fontes de energia;
- Ser mais seguro. Por exemplo em caso de fuga, como o mesmo é mais leve, que o ar, este dissipa-se rapidamente na atmosfera. Sendo inodoro, este é misturado com um produto, que lhe confere um aroma, permitindo detetá-lo facilmente em caso de fuga.
- Ser mais económico, pois o seu custo é inferior a outras fontes de energia fósseis. Por outro lado, apresenta uma baixa emissão de gases ácidos e composto de enxofre, que habitualmente corroem os equipamentos, permitindo assim prolongar a sua vida útil [11].

4.2.1 Reaproveitamento dos condensados

Dado o potencial térmico da massa de condensados que é rejeitada diariamente estudou-se a possibilidade de implementar uma linha de reaproveitamento dos condensados, com vista à redução de consumo de combustível e de água.

Na figura 4.3 apresenta-se o diagrama relativo a esta medida.

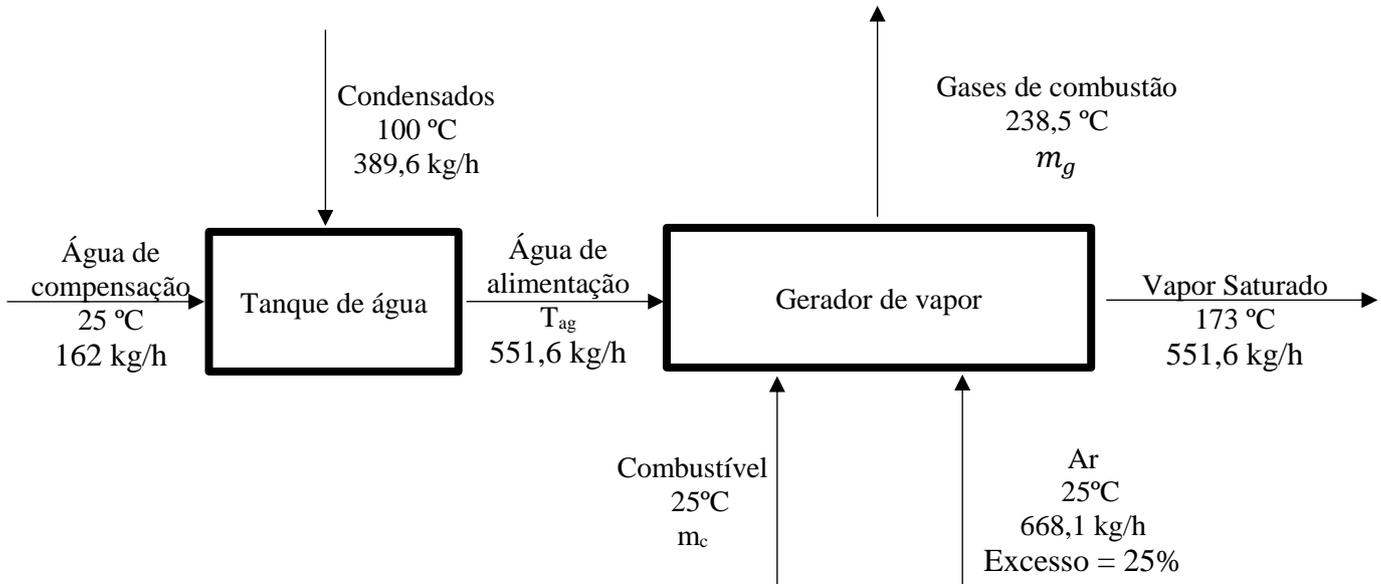


Figura 4. 3 - Diagrama ilustrativo, relativo à implementação da linha de condensados.

Conforme é apresentado no anexo A.4 e na equação 4.3 realizou-se um balanço de massa e energia ao tanque de água, para determinar a temperatura da água de alimentação à caldeira, com o reaproveitamento dos condensados.

$$m_{agcomp} \times cp_{ag} \times (T_{agcomp} - T_r) + m_{cond} \times cp_{ag} \times (T_{cond} - T_r) \quad (4.3) \\ = m_{ag} \times cp_{ag} \times (T_{ag} - T_r)$$

Em que,

cp_{ag} - Capacidade calorífica média da água (kJ/kg.°C)

m_{agcomp} - Caudal mássico de água de compensação (kg/h)

T_{ag} - Temperatura da água de alimentação à caldeira (°C)

T_{agcomp} - Temperatura da água de compensação (°C)

T_{cond} - Temperatura dos condensados (°C)

Considerou-se que a temperatura de água de compensação é igual à temperatura de referência. Mediu-se a temperatura dos condensados, com o auxílio de uma sonda e obteve-se o valor médio de 100°C. Resolveu-se a equação 4.3 em ordem à temperatura da água de alimentação à caldeira (T_{ag}) e obteve-se o valor de 78°C.

Através da equação 2.21 determinou-se o novo caudal de combustível, tendo-se obtido o valor de 38,9 kg/h, conforme se exemplifica no anexo A.4.

A redução no consumo de combustível face à situação inicial (42,1 kg/h) é de 3,2 kg/h (7,6%). Para determinar a poupança monetária anual (PM) associada a esta redução recorreu-se à equação 4.4, conforme é apresentado no anexo A.4:

$$PM = \Delta R_c \times t \times C_{unit,c} \quad (4.4)$$

Em que,

$C_{unit,c}$ - Custo unitário do combustível (€/kg)

PM - Poupança monetária anual (€)

t - Tempo (h)

ΔR_c - Diferencial de redução no consumo de combustível (kg/h)

Sabendo que o custo unitário do combustível é cerca de 0,55788 €/kg obteve-se uma poupança monetária anual de 1.799,18 € em combustível.

Para estimar a redução anual no consumo de água recorreu-se à equação 4.5 e para determinar a poupança monetária anual recorreu-se à equação 4.6.

$$\Delta R_{ag} = (m_v - m_{agcomp}) \times t \quad (4.5)$$

Em que,

ΔR_{ag} - Diferencial de redução no consumo anual de água (kg/h)

$$PM = \Delta R_{ag} \times C_{unit,ag} \quad (4.6)$$

Em que,

$C_{unit,ag}$ - Custo unitário da água (€/kg)

Quanto ao consumo de água consegue-se economizar anualmente 393 toneladas, o que representa uma poupança monetária anual de 255,27 €, conforme é apresentado no anexo A.4. Esta poupança de água é importante sob o ponto de vista ambiental, devido aos períodos de seca e de escassez de água, que se têm verificado.

A poupança monetária anual em combustível e água totaliza 2.054,45 €.

4.2.2 Instalação do economizador

É de salientar, que o potencial térmico dos gases de combustão é elevado, uma vez que a sua temperatura é cerca de 238,5 °C. Por esse motivo estudou-se a possibilidade de colocar um economizador para pré-aquecer a água de alimentação usando calor sensível dos gases de combustão.

Em primeiro lugar estudou-se a possibilidade de instalar apenas o economizador e em segundo lugar a combinação desta medida com a medida anterior, do reaproveitamento de condensados.

Na figura 4.4 apresenta-se o diagrama relativo à instalação do economizador, de forma isolada.

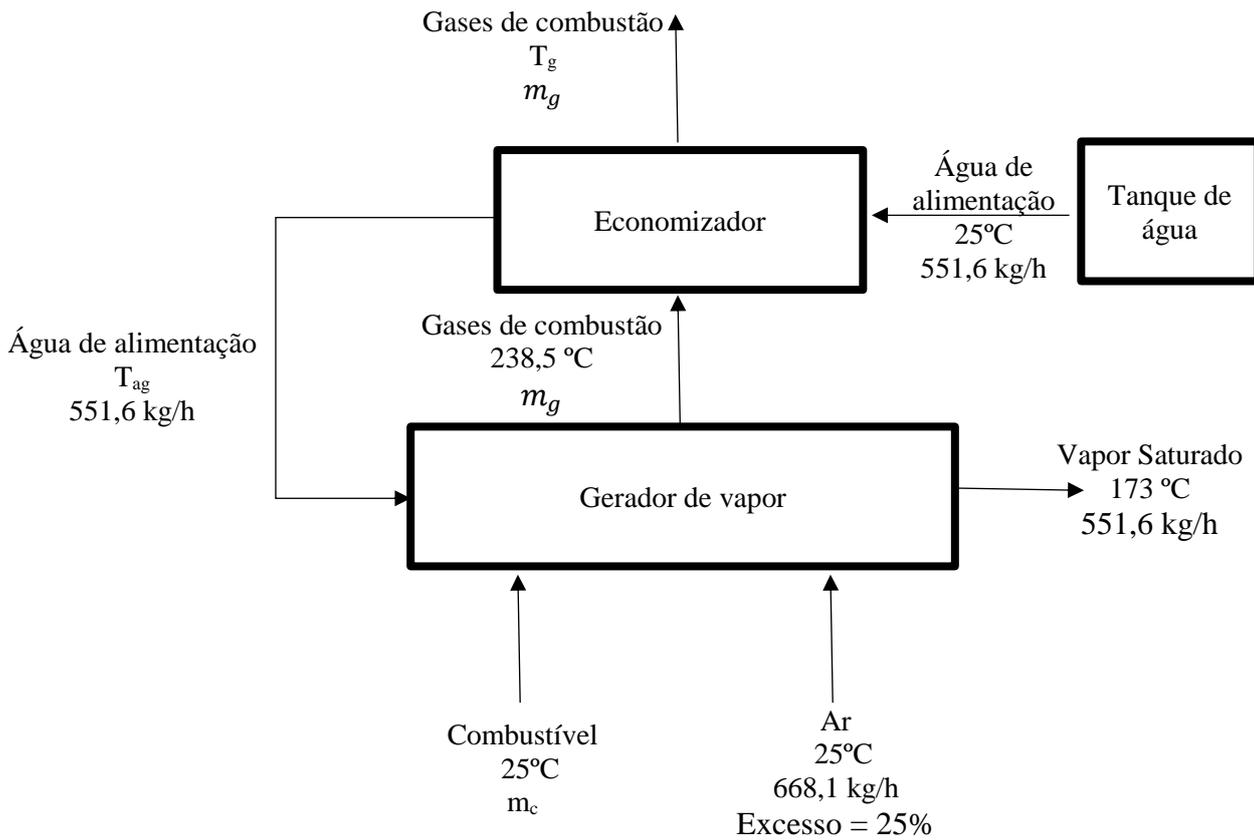


Figura 4. 4 - Diagrama ilustrativo da instalação do economizador.

Realizou-se um balanço de massa e energia ao economizador e admitiu-se, que a água de alimentação seria aquecida de 25°C para 50°C, conforme se apresenta na equação 4.7.

$$m_{ag} \times cp_{ag} \times (T_{ag,out} - T_{ag,in}) = -m_g \times cp_g \times (T_{g,out} - T_{g,in}) \quad (4.7)$$

Em que,

$T_{ag,in}$ - Temperatura da água à entrada do economizador (°C)

$T_{ag,out}$ - Temperatura da água à saída do economizador (°C)

$T_{g,in}$ - Temperatura dos gases de combustão à entrada do economizador (°C)

$T_{g,out}$ - Temperatura dos gases de combustão à saída do economizador (°C)

Através do balanço anterior determinou-se a temperatura dos gases de combustão à saída do economizador, tendo-se obtido o valor de 152,2 °C, conforme é apresentado no anexo A.5.

É de notar que a temperatura de saída dos gases de combustão deve ser sempre superior à sua temperatura do ponto de orvalho (43,6°C), para que não ocorra condensação de água acidulada na instalação e chaminé de gases.

Recalculando a eficiência térmica da caldeira, pelo método das perdas, alterando a temperatura dos gases de combustão obtém-se o valor de 86,5 %, o que representa um incremento de 3,9 %, em relação à situação inicial.

Utilizando a metodologia de cálculo anterior, verificou-se o impacto do fornecimento da água de alimentação a 50 °C no consumo de combustível. Determinou-se o novo caudal de combustível, tendo obtido o valor de 38,9 kg/h, o que representa uma redução de 3,2 kg/h (7,6%), face à situação inicial e a uma poupança monetária anual de 1.799,18 €.

Na figura 4.5 apresenta-se o diagrama relativo à combinação das 2 medidas propostas: reaproveitamento de condensados e instalação de um economizador.

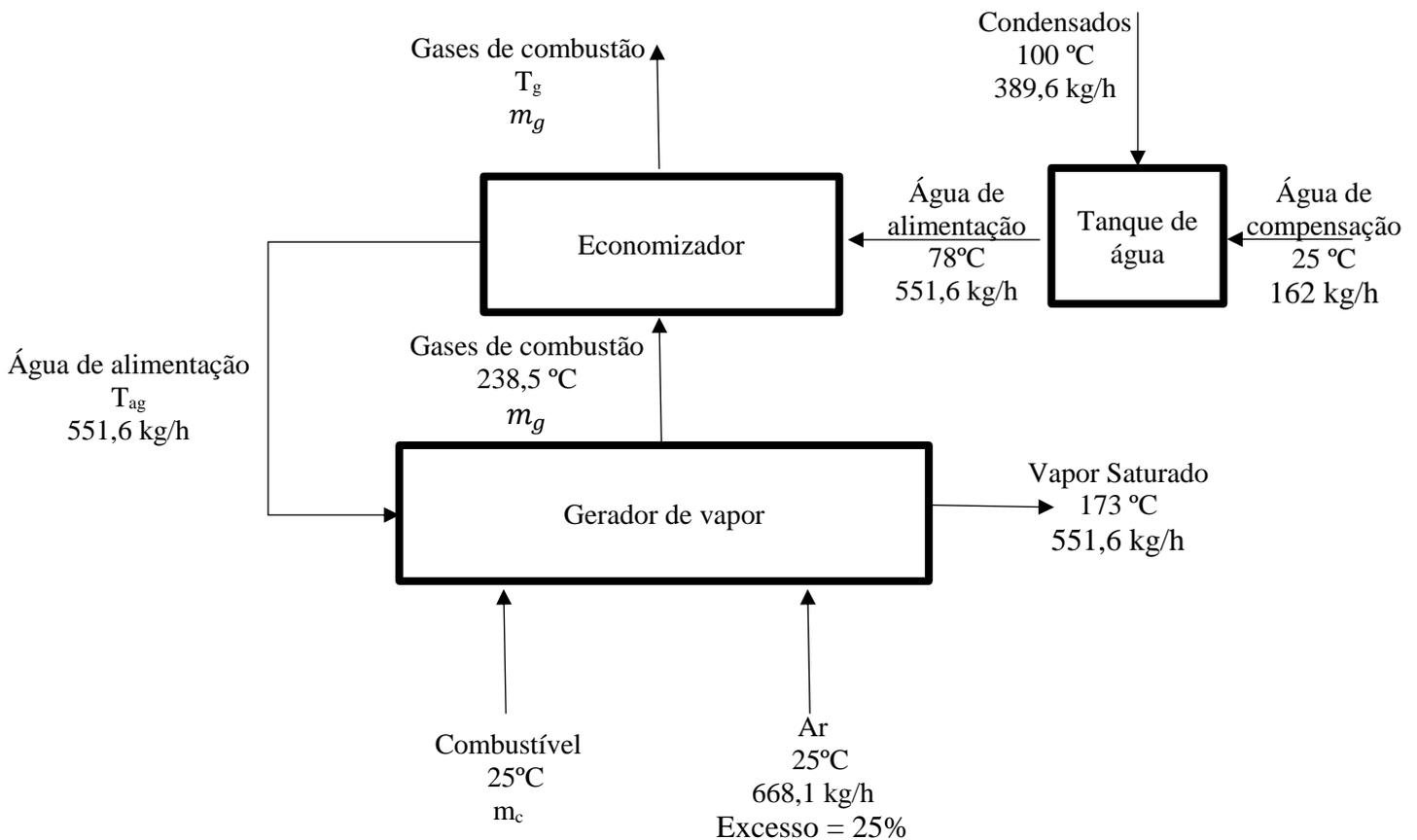


Figura 4. 5 - Diagrama ilustrativo da combinação das duas medidas propostas.

Como primeira iteração admitiu-se, que a água de alimentação seria fornecida à caldeira a 90°C. A temperatura obtida para os gases de combustão foi cerca de 197,1 °C, conforme se pode verificar no anexo A.5.

Recalculando a eficiência térmica da caldeira, pelo método das perdas, alterando a temperatura dos gases de combustão obtém-se o valor de 84,5%, ou seja, sofreu um incremento 1,9% em relação ao valor inicial (82,6%).

O novo caudal de combustível é de 37,1 kg/h, o que representa uma redução no consumo de combustível de 5,0 kg/h (11,9%) e uma poupança monetária anual em combustível de 2.811,72 €. Adicionando a poupança monetária anual de água, com o reaproveitamento de condensados totaliza uma poupança monetária anual de 3.066,99 €.

Como segunda iteração admitiu-se, que a água de alimentação seria fornecida à caldeira a 95°C. A temperatura obtida para os gases de combustão foi cerca de 179,8 °C.

A eficiência térmica da caldeira, obtida foi cerca de 85,3%, ou seja, sofreu um incremento 2,7% em relação ao valor inicial e um incremento de 0,9% em relação à iteração 1.

O novo caudal de combustível é de 36,4 kg/h, o que representa uma redução no consumo de combustível de 5,7 kg/h (13,5%) e uma poupança monetária anual em combustível de 3.205,36 €. Assim acumulando com a medida anterior de reaproveitamento de condensados totaliza uma poupança monetária anual de 3.460,63 €.

4.2.3 Otimização do excesso de ar atual

Estudou-se a possibilidade de otimizar o excesso de ar (25%), controlando a % O₂ nos gases de combustão. Sabe-se que os valores de excesso de ar ótimo, para o fuel em estudo situam-se entre os 5% a 20% [10]. Assim estudou-se a redução do excesso de ar, para 15% e 20% e analisou-se a sua influência na eficiência térmica do gerador de vapor e no caudal de combustível, conforme o exemplo de cálculo apresentado no anexo A.6.

Na tabela 4.4 apresenta-se a composição dos gases de combustão e eficiência térmica do gerador de vapor não cumulativa e cumulativa com as medidas anteriores, no caso da situação atual, da alteração do excesso de ar 1 (20%) e alteração 2 (15%). Também é apresentado o caudal de combustível, o diferencial de redução no consumo de combustível face à situação atual (ΔR_c) e respetiva poupança monetária anual em euros (PM). Nos anexos A.6.1 e A.6.2 apresentam-se a metodologia de cálculo, para obtenção dos valores apresentados na tabela 4.4.

Tabela 4. 4 - Resultados obtidos na análise da medida 3.

	Situação atual	Alteração 1	Alteração 2
Excesso de ar	25%	20%	15%
% O ₂	4,40%	3,70%	2,90%
% CO ₂	13,3%	13,9%	14,5%
% η	82,6%	83,0%	83,3%
Não cumulativa			
m_c (kg/h)	42,1	41,9	41,8
ΔR_c (kg/h)	-	0,2	0,3
PM (€)	-	112,47	168,70
Cumulativa			
% η	-	85,5%	85,8%
m_c (kg/h)	-	36,4	36,3
ΔR_c (kg/h)	-	5,7	5,8
PM (€)	-	3.460,63	3.516,86

Através da análise dos resultados verificou-se, que para elevar a eficiência térmica da caldeira será necessário reduzir o excesso de ar, pois eleva-se a % CO₂, nos gases de combustão. Como esperado os caudais de combustível, são também menores, face à situação inicial. Contudo quando se compara a variação da eficiência térmica e caudais de combustível entre as duas alterações de excesso de ar (15%, 20%) verifica-se que a sua variação não é significativa. Desse modo, nos cálculos cumulativos posteriores só será considerada a situação de redução de excesso de ar para 15%.

A poupança monetária anual em combustível sob o ponto de vista isolado, corresponde ao menor valor, das medidas já enumeradas.

Sob o ponto de vista prático será possível otimizar o excesso de ar, através da instalação de um sistema de controlo do caudal de ar. O seu funcionamento é descrito no subcapítulo 5.3 [12].

4.2.4 Instalação do pré-aquecedor

Neste subcapítulo apresenta-se análise do estudo da instalação do pré-aquecedor de ar de combustão. Tal como anteriormente, em primeiro lugar fez-se análise da adoção desta medida, de forma isolada e posteriormente a sua combinação com as restantes medidas.

Na figura 4.6 apresenta-se o diagrama ilustrativo da instalação do pré-aquecedor.

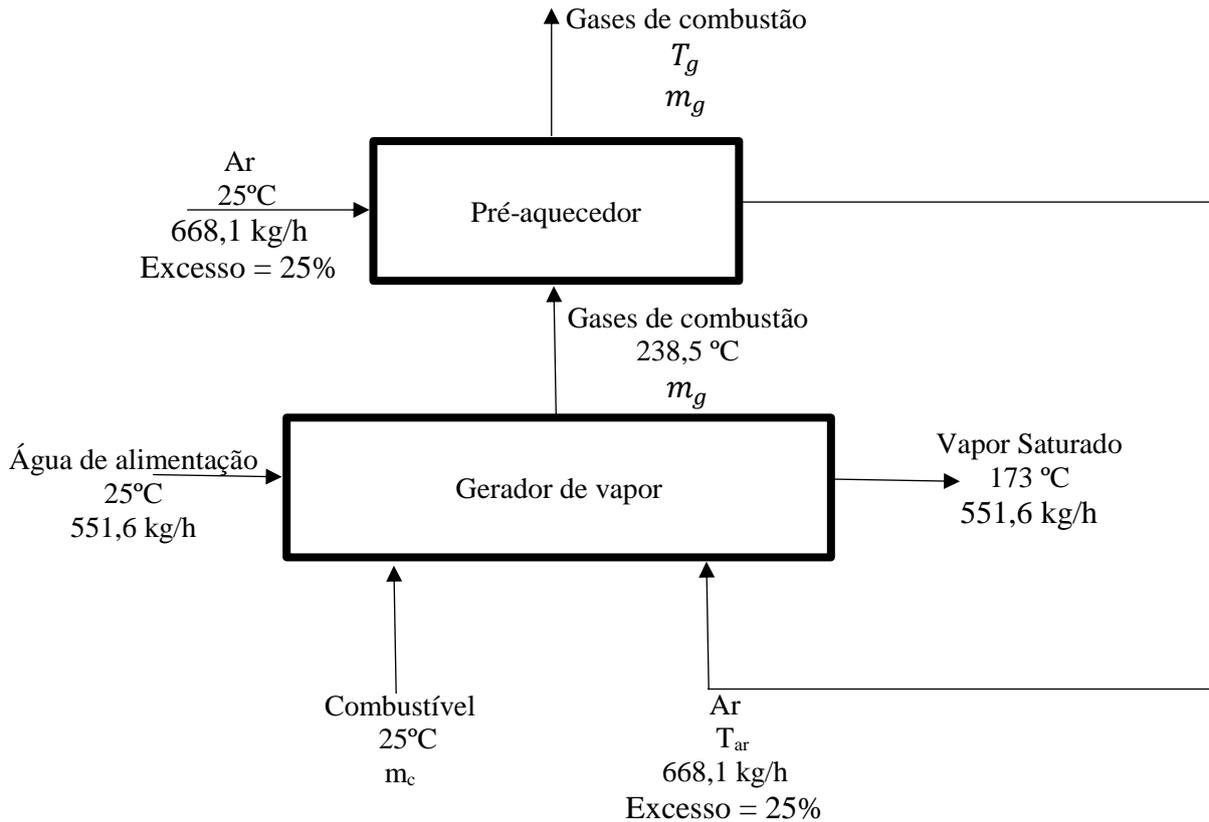


Figura 4. 6 - Diagrama ilustrativo, relativo à instalação do pré-aquecedor.

Realizou-se um balanço de massa e energia ao pré-aquecedor e admitiu-se, que o ar de combustão seria aquecido de 25°C para 50°C, conforme se apresenta na equação 4.8.

$$m_{ar} \times c_{p_{ar}} \times (T_{ar,out} - T_{ar,in}) = -m_g \times c_{p_g} \times (T_{g,out} - T_{g,in}) \quad (4.8)$$

Em que,

$T_{ar,in}$ - Temperatura do ar à entrada do pré-aquecedor (°C)

$T_{ar,out}$ - Temperatura do ar à saída do pré-aquecedor (°C)

$T_{g,in}$ - Temperatura dos gases de combustão à entrada do pré-aquecedor(°C)

$T_{g,out}$ - Temperatura dos gases de combustão à saída do pré-aquecedor(°C)

Através do balanço anterior determinou-se a temperatura dos gases de combustão à saída do pré-aquecedor, tendo-se obtido o valor de 213,5 °C, conforme é apresentado no anexo A.7.

Recalculando a eficiência térmica da caldeira, pelo método das perdas, alterando a temperatura dos gases de combustão e do ar obtém-se o valor de 85 %, o que representa um incremento de 2,4 %, em relação à situação inicial.

Determinou-se o novo caudal de combustível, tendo obtido o valor de 41,0 kg/h, o que representa uma redução de 1,1 kg/h (2,6%) face à situação inicial e uma poupança monetária anual de 618,57 €.

Na figura 4.7 apresenta-se o diagrama ilustrativo da combinação das 4 medidas propostas.

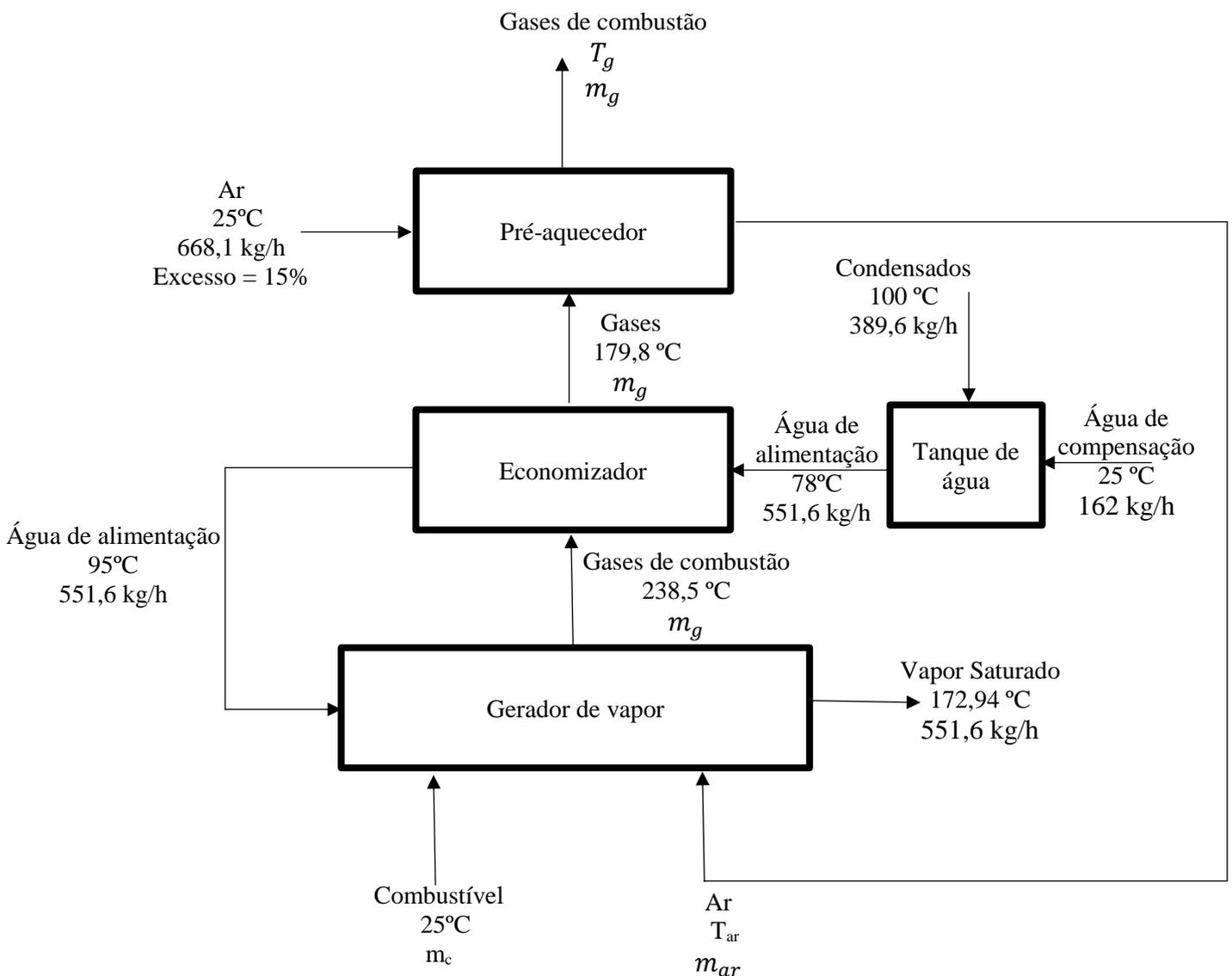


Figura 4. 7 - Diagrama ilustrativo, relativo à adoção das 4 medidas propostas.

Realizou-se um balanço de massa e energia ao pré-aquecedor, admitindo-se que as variáveis fixas seriam a temperatura dos gases de combustão à entrada e saída do pré-aquecedor, e o excesso de ar de 15%. Sabe-se que a temperatura dos gases de combustão à entrada do pré-aquecedor (saída do economizador) é de 179,8 °C, conforme apresentado no subcapítulo 4.2.2, e admitiu-se que a temperatura dos gases de combustão à saída do pré-aquecedor seria 160 °C. Como anteriormente determinou-se a temperatura do ar de combustão à saída do pré-aquecedor e recalculou-se a eficiência térmica da caldeira. Posteriormente calculou-se o novo caudal de combustível, assim como a redução anual no seu consumo e respetiva poupança monetária anual em combustível e água. Na tabela 4.5 apresentam-se os resultados obtidos, para as variáveis mencionadas, ao combinar as 4 medidas. O exemplo de cálculo, é apresentado no anexo A.7.

Tabela 4. 5 - Resultados obtidos

Alteração 1	
Excesso de ar	15%
$T_{ar, out}(^{\circ}C)$	45
% η	86,7%
m_c (kg/h)	35,9
ΔRc (kg/h)	6,2
PM (€)	3.741,80

Através da análise dos resultados verifica-se que a combinação das 4 medidas permite obter o valor mais elevado de eficiência térmica e mais próximo dos valores indicados pelo seu fabricante das caldeiras (88%-90%). Consequentemente, obteve-se a maior redução no consumo de combustível e a maior poupança anual monetária.

4.2.5 Alteração do combustível

Por fim analisou-se a alteração do combustível para gás natural, de forma isolada das restantes medidas e a sua influência no consumo de combustível.

O caudal de combustível é determinado, através da equação 2.21, fixando as variáveis Q_v (424,4 kW) e eficiência térmica, η (82,6%). Logo a única variável é o P.C.I do gás natural, que será necessário conhecer.

As propriedades do gás natural variam de acordo com a sua composição e proveniência. Na tabela 4.6 apresentam-se os valores médios nacionais determinados pelo

ORT - Operador da Rede de Transporte (REN Gasoduto) e que estão publicados no site da Galp - Gás natural distribuição [13].

Tabela 4. 6 - Propriedades do gás natural [13].

Propriedade	Valor
Massa Volúmica (kg/m ³)	0,8019
P.C.I (kJ/kg)	48305

Determinou-se o novo caudal de combustível, utilizando a mesma metodologia de cálculo, conforme é apresentado no anexo A.8. O caudal de combustível obtido foi 38,2 de kg/h, sendo a quantidade de gás natural consumida anualmente cerca de 44750 m³.

Para se estimar a poupança monetária anual foi necessário consultar os tarifários, para consumos de gás natural superiores a 10000 m³ publicados pela Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos (ERSE), para os anos 2018, 2019. O tarifário, que vigora entre 1 de julho de 2018 e 30 de junho de 2019 para regime de baixa pressão (0,5-4 bar): 0,040077 €/kWh [14]. Neste caso a poupança monetária anual seria 2.967,11 €.

Capítulo 5. Caracterização dos equipamentos

Neste capítulo identificam-se e caracterizam-se os equipamentos e alterações necessárias, para implementação das medidas indicadas.

5.1 Reservatório de água e linha de recolha de condensados

Para reaproveitar os condensados formados nos utilizadores de vapor será necessário instalar um reservatório de recolha de condensados e respetiva linha (tubagem).

O reservatório de recolha de condensados poderá ser igualmente o reservatório de água de alimentação à caldeira. Contudo não poderá ser o atual, pois a empresa já tinha o projeto de adquirir um novo, dada o seu estado atual. Além disso, o mesmo não é isolado termicamente.

Desse modo, o reservatório será cilíndrico horizontal e será construído em aço inox AISI 304 2B, de forma a resistir à oxidação. Posteriormente será isolado termicamente, com lã mineral de rocha com 80 mm de espessura e 100kg/m³ de densidade, revestida exteriormente com chapa de alumínio de 0,8 mm de espessura, sendo fixa com parafusos em inox.

Sabendo que o caudal diário de água é de 551,6 kg/h e que a caldeira funciona 4 horas por dia, assim a capacidade mínima do reservatório é dada pela equação 5.1:

$$V_{tk} = m_{ag} \times 4 \times \frac{1}{\rho_{ag \ 78^{\circ}C}} \quad (5.1)$$

Em que,

V_{tk} - Volume do reservatório de água (m³)

ρ_{ag} - Massa volúmica da água (kg/m³)

Conforme é apresentado no anexo A.9 a capacidade mínima será 2,27 m³. Tendo em conta esta capacidade, a área de chão disponível e com base no orçamento cedido pela empresa Norbidel propõe-se construir um reservatório com um comprimento de 2,5 m e diâmetro de 1,13 m, o que equivale a um volume de 2,5 m³.

O reservatório terá acoplado as seguintes tubagens para:

- 2 Saídas de água	DN50
- 1 Entrada da água de compensação	DN32
- 1 Trop-plein	DN50
- 1 Purga de fundo	DN50
- 1 Indicador de nível	DN15
- 1 Termómetro	DN15
- 1 Sonda de temperatura	DN15
- 1 Respiro	DN80
- 1 Porta de inspeção	DN400
- 2 Eléctrodos de nível	M18

Para o caso específico da alimentação de água às duas caldeiras será necessário montar duas electroválvulas latão DN32 [15].

A tubagem da linha de recolha de condensados, desde os utilizadores até ao reservatório de água e recolha de condensados terá de ter o comprimento total de 75 m e o diâmetro de 2", com base no orçamento cedido pela empresa Maiavapor.

A tubagem será em aço-carbono sem costura P235GHTC1, com respetiva pintura de primário e uma demão de preto, para ter uma maior durabilidade e suportar uma temperatura de 100°C dos condensados [16].

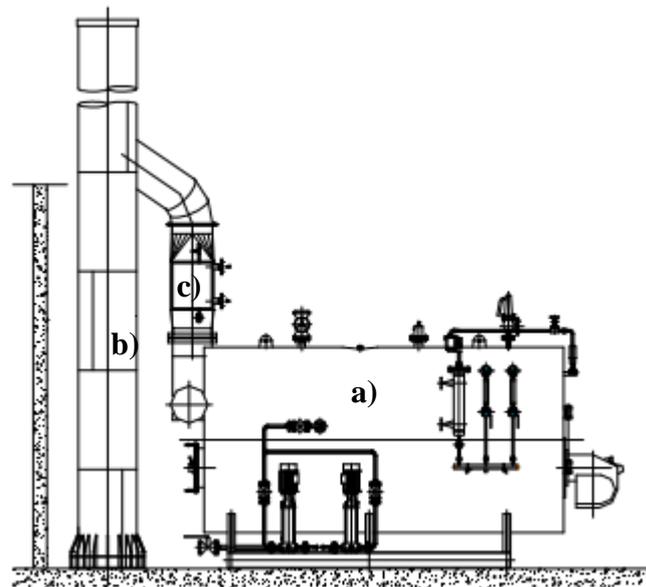
5.2 Economizador

Para escolher o permutador adequado deve-se ter em conta, os seguintes fatores:

- Necessidades térmicas e hidráulicas (potência térmica trocada, temperaturas de entrada e saída dos fluidos, e eficiências requeridas);
- Compatibilidade com os fluidos e as condições de operação (materiais versus corrosão, ocorrência de sujamento, materiais de construção versus diferenças de pressão e temperatura dos fluidos);
- Aplicação;

- Restrições de instalação e manutenção;
- Disponibilidade do equipamento;
- Fatores económicos [17,18].

O economizador será instalado na conduta da chaminé dos gases de combustão, conforme se pode observar na figura 5.1 [19].



Legenda:

- a) Corpo da caldeira
- b) Chaminé dos gases de combustão
- c) Economizador

Figura 5. 1 - Ilustração da instalação do economizador [19].

Dada a geometria do local para a instalação do economizador e como os fluidos, quente (gases de combustão) e frio (água de alimentação à caldeira) se moverão perpendicularmente um ao outro e entrarão por extremidades perpendiculares do permutador, o mesmo será do tipo fluxo cruzado.

Uma vez que um fluido é líquido e o outro é gás a transferência de calor ocorrerá por contacto indireto, pois os fluidos não se podem misturar, pelo que estão separados por uma barreira sólida.

O fluido frio, a água terá de circular em tubos para ser mais fácil o seu fornecimento à caldeira.

Desse modo, selecionou-se um permutador compacto de fluxo cruzado, composto por um feixe de tubos alhetados instalados no interior de um invólucro metálico. Os gases de combustão (fluido quente) circularão no exterior dos tubos e água (fluido frio) circulará no interior dos tubos. Como a perda de calor será maior do lado dos gases de combustão (fluido quente) os tubos deverão ser alhetados, permitindo aumentar a eficiência térmica. No lado líquido pode haver uma ou várias passagens. Por outro lado, este permutador pode operar até temperaturas de 250°C (fluido quente), o que é importante dado que a temperatura dos gases de combustão é 238,5°C. Na figura 5.2 apresenta-se a ilustração do economizador, que se propõe instalar [17,18].

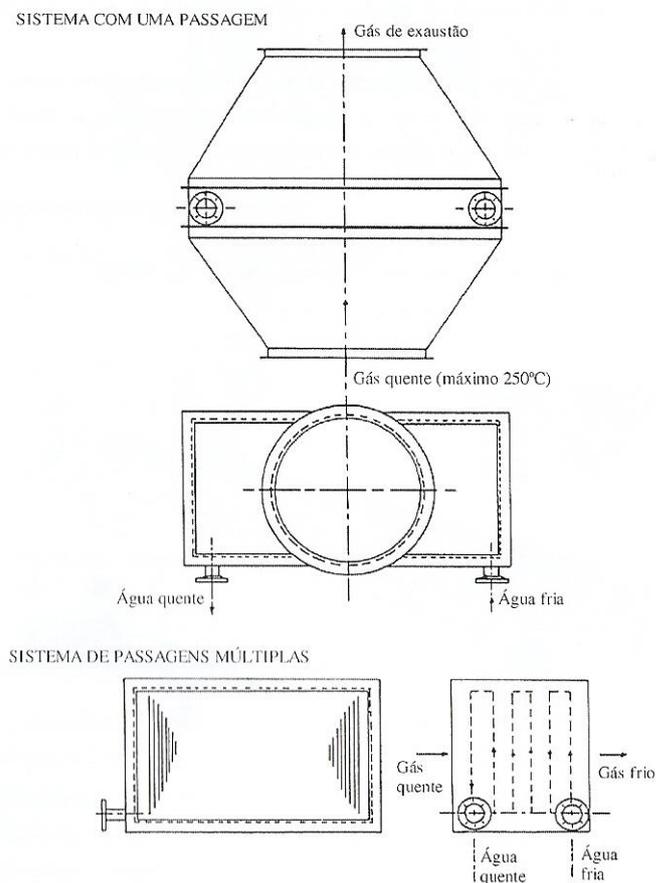


Figura 5. 2 - Economizador [18].

5.3 Sistema de controlo do caudal de ar

O teor de oxigénio presente nos gases de combustão pode ser medido, através da instalação de um sistema de controlo em contínuo do caudal de ar, com registador. A medição do teor de oxigénio é realizada continuamente por uma sonda, sendo posteriormente transmitida a um regulador de caudal de ar, no qual foram inseridos os valores ideais de oxigénio, para vários caudais de vapor. O caudal de vapor também é medido em cada momento. A comparação dos valores ideais e reais de oxigénio em cada momento permitem corrigir e otimizar o excesso de ar, através da regulação do caudal de ar, por ação de uma persiana de regulação. Existe também uma outra persiana, que se designa por persiana principal e que é independente da persiana de regulação. A persiana principal é acionada em função do caudal de vapor, sendo regulada para uma combustão com excesso de ar nulo. Portanto através da persiana de regulação passa o ar adicional, que aproximará em cada momento o teor de oxigénio nos gases de combustão ao valor ideal [12].

5.4 Pré-aquecedor

Para selecionar o permutador adequado como pré-aquecedor do ar de combustão tiveram se em conta os fatores já enumerados no subcapítulo 5.2, assim como a geometria do local de instalação (chaminé dos gases de combustão), movimentação perpendicular dos fluidos e transferência de calor por contacto indireto, uma vez que os mesmos não se podem misturar. Por esse motivo, selecionou-se também um permutador compacto de fluxo cruzado (com uma só passagem), e tubos lisos, em que o fluido frio (ar) circula no exterior dos tubos e o fluido quente (gás) circula no interior, para minimizar as perdas de calor. Uma vez que apenas se pretende aquecer o ar de 25°C, para 50°C selecionou-se um permutador de uma só passagem. Este equipamento poderá também operar até temperaturas de 250°C [18,19].

5.5 Alteração do combustível

A alteração do combustível para gás natural terá como implicação direta a alteração do queimador das caldeiras, próprio para queima deste combustível.

Uma vez que a empresa não utiliza atualmente gás natural foi também necessário consultar uma distribuidora de gás natural local, para confirmar a existência da distribuição deste combustível nas proximidades da empresa. A distribuidora consultada foi a Endesa, que nos confirmou que a rede de gás existe nas proximidades da empresa.

Posteriormente, seria necessário instalar o ramal de distribuição de gás natural desde o ponto de acesso local até às caldeiras, que abrange um comprimento total de 167 m.

Capítulo 6. Análise ambiental

Dada a preocupação da empresa pelo meio ambiente e pela sustentabilidade foi realizada uma análise ambiental, nomeadamente das emissões de dióxido de carbono (CO₂) inerentes à situação atual e à implementação das medidas indicadas.

Para determinar as emissões de CO₂ foi necessário conhecer os fatores de emissão para os combustíveis, fuelóleo e gás natural. Para o caso do fuelóleo o valor do fator de emissão é de 77,3 kgCO_{2e}/GJ e para o gás natural é de 64,1 kgCO_{2e}/GJ [20]. As emissões de CO₂ (E_{CO_2}) são obtidas, conforme é apresentado na equação 6.1.

$$E_{CO_2} = m_c \times t_{anual} \times P.C.I \times FE \quad (6.1)$$

Em que,

E_{CO_2} - Emissões de CO₂ (kgCO_{2e})

FE - Fator de emissão (kgCO_{2e}/GJ)

t_{anual} - Total de horas anuais de funcionamento da caldeira (h)

Na tabela 6.1 apresenta-se o total de emissões de CO₂ anuais, para a situação atual e para cada uma das 5 medidas a implementar, de forma isolada, assim como a redução das emissões de CO₂ (ΔR_E), em toneladas e em percentagem. Na tabela 6.1, M3 corresponde à alteração do excesso de ar para 15%. No anexo A.10 apresenta-se um exemplo de cálculo das respetivas emissões e redução associada.

Tabela 6. 1 - Emissões de CO₂, implementando as medidas de forma isolada.

Medida	m_c (kg/h)	E_{CO_2} (tonCO _{2e})	ΔR_E (tonCO _{2e})	ΔR_E (%)
Situação Atual	42,1	144	-	-
M1: Reaproveitamento dos condensados	38,9	133	11	7,60%
M2: Instalação do economizador	38,9	133	11	7,60%
M3: Redução do excesso de ar	41,8	143	1	0,70%
M4: Instalação do pré-aquecedor	41	140	4	2,60%
M5: Alteração do combustível	38,2	119	25	17,2%

Através da análise dos resultados, que se encontram na tabela 6.1 verifica-se que a alteração de combustível para gás natural (M5) permite reduzir anualmente as emissões de dióxido de carbono atuais para a atmosfera, até 17,2%. Logo de seguida verifica-se que o reaproveitamento dos condensados (M1) e a instalação de economizador (M2), permite reduzir as emissões de dióxido de carbono até 7,60%. As restantes medidas não têm um impacto significativo na alteração das emissões de dióxido de carbono.

Na tabela 6.2 apresenta-se a mesma análise, para aplicação das medidas de forma combinada, com a exceção do gás natural.

Tabela 6. 2 - Emissões de CO₂, implementando as medidas de forma combinada.

Medida	m _c (kg/h)	E _{CO₂} (tonCO _{2e})	ΔR _E (tonCO _{2e})	ΔR _E (%)
Situação Atual	42,1	144	-	-
M1+M2	36,4	124	20	13,5%
M1+M2+M3	36,3	124	20	13,8%
M1+M2+M3+M4	35,9	123	19	14,7%

Como era esperado a combinação das medidas permite reduzir substancialmente as emissões de dióxido de carbono anuais. Contudo, a alteração do combustível para gás natural é a medida, que permite reduzir mais as emissões de dióxido de carbono.

Capítulo 7. Análise económica

Neste capítulo é realizada uma análise da viabilidade económica da implementação das medidas indicadas. Na tabela 7.1 apresenta-se o custo da instalação dos equipamentos e tubagens necessários, nas duas caldeiras, com base em orçamentos cedidos pelas empresas Norbidel e Maiavapor [15,16], no caso das medidas M1 a M4. No caso da medida M5 o custo baseia-se num orçamento cedido pela empresa Norbidel e em dados publicados pela Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos (ERSE), para os anos 2018, 2019. O custo unitário do ramal de 167 m para distribuição de gás natural é de 49,5 €/m, o que totaliza 8.266,50 € [13,14].

Tabela 7. 1 - Custo dos equipamentos e tubagens necessários [14,15,16].

Medida	Equipamento/ Tubagem	Custo (€)	Quantidade	Custo Total (€)
M1: Reaproveitamento dos condensados	Reservatório	11.360	1	11.360
	Tubagem condensados		1	
M2: Instalação do economizador	Economizador	30.000	2	60.000
M3: Redução do excesso de ar	Sistema de controlo do caudal de ar	15.000	2	30.000
M4: Instalação do pré-aquecedor	Pré-aquecedor	30.000	2	60.000
M5: Alteração do combustível	Queimador	18.000	2	44.266,50
	Tubagem 167 m	8.266,50	1	

Atualmente, os custos anuais em água e combustível totalizam 24.036,05 €, sendo que 98,5% desses custos são em combustível e apenas 1,5% são em água, conforme se apresenta no anexo A.11.

Na tabela 7.2 apresenta-se o consumo de combustível e a respetiva poupança monetária anual em euros (PM), com a implementação de cada uma das 5 medidas, de forma isolada, assim como o investimento necessário para a implementação das medidas nas duas caldeiras instaladas na empresa e respetivo período de retorno do investimento (PRI). É de notar que a poupança monetária anual, no caso de M1 (reaproveitamento de condensados), corresponde à poupança de água e combustível e nos restantes casos apenas à poupança monetária anual em combustível.

Tabela 7. 2 - Resumo dos resultados da implementação das medidas isoladas e análise económica [14,15,16].

	% η	m_c (kg/h)	PM (€)	Investimento (€)	PRI (Anos)
Situação Atual	82,6	42,1	-	-	-
M1: Reaproveitamento dos condensados	-	38,9	2.054,45	11.360	5,5 anos
M2: Instalação do economizador	86,5	38,9	1.799,18	60.000	33 anos
M3: Redução do excesso de ar	83,3	41,8	168,70	30.000	178 anos
M4: Instalação do pré-aquecedor	85,0	41,0	618,57	60.000	97 anos
M5: Alteração do combustível	-	38,2	2.987,91	44.266,50	15 anos

Analisando os resultados de forma global a medida 5 (alteração de combustível) corresponde ao menor consumo de combustível e a uma maior poupança monetária anual. Contudo o período de retorno do investimento total, para a sua implementação nas duas caldeiras corresponde a 15 anos. Sob este ponto de vista a medida que corresponde ao menor período de retorno do investimento é a medida 1 (reaproveitamento de condensados), cerca de 5 anos e meio. Por outro lado é a segunda medida a que corresponde o menor consumo de combustível e à segunda maior poupança monetária anual em combustível e água. Uma vez que o valor do investimento também se irá refletir nos custos de produção de vapor, que conseqüentemente se repercutem nos custos de produção dos produtos químicos pode-se dizer que sob o ponto de vista económico a medida mais viável a implementar será a medida 1.

Na tabela 7.3 a mesma análise, mas apresentando as medidas de forma combinada, com a exceção do gás natural. Neste caso, a poupança monetária anual, corresponde em todos os casos à poupança de água e combustível, dada a acumulação com a medida M1.

Tabela 7. 3 - Resumo dos resultados da implementação das medidas combinadas e análise económica [14,15,16].

	% η	m_c (kg/h)	PM (€)	Investimento (€)	PRI (Anos)
M1+M2	85,3	36,4	3.460,63	71.360	21 anos
M1+M2+M3	85,8	36,3	3.516,86	101.360	29 anos
M1+M2+M3+M4	86,7	35,9	3.741,80	161.360	43 anos

Analisando os resultados obtidos de forma combinada constata-se, que o aumento de eficiência térmica na caldeira, que é representado na poupança monetária anual não

compensa o investimento necessário, dado os elevados períodos de retorno do investimento.

Capítulo 8. Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros

Neste trabalho foi estudada a unidade de produção, distribuição e utilização de vapor da empresa e foi avaliada a possibilidade de implementação de algumas medidas com vista à otimização energética da mesma e redução de consumos materiais e respetivos custos.

Para isso começou-se por analisar os gases de combustão, ficando-se a conhecer a sua composição molar em oxigénio (4,40%) e a sua temperatura (238,5 °C). O excesso de ar utilizado na queima e a composição molar em dióxido de carbono nos gases de combustão, foram calculados tendo-se obtido os valores de 25% e 13,3% respetivamente. A eficiência da caldeira foi calculada pelo método das perdas tendo-se obtido o valor final de 82,6%, sendo que se obtiveram 10,1% de perdas nos gases de combustão e 7,3% de perdas por radiação e convecção natural.

Analisando o padrão de consumo de combustível da empresa foi estimado o valor médio anual de 39,6 kg/h valor ligeiramente inferior ao calculado por balanço que foi de 42,1 kg/h.

Concluiu-se que as caldeiras se encontravam sobredimensionadas, uma vez que a o valor obtido por balanço para o caudal de vapor foi de 551,6 kg/h, bastante inferior à sua capacidade máxima de vaporização que é de 2000 kg/h.

Foram avaliadas 5 medidas com vista à otimização energética do processo: reaproveitamento dos condensados, instalação de um economizador, otimização do excesso de ar, instalação de um pré-aquecedor do ar de combustão, e alteração do combustível de fuelóleo para gás natural.

A viabilidade ambiental e económica foi avaliada isoladamente e de forma combinada.

Sob o ponto de vista ambiental verificou-se, que a medida mais viável a implementar seria a alteração do combustível, para gás natural, pois conseguir-se-ia reduzir as emissões anuais de dióxido de carbono até 17%. Em seguida seria o reaproveitamento de condensados ou a instalação de economizador, que permite reduzir as emissões anuais até 7,6%. O reaproveitamento de condensados também tem como vantagem a poupança anual de 393 toneladas de água, que contribui para a redução da

escassez de água. As restantes medidas não têm um impacto significativo na alteração das emissões de dióxido de carbono. Isto porque, no caso da redução do excesso de ar, a redução é de 0,70% e no caso da instalação do pré-aquecedor é de 2,6%.

A combinação das medidas permite apenas reduzir as emissões de dióxido de carbono anuais até 14,7%, valor esse inferior à alteração de combustível.

Através da análise económica verificou-se que seria mais viável implementar as medidas propostas de forma isolada, uma vez que os períodos de retorno do investimento são elevados no caso da combinação das medidas, sendo entre 21 a 43 anos.

Com o reaproveitamento de condensados de forma isolada obtém-se uma poupança monetária anual em combustível e água de 2.054,45 €. Para implementar esta medida será necessário um investimento no valor de 11.360 €, pelo que o período de retorno de investimento serão 5 anos e meio.

A instalação do economizador permite obter uma poupança monetária anual em combustível de 1.799,18 €. Para implementar esta medida será necessário um investimento no valor de 60.000 €, pelo que o período de retorno de investimento serão 33 anos.

A redução do excesso de ar, para 15% permite obter uma poupança monetária anual em combustível de apenas 168,70 €. Para implementar esta medida será necessário um investimento no valor de 30.000 €, pelo que o período de retorno de investimento será bastante elevado, cerca de 178 anos.

A instalação do pré-aquecedor do ar de combustão permite obter uma poupança monetária anual em combustível de apenas 618,57 €. Para implementar esta medida será necessário um investimento no valor de 60.000 €, pelo que o período de retorno de investimento será também elevado, cerca de 97 anos.

A alteração de combustível, para gás natural permite obter uma poupança monetária anual em combustível de 2.987,91 €. Para implementar esta medida será necessário um investimento no valor de 44.266,50 €, pelo que o período de retorno de investimento serão 15 anos.

Analisando as cinco medidas indicadas, de forma isolada verifica-se, que a implementação do reaproveitamento de condensados será a mais viável a nível económico e ambiental. Isto porque, esta medida corresponde ao menor período de retorno do investimento, ao segundo menor consumo de combustível, representando uma redução até 7,6%, face à situação atual e ao segundo maior valor de poupança monetária anual em combustível e água. Ao minimizar o valor do investimento, e os custos materiais em água e combustível, também se irá minimizar os custos de produção de vapor, que consequentemente se repercutem nos custos de produção dos produtos químicos. A nível ambiental esta medida contribui para a redução do consumo de água e corresponde à segunda medida de menores emissões anuais de dióxido de carbono.

Como trabalhos futuros propõe-se estudar a implementação de um gerador de vapor novo, com a capacidade de vaporização adequada às necessidades da empresa, uma vez que os atuais se encontram sobredimensionados. Também se propõe estudar a implementação de um gerador de hidrogénio na caldeira atual, para produção de energia térmica, através da reação entre o hidrogénio e oxigénio, como garantia de emissões zero de dióxido de carbono, redução do consumo de combustível (água), face à situação atual e aumento da eficiência térmica da caldeira.

Bibliografia

- [1]MAPRIL, Produtos Químicos e Máquinas para a Indústria, Lda. - <http://www.mapril.com/gca/?id=42> (acedido em 10 de setembro de 2018).
- [2]Nogueira Luiz, 2005. *Eficiência Energética no Uso de Vapor*. (versão PDF do documento descarregado em 19 de novembro de 2018).
- [3]Assis Carlos, 2014. *Sebenta da disciplina de Utilidades Industriais (UTLIND, 2º Ano, 1º Semestre, Mestrado em Engenharia Química)*, Capítulo 1 a 4 (versão PDF do documento descarregado em 20 de outubro de 2018).
- [4]Bizzo Waldir. *Geração, Distribuição e Utilização de Vapor*, Cap. 4 - GERADORES DE VAPOR (versão PDF do documento descarregado em 20 de novembro de 2018).
- [5]Machado Lerenó, 2018. *Apontamentos da disciplina de Fontes e Conversão de Energia*. (FCONVE, 1º Ano, 1º Semestre, Mestrado em Engenharia Química) (versão PDF do documento descarregado em 30 de maio de 2018).
- [6]Pilão Rosa, 2018. Apontamentos da disciplina Sistemas de Conversão de Energia (SCENE, 1º Ano, 2º Semestre, Mestrado em Energias Sustentáveis) (versão PDF do documento descarregado em 18 de maio de 2019).
- [7]Luiz Gonçalves & Irmão, Lda. Fábrica de caldeiraria e serralharia. *Oferta nº107/90*, 90/07/26.
- [8]Galp, 2018. Ficha de Especificação Comercial. Fuelóleo N°4 BTE.
- [9]BOSH. “*Permutadores de calor de gases de combustão autónomo ECO*”. Janeiro, 2, 2019. <https://www.bosch-thermotechnology.com/pt/pt/ocs/comercial-e-industrial/permutadores-de-calor-de-gases-de-combustao-autonomo-eco-669540-p>(acedido em 2 de janeiro de 2019).
- [10]Ceron Luciano, 2010. *Controle do excesso de ar em processos de combustão*. Publicação Researchgate. (versão PDF do documento descarregado em 20 de outubro de 2018).
- [11]Portgás. “*Gás natural – Vantagens*”. Março, 11, 2019. <https://www.portgas.pt/index.php?id=414> (acedido em 11 de março de 2019).
- [12]Martins G. J. Jorge, Pombo B. A. Justino. *Avaliação das Potencialidades de Redução de Consumo de Combustível em Caldeiras*. Ano desconhecido.
- [13]Galp - Gás natural distribuição. “*Monitorização do gás natural - Características do gás natural*”. Março, 15, 2019. <https://galpgasnaturaldistribuicao.pt/Centro-de-Infoma%C3%A7%C3%A3o/Monitorizacao-do-gas-natural> (acedido em 15 de março de 2019).
- [14]ERSE - Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos. *Tarifas e preços de gás natural para o ano gás 2018-2019*. Julho 2018. (versão PDF do documento descarregado em 25 de março de 2019).

[15]Norbidel - Sociedade Comercial de Representações Lda. *Orçamento para Reservatório condensados com serpentina*. (Proposta fornecida em 10 de fevereiro de 2019).

[16]Maiavapor - Empresa De Instalação De Vapor E Metalurgica, Lda. *Orçamento para fornecimento e montagem de uma tubagem de condensados*. (Proposta fornecida em 4 de fevereiro de 2019).

[17]Coulson, J.M e Richarson, J.F., Tecnologia Química, 1989. *Tecnologia Química, Uma Introdução ao Projecto em Tecnologia Química*. Volume VI. Edição da Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa.

[18]Ribeiro Albina, 2016. Apontamentos da disciplina Utilidades e Sistemas Térmicos (UTSIS, 1º Ano, 2º Semestre, Mestrado em Engenharia Química) (versão PDF do documento descarregado em 3 de março de 2016).

[19]Norbidel - Sociedade Comercial de Representações Lda. *“Produtos – Economizadores”*. Março, 30, 2019. (versão PDF do documento descarregado em 30 de março de 2019).

[20]Pilão Rosa, 2017. Apontamentos da disciplina Gestão de Energia e Reengenharia do Processo (GEREPR, 1º Ano, 2º Semestre, Mestrado em Engenharia Química) (versão PDF do documento descarregado em 14 de março de 2017).

[21]ECHA – European Chemicals Agency. *“Informação da substância - Fuel oil, no. 4”*. Novembro, 2018. https://echa.europa.eu/pt/substance-information/-/substanceinfo/100.064.228?_disssubinfo_WAR_disssubinfoportlet_backURL=https%3A%2F%2Fecha.europa.eu%2Fpt%2Fsearch-for-chemicals%3Fp_p_id%3Ddisssimplesearch_WAR_dissearchportlet%26p_p_lifecycle%3D0%26p_p_state%3Dnormal%26p_p_mode%3Dview%26p_p_col_id%3Dcolumn-1%26p_p_col_count%3D1%26_disssimplesearch_WAR_dissearchportlet_sessionCriteriaId%3DdisSimpleSearchSessionParam101401541170373995 (acedido em 4 de novembro de 2018).

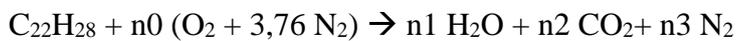
Anexos

Anexo A – Exemplos de cálculo

Anexo A.1 – Determinação do excesso de ar e da % CO₂

O excesso de ar foi obtido, com base na % molar de O₂ presente nos gases secos de combustão e na equação de queima real.

Começando, pela reação completa e estequiométrica



A fórmula química do combustível é a do Fuelóleo N° 4 BTE (C₂₂H₂₈) [21].

Balanço ao átomo de C:

$$22 = n_2; \quad n_2 = 22 \text{ mol}$$

Balanço ao átomo de H:

$$28 = 2n_1; \quad n_1 = 14 \text{ mol}$$

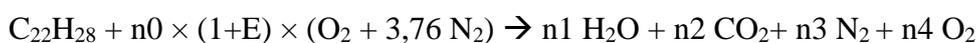
Balanço ao átomo de O:

$$2n_0 = n_1 + 2n_2; \quad 2n_0 = 14 + 2 \times 22; \quad n_0 = 7 + 22; \quad \mathbf{n_0 = 29 \text{ mol}}$$

Balanço ao átomo de N:

$$2 \times 3,76 n_0 = 2n_3; \quad n_3 = 109,04 \text{ mol}$$

Passando à reação completa com excesso de ar



Balanço ao átomo de C:

$$22 = n_2; \quad n_2 = 22 \text{ mol}$$

Balanço ao átomo de H:

$$28 = 2n_1; \quad n_1 = 14 \text{ mol}$$

Balanço ao átomo de O:

$$2 \times n_0 \times (1+E) = n_1 + 2n_2 + 2n_4; \quad 2 \times 29 \times (1+E) = 14 + 2 \times 22 + 2n_4$$

Balanço ao átomo de N:

$$2 \times 3,76 n_0 \times (1+E) = 2n_3; \quad 2 \times 3,76 \times 29 \times (1+E) = 2n_3;$$

$$n_3 = 109,04 \times (1+E);$$

Sabe-se, que % O₂ base seca é igual a 4,4%, valor esse obtido na análise dos gases de combustão. Assim,

$$\% \text{ O}_2 \text{ base seca} = \frac{n_4}{n_2+n_3+n_4}; \quad \frac{\% \text{ O}_2 \text{ base seca}}{100} \times (n_2+n_3+n_4) = n_4;$$

$$0,044 n_2 + 0,044 n_3 + 0,044 n_4 = n_4$$

$$0,956 n_4 = 0,044 n_2 + 0,044 n_3$$

$$n_4 = 0,0460 \times 22 + 0,046 \times 109,04 (1+E);$$

Retomando o balanço ao átomo de O, substituindo a equação anterior para determinação de n₄, determina-se o excesso de ar:

$$2 \times 29 \times (1+E) = 14 + 2 \times 22 + 2 \times [0,0460 \times 22 + 0,046 \times 109,04 (1+E)]$$

$$58 \times (1+E) = 58 + 2 \times [0,0460 \times 22 + 0,046 \times 109,04 (1+E)]; \quad \mathbf{E = 0,25}$$

Retomando o balanço ao átomo de N:

$$n_3 = 109,04 \times (1+0,25); \quad n_3 = 136,3 \text{ mol}$$

Retomando a equação para determinar n_4 :

$$n_4 = 0,0460 \times 22 + 0,046 \times 109,04 (1+0,25); n_4 = 7,28 \text{ mol}$$

Por fim, a % CO_2 nos gases de combustão é dada por:

$$\% \text{ CO}_2 \text{ base seca} = \frac{n_2}{n_2+n_3+n_4} \times 100; \quad \% \text{ CO}_2 \text{ base seca} = \frac{22}{22+136,3+7,28} \times 100;$$

$$\% \text{ CO}_2 \text{ base seca} = 13,3 \%$$

Anexo A.2 – Determinação da eficiência térmica

Em seguida apresenta-se o exemplo de cálculo, para a determinação da eficiência térmica de um gerador de vapor, pelo método das perdas.

O cálculo das perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (P_{gc}) é obtido recorrendo à equação 2.23 do subcapítulo 2.4.2:

$$P_{gc} = \frac{K \times (T_g - T_{ar}) \times \left(1 - \frac{P_{cv} + P_{cf}}{100}\right)}{\% \text{ CO}_2}$$

A contante K pode ser determinada, para qualquer hidrocarboneto, através da equação 2.24 presente no subcapítulo 2.4.2. Contudo não se conhece a %C do combustível em estudo, pelo que se admitiu que o valor de K seria o apresentado na tabela 2.4 para fuelóleo.

As perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes (P_{cv}) e nas cinzas de fundo (P_{cf}) são 0%, uma vez que o combustível não contém inertes e a reação de queima é completa, com excesso de ar.

Assim,

$$P_{gc} = \frac{0,54 \times (238,5 - 25) \times \left(1 - \frac{0 + 0}{100}\right)}{13,3}$$

$$P_{gc} = 8,67 \%$$

As perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (PH_2O) são obtidas através da equação 2.25, presente no subcapítulo 2.4.2:

$$PH_2O = \frac{(mH_2O + 9H) \times (210 - 4,2 \times T_{ar} + 2,1 \times T_g)}{P.C.I}$$

Sabe-se que a percentagem volumétrica de água no combustível ($\% (v/v)_{ag,c}$) é 0,8 %, conforme se poderá verificar na ficha de especificação comercial presente no anexo B (figura B.1). A percentagem mássica de água no combustível é dada por:

$$\% (m/m)_{ag,c} = \% (v/v)_{ag,c} \times \frac{\rho_{ag}}{\rho_c} \times 100$$

$$\% (m/m)_{ag,c} = 0,008 \times \frac{999,10}{955} \times 100 = 0,84 \%$$

Como não é conhecida a $\% (m/m)$ Hidrogénio no combustível em estudo admitiu-se o valor apresentado na tabela 2.5 do subcapítulo 2.4.2 para o Thick óleo, 11,5%.

O valor do poder calorífico inferior do combustível pode ser consultado na tabela 3.3 do subcapítulo 3.2, sendo cerca de 43890 kJ/kg.

Assim,

$$PH_2O = \frac{(0,84 + 9 \times 11,5) \times (210 - 4,2 \times 25 + 2,1 \times 238,5)}{43890}$$

$$PH_2O = 1,43 \%$$

As perdas por radiação e convecção natural (P_r) são determinadas pela equação 2.16, conforme apresentado no subcapítulo 2.4.1.

$$P_r = \frac{m_{vmax}}{m_v} \times Q_{cpn}$$

Para determinar as perdas por radiação e convecção natural, é necessário conhecer a potência do gerador de vapor, para poder seleccionar o valor das perdas à capacidade nominal (P_{cpn}).

Dessa forma, a potência do gerador de vapor é dada por:

$$P_{gv} = m_{vmax} \times hv$$

Por consulta nas tabelas de vapor de água presentes sabe-se que 8,5 bar:

$$h_{v8,5bar} = 2769,9 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{gv} = \frac{2000}{3600} \times 2769,9; \quad P = 1538 \text{ kW} = 1,5 \text{ MW}$$

Tendo em conta a potência obtida e consultando a tabela 2.3 do subcapítulo 2.4. verifica-se que as perdas à capacidade nominal (P_{cpn}) são cerca de 2%.

Dado que não se é possível medir o caudal de vapor na unidade considerou-se que a caldeira se encontra a trabalhar à capacidade nominal. Assim,

$$P_r = \frac{2000}{2000} \times 2\%; \quad P_r = 2\%$$

Após a determinação posterior do caudal de vapor, também se irá corrigir, o valor das perdas de calor por radiação e convecção natural e consequentemente o valor do rendimento obtido de seguida, pela equação 2.29 do subcapítulo 2.4.2:

$$\% \eta = 100 - \Sigma \text{ de todas as perdas}(\%)$$

$$\% \eta = 100 - (8,67 + 1,43 + 2); \quad \% \eta = 87,9 \%$$

Anexo A.3 – Determinação dos caudais das correntes

O caudal de combustível (m_c) é obtido pela equação 4.1 apresentada no subcapítulo 4.1:

$$m_c = \frac{C_{Comb}}{\text{Total dias úteis} \times 24 \times \frac{4}{24}}; \quad m_c = \frac{39900}{252 \times 24 \times \frac{4}{24}}$$

$$m_c = 39,6 \text{ kg/h}$$

Para estimar o caudal de vapor recorreu-se à equação 2.21 do subcapítulo 2.4.1, que permite determinar a eficiência térmica, pelo método direto.

$$\eta = \frac{Q_v - Q_{ag}}{Q_c}$$

Através da equação 2.1 sabe-se que,

$$Q_c = m_c \times P.C.I$$

Conforme é apresentado na tabela 3.3 do subcapítulo 3.2,

$$P.C.I = 43890 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Assim, } Q_c = \frac{39,6}{3600} \times 43890; \quad Q_c = 482,8 \text{ kW}$$

E que pela equação 2.9,

$$Q_{ag} = m_{ag} \times C_{p_{ag}} \times (T_{ag} - T_r); \text{ Como } T_{ag} = T_r = 25 \text{ °C então } Q_{ag} = 0 \text{ kW}$$

Então,

$$0,879 = \frac{Q_v - 0}{482,8}$$

$$Q_v = 424,4 \text{ kW}$$

Através da equação 2.10 sabe-se que,

$$Q_v = m_v \times h_v$$

Resolvendo a equação 2.10 em ordem ao caudal de vapor (m_v):

$$m_v = \frac{Q_v}{h_v}; \quad m_v = \frac{424,4}{2769,9}; \quad m_v = 0,153 \text{ kg/s} = 551,6 \text{ kg/h}$$

Ao determinar o caudal de vapor verificou-se, que a caldeira não se encontra a trabalhar à capacidade nominal, pelo que se corrigiu o valor das perdas de calor por radiação e convecção natural. Assim,

$$P_r = \frac{2000}{551,6} \times 2\%; \quad P_r = 7,3\%$$

Consequentemente corrigiu-se o valor da eficiência térmica da caldeira:

$$\% \eta = 100 - (8,67 + 1,43 + 7,3); \quad \% \eta = 82,6 \%$$

Através da equação 2.21 determinou-se o caudal de combustível corrigido:

$$\eta = \frac{Q_v - Q_{ag}}{Q_c}$$

Resolvendo em ordem a Q_c :

$$Q_c = \frac{Q_v - Q_{ag}}{\eta}$$

Sabendo que, $Q_c = m_c \times \text{P.C.I}$ e resolvendo a equação em ordem ao caudal de combustível (m_c):

$$m_c = \frac{Q_v - Q_{ag}}{\eta \times \text{P.C.I}}$$

$$m_c = \frac{424,4 - 0}{0,826 \times 43890}$$

$$m_c = 0,0117 \text{ kg/s} = 42,1 \text{ kg/h}$$

O caudal de ar seco (m_{ar}) foi determinado, com base na equação 2.4.

$$m_{ar} = R_{ar,est} \times m_{c,seco} \times E$$

Através da equação 2.5 determina-se o caudal de combustível seco ($m_{c,seco}$):

$$m_{c,seco} = m_c - m_{ag,c}$$

Para determinar o caudal mássico de água contida no combustível ($m_{ag,c}$) recorre-se à equação 2.6:

$$m_{ag,c} = m_c \times \frac{\% (m/m)_{ag,c}}{100}$$

$$m_{ag,c} = 39,6 \times 0,00836 = 0,331 \text{ kg/h}$$

Assim,

$$m_{c,seco} = m_c - m_{ag,c} = 39,6 - 0,331 = 39,3 \text{ kg/h}$$

A razão mássica de ar teórica ($R_{ar,est}$), para o combustível em estudo foi consultada na tabela 2.2 do subcapítulo 2.4, sendo cerca de 13,6 kg ar seco/kg combustível seco, para o combustível em estudo (Thick, Pesado).

Por fim,

$$m_{ar} = 13,6 \times 39,3 \times 1,25 = 668,1 \text{ kg/h}$$

O caudal de gases secos de combustão, foi calculado, através da equação 2.12:

$$m_g = m_{ar} + m_{c,seco} - R_{H_2O} \times m_{c,seco}$$

A razão mássica de água produzida/combustível seco (R_{H_2O}), foi consultada na tabela 2.2 do subcapítulo 2.4, sendo cerca de 1,0 kg água/kg combustível seco, para o combustível em estudo (Thick, Pesado).

Assim,

$$m_g = 668,1 + 39,3 - 1,0 \times 39,3; \quad m_g = 668,1 \text{ kg/h}$$

Anexo A.4 – Determinação do caudal de combustível e água, com a implementação da medida 1

A medida 1 corresponde ao reaproveitamento dos condensados.

Para determinar os novos caudais de combustível e de água procedeu-se da forma, que a seguir se apresenta.

Determinou-se a temperatura da água de alimentação à caldeira através do balanço de massa e energia ao tanque de água (equação 4.3):

$$m_{agcomp} \times cp_{ag} \times (T_{agcomp} - T_r) + m_{cond} \times cp_{ag} \times (T_{cond} - T_r) \\ = m_{ag} \times cp_{ag} \times (T_{ag} - T_r)$$

Considerou-se que a temperatura de água de compensação (T_{agcomp}) é igual à temperatura de referência (T_r). A temperatura dos condensados medidos, com uma sonda é cerca de 100°C. Assim, retomando o balanço de massa e energia:

$$0 + 389,6 \times cp_{ag} \times (100 - 25) = 551,6 \times cp_{ag} \times (T_{ag} - 25); T_{ag} = 78 \text{ }^\circ\text{C}$$

Com o valor obtido da temperatura da água de alimentação determinou-se a energia associada à água de alimentação, Q_{ag} :

$$Q_{ag} = m_{ag} \times cp_{ag} \times (T_{ag} - T_r);$$

$$Q_{ag} = \frac{551,6}{3600} \times 4,18 \times (78 - 25) = 33,9 \text{ kW}$$

Como anteriormente no anexo A.3 determinou-se o caudal de combustível, através do rearranjo da equação 2.21:

$$m_c = \frac{Q_v - Q_{ag}}{\eta \times P.C.I}$$

$$m_c = \frac{424,4 - 33,9}{0,826 \times 43890}$$

$$m_c = 0,0108 \text{ kg/s} = 38,9 \text{ kg/h}$$

Assim pode-se determinar:

- A redução no consumo anual de combustível em relação à situação inicial:

$$\Delta R_c = 42,1 - 38,9 = 3,2 \text{ kg/h}$$

- O custo unitário do combustível é cerca de 0,55788 €/kg e o período de funcionamento da caldeira anual no ano de 2018 foram 1008 horas $(252 \text{ dias} \times 24 \times \frac{4}{24})$.

Desse modo, a poupança monetária anual em combustível (PM) é dada pela equação 4.4:

$$PM = \Delta R_c \times t \times C_{unit,c}$$

$$PM = 3,2 \times 1008 \times 0,55788 = 1.799,18 \text{ €}$$

- A redução no consumo anual de água em relação à situação inicial é obtida pela equação 4.5:

$$\Delta R_{ag} = (m_v - m_{agcomp}) \times t$$

$$\Delta R_{ag} = (551,6 - 162) \times 1008 = 392716,8 \text{ kg}$$

- O custo unitário da água associado a custos de bombagem é cerca de 0,00065 €/kg

Desse modo, a poupança monetária anual em água (PM) é dada pela equação 4.6:

$$PM = \Delta R_{ag} \times C_{unit,ag}$$

$$PM = 392716,8 \text{ kg} \times 0,00065 \text{ €/kg} = 255,27 \text{ €}$$

Assim, a poupança monetária anual em combustível e água totaliza:

$$PM = 1.799,18 + 255,27 = 2.054,45 \text{ €}$$

Anexo A.5 – Determinação do caudal de combustível, com a implementação da medida 2

A medida 2 corresponde à instalação um economizador para pré-aquecer a água de alimentação, usando calor sensível dos gases de combustão.

Inicialmente apresentam-se os cálculos relativos à instalação apenas do economizador e em segundo lugar à combinação desta medida e da medida anterior, do reaproveitamento dos condensados.

Começou-se por efetuar um balanço de massa e energia ao economizador (equação 4.7), admitindo, seria aquecida de 25°C ($T_{ag,in}$) para 50°C ($T_{ag,out}$):

$$m_{ag} \times cp_{ag} \times (T_{ag,out} - T_{ag,in}) = -m_g \times cp_g \times (T_{g,out} - T_{g,in})$$

$$551,6 \times 4,18 \times (50 - 25) = -668,1 \times 1,00 \times (T_{g,out} - 238,5)$$

Assim, a temperatura dos gases de combustão à saída do economizador ($T_{g,out}$) é:

$$T_{g,out} = 152,2 \text{ °C}$$

Recalculando a eficiência térmica da caldeira, pelo método das perdas, alterando a temperatura dos gases de combustão obtém-se:

$$\% \eta = 100 - (5,16 + 1,00 + 7,3); \quad \% \eta = 86,5 \%$$

Como anteriormente, verificou-se o impacto do fornecimento da água de alimentação a 50 °C no consumo de combustível.

Determinou-se a energia associada à água de alimentação, Q_{ag} :

$$Q_{ag} = m_{ag} \times cp_{ag} \times (T_{ag} - T_r);$$

$$Q_{ag} = \frac{551,6}{3600} \times 4,18 \times (50 - 25) = 16,0 \text{ kW}$$

Como anteriormente no anexo A.3 determinou-se o caudal de combustível, através da equação 2.21:

$$m_c = \frac{424,4 - 16,0}{0,865 \times 43890}$$

$$m_c = 0,0108 \text{ kg/s} = 38,9 \text{ kg/h}$$

Posteriormente determinou-se:

- A redução no consumo anual de combustível em relação à situação inicial:

$$\Delta R_c = 42,1 - 38,9 = 3,2 \text{ kg/h}$$

- A poupança monetária anual em combustível (PM):

$$PM = 0,7 \times 1008 \times 0,55788 = 1.799,18 \text{ €}$$

Em seguida apresentam-se os cálculos da combinação da medida 1 e 2: reaproveitamento dos condensados e instalação do economizador.

Como primeira iteração efetuou-se um balanço de massa e energia ao economizador, admitindo, que a água seria aquecida de 78 °C ($T_{ag,in}$) para 90 °C ($T_{ag,out}$):

$$m_{ag} \times cp_{ag} \times (T_{ag,out} - T_{ag,in}) = -m_g \times cp_g \times (T_{g,out} - T_{g,in})$$

$$551,6 \times 4,18 \times (90 - 78) = -668,1 \times 1,00 \times (T_{g,out} - 238,5)$$

$$T_{g,out} = 197,1 \text{ °C}$$

Recalculando a eficiência térmica da caldeira, pelo método das perdas, alterando a temperatura dos gases de combustão obtém-se:

$$\% \eta = 100 - (6,99 + 1,22 + 7,3); \quad \% \eta = 84,5 \%$$

Tal como anteriormente realizou-se a verificação do impacto do uso de água de alimentação a 90 °C no consumo de combustível.

Determinou-se a energia associada à água de alimentação, Q_{ag} :

$$Q_{ag} = m_{ag} \times cp_{ag} \times (T_{ag} - T_r);$$

$$Q_{ag} = \frac{551,6}{3600} \times 4,18 \times (90 - 25) = 41,6 \text{ kW}$$

Através da equação 2.21 determinou-se o caudal de combustível:

$$m_c = \frac{424,4 - 41,6}{0,845 \times 43890}$$

$$m_c = 0,0103 \text{ kg/s} = 37,1 \text{ kg/h}$$

Por fim determinou-se:

- A redução no consumo anual de combustível em relação à situação inicial:

$$\Delta R_c = 42,1 - 37,1 = 5,0 \text{ kg/h}$$

- A poupança monetária anual em combustível (PM):

$$PM = 5,0 \times 1008 \times 0,55788 = 2.811,72 \text{ €}$$

Assim, a poupança monetária anual em combustível e água totaliza:

$$PM = 2.811,72 + 255,27 = 3.066,99 \text{ €}$$

Como segunda iteração admitiu-se, que a água de alimentação fosse fornecida à caldeira a 95°C ($T_{ag,out}$). Assim, a temperatura dos gases de combustão é dada por:

$$m_{ag} \times cp_{ag} \times (T_{ag,out} - T_{ag,in}) = -m_g \times cp_g \times (T_{g,out} - T_{g,in})$$

$$551,6 \times 4,18 \times (95 - 78) = -668,1 \times 1,00 \times (T_{g,out} - 238,5)$$

$$T_{g,out} = 179,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Recalculando a eficiência térmica da caldeira, pelo método das perdas, alterando a temperatura dos gases de combustão obtém-se:

$$\% \eta = 100 - (6,29 + 1,14 + 7,3); \quad \% \eta = 85,3 \%$$

Procedeu-se à verificação do impacto do uso de água de alimentação a $95 \text{ }^\circ\text{C}$ no consumo de combustível.

Determinou-se a energia associada à água de alimentação, Q_{ag} :

$$Q_{ag} = m_{ag} \times cp_{ag} \times (T_{ag} - T_r);$$

$$Q_{ag} = \frac{551,6}{3600} \times 4,18 \times (95 - 25) = 44,8 \text{ kW}$$

Através da equação 2.21 determinou-se o caudal de combustível:

$$m_c = \frac{424,4 - 44,8}{0,853 \times 43890}$$

$$m_c = 0,0101 \text{ kg/s} = 36,4 \text{ kg/h}$$

Por fim determinou-se:

- A redução no consumo anual de combustível em relação à situação inicial:

$$\Delta R_c = 42,1 - 36,4 = 5,7 \text{ kg/h}$$

- A poupança monetária anual em combustível (PM):

$$PM = 5,7 \times 1008 \times 0,55788 = 3.205,36 \text{ €}$$

Assim, a poupança monetária anual em combustível e água totaliza:

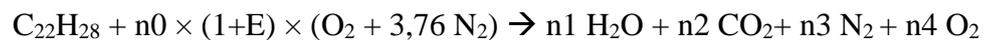
$$PM = 3.205,36 + 255,27 = 3.460,63 \text{ €}$$

Anexo A.6 – Excesso de ar

Anexo A.6.1 – Otimização

Em seguida apresenta-se o exemplo de cálculo, para a determinação da %O₂, %CO₂, %N₂ nos gases de combustão, se otimizar o excesso de ar para 20%.

Os valores obtidos referentes à reação completa e estequiométrica serão os mesmos. Apenas se irão determinar os novos coeficientes da reação completa com excesso de ar.



Balanço ao átomo de C:

$$22 = n_2; \quad n_2 = 22 \text{ mol}$$

Balanço ao átomo de H:

$$28 = 2n_1; \quad n_1 = 14 \text{ mol}$$

Balanço ao átomo de O:

$$2 \times n_0 \times (1+E) = n_1 + 2n_2 + 2n_4; \quad 2 \times 29 \times (1+E) = 14 + 2 \times 22 + 2n_4$$

$$\text{Com } E = 0,20 \rightarrow n_4 = 5,8 \text{ mol}$$

Balanço ao átomo de N:

$$2 \times 3,76 n_0 \times (1+E) = 2n_3; 2 \times 3,76 \times 29 \times (1+E) = 2n_3; n_3 = 109,04 (1+E);$$

$$n_3 = 130,85 \text{ mol}$$

$$\% \text{ O}_2 \text{ base seca} = \frac{n_4}{n_2+n_3+n_4}; \% \text{ O}_2 \text{ base seca} = \frac{5,8}{22+130,85+5,8}; \% \text{ O}_2 \text{ base seca} = 3,70\%$$

$$\% \text{ CO}_2 \text{ base seca} = \frac{n_2}{n_2+n_3+n_4} \times 100; \% \text{ CO}_2 \text{ base seca} = \frac{22}{22+130,85+5,8} \times 100;$$

$$\% \text{ CO}_2 \text{ base seca} = 13,9\%$$

$$\% \text{ N}_2 \text{ base seca} = \frac{n_3}{n_2+n_3+n_4} \times 100; \% \text{ N}_2 \text{ base seca} = \frac{130,85}{22+130,85+5,8} \times 100;$$

$$\% \text{ N}_2 \text{ base seca} = 82,4\%$$

Recorrendo, ao método das perdas obtém-se a nova eficiência térmica da caldeira alterando a % CO₂, presente nos gases de combustão, sendo cerca de 83,0%.

Procedeu-se da mesma forma que anteriormente, para determinar a composição dos gases de combustão e eficiência térmica da caldeira, caso se otimizasse o excesso de ar para 15%. Os resultados obtidos são apresentados na tabela 4.4 no subcapítulo 4.2.3.

Anexo A.6.2 – Determinação do caudal de combustível

Para o caso da alteração do excesso de ar para 20% sem acumular as medidas anteriores sabe-se que,

$$Q_{ag} = 0 \text{ kW, porque } T_{ag} = T_r$$

Pelo método das perdas a eficiência térmica é de

Logo, determina-se o caudal de combustível, pela equação 2.21:

$$m_c = \frac{424,4 - 0}{0,83 \times 43890}$$

$$m_c = 0,01165 \text{ kg/s} = 41,9 \text{ kg/h}$$

Assim pode-se determinar:

- A redução no consumo anual de combustível em relação à situação inicial:

$$\Delta R_c = 42,1 - 41,9 = 0,2 \text{ kg/h}$$

- E a poupança monetária anual em combustível (PM):

$$PM = 0,2 \times 1008 \times 0,55788 = 112,47 \text{ €}$$

Para o caso da alteração do excesso de ar para 15% sem acumular as medidas anteriores sabe-se que,

O caudal de combustível é dado por:

$$m_c = \frac{424,4 - 0}{0,833 \times 43890}$$

$$m_c = 0,0116 \text{ kg/s} = 41,8 \text{ kg/h}$$

Assim pode-se determinar:

- A redução no consumo anual de combustível em relação à situação inicial:

$$\Delta R_c = 42,1 - 41,8 = 0,3 \text{ kg/h}$$

- E a poupança monetária anual em combustível (PM):

$$PM = 0,3 \times 1008 \times 0,55788 = 168,70 \text{ €}$$

Em seguida determinou-se o caudal de combustível, para o caso da alteração do excesso de ar para 20%, acumulando as medidas. Recorrendo à equação 2.21 e sabendo que a eficiência térmica neste caso é de 85,5%:

$$m_c = \frac{424,4 - 44,8}{0,855 \times 43890}$$

$$m_c = 0,0101 \text{ kg/s} = 36,4 \text{ kg/h}$$

Assim pode-se determinar:

- A redução no consumo anual de combustível em relação à situação inicial:

$$\Delta R_c = 42,1 - 36,4 = 5,7 \text{ kg/h}$$

- E a poupança monetária anual em combustível (PM):

$$PM = 5,7 \times 1008 \times 0,55788 = 3.205,36 \text{ €}$$

Assim, a poupança monetária anual em combustível e água totaliza:

$$PM = 3.205,36 + 255,27 = 3.460,63 \text{ €}$$

Em seguida determinou-se o caudal de combustível, para o caso da alteração do excesso de ar para 15%, acumulando as medidas. Recorrendo à equação 2.21 e sabendo que a eficiência térmica neste caso é de 85,8%:

$$m_c = \frac{424,4 - 44,8}{0,858 \times 43890}$$

$$m_c = 0,01008 \text{ kg/s} = 36,3 \text{ kg/h}$$

Assim pode-se determinar:

- A redução no consumo anual de combustível em relação à situação inicial:

$$\Delta Rc = 42,1 - 36,3 = 5,8 \text{ kg/h}$$

- E a poupança monetária anual em combustível (PM):

$$PM = 5,8 \times 1008 \times 0,55788 = 3.261,59 \text{ €}$$

Assim, a poupança monetária anual em combustível e água totaliza:

$$PM = 3.261,59 + 255,27 = 3.516,86 \text{ €}$$

Anexo A.7 – Determinação do caudal de combustível, com a implementação da medida 4

A medida 4 corresponde à do pré-aquecedor de ar de combustão.

Em primeiro lugar apresentam-se os cálculos, relativos à adoção desta medida de forma isolada.

Admitiu-se que o ar de combustão seria aquecido de 25°C, para 50°C e efetuou-se um balanço de massa e energia ao pré-aquecedor (equação 4.8), para determinar a temperatura de saída dos gases de combustão ($T_{g,out}$):

$$m_{ar} \times cp_{ar} \times (T_{ar,out} - T_{ar,in}) = -m_g \times cp_g \times (T_{g,out} - T_{g,in})$$

$$668,1 \times 1,00 \times (50 - 25) = -668,1 \times 1,00 \times (T_{g,out} - 238,5)$$

$$T_{g,out} = 213,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Com a temperatura dos gases de combustão determinou-se pelo método das perdas a nova eficiência térmica, cerca de 85,0%. Assim tornou-se possível calcular o novo caudal de combustível, pela equação 2.21:

$$m_c = \frac{424,4 - 0}{0,85 \times 43890}$$

$$m_c = 0,0114 \text{ kg/s} = 41,0 \text{ kg/h}$$

Portanto pode-se determinar:

- A redução no consumo anual de combustível em relação à situação inicial:

$$\Delta R_c = 42,1 - 41,0 = 1,1 \text{ kg/h}$$

- E a poupança monetária anual em combustível (*PM*):

$$PM = 1,1 \times 1008 \times 0,55788 = 618,57 \text{ €}$$

Em seguida apresentam-se os exemplos de cálculos, relativos à combinação das 4 medidas propostas. Efetuou-se um balanço de massa e energia ao pré-aquecedor (equação 4.8), para determinar a temperatura de saída do ar de combustão, para a situação de excesso de ar igual a 15%. Isto admitindo, que os gases serão arrefecidos de 179,8°C, para 160°C.

$$m_{ar} \times cp_{ar} \times (T_{ar,out} - T_{ar,in}) = -m_g \times cp_g \times (T_{g,out} - T_{g,in})$$

$$668,1 \times 1,00 \times (T_{ar,out} - 25) = -668,1 \times 1,00 \times (160 - 179,8)$$

$$T_{ar,out} = 44,80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Com a temperatura dos gases de combustão e do ar determinou-se pelo método das perdas a nova eficiência térmica, cerca de 86,7%. Assim tornou-se possível calcular o novo caudal de combustível, pela equação 2.21.

Em que,

$$m_c = \frac{424,4 - 44,8}{0,867 \times 43890}$$

$$m_c = 0,00997 \text{ kg/s} = 35,9 \text{ kg/h}$$

Assim pode-se determinar:

- A redução no consumo anual de combustível em relação à situação inicial:

$$\Delta R_c = 42,1 - 35,9 = 6,2 \text{ kg/h}$$

- E a poupança monetária anual em combustível (PM):

$$PM = 6,2 \times 1008 \times 0,55788 = 3.486,53 \text{ €}$$

Assim, a poupança monetária anual em combustível e água totaliza:

$$PM = 3.486,53 + 255,27 = 3.741,80 \text{ €}$$

Anexo A.8 – Determinação do caudal de combustível, com a implementação da medida 5

A medida 5 corresponde à alteração do combustível para gás natural. Em seguida apresentam-se os exemplos de cálculos, relativos à determinação do caudal de combustível e respetiva poupança anual monetária, com adoção desta medida.

O caudal de combustível é determinado, através da equação 2.21, fixando as variáveis Q_v (424,4 kW) e eficiência térmica, η (82,6%). Igualmente, $Q_{ag} = 0$ kW, porque $T_{ag} = T_r$. Logo a única variável é o P.C.I do gás natural, sendo cerca de 10,76 kWh/m³[13].

Sabendo que massa volúmica do gás natural = 0,8019 kg/m³

Então,

$$P.C.I = 10,76 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^3} \times \frac{3600 \text{ kJ}}{1 \text{ kWh}} \times \frac{1}{0,8019 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 48305 \text{ kJ/kg}$$

Retomando a equação 2.21 para determinar o caudal combustível,

$$m_c = \frac{424,4 - 0}{0,826 \times 48305}$$

$$m_c = 0,0106 \text{ kg/s} = 38,2 \text{ kg/h}$$

Assim pode-se determinar:

- A poupança monetária anual em combustível (PM):

A quantidade de gás natural consumida anualmente em m^3 será:

$$38,2 \times 1008 \times \frac{1}{0,8019} = 48018 \text{ m}^3$$

O tarifário, que vigora entre 1 de julho de 2018 e 30 de junho de 2019 para regime de baixa pressão (0,5-4 bar): 0,040077 €/kWh [14].

Assim,

$$PM = (42,1 \times 1008 \times 0,55788) - (48018 \times 10,76 \times 0,040077)$$

$$PM = 2.967,91 \text{ €}$$

Anexo A.9 – Caracterização do reservatório de água e de recolha de condensados

Para a caracterizar o reservatório de água e de recolha de condensados será necessário determinar a sua capacidade.

Sabe-se que o caudal diário de água é de 551,6 kg/h e que a caldeira funciona 4 horas por dia, assim a capacidade mínima do reservatório é dada pela equação 5.1:

$$V_{tk} = \dot{m}_{ag} \times 4 \times \frac{1}{\rho_{ag \text{ } 78^\circ C}}$$

A $\rho_{ag \text{ } 78^\circ C}$ foi determinada através da consulta do volume específico da água a 78°C nas tabelas de vapor de água:

$$\rho_{ag \text{ } 78^\circ C} = \frac{1}{v_{ag \text{ } 78^\circ C}}; \rho_{ag \text{ } 78^\circ C} = \frac{1}{1,027 \text{ E-}3}; \rho_{ag \text{ } 78^\circ C} = 973,7 \text{ kg/m}^3$$

Logo,

$$V_{tk} = 551,6 \times 4 \times \frac{1}{973,7}$$

$$V_{tk} = 2,27 \text{ m}^3$$

Anexo A.10 – Determinação das emissões de dióxido de carbono

As emissões de CO₂ (E_{CO_2}) são obtidas, através da equação 6.1 apresentada no capítulo 6. Em seguida apresenta-se um exemplo de cálculo para o caso da implementação da medida 1, de forma isolada.

$$E_{CO_2} = m_c \times t \times P.C.I \times FE$$

$$E_{CO_2} = \frac{38,9 \times 1008 \times 43890 \times 77,3}{1,0 E6}$$

$$E_{CO_2} = 1,33 E5 \text{ kgCO}_{2e} = 133 \text{ tonCO}_{2e}$$

A redução percentual das emissões de CO₂ (ΔR_E), em relação à situação inicial é determinada da seguinte forma:

$$\Delta R_E = \left(1 - \frac{1,33E5}{1,44E5}\right) \times 100; \Delta R_E = 7,60\%$$

Anexo A.11 – Cálculos auxiliares para análise económica

Os gastos atuais anuais com o combustível podem ser determinados da seguinte forma:

Uma vez que o caudal de combustível é de 42,1 kg/h então o consumo total anual de combustível é dado por:

$$42,1 \text{ kg/h} \times 1008 \text{ h} = 42436,8 \text{ kg}$$

Sabe-se que o custo do combustível é de 0,55788 €/kg, o que totaliza anualmente:

$$42436,8 \text{ kg} \times 0,55788 \text{ €/kg} = 23.674,64 \text{ €}$$

Quanto aos gastos atuais anuais da água:

Sabe-se que, o caudal de água é de 551,6 kg/h então o consumo total anual de água é dado por:

$$551,6 \text{ kg/h} \times 1008 \text{ h} = 556012,8 \text{ kg.}$$

Sabe-se que o custo da bombagem da água é de 0,00065 €/kg, o que totaliza anualmente:

$$556012,8 \text{ kg} \times 0,00065 \text{ €/kg} = 361,41 \text{ €}$$

Os gastos anuais em água e combustível ascendem aos 24.036,05 €.

Anexo B – Tabelas de dados

Na figura B.1 apresenta-se a ficha de especificação comercial do combustível fuelóleo N°4 BTE [8].

 galp energia	FICHA DE ESPECIFICAÇÃO COMERCIAL FUELÓLEO N.º 4 BTE	FEC-018.PT Revisão 04 Pág. 1 de 1
--	--	--

DESCRIÇÃO:

Combustível líquido, para instalações de queima.

Satisfaz os requisitos do Decreto-Lei nº 89/2008, de 30 de Maio, com as alterações introduzidas pelo Decreto-Lei n.º 142/2010, de 31 de Dezembro.

COMPOSIÇÃO:

Combinação complexa de hidrocarbonetos produzidos pela destilação do petróleo bruto.

É constituído predominantemente por hidrocarbonetos com cadeias de átomos de carbono de C₉ até C₂₅.

Pode conter aditivos.

DESIGNAÇÃO	LIMITES	UNIDADES	MÉTODOS ANÁLISE ¹
Massa Volúmica @ 15°C	A relatar	kg/m ³	EN ISO 3675; EN ISO 12185; ASTM D 1298
Viscosidade @ 100°C	Máx. 17	mm ² /s	EN ISO 3104; ASTM D 445
Ponto de Inflamação	Mín. 60	°C	EN ISO 2719; ASTM D 93
Teor de Água	Máx. 0,8	% (v/v)	ISO 3733; ASTM D 95
Sedimento Total	Máx. 0,20	% (m/m)	ISO 10307-1
Teor de Enxofre	Máx. 1,0	% (m/m)	EN ISO 8754; ASTM D 2622
Teor de Cinzas	Máx. 0,15	% (m/m)	EN ISO 6245; ASTM D 482

OBSERVAÇÕES:

¹ Todos os métodos de ensaio são efectuados nos Laboratórios da Petrogal, acreditados pelo Instituto Português da Qualidade, segundo a norma NP EN IEC 17025.

Figura B. 1 - Ficha de especificação comercial do combustível fuelóleo N°4 BTE [8].