

Determinação da Eficiência de uma caldeira de Termofluido

MAFALDA BARROS DE JESUS

Novembro de 2016

DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE UMA CALDEIRA DE TERMOFLUIDO

Mafalda Barros de Jesus

Novembro 2016

Orientação: Eng. Teresa Pimenta / Eng. Teresa Sena Esteves

Co- Orientação: Eng. Luís Miguel Silva



Dissertação de Estágio

Mestrado Engenharia Química:
Optimização Energética na Indústria Química

DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE UMA CALDEIRA DE TERMOFLUIDO

Dissertação realizada por: Mafalda Jesus 1100829
Orientador na Amorim Irmãos: Eng. Luis Miguel Silva
Orientador no ISEP: Eng^a. Teresa Pimenta
Eng^a. Teresa Sena Esteves

AGRADECIMENTOS

À minha família por todo o apoio, paciência e sacrifício ao longo de todos estes anos.

Ao Néelson pelo apoio e motivação e incentivo.

Aos meus amigos pelo apoio durante todos estes anos.

À Eng^a. Cristina Cardoso e à Marta Carvalho pela simpatia com que me receberam, pelo conhecimento transmitido e pela disponibilidade.

Aos restantes funcionários da Amorim Distribuição pela disposição, pela alegria e conhecimentos que me proporcionaram durante este período.

Aos funcionários responsáveis pela caldeira de termofluido pela simpatia e disponibilidade em ajudar.

Ao Eng^o Luis Miguel pela hipótese de me ter concedido este desafio e pela ajuda prestada.

Às Eng.^a Teresa Pimenta e Eng.^a. Teresa Sena Esteves pelo apoio, disponibilidade, orientação e conselhos durante este estágio.

À empresa Amorim & Irmão por me ter concedido o estágio curricular.

SUMÁRIO

O estágio curricular, que faz parte integrante do segundo ano do Mestrado em Engenharia Química- *Otimização Energética na Indústria Química* do Instituto Superior de Engenharia do Porto, foi realizado na empresa Corticeira Amorim SGPS, SA na unidade industrial Amorim e Irmãos, S.A sediada em Santa Maria de Lamas. O objetivo principal deste trabalho consiste na determinação do rendimento de uma caldeira de termofluido alimentada a biomassa e na avaliação de possíveis melhorias energéticas.

O processo produtivo das rolhas de cortiça na Amorim é acompanhado por equipamentos com elevada precisão que necessitam de um termofluido para o seu funcionamento. O óleo *Shell Thermia Oil B* é o termofluido utilizado. As moldadoras, aquecedor de ar, bem como, o aquecedor de água são alguns exemplos da utilização deste termofluido.

Deste modo, a avaliação energética da caldeira que aquece o termofluido tem extrema importância para que seja possível obter de forma eficaz a máxima eficiência do equipamento. A caldeira em estudo é de tubos de fluido, alimentada a biomassa, mais precisamente pó de cortiça, que pode apresentar diferentes origens.

Para a determinação da eficiência da caldeira em estudo, utilizaram-se dois métodos, o método da entalpia absorvida pelo fluido e o método das perdas. Para isso fez-se medição das temperaturas do termofluido, dos gases de combustão, do ar ambiente e da parede exterior da caldeira e tubagem adjacente. Também foi analisada a composição dos gases de combustão.

Com este trabalho verificou-se que a eficiência média da caldeira pelo método das perdas é mais elevado do que o obtido pelo método da entalpia absorvida pelo fluido, apresentando o valor de $80\% \pm 3\%$ e $66\% \pm 9\%$ respetivamente, sendo estes valores aceitáveis. As perdas que apresentam valores mais elevados são as relativas ao calor sensível dos gases de combustão com cerca de 19% equivalendo a uma potência térmica de $4,52 \times 10^5$ W, devido principalmente à elevada temperatura com que os gases abandonam a caldeira. Com o objetivo de aproveitar esta energia perdida, dimensionou-se um permutador de carcaça e tubos para aquecimento de água de 20°C a 60°C, obtendo-se um permutador com tubos do tipo BWG 10 de $1,91 \times 10^{-2}$ m de diâmetro externo e 0,39 m de diâmetro da carcaça, 1 m de comprimento de tubos e um coeficiente

global de transferência de calor de $231,4\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$. Dimensionou-se também um permutador de fluxo cruzado para aquecimento do ar á entrada da caldeira até 50°C com os gases de combustão, resultante num permutador com tubos do tipo BWG 10 de $2,54 \times 10^{-2}$ m de diâmetro externo, com 1,5 m de comprimento e 361 tubos obtendo-se um coeficiente global de transferência de calor de $45,4\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Com este permutador de calor, é possível reduzir $28,8\text{ kg/h}$ o consumo de pó na caldeira e aumentar a sua eficiência, para 74% pelo método da entalpia absorvida pelo fluido e para 93% pelo método das perdas.

Palavras-Chave: Caldeira, cortiça, termofluido, eficiência, método das perdas, método entalpia absorvida pelo fluido, rolhas.

ABSTRACT

The curricular internship, which is an integral part of the second year of the Master's Degree in Chemical Engineering-Energy Optimization in the Chemical Industry of the Instituto Superior de Engenharia do Porto was held at the company Corticeira Amorim SGPS, SA in the industrial unit Amorim e Irmãos, SA in Santa Maria de Lamas. The main goal of this work is to determine the efficiency of a biomass-fed thermofluid boiler and to evaluate possible energy improvements.

The production process of cork stoppers at Amorim is accompanied by equipments of high precision that require a thermofluid to operate. *Shell Thermia Oil B* is the thermofluid used by these instruments. The molders, the air heaters and the water heaters are some examples that require this thermofluid to function properly.

Actually the energy evaluation of the boiler that heats the thermofluid is extremely important, since it allows to efficiently obtain the maximum benefit of the equipment. The boiler is fluid tubes fed by biomass; more precisely cork powder, which may have different origins.

In order to determine the efficiency of the boiler under study, two methods were used: the enthalpy method absorbed by the fluid and the losses method. Regarding this subject temperature measurements of the thermofluid, the ambient air, the wall of the boiler and adjacent piping was measured. The composition of these gases was analyzed as well.

With this work it was verified that the average efficiency of the boiler by the method of losses is higher than the one obtained by the method of the enthalpy absorbed by the fluid, presenting the value of $80\% \pm 3\%$ and $66\% \pm 9\%$ respectively. The most significant losses are those related to the sensible heat of the flue gases of about 19%, equivalent to a thermal power of 4.52×10^5 W, mainly due to the high temperature at which the gases leave the boiler. In order to take advantage of this lost energy, a shell and tubes heat exchanger was designed for heating water from 20°C to 60°C, obtaining an exchanger with tubes of type BWG 10 of $1,91 \times 10^{-2}$ m external diameter and 0.39 m of diameter of the casing length of tubes of 1 m and a global coefficient of heat transfer of 231,4 W / (m²K). A cross-flow exchanger was also designed for heating the air at the boiler inlet to 50 ° C with the flue gases, resulting in an exchanger with BWG 10 type of 2.54×10^{-2} m external

diameter, with 1.5 m in length and 361 tubes yielding an overall heat transfer coefficient of 45.4 W/ (m²K). With this heat exchanger, it was possible to reduce the consumption of powder in the boiler by 28.8 kg / h and increase its efficiency to 74% by the enthalpy method absorbed by the fluid and 93% with the losses method.

Keywords: Boiler, cork, thermofluid, efficiency, losses method, method of the enthalpy absorbed by the fluid, cork stopper

Índice

Agradecimentos	III
Sumário	V
Abstract.....	VII
1. Introdução.....	1
1.1. Enquadramento.....	1
1.2. Estrutura da Dissertação	2
2. Caracterização da Empresa e do Processo de Fabrico das Rolhas	3
2.1. Processo produção rolhas naturais	6
2.2. Processo de produção de rolhas técnicas	7
2.3. Investigação & Desenvolvimento (I&D).....	8
2.4. NDTECH®.....	9
3. A Cortiça.....	11
3.1. Estrutura Física da Cortiça	11
3.2. Composição Química da Cortiça	13
3.3. Propriedades da cortiça.....	17
4. Levantamento e Avaliação Energética.....	19
4.1. Caracterização da Caldeira	19
4.2. Eficiência da Caldeira.....	22
4.2.1.Método da Entalpia Absorvida pelo Fluido Térmico	22
4.2.2.Método das Perdas.....	23
5. Resultados Experimentais e Discussão	29
5.1. Método da Entalpia Absorvida pelo Fluido.....	29

5.2. Método das Perdas	30
6. Propostas de Melhoria Energética	37
6.1. Tipos de Permutadores	37
6.1.1. Permutadores de Carcaça e Tubos	38
6.1.2. Permutadores de Placas	39
6.1.3. Permutadores compactos	40
6.1.4. Permutadores de fluxo cruzado	40
6.2. Dimensionamento do Permutador de calor gases de combustão-água	40
6.2.1. Determinação do coeficiente de convecção no interior dos tubos	42
6.2.2. Determinação do coeficiente de convecção no exterior dos tubos	43
6.2.3. Dimensionamento do Permutador	44
6.3. Dimensionamento do Permutador de calor gases de combustão-ar	45
6.3.1. Determinação do coeficiente de convecção no interior dos tubos	46
6.3.2. Determinação do coeficiente de convecção no exterior dos tubos	46
7. Conclusões	49
8. Outras Atividades Realizadas	51
9. Bibliografia	53
10. Anexos	55
10.1. Anexo A- Caracterização do pó de cortiça	55
10.2. Anexo B- Propriedades do Termofluido (óleo)	56
10.3. Anexo C- Propriedades do Ar	57
10.4. Anexo D- Tabelas das medições efectuadas	58
10.5. Anexo E- Exemplo de cálculo para o método direto	61
10.6. Anexo F- Exemplo cálculo método perdas	62
10.7. Anexo G- Relatório da TORBEL	69
10.8. Anexo H- Propriedades da água	72

- 10.9. Anexo I- Exemplo cálculo dimensionamento permutador carcaça e tubos 73
- 10.10. Anexo J- Exemplo de cálculo do dimensionamento do permutador de fluxo cruzado 79
- 10.11. Anexo L- Exemplo de cálculo da melhoria na eficiência da caldeira 84

Índice Figuras

Figura 1- Esquema estrutural da empresa Corticeira Amorim S.G.P.S, S.A. Adaptado de :[1] _____	3
Figura 2- Vários tipos e aplicações/vantagens das rolhas produzidas na Corticeira Amorim. _____	5
Figura 3- Fluxograma do processo de produção de rolhas naturais. _____	6
Figura 4- Representação esquemática das várias fases de crescimento da cortiça. [7] _____	12
Figura 5- (A) Imagem microscopia eletrónica de varrimento (após cozedura): a- secção radial; b- secção tangencial; B- representação esquemática da disposição celular na secção de crescimento da cortiça. [5] _____	12
Figura 6- Camadas das paredes celulares da cortiça. Adaptado de: [5] _____	13
Figura 7- Estrutura da suberina. [5] _____	14
Figura 8- Estrutura da celulose. [13] _____	15
Figura 9- Triterpenos mais abundantes na cortiça natural. _____	16
Figura 10- Esquema dos principais equipamentos da caldeira. _____	20
Figura 11- Rendimento da caldeira de termofluido pelo método da entalpia absorvida pelo fluido. _____	30
Figura 12- Placas e pontos de medição de temperaturas. _____	31
Figura 13- Rendimento método das perdas. _____	34

Índice Tabelas

Tabela 1- Atividades das várias Unidades Industriais da Amorim & Irmãos, S.A.[1]	4
Tabela 2- Parâmetros de segurança.	22
Tabela 3 - Perdas por radiação e convecção natural associadas a vários tipos de caldeira à capacidade máxima.	26
Tabela 4- Correlações empíricas para cálculo de h em convecção natural para 1 atm.	28
Tabela 5- Coeficientes peliculares de convecção natural estimados, potência térmica perdida por convecção natural e por radiação e convecção natural segundo ADENE e percentagem das perdas de convecção natural.	32
Tabela 6- Percentagem das várias perdas e potência térmica associada.	33
Tabela 7- Valores médios obtidos.	35
Tabela 8- Propriedades dos fluidos quente e frio.	41
Tabela 9-Propriedades dos fluidos quente e frio para o permutador de fluxo cruzado.	46

Nomenclatura

ADENE	Agencia para a Energia
AD	Unidade industrial Amorim Distribuição
E	Eficiência Energética
m_{oil}	Caudal Mássico de óleo
$C_{p\ oil}$	Capacidade calorifica óleo
$T_{oil\ out}$	Temperatura de saída
$T_{oil\ in}$	Temperatura de entrada
$m_{pó}$	Caudal mássico pó
PCI	Poder calorifico inferior
P_{GC}	Perdas associadas as gases de combustão
K	Constante dependente do combustível
T_g	Temperatura gases
T_a	Temperatura ambiente
CO_2	Percentagem volumétrica de CO_2 nos gases
C	Percentagem carbono no pó
O_2	Percentagem oxigénio noa gases de combustão
CO_{2t}	Percentagem teórica máxima de CO_2
H	Percentagem de hidrogénio no pó
M_{H_2O}	Humidade do combustível
CO	Monóxido de carbono
P_{H_2O}	Perdas associadas energia de vapor de agua
P_{CO}	Perdas associadas inqueimados
K_1	Aproximação ao carvão betuminoso
$P_{rad\ conv}$	Perdas radiação e convecção
$P_{cap\ máxima}$	Perdas a capacidade máxima
L	Altura por placa vertical / media aritmética por placa horizontal / 90% diâmetro nos tubos
Gr	Número de Grashof
Pr	Número de Prandt

AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA CALDEIRA DE TERMOFLUIDO

P_{conv}	Perdas convecção
h	Coeficiente pelicular transferência de calor
T_{parede}	Temperatura da parede
A	Area transferência de calor
m_{GC}	Caudal massico gases
$T_{GS\ out}$	Temperatura de saída- 120°C

1. INTRODUÇÃO

Nesta secção será descrita um breve enquadramento das atividades realizadas, bem como a descrição da empresa e dos produtos que ela apresenta. Uma vez que são de cortiça, apresenta-se também uma descrição das propriedades químicas e físicas e as características desta matéria-prima natural.

1.1. ENQUADRAMENTO

O estágio curricular apresenta como objetivos a determinação do rendimento de uma caldeira de termofluido e a avaliação de possíveis melhorias que se possam implementar. O estágio faz parte integrante do segundo semestre do segundo ano do curso Optimização Energética na Industria Química, do Instituto Superior de Engenharia do Porto e teve como orientadores o Eng. Luis Miguel Silva, gestor energético da Amorim & Irmãos, S.A., e as eng^a. Teresa Sena Esteves e eng^a. Teresa Pimenta do Instituto Superior de Engenharia do Porto.

A cortiça é um produto natural, cuja destino se centra maioritariamente para a produção de rolhas, apresentando uma forte relação com a produção de vinho. No entanto tem-se verificado uma forte evolução do setor corticeiro, sendo desenvolvidos novos produtos feitos desta matéria- prima, levando à valorização da mesma. No processo de produção de rolhas de cortiça, existem desperdícios que ou são aproveitados para produção de diferentes tipos de rolhas, ou servem de alimentação às caldeiras, de modo a aumentar a eficiência energética da empresa.

A caldeira de termofluido é uma caldeira do tipo tubos de fluido e o óleo *Therma Shell Oil B* é utilizado para aquecimento de água usada no processo de produção de rolhas, para aquecimento de ar utilizado na secagem de cortiça e para aquecimento dos fornos das moldadoras no processo de rolhas técnicas.

O rendimento da caldeira foi calculado através do método das perdas e do método direto, sendo depois comparado com relatórios do fabricante do equipamento.

1.2. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O presente trabalho encontra-se dividido em 5 capítulos. O primeiro é a Introdução onde se faz um breve enquadramento do estágio realizado com os objectivos propostos.

Segue-se um capítulo onde se faz uma descrição da empresa, nomeando-se às várias unidades industriais que a constituem, assim como os produtos fabricados e os processos de fabrico dos vários tipos de rolhas. Neste capítulo são também descritos os principais marcos da empresa sendo referidos os mais atuais.

No capítulo 3. descreve-se a matéria prima utilizada quanto à sua estrutura física, composição química e principais propriedades, que conferem à cortiça uma ampla aplicabilidade

No capítulo Levantamento e Avaliação Energética faz-se uma descrição da caldeira em estudo referindo os materiais de construção assim como parâmetros de segurança que se verificam atualmente. É também descrito os dois métodos de avaliação energética da caldeira, o método de entalpia absorvida pelo fluido (método direto) e o método das perdas (método indireto).

Nos Resultados Experimentais e Discussão faz-se uma descrição dos resultados obtidos bem como uma avaliação dos mesmos.

No capítulo referente às propostas de melhoria energética faz-se uma descrição dos vários tipos de permutadores escolhendo-se o mais apropriado para cada situação. É também dimensionado dois permutadores de calor de modo a aproveitar parte da energia perdida pelos gases de combustão, resultando num permutador para aquecimento de água usada no processo e um outro de aquecimento do ar à entrada da caldeira.

No capítulo referente aos trabalhos realizados, faz-se uma descrição das várias atividades realizadas ao longo do estágio, nomeadamente no laboratório da Amorim Distribuição.

Nas Conclusões é feita uma descrição dos resultados obtidos e principais avaliações, e de possíveis melhorias assim como o seu benefício para a empresa.

2. CARATERIZAÇÃO DA EMPRESA E DO PROCESSO DE FABRICO DAS ROLHAS

A Amorim Irmãos S.A. é uma empresa sediada no concelho de Santa Maria da Feira, e faz parte do grupo Corticeira Amorim S.G.P.S, S.A, que é a maior empresa mundial de produtos de cortiça, e tem representação em mais de 100 países em todos os continentes. O Grupo Amorim iniciou a sua atividade no ano 1870, sendo a Amorim & Irmãos formalmente fundada apenas no ano de 1922, constituindo assim a maior empresa mundial de produtos de cortiça.

A Corticeira Amorim, S.G.P.S, S.A. encontra-se dividida em cinco Unidades de Negócio que vão desde a matéria-prima, aos vários produtos desenvolvidos e ainda um departamento de Pesquisa e Inovação, como se pode observar pela Figura 1. [1]



Figura 1- Esquema estrutural da empresa Corticeira Amorim S.G.P.S, S.A. Adaptado de :[1]

Com uma produção aproximadamente de 4 mil milhões de rolhas, as suas operações estendem-se por todo o mundo e são asseguradas por 8 unidades industriais em Portugal, sendo cada uma especializada em diferentes atividades, e 17 no resto do Mundo, estrategicamente localizadas em países produtores de vinho e que asseguram a distribuição dos produtos pelo resto do mundo. [1] Na Tabela 1 encontra-se representada as atividades de cada unidade industrial.

Tabela 1- Atividades das várias Unidades Industriais da Amorim & Irmãos, S.A.[1]

Amorim & Irmãos, S.A.	
UNIDADE INDUSTRIAL (UI)	ATIVIDADES
Amorim & Irmãos (AI)	Produção de Rolhas Naturais e Colmatadas
Amorim Distribuição (AD)	Marcação e Tratamento de rolhas Naturais, Colmatadas, Neutrocork® e Twin Top®
Champcork (CHK)	Produção, marcação e tratamento de rolhas de Champanhe e Aglomeradas
Top Series Unit	Produção de rolhas Capsuladas e Especialidades
Vasconcelos & Lincke (VL)	Escolha e lavagem de rolhas naturais e colmatadas
Portocork (PTK)	Escolha, lavagem marcação e tratamento de rolhas naturais
De Sousa (DS)	Produção de rolhas aglomeradas Neutrocork®
Equipar (EQP)	Produção de rolhas Twin Top e Aglomeradas

Na Amorim & Irmãos, S.A. são produzidos diferentes tipos de rolhas, que se destinam a diferentes tipos de vinho ou bebidas. Apresenta-se Figura 2- Vários tipos e aplicações/vantagens das rolhas produzidas na Corticeira Amorim. os principais tipos de rolhas assim como vantagens da sua utilização.

• **Rolhas Naturais**

- Recomendada para vinhos de reserva e de elevado tempo de estágio.
- Produto 100% Natural



NATURAL

- Rolha natural com um revestimento de base aquosa
- Rolha reciclável, biodegradável e ecológica com excelente capacidade de vedação



ACQUAMARK

- Rolha natural de maior porosidade (qualidade inferior), poros são preenchidos com pó de cortiça e aglomerante, melhorando o desempenho e aparência da rolha
- Possui boa relação qualidade/preço.



COLMATADA

• **Rolhas Técnicas:**

- Rolha técnica com o corpo constituído por granulado de cortiça e um disco de cortiça de elevada qualidade em cada topo;
- Ideal para vinhos frutados e de curto período de estágio em garrafa.
- Mantém todas as propriedades benéficas da rolha natural.

TWIN TOP



- Rolha técnica constituída por granulado de cortiça com um revestimento de cor branca ou creme
- Concebida para vinhos de grande rotação;
- uma relação preço/ performance técnica e sensorial imbatível.

ADVANTEC



- Composta por corpo granulado, com dois discos de cortiça natural de elevada qualidade na extremidade em contacto com o vinho.
- Excelência no comportamento mecânico e facilidade de engarrafamento

CHAMPANHE



- Rolha constituída por granulado de cortiça;
- Ideal para vinhos de consumo rápido.
- Boa solução económica

AGLOMERADA



- Rolha técnica de nova geração, constituída por granulado de cortiça;
- Aconselhada para vinhos com alguma complexidade e de consumo rápido..
- Apresenta grande estabilidade estrutural.

NEUTROCORK



• **Rolhas Capsuladas:**

- Pequena rolha natural com cápsulas variadas em plástico, madeira e outros materiais
- Ideal para engarrafamentos de vinhos fortificados e bebidas espirituosas.
- Possui uma vedação eficiente, extração manual fácil, podendo ser reutilizada posteriormente.

T-CORK



- Rolha de cortiça capsuladas que pertencem à gama de luxo Amorim Luxury Unit
- De acordo com os materiais que constituem a cápsula da rolha existem quatro categorias:
- **Prestige:** materiais inovadores e de luxo, com formas ousadas;
- **Elegance:** materiais de cerâmica, madeira e metal;
- **Premium:** rolhas personalizadas com logótipos ou relevos;
- **Classic Value:** rolha com diferentes cores e moldes.

TOP SERIES



Figura 2- Vários tipos e aplicações/vantagens das rolhas produzidas na Corticeira Amorim.

Como é possível verificar, existem diferentes tipos de rolha de cortiça podendo ser agrupadas em rolhas naturais, técnicas e capsuladas apresentando cada uma delas diferentes processos de fabrico. A Amorim e Irmãos é uma empresa produtora de rolhas, que segue o CIPR, Código Internacional de Práticas Rolheiras, que tem o objetivo de promover uma melhoria qualitativa deste tipo de indústria, contribuindo para a resistência a produtos sucedâneos e para transmitir segurança aos consumidores.

2.1. PROCESSO PRODUÇÃO ROLHAS NATURAIS

O processo de rolhas naturais inicia-se desde o descortiçamento até ao produto final, sendo que a cortiça passa por várias fases intermédias ao longo do processo como se pode observar pelo fluxograma da Figura 3.

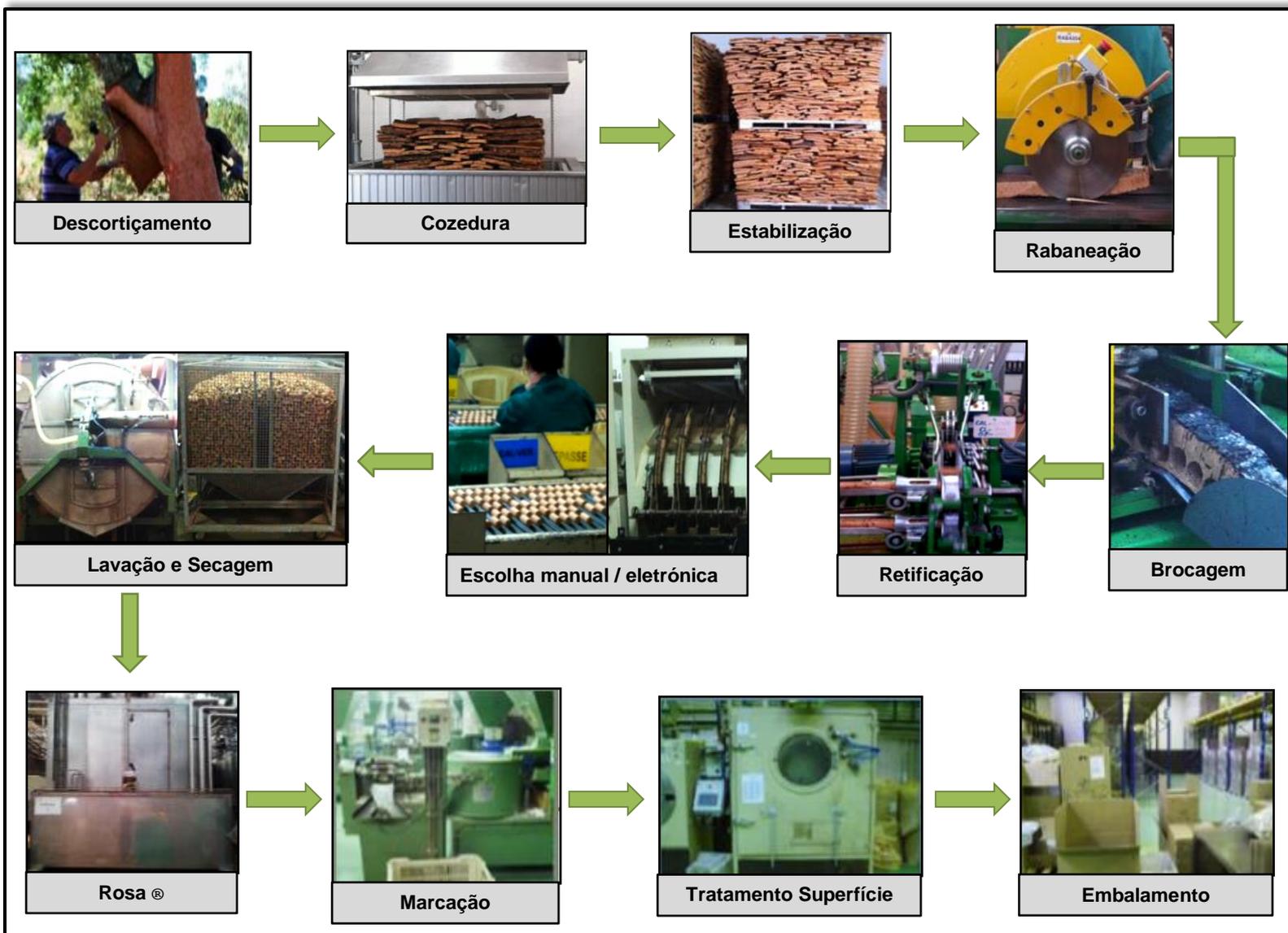


Figura 3- Fluxograma do processo de produção de rolhas naturais.

O processo de produção de rolhas naturais inicia-se com o **descortiçamento**, no montado de sobro, havendo depois uma seleção das pranchas de acordo com a sua qualidade e aplicabilidade. Após um período de aproximadamente 6 meses em que as pranchas estiveram sujeitas às condições atmosféricas, estas passam por uma etapa de **cozedura** com água quente de modo a limpar a cortiça, extrair substâncias hidrossolúveis, aumentar a sua espessura, reduzir a sua densidade, e torna-la mais macia e flexível. Depois de **estabilizada**, a temperatura e humidade controladas, a cortiça pode ser transformada, sendo a primeira etapa a **rabaneação** que consiste no corte das pranchas em tiras, seguida da **brocagem**, onde as tiras são perfuradas por uma broca obtendo-se as rolhas na sua forma cilíndrica, seguindo-se a etapa de **retificação dimensional** e escolha por qualidade. As rolhas depois de escolhidas seguem para a **lavação** que se destina a assegurar a limpeza, despoejamento e desinfeção das rolhas de cortiça sendo depois secas, assegurando-se o teor de humidade de cerca de 9%, seguidamente ocorre a etapa de **revestimento** da superfície da rolha de cortiça com o objetivo de uniformizar a cor e melhorar a vedação da rolha. Finalmente as rolhas são **marcadas**, com impressão de texto ou logótipos assim como contramarca e código de fornecedor seguindo para a etapa de **tratamento de superfície**, que consiste em revestir a superfície das rolhas de modo a lubrificar a rolha, facilitando a inserção e extração desta da garrafa e melhorando a vedação. Depois de tratadas as rolhas são contadas, embaladas e seguem para a expedição.

Durante o processo de produção de rolhas naturais, são produzidos desperdícios de cortiça, nomeadamente na brocagem e retificação, estes são triturados de modo a ficar em pó tendo depois outras aplicações, como por exemplo servirem de combustível para as caldeiras existentes na empresa ou para produção de rolhas técnicas.

2.2. PROCESSO DE PRODUÇÃO DE ROLHAS TÉCNICAS

As rolhas técnicas consistem em rolhas com corpo aglomerado, ou seja resultam da aglomeração de pó de cortiça, consequente da trituração de rolhas de menor qualidade que não podem ser aproveitadas ou então das pranchas de cortiça que sobram depois da brocagem. Assim, a fase inicial do processo de produção de rolhas técnicas é a granulação. Depois de obtido o granulado de cortiça, ou pó de cortiça, este é aglomerado,

normalmente por polimerização a quente em moldadoras, podendo as rolhas ser feitas por moldação ou por extrusão. O termofluido é usado para o aquecimento dos fornos das moldadoras, onde se faz a polimerização no granulado, podendo esta ser feita corpo a corpo denominando-se por moldação, ou feito um corpo cilíndrico único sendo depois dividido em vários corpos formando as rolhas. A rolha aglomerada segue depois a sequência das rolhas naturais: retificação dimensional, escolha, lavação e secagem, marcação, tratamento de superfície, contagem, embalamento e expedição.

2.3. INVESTIGAÇÃO & DESENVOLVIMENTO (I&D)

Um dos mais importantes marcos cronológicos foi a criação do Departamento de Investigação & Desenvolvimento (I&D) com o principal objetivo a eliminação do 2,4,6-tricloroanisol (TCA), um dos principais contaminantes da cortiça, o aumento do conhecimento e melhoria do produto, assim como a otimização dos processos produtivos bem como o desenvolvimento de novos tipos de rolhas.[1]

O TCA é o principal contaminante da rolha e pode ser identificado devido ao odor a mofo que confere ao vinho, ou também conhecido “gosto a rolha”. O TCA resulta a partir da biometilação do triclorofenol, levada a cabo por fungos, que o transformam em tricloroanisol. O clorofenol tem sido utilizado intensivamente como pesticida e fungicida devido à sua elevada toxicidade a plantas e animais e consecutivamente tornou-se num dos mais importantes grupos de contaminantes dos vários ecossistemas. Pode ainda ser formado a partir da degradação da lenhina, um dos compostos da cortiça, e de açúcares que reagem com átomos de cloro existentes na natureza, ou ainda a partir da biodegradação de compostos organo-clorados provenientes do tratamento da madeira, de águas cloradas, entre outros. [2, 3]

Durante o processo de produção de rolhas de cortiça, ocorre uma diminuição da população microbiana devido aos vários tratamentos aplicados a temperaturas elevadas, porém esta população pode não desaparecer totalmente devido à resistência dos fungos. No entanto, a presença de TCA no vinho pode não ser causada pela rolha, mas sim pelo contacto direto do vinho a atmosferas contaminadas. A contaminação da rolha por TCA pode ser intrínseca, aquando do seu crescimento na árvore ou pode ser extrínseca, ou seja, ocorrer durante o processo de produção através da adsorção de TCA do meio. [2]

O TCA tem um limite de perceção olfativa de cerca de 1,4 – 10 ng/L, e através de cromatografia gasosa o limite de deteção é cerca de 0,5 ng/L.

Uma das principais soluções desenvolvidas pelo I&D para combater a contaminação do TCA nas rolhas de cortiça, passou pela criação do ROSA, *Rate of Optimal Steam Application*, que consiste em fazer passar uma corrente de vapor pelas rolhas de cortiça arrastando consigo os compostos voláteis que se libertam das rolhas, esta operação diminui significativamente a concentração de TCA mas não elimina totalmente o contaminante da rolha.

Para além desta medida, tem sido estudadas e aplicadas muitas outras para prevenir a contaminação por TCA, nomeadamente:

- Novos procedimentos de aquisição e seleção da cortiça;
- Introdução de melhorias no sistema ROSA®, como por exemplo, o *ROSA® Evolution* para rolhas naturais;
- Controlo rigoroso dos sistemas de armazenagem e secagem da cortiça em bruto;

2.4. NDTECH®

Mais recentemente, foi implementada a uma tecnologia inovadora que garante que cada rolha apresenta TCA não detetável, ou seja inferior a 0,5 ng/L. Esta tecnologia consiste em analisar individualmente cada rolha através de cromatografia gasosa rápida de alta precisão, separando as rolhas por categorias, sendo a primeira rolhas até 0,5 ng/L, as restantes são reaproveitadas passando no *ROSA®*, ou aproveitadas para a produção de rolhas aglomeradas uma vez que são sujeitas a vários processos que permitem a remoção mais eficaz deste contaminante.[4]

3. A CORTIÇA

A cortiça é uma matéria-prima natural, renovável e sustentável que tem sido utilizada ao longo dos séculos para inúmeras aplicações, principalmente as rolhas de cortiça.

A cortiça é a camada protetora de suberizado produzida pelo Sobreiro, mais especificamente pela espécie *Quercus Suber L.*, que é nativa da região oeste mediterrânica como Portugal, Espanha, sul de França, parte de Itália e Norte de África e ainda na China. O crescimento desta espécie de Sobreiros, requer uma grande quantidade de luz solar assim como uma combinação de baixa precipitação com elevada humidade, assim devido ao seu clima, a Europa possui cerca de 60% da área total de produção e Portugal é o maior produtor de cortiça chegando mesmo a processar três quartos de toda a cortiça mundial extraída. A qualidade e espessura da casca do sobreiro variam de acordo com as condições específicas do crescimento. [5]

Designa-se por descortiçamento a extração da cortiça do sobreiro, sendo realizada manualmente, levando a que a cortiça apresente várias categorias de acordo com a sua qualidade. A primeira cortiça é extraída ao fim de 25 anos de crescimento do Sobreiro, sendo denominada por cortiça virgem, e apresenta um padrão muito irregular, não sendo, por isso aproveitada para produção de rolhas, podendo ter outros fins. A segunda extração ocorre cerca de 9 ou 10 anos após a primeira e denomina-se por cortiça secundeira, este tecido apresenta um crescimento mais regular, no entanto ainda não satisfaz as exigências rolheiras. Segue-se a extração da cortiça amadia, obtida a partir da terceira extração que ocorre após 18 anos da primeira extração, sendo esta de melhor qualidade. Este tecido apresenta um aspeto homogéneo e regular, podendo assim ser utilizado para a produção de rolhas. [6]

3.1. ESTRUTURA FÍSICA DA CORTIÇA

Quando a cortiça é removida da árvore, leva à exposição da camada superficial do entrecasco. As várias camadas de células vão se formando dentro deste levando à sua divisão, formando-se assim a raspa na camada mais externa da cortiça que ao estar em contacto com o meio ambiente seca, contrai e endurece provocando a abertura de

algumas fendas devido ao crescimento, é assim o principal constituinte da “costa”. A última camada de cortiça a ser formada, que se situa na parte mais interna do tecido suberoso denomina-se por “barriga”, possuindo uma menor elasticidade e apresentando maior número de canais lenticulares comparativamente às outras camadas do tecido, como se apresenta na Figura 4.

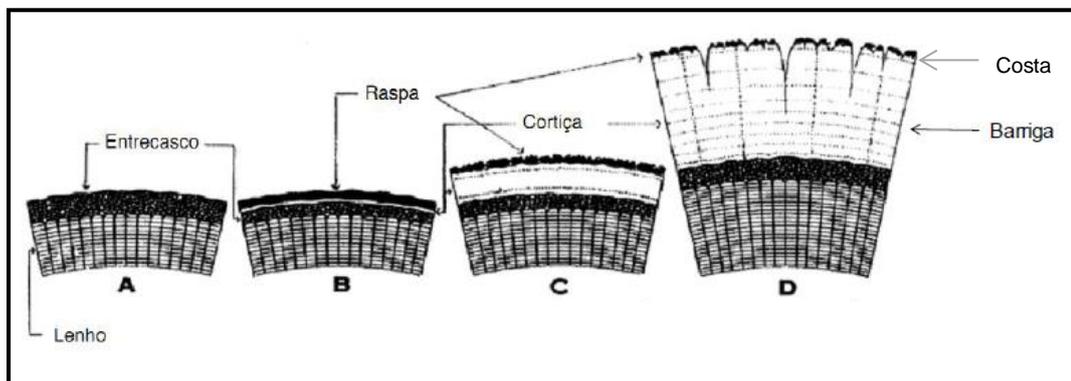


Figura 4- Representação esquemática das várias fases de crescimento da cortiça. [7]

Microscopicamente, a cortiça apresenta uma estrutura celular homogênea, regular e compactada, não apresentando espaços intercelulares. Radialmente verifica-se uma forma alveolar, semelhante a um favo de mel, quando observadas axial e tangencialmente pode aproximar-se a forma das células a um prisma retangular. A cortiça apresenta canais lenticulares na direção radial que ao apresentarem forma cilíndrica não alteram a simetria celular verificada radialmente. Estes canais são ocios e a sua fracção de volume varia consideravelmente com o tipo e qualidade da cortiça. Na Figura 5 apresenta-se um esquema da estrutura celular que a cortiça apresenta nas várias direções, sendo a figura A uma imagem de microscopia eletrónica de varrimento e a B uma representação esquemática. [5]

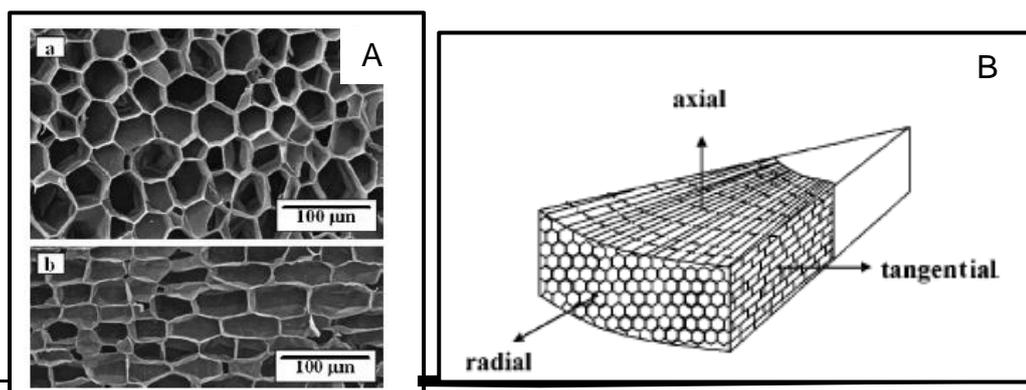


Figura 5- (A) Imagem microscopia eletrónica de varrimento (após cozadura): a- secção radial; b- secção tangencial; B- representação esquemática da disposição celular na secção de crescimento da cortiça. [5]

3.2. COMPOSIÇÃO QUÍMICA DA CORTIÇA

A composição química da cortiça tem vindo a ser amplamente estudada de modo a encontrar-se soluções e novas aplicações desta matéria-prima, e verificou-se que a sua composição química varia consoante vários factores como a origem geográfica e genética, as dimensões, idade e condições ambientais a que se encontra sujeita.

A constituição química das paredes celulares da cortiça pode ser dividida em dois grupos: os componentes estruturais, que conferem às células a sua forma e grande parte das suas propriedades químicas e físicas, e componentes não estruturais podem classificar-se como componentes extratáveis e componentes inorgânicos.

Dos componentes estruturais fazem parte a suberina, lenhina e polissacarídeos (hemicelulose e celulose) que ocupam lugares específicos nas células da cortiça, os componentes extratáveis incluem os lípidos e compostos fenólicos. Assim a parede celular possui uma base estrutural de lenhina e celulose com suberina e polifenóis e ainda extratáveis, organizada em cinco camadas como se pode observar pela Figura 6:

- Duas camadas exteriores de natureza celulósica que formam cavidades celulares;
- Uma camada média lenhificada que confere rigidez;
- Duas camadas interiores suberificadas (suberina e ceras) que conferem impermeabilidade; [5, 8]

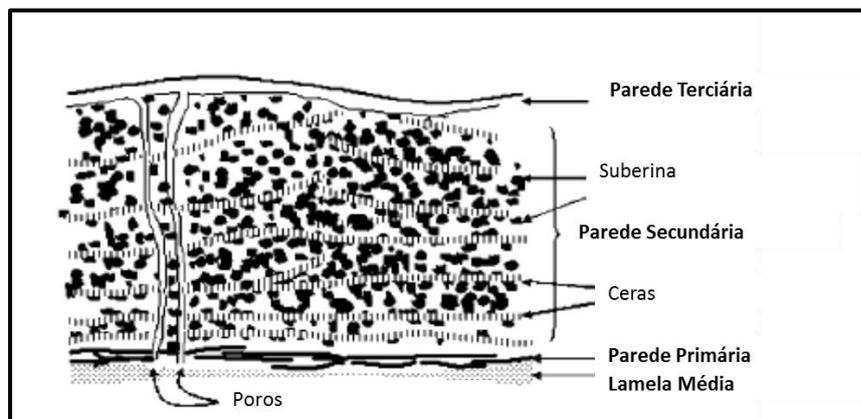


Figura 6- Camadas das paredes celulares da cortiça. Adaptado de: [5]

SUBERINA

A suberina é um dos componentes mais abundantes na cortiça, que representa cerca de 33% a 50% da cortiça (cortiça amadia). [5] A suberina é um composto natural encontrado principalmente nas paredes celulares de plantas de ambientes arenosos ou subterrâneos onde desempenha um papel importante de proteção entre o organismo e o ambiente. A suberina não apresenta uma estrutura bem definida, uma vez que não se sabe ao certo a proporção de cada componente, no entanto é uma estrutura aromática-alifática com ligações éster. Ao longo dos anos foram propostos vários modelos na tentativa de descrever a estrutura macromolecular da suberina, bem como a interação dos seus componentes nas paredes das células suberizadas. Desses modelos pode distinguir-se o de Bernards, sendo proposto que esta apresente uma estrutura similar á do poliéster composta por ácidos gordos de cadeia longa e ácidos fenólicos ligados por grupos éster, como se pode ver na Figura 7.

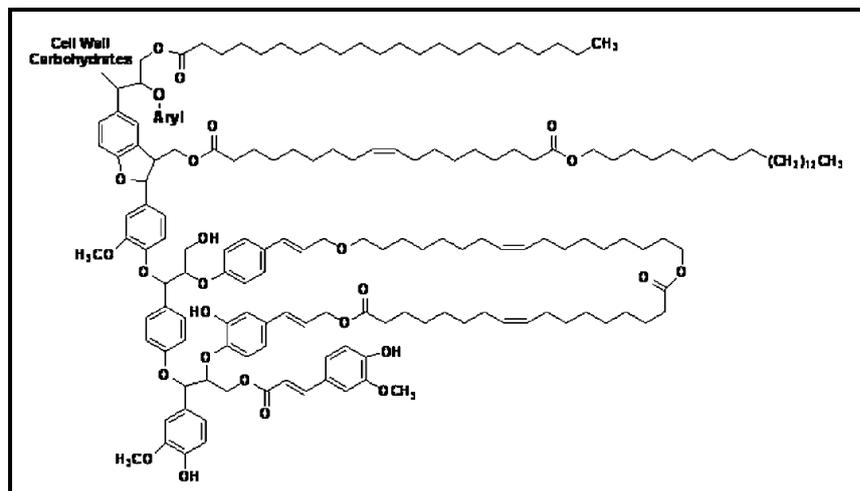


Figura 7- Estrutura da suberina. [5]

LENHINA

A lenhina é um polímero aromático irregular e insolúvel, com uma estrutura rígida e ligações covalentes fortes. Assim, apresenta uma função estrutural, conferindo suporte para os componentes estruturais da parede celular da cortiça. [9]

POLISSACARÍDEOS (CELULOSE E HEMICELULOSE)

Atualmente existem poucos estudos acerca dos polissacarídeos presentes na cortiça, desconhecendo-se detalhes como por exemplo, o seu grau de polimerização, cristalinidade e a orientação das suas cadeias. No entanto, sabe-se que estes são um dos componentes responsáveis pela estrutura de suporte da parede celular da cortiça, podendo ser representados pela celulose e hemicelulose. [9]

A celulose representada na Figura 8, é um homopolímero de estrutura linear, composto por unidades de β -D-glucose, ligadas entre si por ligações glicosídicas β -(1,4). A estrutura linear da celulose possibilita a formação de ambas as ligações por pontes de hidrogénio, intra e intermoleculares, o que faz com que este polímero se encontre normalmente organizado sob a forma de estruturas microcristalinas.

As hemiceluloses são heteropolímeros que diferem da celulose na constituição monomérica, no menor grau de polimerização e por possuírem uma estrutura ramificada.

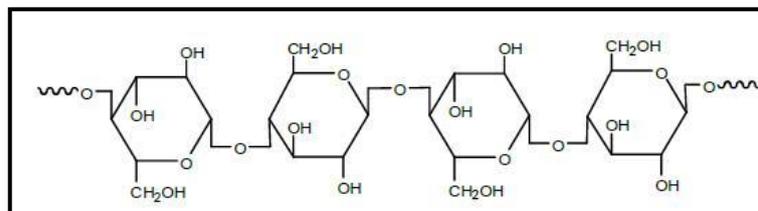


Figura 8- Estrutura da celulose. [18]

EXTRATÁVEIS

Os extratáveis são a fração de componentes de baixo peso molecular que pode ser extraído com recurso a solventes de diferentes polaridades, compostos orgânicos não estruturais que fazem parte da parede celular da cortiça. Estes podem incluir diversas famílias de compostos como os n-alcanos, n-alcanóis, ceras, triterpenos, ácidos gordos, esteróis, gliceróis, fenóis e polifenóis. [9]

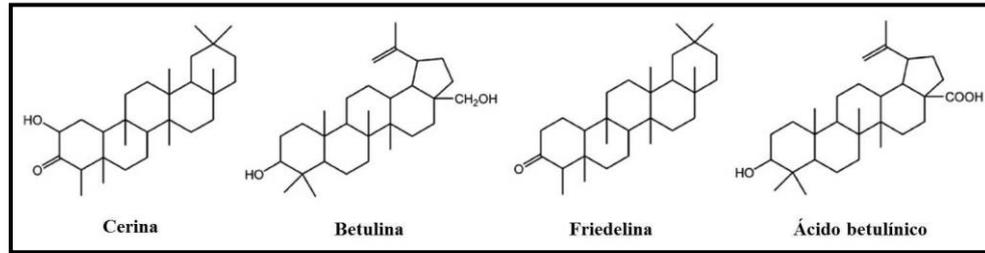


Figura 9- Triterpenos mais abundantes na cortiça natural.

Usualmente os extratáveis são classificados em dois grupos:

- Fração Lipolífica:

Este grupo de compostos corresponde a cerca de um terço do total de extratáveis da cortiça e os seus principais componentes são triterpenos entre os quais cerina, fridolina, betulina e ácido betulínico, representados na Figura 9. [9]

- Compostos Fenólicos:

Compostos fenólicos, que representam apenas 6-9% da massa da cortiça. Esta fração de extratáveis inclui compostos fenólicos simples, como fenóis, derivados do ácido cinâmico e do ácido benzóico, e polifenóis, conhecidos como taninos

Os compostos fenólicos desempenham funções protetoras contra os ataques de microrganismos. [9]

OUTROS COMPONENTES

Para além dos componentes já mencionados, a cortiça possui ainda na sua constituição componentes inorgânicos em pequenas proporções, nomeadamente, catiões cálcio, magnésio, potássio, sódio e fósforo (12).

A conjugação de todos os componentes referidos anteriormente confere à cortiça as suas características específicas. No entanto, alguns componentes apresentam maior relevância em relação a certas propriedades:

- a natureza alifática da suberina da cortiça, faz com que esta seja a principal responsável pelo seu carácter hidrofóbico.
- a lenhina é o principal responsável pela compressibilidade e viscoelasticidade.[10]
- os polissacarídeos são os principais responsáveis pela estrutura de suporte da parede das células da cortiça. [9]

3.3. PROPRIEDADES DA CORTIÇA

A estrutura celular e a composição química da cortiça são a base de todas as suas características únicas como matéria-prima, seguidamente são descritas algumas das mais relevantes (23):

- Baixa densidade: uma vez que mais de 50% do seu volume é ar (onde cada centímetro cúbico contém entre 30 a 42 milhões de células), o que lhe confere outra característica bastante conhecida, a flutuabilidade. A densidade da cortiça varia usualmente entre 120-140 kg/m³ dependendo da região e da qualidade do sobreiro, do processo de cozedura e do grau de humidade presente. [8, 9]
- Elasticidade, compressibilidade e impermeabilidade: são as propriedades principais que justificam a sua aplicação na indústria rolheira. O baixo teor de lenhina na constituição da cortiça possibilita a flexibilidade das membranas celulares, permitindo a compressão das rolhas, bem como a capacidade de recuperar o volume inicial quando se deixa de exercer pressão, que se deve em grande parte à elasticidade que a suberina apresenta e à grande flexibilidade das membranas celulares. A presença da suberina torna a cortiça num material pouco permeável a líquidos e gases. [11]

- Propriedades de isolamento acústico e térmico, relacionadas com o facto do ar se encontrar encerrado em minúsculos compartimentos vedados, isolados por um material de baixa densidade e não higroscópico e resistente a impacto ou atrito. [11]

- Elevado poder calorífico: o que permite que seja aproveitado para produção de energia calorífica, reduzindo-se assim ao uso de combustíveis fósseis. Apresenta um poder calorífico inferior PCI de cerca de $3,34 \times 10^4$ (kJ/kg), sendo este um valor elevado.

Para além de todas estas características, a cortiça diferencia-se como matéria-prima uma vez que é inodora, conserva as suas propriedades por tempo indefinido (pode ser considerada inalterável e imputrescível) e é um retardador de combustão.

4. LEVANTAMENTO E AVALIAÇÃO ENERGÉTICA

O presente trabalho tem como objetivo a avaliação da eficiência da caldeira de termofluido, assim como possíveis melhorias a implementar.

4.1. CARACTERIZAÇÃO DA CALDEIRA

Existem dois principais grupos de caldeiras, as caldeiras de tubos de fumo, em que a combustão ocorre no tubo central circulando os gases de combustão pelo interior dos tubos e o fluido permanece no exterior dos tubos, sendo aquecido ou até mesmo vaporizado e caldeiras tubos de fluido em que neste caso o fluido a ser aquecido ou vaporizado circula no interior dos tubos.

A caldeira em estudo consiste numa caldeira de tubos de fluido, em que o óleo circula no interior dos tubos sendo aquecido por meio de combustão de pó de cortiça que pode apresentar duas granulometrias, o pó fino resultante da retificação das rolhas e o grosso resultante da trituração das costas e desperdícios da cortiça. As diferentes granulometrias têm impactos diferentes na combustão. No caso da granulometria grossa, a combustão é mais fácil, no entanto, leva a uma maior sujidade da caldeira devido às cinzas produzidas, daí apenas ser utilizada para complementar a combustão quando as necessidades de termofluido são elevadas. Assim, o pó de granulometria fina é o que apresenta uma maior regularização de utilização na empresa bem como em todos os ensaios efetuados. A caldeira em estudo foi dimensionada para atingir uma potência útil de cerca de $2,32 \times 10^6$ W.

A caldeira é constituída por uma dupla parede, em que a interior é monobloco e estanque sendo apta para funcionar sobre pressão, e por elementos refratários e caloríferos para resistir temperaturas elevadas. A parede exterior é constituída por painéis leves e desmontáveis. Entre as duas paredes encontram-se elementos de irradiação e um forte isolamento, sendo o sobreaquecimento evitado com a elevada velocidade do fluido que circula no interior dos tubos. A caldeira apresenta ainda um involucro metálico que sendo rígido permite que seja pousado no solo. [12]

Por sua vez, é revestida interiormente por uma parede de betão refratário e exteriormente por lã mineral, existindo ainda, entre estas duas, uma caixa de ar. A parte

inferior é formada por uma grelha de combustão revestida a betão e aço refractarios permitindo a entrada de ar primário entrando também o combustível de alimentação automática através de um sistema de insuflação de pó de cortiça. A grelha de combustão é fixa, não havendo uniformização da quantidade de cinzas formadas ao longo do comprimento da fornalha.[12]

Pode ver-se uma representação esquemática da forma da caldeira de termofluido na Figura 10.

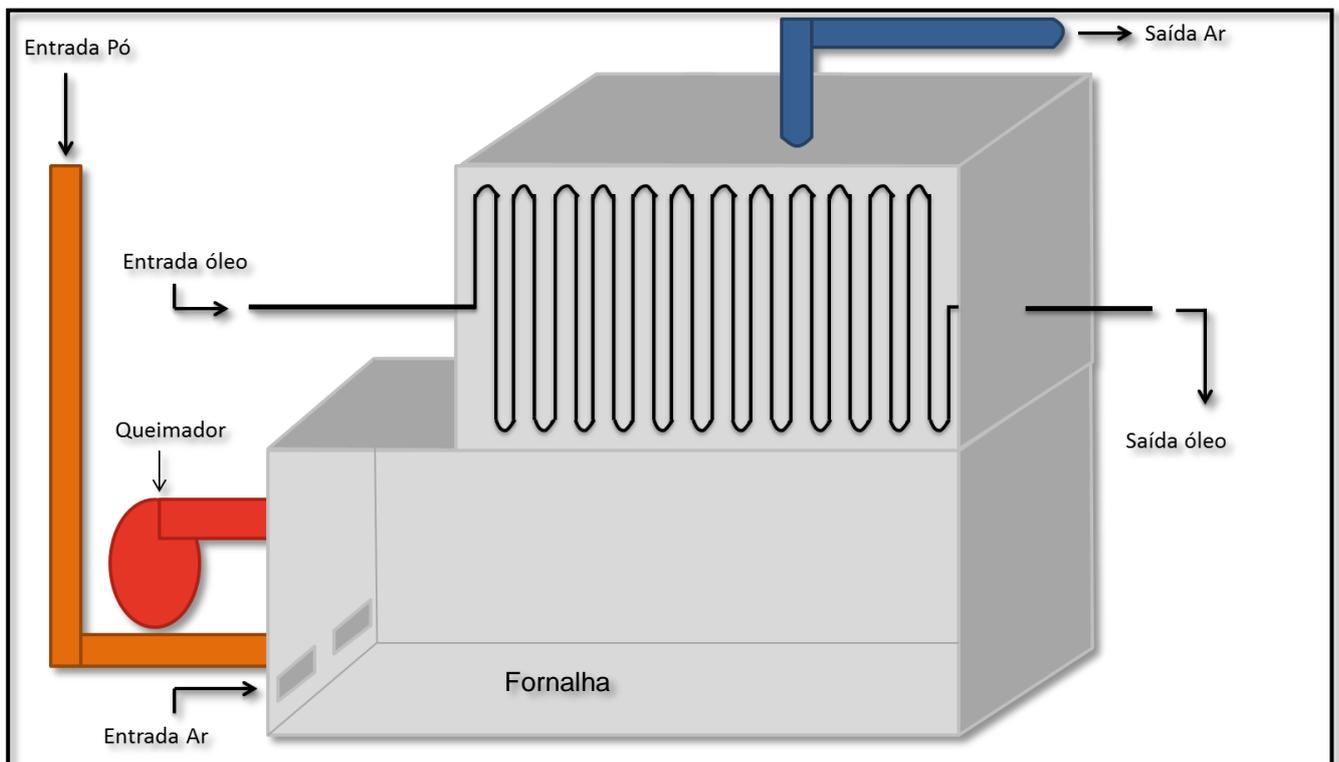


Figura 10- Esquema dos principais equipamentos da caldeira.

O pó é transportado pneumáticamente através de um sistema de insuflação, vindo dos silos de armazenamento, e entra na caldeira pela lateral esquerda, como se representa na Figura 10, contactando de imediato com a chama do queimador (a vermelho) e com a entrada de ar, que é feita por duas aberturas laterais, conforme representado. Ocorre assim a combustão na fornalha, situada no módulo inferior, as cinzas resultantes permanecem no interior da caldeira até serem removidas semanalmente. A potência térmica libertada pela combustão do pó de cortiça é absorvida pelo óleo que circula no interior dos tubos, no módulo superior da caldeira, sendo a

temperatura ideal de saída do óleo entre os 235 °C e 245 °C. O termofluido abandona a caldeira e é depois distribuído pelos vários equipamentos que necessitam deste recurso para o seu funcionamento, como é o caso das moldadoras, aquecedor de ar usado para secar o pó de cortiça e tanque de aquecimento de água usada nos processos de lavação. Os gases de combustão são ventilados, através do extrator de gases, pela tubagem de topo (a azul) de modo a saírem através da chaminé, criando uma depressão no interior da caldeira de -1,8 mbar. Esta pressão é mantida abaixo da pressão atmosférica para em caso de paragem repentina não ocorra refluxo da combustão para o exterior da caldeira. Estes gases arrastam consigo cinzas, denominadas por cinzas volantes, que são removidas através de um separador de cinzas multiciclónico.

Existem ainda vários equipamentos para controlo e parametrização da caldeira de termofluido, uma sonda de medição e controlo de temperatura á entrada e à saída do termofluido da caldeira, assim como no interior da câmara de combustão e na saída dos gases. O ventilador de tiragem dos gases de combustão funciona com um controlador PID, cujo ganho proporcional é 4, a constante de tempo integral de 15 segundos e a constante de tempo derivativo de 0 segundos. Em funcionamento normal, o ventilador de tiragem de gases de combustão encontra-se em funcionamento automático de modo a manter a depressão interna na caldeira de -1,80 mbar, este ventilador pode funcionar ainda em modo manual limitando-se a percentagem de velocidade de extração. Em funcionamento automático o ventilador apresenta uma velocidade mínima de 40% e máxima de 100%.

O queimador é a gás e, em funcionamento normal, a temperatura de setpoint é de 270°C, ligando e desligando com um diferencial de 5°C, a temperatura máxima de chama é de 550°C.

Existe também um controlador PID da temperatura do termofluido á saída com a quantidade de pó alimentada, sendo a temperatura de Setpoint de 270°C, o controlador apresenta uma constante de proporcionalidade de 3,5, um tempo integral de 1 segundo e tempo derivativo de 2 segundos.

Existem ainda, alguns parâmetros de segurança da caldeira de termofluido que se encontram representados na Tabela 2

Tabela 2- Parâmetros de segurança.

Parâmetros Segurança	Valor
Temperatura de Fluido para desligar bomba (°C)	80
Temperatura de Fluido máxima para alarme (°C)	280
Máximo desvio sondas de fluido (°C)	10
Depressão baixa Alarme (mbar)	-0,25
Oxigenio Baixo Alarme (%)	3
Temperatura fornalha máxima alarme (°C)	1100

4.2. EFICIÊNCIA DA CALDEIRA

Para determinação da eficiência da caldeira utilizaram-se dois métodos, o método da entalpia absorvida pelo fluido térmico, também designado por método direto e método das perdas, também designado por método indireto. [13]

4.2.1. MÉTODO DA ENTALPIA ABSORVIDA PELO FLUIDO TÉRMICO

Este método consiste no cálculo da eficiência da caldeira através do quociente entre a potência útil, energia térmica absorvida realmente pelo termofluido, e a potência bruta, potência gerada pela combustão do pó de cortiça. Estes podem ser obtidos através do diferencial de temperatura sofrido pelo termofluido entre a entrada e a saída da caldeira, do seu calor específico e do caudal de termofluido em circulação, como se apresenta pela equação (1):

$$E = \frac{\text{Potência Útil}}{\text{Potência Bruta}} = \frac{\dot{m}_{oil} \times C_{p_{oil}} \times (T_{oil\ out} - T_{oil\ in})}{\dot{m}_{pó} \times PCI} \times 100 \quad (1)$$

Em que:

E - eficiência energética da caldeira (%);

\dot{m}_{oil} - caudal mássico de óleo que circula na tubagem da caldeira (kg/h);

$C_{p_{oil}}$ - capacidade calorífica média do óleo (kJ/(kg.°C));

$T_{oil\ out}$ - temperatura de saída do óleo (°C);

$T_{oil\ in}$ - temperatura de entrada do óleo (°C);

$\dot{m}_{pó}$ - caudal mássico de pó que está a ser consumido (kg/h);

PCI - poder calorífico inferior do pó de cortiça (kJ/kg);

Uma vez que a combustão de combustíveis sólidos é mais lenta do que a dos gasosos, os valores das leituras das temperaturas do termofluido não correspondem ao valor medido do caudal de pó. Devido a este fator e ao facto de não existir um medidor de caudal de termofluido este método, neste caso, desvia-se da realidade. O caudal de termofluido foi medido através do manómetro inserido na tubagem antes da bomba, e uma vez que funciona em circuito fechado, considera-se que não há quedas de pressão e assim, utiliza-se a curva da bomba e lê-se o caudal correspondente à pressão a que o fluido está a circular.

4.2.2. MÉTODO DAS PERDAS

Este método consiste no cálculo da eficiência energética da caldeira baseado nas perdas de energia verificadas. Uma caldeira apresenta vários tipos de perdas, nomeadamente, perdas de energia associadas às cinzas volantes e às acumuladas na base da caldeira (cinzas de fundo), perdas nos gases de combustão e no vapor de água presente nesses gases, perdas nos inqueimados, perdas por radiação e convecção e perdas nas purgas.

Para a caldeira em estudo vão ser desprezadas as perdas de energia associadas às cinzas volantes e às cinzas de fundo devido à impossibilidade de medição das mesmas. Numa caldeira de termofluido não existem purgas pelo que essas perdas de energia não serão consideradas. Todas as expressões apresentadas seguidamente foram retiradas do documento da ADENE sobre eficiência energética em caldeiras sendo que algumas foram adaptadas devido à inexistência de cinzas volantes e de fundo

A eficiência pelo método das perdas pode ser determinada pela equação (2):

$$E = 100 - \sum Perdas \quad (2)$$

A. Perdas associadas à energia dos gases de combustão

Os gases de combustão abandonam a caldeira com uma temperatura elevada, sendo por isso considerado uma perda, uma vez que é energia que não está a ser contabilizada. Esta perda pode ser calculada pela expressão (3):

$$P_{gc} = \frac{K \times (T_g - T_a)}{CO_2} \quad (3)$$

em que:

P_{gc} - perdas de energia associadas à energia dos gases secos de combustão (%);

K constante que depende do tipo de combustível e pode ser calculada pela equação (3);

T_g - temperatura dos gases de combustão (°C);

T_a - temperatura do ar ambiente (temperatura de referencia)(°C);

CO_2 - percentagem de CO_2 em volume nos gases de combustão.

A constante K depende do tipo de combustível utilizado e pode ser calculada pela equação (4):

$$K = \frac{(255 \times C)}{PCI} \quad (4)$$

Em que C é a percentagem em peso de carbono no combustível e PCI é o poder calorífico inferior do combustível em kJ/kg.

Caso o equipamento de medição não seja capaz de fazer medição da percentagem de CO_2 nos gases de combustão, esta pode ser obtida pela equação (5). É de salientar que o equipamento de medição dos gases de combustão utilizado permite medir o CO_2 .

$$CO_2 = \left(1 - \frac{O_2}{21}\right) \times CO_{2t} \quad (5)$$

onde O_2 é a percentagem em volume de oxigénio existente nos gases de combustão e CO_{2t} é a percentagem em volume teórica máxima de CO_2 estequiométrica ou seja sem excesso de ar, e encontra-se tabelada para alguns tipos de combustíveis. No

entanto se o combustível utilizado for constituído essencialmente por carbono e hidrogénio pode ser usada a expressão (6):

$$CO_{2t} = \frac{\frac{C}{12} \times 100}{\left(\frac{4,78 \times C}{12} + \frac{1,88 \times H}{2}\right)} \quad (6)$$

Onde H é a percentagem em peso de hidrogénio no combustível e C a percentagem em peso de carbono no combustível.

B. Perdas associadas à energia do vapor de água nos gases de combustão

O vapor de água presente nos gases de combustão também represente uma perda de energia, podendo ser calculada através da expressão (7):

$$P_{H_2O} = \frac{(M_{H_2O} + 9 \times H) \times (210 - 4,2 \times T_a + 2,1 \times T_g)}{PCI} \quad (7)$$

Em que:

P_{H_2O} - perdas de energia associadas á entalpia do vapor de água nos gases de combustão (%);

M_{H_2O} - humidade do combustível nas condições de queima (%) em peso;

H -percentagem em peso de hidrogénio no combustível nas condições de queima (%)

A. Perdas de energia associadas aos inqueimados

O facto de se verificar a existência de inqueimados nos gases de combustão, nomeadamente monóxido de carbono (CO) também representa perdas devido á combustão não ter sido completa. As perdas por inqueimados podem ser calculadas através da equação (8).

$$P_{CO} = \frac{K_1 \times CO}{CO + CO_2} \quad (8)$$

Em que:

P_{CO} - perdas de energia associadas aos inqueimados (%);

K_1 - constante que depende do combustível usado (uma vez que não existe para o pó de cortiça, aproximou-se ao carvão betuminoso apresentando o valor de 63) conforme tabela F.2;

CO e CO_2 – Percentagens em volume de CO e CO_2 presentes nos gases de combustão (%);

C. Perdas de energia por radiação e convecção natural

Uma vez que se trata de um equipamento onde se verificam processos a elevadas temperaturas, também existem perdas por radiação e convecção natural. Segundo a ADENE, as perdas por radiação e convecção natural à capacidade máxima de funcionamento, podem ser calculadas pela Tabela 3.

Tabela 3 - Perdas por radiação e convecção natural associadas a vários tipos de caldeira à capacidade máxima.

TIPO DE CALDEIRA	PERDAS À CAPACIDADE MÁXIMA (%)
Caldeira de tubos de água e de tubos de fumos com capacidade igual ou acima de 5MW	1,4
Caldeiras de tubos de água e de tubos de fumos com capacidade entre 2 MW e 5 MW	1,6
Caldeiras de tubos de água e de tubos de fumos com capacidade abaixo de 2MW	2,0
Caldeiras de refratários, caldeira de tubos de fumos com topo seco e caldeiras com soleira de refratário	3,0
Caldeiras de água quente em ferro fundido	4,5

As perdas de radiação e convecção natural apresentadas na Tabela 3, são referentes à capacidade máxima da caldeira, assim para se calcular estas perdas de energia à capacidade de serviço, usa-se a equação (9):

$$P_{rad\ conv} = P_{cap\ máxima} \times \frac{Capacidade\ máxima}{Capacidade\ serviço} \quad (9)$$

Em que

$P_{rad\ conv}$ – Perdas de radiação e convecção à capacidade serviço (%);

$P_{cap\ máxima}$ – Perdas de radiação e convecção à capacidade máxima (%) que se encontram na Tabela 3;

$Capacidade\ máxima$ - Capacidade máxima de funcionamento da caldeira (W);

$Capacidade\ serviço$ - Capacidade de serviço da caldeira (W).

Por forma a determinar a significância das perdas de convecção natural nas perdas de radiação e convecção natural determinadas pela equação (9), é necessário calcular o coeficiente pelicular de convecção natural. Tabela 3 Este pode ser determinado através de correlações de Nusselt e através dos números de Prandtl e Garshof para diferentes tipos de placas ou tubos, conforme apresentado na Tabela 4, em que ΔT é a diferença de temperaturas entre a parede e o ar ambiente (°C) e L é a altura para uma placa vertical ou a média aritmética se se tratar de uma placa retangular horizontal ou ainda 90% do diâmetro no caso de tubos (m). Assim, é possível comparar as perdas de radiação e convecção natural da caldeira com as perdas por convecção natural. [14]

Tabela 4- Correlações empíricas para cálculo de h em convecção natural para 1 atm. [14]

GEOMETRIA	GR.PR	h (W/(m ² K)) L ou D (m) ΔT (K)
Placas e tubos verticais	$10^4 - 10^9$	$h = 1,37 \left(\frac{\Delta T}{L}\right)^{\frac{1}{4}}$
	$> 10^9$	$h = 1,24 \left(\frac{\Delta T}{L}\right)^{\frac{1}{3}}$
Placas horizontais com a superfície superior aquecida ou a superfície inferior arrefecida	$10^5 - 2 \times 10^7$	$h = 1,32 \left(\frac{\Delta T}{L}\right)^{\frac{1}{4}}$
	$2 \times 10^7 - 3 \times 10^{10}$	$h = 1,52 (\Delta T)^{\frac{1}{3}}$
Placas horizontais com a superfície superior arrefecida ou a superfície inferior aquecida	$3 \times 10^4 - 3 \times 10^{10}$	$h = 0,59 \left(\frac{\Delta T}{L}\right)^{\frac{1}{4}}$

Determinando-se empiricamente o coeficiente pelicular de convecção natural, pode-se calcular a potência térmica perdida por convecção natural pela expressão (10)

$$Q_{conv} = h \times A \times (T_{parede} - T_a) \quad (10)$$

Em que:

Q_{conv} – potência térmica por convecção natural (W);

h - coeficiente pelicular de transferência de calor por convecção natural (W/(m²K));

T_{parede} - temperatura da parede (°C);

A . área de transferência de calor (m²).

5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÃO

Para determinar a eficiência da caldeira, fizeram-se várias medições de temperaturas do termofluido *Therma Shell Oil B* à entrada e saída da caldeira, $T_{oil\ in}$ e $T_{oil\ out}$, ao ar ambiente, T_a , aos gases de combustão, T_g e às paredes externas da caldeira e tubagem, T_{parede} . Mediu-se com o equipamento *Kit Testo 310* percentagens de oxigénio, O_2 e dióxido de carbono, CO_2 presentes nos gases de combustão.

As temperaturas de entrada e saída do óleo foram medidas através as sondas instaladas na própria tubagem. A temperatura do ar ambiente e dos gases de combustão assim como a composição dos gases de combustão foram medidos através do *Kit Testo 310* na conduta de saída de gases da caldeira. As propriedades do pó de cortiça apresentam-no no anexo A, as propriedades do termofluido *Therma Shell Oil B* estão representadas no anexo B, as propriedades do ar estão representadas no anexo C, e as tabelas das várias medições efetuadas estão no anexo D. [15–17]

A eficiência da caldeira foi calculada utilizando dois métodos, o método da entalpia absorvida pelo fluido, método direto e o método das perdas, ou método indireto, conforme já referidos anteriormente. A seguir são apresentados os resultados da eficiência obtidos para cada método.

5.1. MÉTODO DA ENTALPIA ABSORVIDA PELO FLUIDO

O cálculo da eficiência pelo método da entalpia absorvida pelo fluido, foi calculado pela equação (1), sendo que o caudal de termofluido foi mantido sempre fixo em 280 m^3/h .

Na Figura 11 são apresentados os resultados da eficiência da caldeira, calculados pelo método da entalpia absorvida pelo fluido, em função dos dias em que foram realizadas as medições necessárias para o cálculo dessa eficiência. Ainda na Figura 11 o valor de cada eficiência foi obtida através dos valores médios das medições de cada dia e a linha paralela ao eixo dos xx representa a média de todas as eficiências tendo o valor de 69% com um desvio padrão de 9,5%. Apresenta-se no anexo E um exemplo de cálculo deste método.

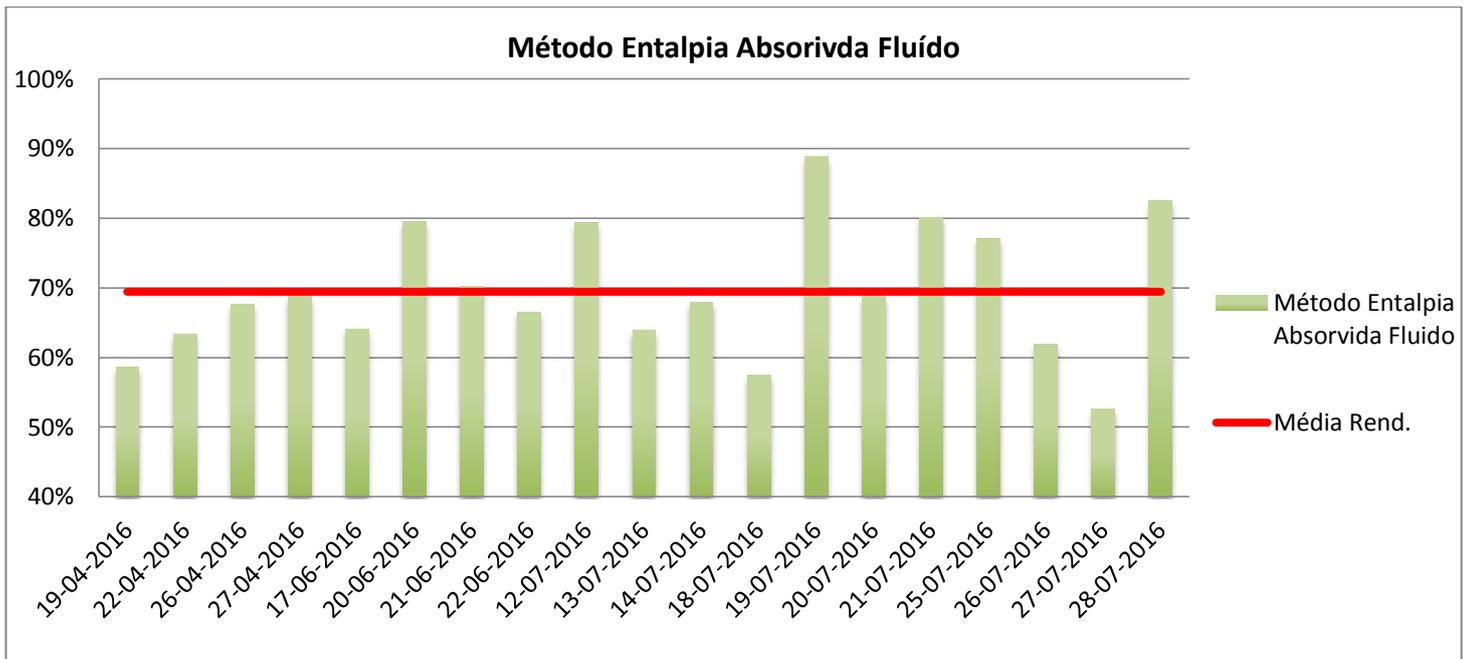


Figura 11- Rendimento da caldeira de termofluido pelo método da entalpia absorvida pelo fluido.

É possível observar-se pela Figura 11- Rendimento da caldeira de termofluido pelo método da entalpia absorvida pelo fluido., uma amplitude nos valores de cerca de 36%. Esta variação na eficiência da caldeira é justificada pelo desfasamento da leitura das temperaturas de entrada e saída do termofluido com o caudal de pó que está a ser alimentado. Acontece que, variações no caudal de alimentação de pó, demoram a surtir efeito na temperatura de saída do termofluido, devido ao tempo necessário à queima do combustível, que não é imediato. Assim, uma vez que este método baseia-se apenas no balanço de energia ao termofluido, o desfasamento na leitura das temperaturas com o caudal de pó, originam estas oscilações, sendo por isso este método o menos exato.

5.2. MÉTODO DAS PERDAS

Este método para além de ser o mais utilizado para cálculo de eficiência de caldeiras é aquele em que se verifica menos erros uma vez que é calculado a partir das perdas que se estão a verificar naquele momento.

Para determinação do rendimento pelo método das perdas é necessário calcular a percentagem das perdas pelos gases de combustão, pelo vapor de água nos gases de

combustão, pelos inqueimados e pela radiação e convecção natural. As perdas por radiação e convecção natural à capacidade de serviço foram calculadas pela equação (9), sendo a $P_{cap \text{ máxima}}$ o valor de 1,6% conforme Tabela 3, apresentando-se os resultados na Tabela 5. Determinaram-se experimentalmente as perdas por convecção natural através da medição das temperaturas em vários pontos da parede exterior da caldeira e usando as correlações apresentadas na Tabela 4 para determinação do coeficiente pelicular de convecção natural. Determinou-se as perdas por convecção natural verificada na tubagem onde o termofluido circula de modo a avaliar se são significativas e se seria necessário melhorar o isolamento da tubagem, no entanto estas perdas não são contabilizadas para a determinação da eficiência da caldeira.

Assim, dividiu-se a parede exterior da caldeira da em zonas equidistantes e fez-se as medições das temperaturas como se pode observar pelos pontos azuis na Figura 12, as paredes foram divididas em 1 e 1', por exemplo sendo 1' a parede oposta a 1 de modo a poder-se calcular as perdas de calor em cada parede, devido às diferentes áreas.

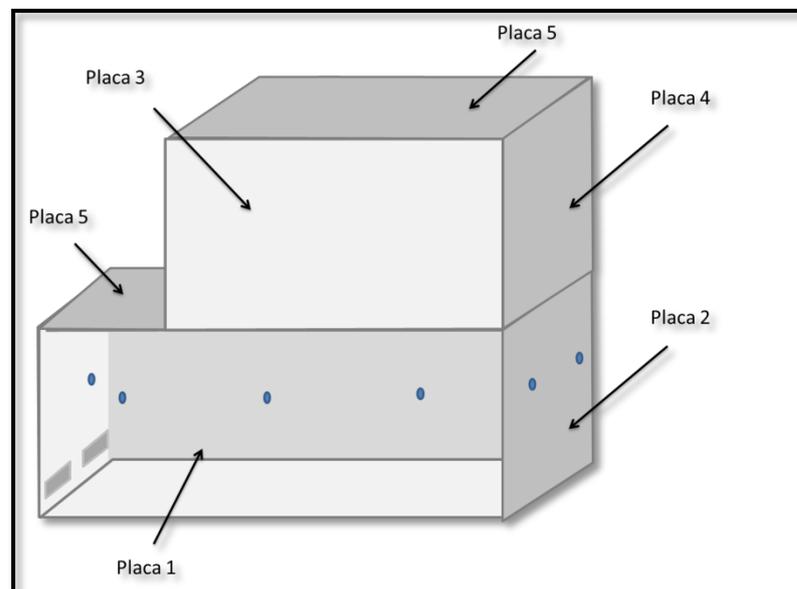


Figura 12- Placas e pontos de medição de temperaturas.

Através das correlações apresentadas na Tabela 4, determinou-se o coeficiente de convecção natural para as geometrias das várias paredes constituintes da caldeira, assim como da tubagem onde o termofluido circula. Na Tabela 5 apresentam-se os coeficientes peliculares médios de convecção natural obtidos, h , assim como a respectiva potência

térmica perdida por convecção, P_{conv} , e a percentagem que essas perdas representam no rendimento da caldeira, comparando-se com a média das perdas por radiação e convecção natural por cálculo da equação (9) e a potência térmica que essas perdas representam.

Tabela 5- Coeficientes peliculares de convecção natural estimados, potência térmica perdida por convecção natural e por radiação e convecção natural segundo ADENE e percentagem das perdas de convecção natural.

Parede	h (W/ m2.K)	P_{conv} (W)	P_{conv} (%)	$P_{rad\ conv}$ (%)	$P_{rad\ conv}$ (W)
1 e 1'; 2 e 2'	3,24	$2,24 \times 10^3$	0,10	2,45	$5,64 \times 10^4$
3 e 3'; 4 e 4'	3,24	$5,38 \times 10^2$	0,02		
5	1,40	$6,18 \times 10^2$	0,03		
Total		$3,40 \times 10^3$	0,15		
Tubagem	6,89	$2,75 \times 10^4$			

Assim, o total de perdas por convecção natural representa cerca de 0,15% da potência bruta. Seria de esperar estas perdas fossem menores do que as perdas de radiação e convecção natural obtidas pela Tabela 3 da ADENE, uma vez que nestas está englobada a radiação. Assim se 0,15% corresponder a perdas por convecção natural as perdas por radiação correspondem a 2,30% da potência bruta.

A energia perdida por convecção natural nas tubagens é superior à que é perdida pelas paredes exteriores da caldeira, devido à elevada área de transferência de calor que a tubagem apresenta, que é de cerca de 211 m^2 , sendo superior à área de transferência de calor das paredes da caldeira, que é cerca de 113 m^2 . No entanto estas perdas de energia não influenciam a eficiência da caldeira.

As perdas de energia associadas aos gases de combustão, P_{GC} , podem ser determinadas sabendo a percentagem de CO_2 nos gases de combustão, medida com o *Kit Testo 310*, e pela constante K calculada pela equação (4). As perdas de energia do vapor de água nos gases de combustão pode ser determinada pela equação (7), sabendo que a humidade do combustível $M_{\text{H}_2\text{O}}$ é cerca de 9%, a percentagem de hidrogénio presente no combustível é de 0,48% e o Poder Calorífico Inferior do pó de cortiça cerca de $3,18 \times 10^4 \text{ J/g}$ como se apresenta no anexo A. As perdas por inqueimados podem ser determinadas pela equação (8), em que a percentagem de CO e CO_2 presentes nos gases de combustão foram medidos com o equipamento *Kit Testo 310*, e a constante K_1

foi aproximada ao valor do carvão betuminoso de 63, devido ao facto de serem os dois sólidos.

Assim, na Tabela 6 apresentam-se as percentagens médias de cada perda de energia em relação à potência bruta da caldeira, assim como a respectiva potência térmica que está a ser perdida.

Tabela 6- Percentagem das várias perdas e potência térmica associada.

TIPO DE PERDAS	PERDAS %	POTÊNCIA TÉRMICA (W)
P_{GC}	19,6%	$4,51 \times 10^5$
P_{H_2O}	0,1%	$2,42 \times 10^3$
P_{CO}	0,1%	$2,18 \times 10^3$
$P_{rad\ Conv}$	2,45%	$5,64 \times 10^4$
$P_{Conv\ Estimado}$	0,15%	$3,40 \times 10^3$

As perdas associadas ao calor sensível dos gases de combustão, P_{GC} , são as que apresentam um peso maior no rendimento da caldeira, uma vez que os gases de combustão quando abandonam a caldeira ainda apresentam uma temperatura média de 285°C, sendo bastante elevada. As perdas associadas ao vapor de água nos gases de combustão, P_{H_2O} e perdas inqueimados, P_{CO} , são as que apresentam um menor peso, devido à baixa humidade e à baixa percentagem de hidrogénio que o combustível apresenta, e à baixa fracção de CO que a caldeira produz, apesar dos vários erros de leitura na medição da fracção de CO nos gases de combustão devido às elevadas oscilações de valores.

Perante as perdas apresentadas, determinou-se o rendimento da caldeira pelo método das perdas. Apresenta-se na Figura 13 o rendimento médio diário calculado pelo método das perdas a verde e a vermelho a média de rendimento para o mesmo método. No anexo F apresenta-se um exemplo de cálculo para o método das perdas, estando também referidos o calculo de cada tipo de perdas.

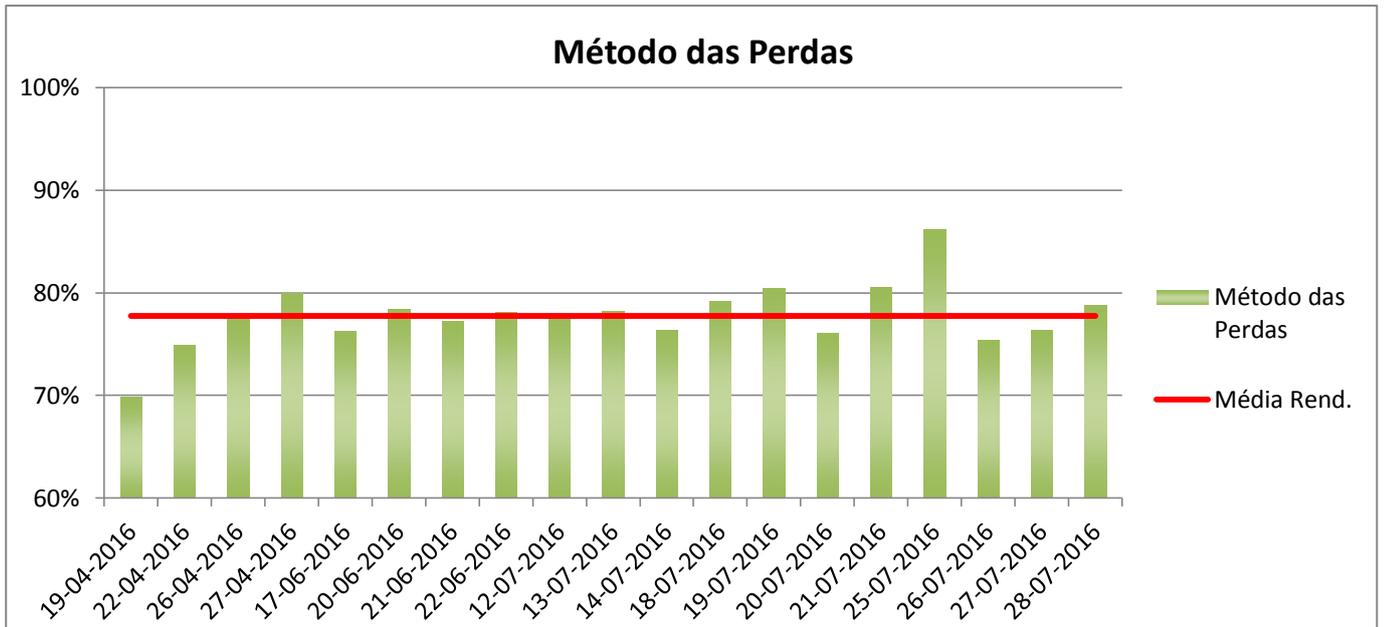


Figura 13- Rendimento método das perdas.

Como se pode observar o rendimento da caldeira de termofluido calculado pelo método das perdas apresenta uma média de 78% e um desvio padrão de 3%. Comparando os dois métodos, o método das perdas apresenta um desvio padrão menor, pelo que o rendimento calculado apresenta uma amplitude de 16% sendo menor do que a amplitude verificada pelo método da entalpia absorvida pelo fluido.

Assim, é possível concluir que a caldeira de termofluido apresenta um rendimento bastante bom de cerca de 78% \pm 3%, pelo método das perdas e de 69% \pm 9% pelo método da entalpia absorvida pelo fluido, sendo este o método onde se verificam mais erros.

Pode-se resumir na Tabela 7 os valores médios obtidos para cada parâmetro medido, assim como a potência útil e bruta e as perdas verificadas.

Tabela 7- Valores médios obtidos.

PARÂMETRO	VALOR MÉDIO
TEMPERATURA ÓLEO ENTRADA (°C)	235
TEMPERATURA ÓLEO SAÍDA (°C)	245,6
TEMPERATURA AR (°C)	29,2
TEMPERATURA CÂMARA (°C)	744
TEMPERATURA GASES (°C)	285
EXCESSO DE AR (%)	2,14
CAUDAL PÓ (kg/h)	261
MASSA AR SECO (kg/h)	$4,31 \times 10^3$
MASSA DE GASES (kg/h)	$4,44 \times 10^3$
POTÊNCIA BRUTA (W)	$2,30 \times 10^6$
POTÊNCIA ÚTIL MÉTODO DIRETO (W)	$1,59 \times 10^6$
POTENCIA ÚTIL MÉTODO PERDAS (W)	$1,79 \times 10^6$
PERDAS GASES COMBUSTÃO (%)	19,6
PERDAS VAPOR ÁGUA NOS GASES (%)	0,10
PERDAS INQUEIMADOS (%)	0,09
PERDAS RADIAÇÃO E CONVECÇÃO (%)	2,45

Assim, a caldeira apresenta uma potência bruta de cerca de $2,30 \times 10^6$ W que significa uma potência útil de cerca de $1,59 \times 10^6$ W pelo método da entalpia absorvida pelo fluido e de $1,79 \times 10^6$ W pelo método das perdas. Segundo o relatório do fabricante da caldeira de termofluido, no anexo G, esta teria uma potência útil de $2,32 \times 10^6$ W, o que comparando com os valores determinados não se verifica, havendo uma diferença de cerca de $7,3 \times 10^5$ W para o método direto e de $5,3 \times 10^5$ W para o método indireto. No entanto, o fabricante refere que na altura do ensaio a caldeira estava a ser alimentada a pó de cortiça de granulometria fina e grossa, o que poderá justificar o facto da potência útil ser superior à obtida. A pesar da potência útil da caldeira não corresponder ao valor determinado pela fabricante, a temperatura de saída do termofluido encontra-se dentro do valor necessário às operações nos vários equipamentos com um rendimento da caldeira bastante satisfatório para este tipo de equipamentos.

Pode-se também verificar que as perdas mais significativas são as relativas aos gases de combustão principalmente pela elevada temperatura com que estes abandonam a caldeira, não sendo este tipo de energia aproveitadas. As perdas por radiação e convecção apresentam uma percentagem de cerca de 2,45% uma vez que não se encontram a funcionar à potência máxima.

6. PROPOSTAS DE MELHORIA ENERGÉTICA

Conforme foi referido, a maior percentagem de perdas que se verifica na caldeira são as relativas ao calor sensível dos gases de combustão, uma vez que estes abandonam a caldeira com uma temperatura média de 285 °C, que corresponde a uma potência térmica de $4,51 \times 10^5$ W, considerando a temperatura ambiente. Esta energia pode ser utilizada noutros pontos do processo para aquecimento da água usada para a lavação, em vez de ser usado termofluido, não tendo influência direta na eficiência da caldeira, ou para aquecimento do ar à entrada da caldeira, tendo assim influência direta na eficiência. Uma vez que a extração dos gases da caldeira é feita através de um exaustor, a aplicação de permutadores na linha dos gases de combustão não pode causar uma elevada perda de carga, sendo que o exaustor pode não apresentar capacidade suficiente para realizar a extração.

6.1. TIPOS DE PERMUTADORES

Existe uma grande variedade de permutadores de calor, devendo ter-se em atenção alguns critérios na seleção do tipo de equipamento mais adequado a cada fluido e a cada processo específico, sendo estes: [14]

- Necessidades térmicas e hidráulicas: a potência térmica trocada, as temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos e as quedas de pressão envolvidas, são parâmetros importantes uma vez que certos equipamentos impõem limites de temperaturas ou elevadas quedas de pressão;
- Compatibilidade de fluidos e condições de operação: os materiais escolhidos para a construção do permutador devem ser compatíveis com os fluidos utilizados de modo a que não se verifique danos no equipamento, deve suportar tensões devidas à pressão e temperaturas dos fluidos;
- Manutenção: deve ter-se em atenção as características dos fluidos a fim de avaliar as necessidades de limpeza química ou mecânica, ou a alteração da unidade caso as condições do processo sejam alteradas;

- Disponibilidade do equipamento: o tempo destinado à execução de um projeto faz com que se utilize permutadores com modelos normalizados ou com um elevado leque de aplicações, podendo assim ser aproveitado para outras necessidades sem recorrer a novos investimentos;
- Fatores económicos: quando se verifica a possibilidade de utilização de vários tipos de permutador, a escolha final pode ser determinada por fatores económicos.

6.1.1. PERMUTADORES DE CARÇAÇA E TUBOS

Os permutadores de carcaça e tubos são os mais utilizados na indústria química, representando cerca de 60% do total permutadores utilizados, uma vez que são projetados para operar com gamas variadas de pressão e temperatura podendo ser construídos numa vasta gama de matérias. As vantagens da utilização deste tipo de permutadores são:

- a) A sua configuração permite uma elevada área de transferência de calor num volume pequeno;
- b) Possibilidade de operar sobre pressão devido à boa configuração mecânica;
- c) Facilidade limpeza;
- d) Técnicas de fabrico e procedimentos bem estudadas.

Este tipo de permutadores consiste num feixe de tubos contidos no interior de uma carcaça, não apresentando mistura de fluidos. Os tubos podem ser lisos ou alhetados, sendo estes utilizados no caso de o fluido que circula na carcaça apresentar coeficientes de convecção baixos.

Existem vários tipos de permutadores de carcaça e tubos consoante o tipo de cabeça, o tipo de invólucro e tipo de cabeça terminal. O feixe de tubos pode apresentar também diferentes tipos de arranjos que podem ser quadrados ou triangulares, sendo que os primeiros apresentam maior facilidade de limpeza mecânica exterior no entanto apresentam taxas de transferência de calor menores e menores perdas de carga quando comparados com permutadores com arranjo de feixe triangular.[14]

6.1.2. PERMUTADORES DE PLACAS

Os permutadores de placas com junta de vedação consistem num empilhamento de placas metálicas de baixa espessura com aberturas para entrada e saída de fluidos, sendo vedadas a toda a volta das bordas de modo a que os fluidos não se misturem nem que haja fugas. Os fluidos circulam com passagens alternadas sendo o calor transferido através da placa que os separa. Estes permutadores apresentam algumas vantagens de utilização:

- a) Permutadores de placas são de fácil manutenção e flexíveis havendo a possibilidade de retirar ou adicionar placas;
- b) Apresentam maior proximidade de temperaturas de cerca de 1°C, quando comparados com os permutadores carcaça e tubos que são entre 5°C a 10°C;
- c) Ideais para fluidos viscosos;
- d) O factor corretivo da temperatura é maior uma vez que o fluxo é o mais próximo possível de contracorrente.
- e) Apresentam uma baixa sujidade das placas devido ao elevado caudal em circulação.

No entanto, a configuração destes permutadores não permite que sejam aplicados em todos os processos, uma vez que não apresenta capacidade para suportar pressões acima de 30 bar, e a temperatura máxima de utilizações é de 250°C devido à junta de vedação que com temperaturas elevadas é facilmente danificada. Sendo este um fator de exclusão para a sua utilização no caso pretendido, uma vez que os gases de combustão apresentam temperaturas superiores à temperatura limite.[14]

6.1.3. PERMUTADORES COMPACTOS

Os permutadores compactos consistem num conjunto de tubos alhetados ou placas alhetadas em que se verifica um escoamento cruzado dos fluidos. Estes permutadores apresentam uma elevada área de transferência de calor por volume superior a 700 m²/m³, no entanto este tipo de permutadores são difíceis de limpar. Não apresentam uma gama tão elevada de temperaturas como os de carcaça e tubos devido á junção das alhetas aos tubos/placas.[14]

6.1.4. PERMUTADORES DE FLUXO CRUZADO

Permutadores de fluxo cruzado são normalmente aplicados a processos de transferência de calor entre dois gases. Consistem na transferência de calor entre os dois fluidos através da parede do feixe de tubos, no entanto a particularidade deste permutador é o fluxo cruzado que se verifica. O fluido que circula no exterior dos tubos pode ser misturado ou não misturado, no caso de existir canais que o direcionem em várias secções.[14]

6.2. DIMENSIONAMENTO DO PERMUTADOR DE CALOR GASES DE COMBUSTÃO-ÁGUA

Para o processo de lavação das rolhas de cortiça, é necessária água com uma temperatura média de 60°C, presentemente o aquecimento da água é feito através de uma serpentina onde circula o termofluido. Este aquecimento pode ser levado a cabo pelos gases de combustão, uma vez que apresentam capacidade calorífica suficiente.

Para a troca de calor entre os gases de combustão e a água, optou-se por dimensionar um permutador de carcaça e tubos uma vez que é o que apresenta uma gama mais elevada de temperaturas e o que apresenta maior facilidade de limpeza devido à presença de pequenas partículas nos gases de combustão. Considerou-se que os gases de combustão, fluido quente, circulam no exterior da carcaça enquanto que a água, fluido frio, circula nos tubos. Assim reduz-se a perda de carga dos gases de combustão e aumenta-se o coeficiente global de transferência de calor.

Para dimensionamento do permutador de carcaça e tubos utilizou-se o método de Kern. Este método apresenta-se mais simplificado que o método de Bell uma vez que não são consideradas fugas, no entanto apresenta previsões de coeficientes globais de transferência de calor satisfatórios e próximas do real. No entanto, como não são consideradas fugas, a previsão da queda de pressão já apresenta alguns desvios. [14]

Para aplicação do método de Kern é necessário definir a quantidade de calor que é necessário trocar. Assim, opta-se por fixar a temperatura de saída dos gases de combustão em 120 °C, T_{qs} , sendo esta ideal uma vez que não é muito elevada e evita a condensação do vapor de água. Com o caudal mássico de gases de combustão, m_{gc} , com a temperatura de saída da caldeira de 285°C, T_{qs} , e o respectivo calor específico, cp_q , à temperatura média é possível determinar a potência térmica transferida, Q , pela equação (11): [14]

$$Q = m_{gc} \times c_p \times (T_{qe} - T_{qs}) \quad (11)$$

Assim determinada a potência térmica, Q , e sabendo as temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos (T_{qe} , T_{qs} , T_{fe} e T_{fs}) e as respectivas propriedades à temperatura média (capacidade calorífica, cp , massa volúmica, ρ , condutividade térmica, k , e viscosidade, μ) pode-se também calcular o caudal mássico de fluido frio, m_f , necessário à troca de calor sendo estas apresentadas na Tabela 8. As propriedades da água apresenta-se no anexo H e o exemplo de cálculo do dimensionamento no anexo I. [17]

Tabela 8- Propriedades dos fluidos quente e frio.

PARÂMETROS	VALOR	PARÂMETROS	VALOR
> FLUIDO QUENTE: GASES		> FLUIDO FRIO: ÁGUA	
T_{qe} (°C)	285	T_{fe} (°C)	20
T_{qs} (°C)	120	T_{fs} (°C)	60
cp_q (J/(kg.K))	$1,03 \times 10^3$	cp_f (J/(kg.K))	$4,32 \times 10^3$
ρ_q (kg/m ³)	0,82	ρ_f (kg/m ³)	$9,85 \times 10^2$
k_q (W/(m.K))	$3,67 \times 10^{-2}$	k_f (W/(m.K))	0,63
μ_q (kg/ (m.s))	$2,47 \times 10^{-5}$	μ_f (kg/ (m.s))	$8,07 \times 10^{-4}$
m_q (kg/h)	$4,44 \times 10^3$	m_f (kg/h)	$4,34 \times 10^4$

Determinados os parâmetros e características das correntes é necessário fazer uma primeira aproximação das características do permutador. Optou-se por considerar que os tubos são do tipo BWG 10 de $1,92 \times 10^{-2}$ m de diâmetro externo, com passo quadrado de $2,54 \times 10^{-2}$ m, com duas passagens na carcaça, e um diâmetro da carcaça de 0,54 m, resultando em 270 tubos, sendo este valor tabelado no anexo I. O espaçamento ótimo entre chicanas varia de 0,3 a 0,5 do diâmetro da carcaça, tendo-se optado por 0,5. Nas secções 6.2.1 e 6.2.2 apresenta-se a forma de cálculo dos coeficientes de convecção no interior dos tubos e na carcaça, respectivamente, assim como o comprimento dos tubos, o diâmetro da carcaça e o espaçamento entre chicanas.

6.2.1. DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE CONVECÇÃO NO INTERIOR DOS TUBOS

Com as características do fluido frio que circula no interior dos tubos é possível calcular os números adimensionais como o número de Reynolds e Prandtl sendo depois possível determinar o coeficiente de convecção forçada da água através da expressão (12) quando se verifica regime turbulento e para regime laminar a equação (13): [14]

$$h_i = \frac{0,027 \cdot Re_i^{0,8} \cdot Pr_i^{0,33} k_i}{d_i} \quad (12)$$

$$h_i = \frac{1,86 \cdot \left(Re_i \cdot Pr_i \cdot \frac{d_i}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot k_i}{d_i} \quad (13)$$

Em que h_i é o coeficiente de convecção no interior dos tubos, Re_i é o número de Reynolds, Pr_i é o numero de Prandtl e k_i é o coeficiente de condução do fluido que circula no interior dos tubos, d_i é o diâmetro interno dos tubos, e L é o comprimento dos tubos.

Assim, uma vez que o Reynolds é de $1,87 \times 10^3$, encontra-se no regime de transição, o que não é uma situação favorável uma vez que não existem correlações para determinação do coeficiente pelicular de convecção forçada. De modo a que o fluido frio circule no interior dos tubos em regime turbulento, e uma vez que o diâmetro dos tubos já é pequeno, optou-se por alterar o diâmetro da carcaça para 0,39 m resultando em 124 tubos. Assim, O Reynolds do fluido frio é cerca de $2,5 \times 10^3$, encontrando-se no limite do regime, portanto para cálculo do coeficiente de convecção no interior dos tubos utilizou-se a expressão (12) e obteve-se um valor de $1,29 \times 10^3$ W/(m²K).

6.2.2. DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE CONVECÇÃO NO EXTERIOR DOS TUBOS

Para determinar o coeficiente de convecção forçada do fluido que circula na carcaça, pode-se recorrer à expressão (14):

$$h_s = \frac{j_h \cdot Re_s \cdot Pr_s^{1/3} k_s}{D_{eq}} \quad (14)$$

Em que h_s é o coeficiente de convecção do fluido que circula na carcaça, j_h factor de transferência de calor, Re_s é o número de Reynolds, Pr_s é o número de Prandtl e k_s é o coeficiente de condução do fluido que circula na carcaça e D_{eq} é o diâmetro equivalente do lado da carcaça. Para cálculo do Re_s é necessário calcular a área máxima de escoamento do fluido da carcaça, apresentada na expressão (15), obtendo-se um valor de $1,88 \times 10^{-2} \text{ m}^2$. O diâmetro equivalente da carcaça pode ser calculado pela expressão (16), tendo um valor de $2,41 \times 10^{-2} \text{ m}$ para as características do permutador.

$$A_s = \frac{(p_t^2 - d_e) \cdot D_s \cdot l_B}{p_t} \quad (15)$$

$$D_{eq} = \frac{4 \left(p_t^2 - \frac{\pi d_e^2}{4} \right)}{\pi d_e} \quad (16)$$

Em que A_s é a área máxima de escoamento (m^2), p_t é o passo dos tubos (m), d_e é o diâmetro externo dos tubos (m), D_s é o diâmetro da carcaça, D_{eq} é o diâmetro equivalente da carcaça (m) e l_B é o espaçamento entre chicanas. Assim, obteve-se um número de Reynolds de $6,41 \times 10^4$ correspondendo a um factor de transferência de calor j_h de $2,7 \times 10^{-3}$, retirado do anexo I

Com todas as constantes determinadas, pode-se determinar o coeficiente de convecção para o fluido que circula na carcaça, que pela expressão (17) é de $233,18 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. [14]

$$h_s = \frac{j_h \cdot Re_s \cdot Pr_s^{1/3} k_q}{D_{eq}} \quad (17)$$

6.2.3. DIMENSIONAMENTO DO PERMUTADOR

Os coeficientes de convecção no interior e exterior dos tubos podem ser relacionados com o coeficiente global de transferência de calor, através da expressão (18), estando baseado na área externa.

$$\frac{1}{U_e \cdot A_e} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{1}{h_s \cdot A_e} + \frac{\Delta x}{k_p \cdot A_{ml}}$$

$$\frac{1}{U_e} = \frac{d_e}{h_i \cdot d_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{\Delta x \cdot d_e}{k_p \cdot \ln \frac{d_e}{d_i}} \quad (18)$$

em que U_e é o coeficiente global de transferência de calor baseado na área externa ($W/(m^2K)$), Δx é a espessura da parede dos tubos (m), k_p condutividade térmica da parede do tubo ($W/(m.K)$) e A_{ml} é a área média logarítmica dos tubos.

Admitindo que o permutador é de aço inoxidável com um k_p de $19 W/(m.K)$, o coeficiente global de transferência de calor para este permutador é de $175 W/(m^2K)$. Pode-se assim determinar o comprimento dos tubos necessário para se efectuar a transferência de calor desejada através da equação de transferência de calor (19):

$$Q = U_e \cdot \pi \cdot d_e \cdot L \cdot N_T \cdot \Delta T_{ml} \cdot F \quad (19)$$

Em que L é o comprimento dos tubos (m), N_T é o número de tubos ΔT_{ml} é a temperatura média logarítmica das temperaturas de entrada e saída do permutador e F é o factor corretivo uma vez que o permutador não se encontra em contracorrente pura e pode ser determinado pela equação (20) e R e P podem ser calculados pelas equações (21) e (22) respectivamente.

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \frac{1 - P}{1 - P \cdot R}}{(R - 1) \cdot \ln \left[\frac{2 - P \cdot (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P \cdot (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right]} \quad (20)$$

$$R = \frac{T_{qe} - T_{qs}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad (21)$$

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{qe} - T_{fe}} \quad (22)$$

Assim, obteve-se um comprimento de tubos de 1,09 m. De modo a diminuir o comprimento do permutador para cerca de 1 m, diminuiu-se o corte das chicanas para 30% do diâmetro externo dos tubos. Assim obteve-se um U_e de 231,4 W/(m²K), resultando num comprimento de tubos de 0,83 m. Como não é um valor redondo, e devido ao facto de não serem contabilizadas resistências à transferência de calor por sujamento dos tubos, o comprimento estimado deve ser arredondado a 1 m de modo a garantir-se a transferência de calor caso exista sujamento dos tubos ou da carcaça. Assim, obtém-se 8 chicanas no permutador.[14]

6.3. DIMENSIONAMENTO DO PERMUTADOR DE CALOR GASES DE COMBUSTÃO-AR

Para o permutador de troca de calor entre os gases de combustão e o ar à entrada da caldeira foi necessário definir qual dos fluidos circula nos tubos e qual circula no exterior. Optou-se por considerar que o fluido quente, circula no interior dos tubos para evitar perdas de calor para o exterior e uma vez que é um permutador de uma só passagem a sua limpeza no interior dos tubos é mais fácil.

Do mesmo modo, fixou-se a temperatura de saída dos gases de combustão em 120°C pelo mesmo motivo descrito no capítulo 6.2, Assim a potência térmica que é possível transferir é de $2,08 \times 10^5$ W, como se determinou para o outro permutador. Definiu-se que o ar entra no permutador a 20°C e terá de aquecer até 50°C, uma vez que significa um aumento da eficiência pelo método das perdas para 80%, representando uma potência útil de $1,84 \times 10^6$ W. Assim apresenta-se na Tabela 9 as propriedades e características dos fluidos à temperatura média. O exemplo de cálculo para o dimensionamento de permutador de fluxo cruzado apresenta-se no anexo L.

Tabela 9-Propriedades dos fluidos quente e frio para o permutador de fluxo cruzado.

PARÂMETROS	VALOR	PARÂMETROS	VALOR
> FLUÍDO QUENTE		> FLUIDO FRIO	
T_{qe} (°C)	285	T_{fe} (°C)	20
T_{qs} (°C)	120	T_{fs} (°C)	50
cp_q (J/(kg.K))	$1,03 \times 10^3$	cp_f (J/(kg.K))	$1,01 \times 10^3$
ρ_q (kg/m ³)	0,82	ρ_f (kg/m ³)	1,11
k_q (W/(m.K))	$3,67 \times 10^{-2}$	k_f (W/(m.K))	$2,80 \times 10^{-2}$
μ_q (kg/ (m.s))	$2,47 \times 10^{-5}$	μ_f (kg/ (m.s))	$1,95 \times 10^{-5}$
m_q (kg/h)	$4,44 \times 10^3$	m_f (kg/h)	$2,48 \times 10^4$

À semelhança do que foi descrito anteriormente, é necessário fazer uma primeira aproximação das características do permutador. Optou-se por considerar tubos do tipo BWG 10 de $2,54 \times 10^{-2}$ m e fez-se uma primeira aproximação para o comprimento dos tubos de 2 m e 400 tubos totais, resultando num arranjo de 20x20 tubos.

6.3.1. DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE CONVECÇÃO NO INTERIOR DOS TUBOS

O do coeficiente de convecção forçada do fluido que circula no interior dos tubos é calculado pela expressão (12) ou (13) de acordo com o regime de escoamento verificado. Assim, uma vez que o fluido que circula no interior dos tubos é o fluido quente, ou seja os gases de combustão, obteve-se um número de Reynolds de $8,12 \times 10^3$, já se encontrando em regime turbulento, assim pela expressão (12) o coeficiente de convecção do fluido é cerca de $66,8 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$.

6.3.2. DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE CONVECÇÃO NO EXTERIOR DOS TUBOS

O coeficiente de convecção forçada no exterior de um feixe de tubos, h_e , pode ser calculado pela expressão (23).

$$h_e = \frac{C \cdot (Re_{m\acute{a}x})^m \cdot Pr_e^{\frac{1}{3}} \cdot k_e}{d_e} \quad (23)$$

Em que $Re_{m\acute{a}x}$ é o numero de Reynolds calculado para a velocidade máxima verificada, esta velocidade é obtida quando o fluido escoar por entre o feixe de tubos, P_{re} é o número de Prandtl do fluido que circula no exterior dos tubos, k_e é a condutividade térmica dos gases de combustão, considerada igual à do ar, e C e m são constantes que dependem do espaçamento entre os diâmetros dos tubos.

Para um arranjo de tubos alinhados e considerando o espaçamento entre diâmetros o dobro do diâmetro externo, a constante C apresenta o valor de 0,254 e a constante m de 0,632, conforme anexo J. Nas condições apresentados o $Re_{m\acute{a}x}$ apresenta o valor de $8,83 \times 10^3$, assim o coeficiente de convecção do fluido que circula no exterior dos tubos é de $77,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

Pode-se calcular assim o coeficiente global de transferência de calor baseado na área externa através da equação (18), obtendo-se um valor de $40,9 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, é de salientar que os fluidos gasoso apresentam coeficientes de transferência de calor menores que os fluidos líquidos.

Através da equação (19) pode-se determinar o número de tubos de modo a confirmar se a primeira estimativa está próxima do valor final, tendo resultado em 286 tubos. Como o número de tubos arbitrado era de 400, é necessário fazer uma nova estimativa de modo a aproximar o valor estimado com o obtido através dos cálculos. Assim, uma vez que não foi só o número de tubos que foi arbitrado, alterou-se o comprimento de antes 2 m para 1,5 m e o número de tubos para 361 resultante dum arranjo de 19x19 tubos. Refazendo-se os cálculos anteriores o número de tubos obtido foi de 336, aproximando-se assim do número de tubos estimado. O número de tubos estimado deve ser sempre mais elevado que o número de tubos obtido uma vez que não estão a ser consideradas perdas relativas ao sujamento das paredes, por isso o coeficiente global de transferência de calor real vai diminuir, sendo precisos mais tubos para a mesma transferência de calor.

Para esta última e mais correta estimativa, o coeficiente de convecção no interior e exterior dos tubos é respectivamente 72,5 e 96 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, resultando num coeficiente global de transferência de calor de $46,3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. [14]

Os dois permutadores podem ser aplicados, no entanto para os dimensionamentos considerou-se que apenas funcionava um de cada vez. O que é perfeitamente exequível, sendo que quando é necessário aquecer a água os gases de combustão apenas passam

por este permutador. Quando não houver necessidades de água a 65°C, os gases de combustão passam pelo permutador de fluxo cruzado melhorando assim o rendimento da caldeira.

O ar que alimenta a caldeira ao ser aquecido até uma temperatura 50°C, conforme foi dimensionado, as perdas da caldeira associadas ao calor sensível dos gases de combustão diminuiriam para o valor de 17,5%, resultando num rendimento médio da caldeira de 80%. Assim, mantendo a potência útil no valor de $1,79 \times 10^6$ W para o método das perdas, haveria uma redução no consumo de pó de 7,35 kg/h, ou mantendo o consumo de pó de cortiça fino em 261 kg/h, a potência útil aumentaria para $1,84 \times 10^6$ W.

7. CONCLUSÕES

O processo produtivo de rolhas de cortiça na Amorim utiliza vários equipamentos que para o seu funcionamento necessitam de um termofluido, como é o caso das moldadoras, aquecedor de água e o aquecedor de ar. Esse termofluido é aquecido através de combustão de pó de cortiça, numa caldeira de tubos de fluido.

Com o objetivo de se determinar a eficiência da caldeira utilizaram-se dois métodos, o método da entalpia absorvida pelo fluido e o método das perdas, tendo-se feitos medições das temperaturas do termofluido, dos gases de combustão, do ar ambiente e da parede exterior da caldeira e tubagem adjacente, assim como à composição dos gases de combustão.

Concluiu-se que a eficiência média da caldeira pelo método das perdas é mais elevado do que o obtido pelo método da entalpia absorvida pelo fluido, apresentando o valor de $78\% \pm 3\%$ e $69\% \pm 9\%$ respetivamente, sendo estes valores aceitáveis. As perdas que apresentam maiores valores são as relativas ao calor sensível dos gases de combustão com cerca de 19,6% equivalendo a uma potência térmica de $4,51 \times 10^5$ W, devido principalmente à elevada temperatura com que os gases abandonam a caldeira. Nestas condições a caldeira produz uma potência útil de cerca de $1,59 \times 10^6$ W pelo método direto e de $1,79 \times 10^6$ W pelo método indireto, o que estão afastadas da potência útil de $2,32 \times 10^6$ W indicada pelo fornecedor. As perdas pela tubagem são significativas devido à elevada área de transferência de calor, resultando em cerca de $2,75 \times 10^4$ W de energia perdida por convecção. Esta tubagem encontra-se isolada, no entanto desconhecese o material isolante e o estado deste, assim como sugestão para trabalhos futuros, seria interessante avaliar-se o estado do isolamento e estudar novos isolantes que pudessem diminuir estas perdas.

Com o objetivo de aproveitar a energia perdida pelos gases de combustão, dimensionou-se um permutador de carcaça e tubos para aquecimento de água de 20°C a 60°C, obtendo-se um permutador com tubos do tipo BWG 10 de $1,91 \times 10^{-2}$ m de diâmetro externo, com um passo de $2,54 \times 10^{-2}$ m, 0,39 m de diâmetro da carcaça e de comprimento de tubos de 1 m e com um coeficiente global de transferência de calor de $231,4$ W/(m²K). Dimensionou-se também um permutador de fluxo cruzado para aquecimento do ar á entrada da caldeira até 50°C com os gases de combustão, resultante num permutador

com tubos do tipo BWG 10 de $2,54 \times 10^{-2}$ m de diâmetro externo, com 1,5 m de comprimento e 361 tubos obtendo-se um coeficiente global de transferência de calor de $46,3 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Com este permutador de fluxo cruzador, a eficiência da caldeira aumenta para 80% pelo método indireto, resultando numa redução de consumo de pó de 7,35 kg/h, ou aumentando a sua potência útil para $1,84 \times 10^6 \text{ W}$.

8. OUTRAS ATIVIDADES REALIZADAS

Durante o estágio, foram realizadas outras atividades para além da determinação da eficiência da caldeira, sendo essas atividades relacionadas com a atividade do laboratório da Amorim Distribuição.

Em todas as unidades industriais da Amorim & Irmão existe um laboratório responsável pelo controlo de qualidade das rolhas, realizando inspeção durante as várias etapas do processo garantindo a qualidade e credibilidade do produto.

A Amorim Distribuição recebe as rolhas de outras unidades industriais e faz marcação e tratamento de rolhas naturais, colmatadas, Neutrocork e Twin Top, expedindo-as depois para o cliente final. No laboratório da Amorim Distribuição faz-se vários controlos de qualidade às rolhas de modo a garantir a qualidade e a credibilidade. Os métodos de ensaio de controlo de qualidade podem ser agrupadas em:

- Ensaio visuais: análise da classe visual e defeitos das rolhas;
- Ensaio físico-mecânicos: dimensões (comprimento, diâmetro, ovalidade), humidade, massa, peso específico, capilaridade, absorção em garrafa, vedação em tubo, forças de extração, recuperação diametral, migrações e teor de pó;
- Ensaio químicos: teor de tratamento, teor de peróxidos e quantificação de TCA;
- Análise sensorial.

Quando as rolhas chegam à UI Amorim Distribuição, são recolhidas amostras para serem analisadas pelo laboratório de qualidade. As actividades desenvolvidas são descritas seguidamente:

- Análise visual para divisão das rolhas em classes e identificação de defeitos;
- Análise sensorial para verificar a evolução de aromas próprios da cortiça ou odores estranhos e fazer uma apreciação organolética;

- Elaboração de um boletim de controlo de qualidade que resume todas as propriedades físicas da rolha, nomeadamente, dimensões (comprimento, diâmetro, ovalidade), humidade, densidade, peso específico; este ensaio é realizado recorrendo a um aparelho de ensaios físicos designado por *MedCork* que, controlado por um *software* adequado, realiza todas as medições necessárias, bem como os cálculos das várias propriedades das rolhas.

Depois das rolhas serem marcadas e tratadas são recolhidas novas amostras para realização de outros ensaios, nomeadamente:

- Nova análise visual das rolhas para a divisão destas em classes;
- Determinação das forças de extração: tem como objetivo determinar a força necessária para retirar a rolha do gargalo da garrafa, em deca-Newton (daN);
- Capilaridade: tem como objetivo a medição da progressão capilar do vinho na rolha, em mm, quando estes estão em contacto;
- Absorção em garrafa e vedação em tubo e/ou em garrafa: tem como objetivo verificar a eficácia de vedação e a estanquicidade da rolha;
- Teor de peróxido de hidrogénio: tem como objetivo a determinação do teor residual de peróxido de hidrogénio nas rolhas, a lavagem não deve deixar resíduos de peróxidos;
- TCA: tem como objetivo verificar se há presença de TCA na rolha de cortiça;
- Recuperação diametral: tem como objetivo avaliar a recuperação das dimensões das rolhas de cortiça cilíndricas quando submetidas a compressão por maxilas de arrolhamento, simulando o engarrafamento.

9. BIBLIOGRAFIA

1. Amorim & Irmão, Manual de Acolhimento da Empresa.
2. Fonseca, M. (2013). *Análise e estudos de adsorção e dessorção em rolhas de cortiça*.
3. Carvalho, D. C. (2012). *Estudo da Influência dos Íons Mg e Zr na Transição de Fase Amorfo-Gama da Alumina*. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
4. NDtech. <http://www.amorimcork.com/pt/products/ndtech/> (Maio 2016)
5. Silva, S. P., Sabino, M. a., Fernandes, E. M., Correlo, V. M., Boesel, L. F., & Reis, R. L. (2005). Cork: properties, capabilities and applications. *International Materials Reviews*,
6. Vieira HD. (2009). *Análise de Características da Cortiça Amadia Relevantes para a sua Qualidade Industrial*.
7. Gil, L. (2007). *A cortiça como material de construção - Manual Técnico*.
8. Carvalho, M. (2012). *Avaliação e otimização do tratamento e superficial de rolhas de cortiça*.
9. Fortes, M. A.; Rosa, M. E.; Pereira, H. (2004). *A Cortiça*. IST Press: Lisboa.
10. L., G. (1998). *Cortiça: produção tecnologia e aplicação*. INETI.
11. A cortiça- Carateristicas:<http://www.amorim.com/a-cortica/caracteristicas/> (Maio 2016)
12. Torbel. (2010). *Proposta nº 10/349/C*.
13. Oliveira, F. (2010). Acção de Promoção de Eficiência Energética em caldeira de Vapor e Termofluido. *ADENE*.
14. Coulson, J.M.; Richardson, J. . (n.d.). *Coulson & Richardson's Chemical Engineering* (Volume 6.).
15. Centro para Valorização de Resíduos. (2012). *Análise ao Poder Calorífico do Pó de Cortiça*.
16. Features, P., Notes, O., & Stability, T. (2000). Shell Thermia Oil B Heat transfer fluid, (February).
17. Geankoplis, C. *Transport Processes And Unit Operations* (3º Edição.).

18. Zhao, Y.; Lu, W.-J.; Wang, H.-T. (2009). Supercritical hydrolysis of cellulose for oligosaccharide production in combined technology. *Chemical Engineering Journal*.

10. ANEXOS

10.1. ANEXO A- CARACTERIZAÇÃO DO PÓ DE CORTIÇA

O pó de cortiça utilizado para os ensaios, foi o de granulometria fina, estando o seu poder calorífico superior e inferior, PCS e PCI, assim como a sua composição química na tabela

Tabela A. 1-**Caracterização do pó de cortiça fino.**

Propriedades do Pó de cortiça fino		
Prop. Térmicas	PCI _{base seca} (J/g)	31.800
	PCS _{base seca} (J/g)	33.400
Composição pó (b.s)	C (%)	58,5
	H (%)	0,48
	N (%)	7,4
	S (%)	0,02

10.2. ANEXO B- PROPRIEDADES DO TERMOFLUIDO (ÓLEO)

As propriedades do óleo Shell Therma Oil B estão representadas na tabela B.1

Tabela A. 1-Caracterização do pó de cortiça fino.

Propriedades do Pó de cortiça fino		
Prop. Térmicas	PCI _{base seca} (J/g)	31.800
	PCS _{base seca} (J/g)	33.400
Composição pó (b.s)	C (%)	58,5
	H (%)	0,48
	N (%)	7,4
	S (%)	0,02

10.3. ANEXO B- PROPRIEDADES DO TERMOFLUIDO (ÓLEO)

As propriedades do óleo Shell Therma Oil B estão representadas na tabela B.1

Tabela B. 1- Propriedades óleo.

T (°C)	ρ (kg/m ³)	Cp (kJ/(kg °C))	k (W/mK)
0	876	1,809	0,136
20	863	1,882	0,134
40	850	1,954	0,133
100	811	2,173	0,128
150	778	2,355	0,125
200	746	2,538	0,121
250	713	2,72	0,118
300	681	2,902	0,114
340	655	3,048	0,111

As equações (B.1), (B.2) e (B.3) resultam de um ajuste linear dos valores das propriedades físicas do termofluido com a temperatura apresentados na tabela A.1:

$$\rho = -0,65 \times T + 875,94 \quad (B.1)$$

$$c_p = 3,64 \times 10^{-3} \times T + 1,81 \quad (B.2)$$

$$k = 7,23 \times 10^{-5} \times T + 1,36 \times 10^{-1} \quad (B.3)$$

Sendo que a massa volúmica ρ tem as unidades (kg/m³), a temperatura T em (°C), a capacidade calorífica cp em (kJ/(kg.°C)) e a condutividade térmica k em (W/(m.°C)).

10.4. ANEXO C- PROPRIEDADES DO AR

As propriedades do ar estão apresentadas na tabela C.1.

Tabela C. 1- Propriedades do ar.

T (°C)	cp (kJ/(kg. K))	ρ (kg/m ³)	μ (kg/(m.s))	β (J/K)	K (W/(m.K))
0	1,0048	1,293	1,72x10 ⁻⁵	3,65 x10 ⁻³	2,42 x10 ⁻²
10	1,0048	1,246	1,78 x10 ⁻⁵	3,53 x10 ⁻³	2,49 x10 ⁻²
37,8	1,0048	1,137	1,90 x10 ⁻⁵	3,22 x10 ⁻³	2,70 x10 ⁻²
65,6	1,0090	1,043	2,03 x10 ⁻⁵	2,95 x10 ⁻³	2,93 x10 ⁻²
93,3	1,0090	0,964	2,15 x10 ⁻⁵	2,74 x10 ⁻³	3,12 x10 ⁻²
121,1	1,0132	0,895	2,27 x10 ⁻⁵	2,54 x10 ⁻³	3,32 x10 ⁻²
148,9	1,0174	0,838	2,37 x10 ⁻⁵	2,38 x10 ⁻³	3,53 x10 ⁻²
176,7	1,0216	0,785	2,50 x10 ⁻⁵	2,21 x10 ⁻³	3,72 x10 ⁻²
204,4	1,0258	0,740	2,60 x10 ⁻⁵	2,09 x10 ⁻³	3,89 x10 ⁻²
232,2	1,0300	0,700	2,71 x10 ⁻⁵	1,98 x10 ⁻³	4,08 x10 ⁻²
260	1,0341	0,662	2,80 x10 ⁻⁵	1,87 x10 ⁻³	4,26 x10 ⁻²

As equações (C.1), (C.2) e (C.3), (C.4) e (C.5) resultam de um ajuste linear dos valores das propriedades físicas do ar com a temperatura apresentados na tabela C.1:

$$c_p = 1,17 \times 10^{-4} \times T + 1,0015 \quad (C.1)$$

$$\rho = -2,40 \times 10^{-3} \times T + 1,23 \quad (C.2)$$

$$\mu = 4,14 \times 10^{-8} \times T + 1,75 \times 10^{-5} \quad (C.3)$$

$$\beta = -6,82 \times 10^{-6} \times T + 3,49 \times 10^{-3} \quad (C.4)$$

$$k = 7,12 \times 10^{-5} \times T + 2,44 \times 10^{-2} \quad (C.5)$$

Sendo que nestas equações a capacidade calorífica, cp, vem em (kJ/(kg.°C)), a temperatura, T, em (°C), a massa volúmica, ρ, em (kg/m³), a viscosidade, μ, em (kg/(m.s)), o β, em (J/K) e a condutividade, k, em (W/(m.K)).

10.5. ANEXO D- TABELAS DAS MEDIÇÕES EFECTUADAS

AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA CALDEIRA DE TERMOFLUIDO

Na Tabela D. 1- Medições de temperatura e composição dos gases de combustão apresentam-se as medições feitas à temperatura dos fluidos e à composição dos gases de combustão. De salientar que o caudal de óleo usado foi sempre de 280 m³/h.

Tabela D. 1- Medições de temperatura e composição dos gases de combustão e caudal de óleo.

Data	Horas	Temperaturas					Composição gases combustão		Caudal pó fino(kg/h)
		T _{oil in} (°C)	T _{ar in} (°C)	T _{camara} (°C)	T _{oil out} (°C)	T _{gas out} (°C)	O ₂ (%)	CO ₂ (%)	
19-04-2016	15:00	245,0	23,1	751,0	250,8	280,0	18,1	5,50	288
	16:15	233,0	23,4	764,0	245,0	293,5	14,10	5,00	272
	17:00	224,0	23,7	760,0	235,0	289,0	14,70	4,47	280
22-04-2016	14:20	233,1	26,4	796,0	245,0	341,3	14,30	5,21	292
	15:10	235,5	25,3	783,7	244,6	343,8	14,70	5,06	296
	16:10	234,2	24,3	824,3	248,2	352,2	14,20	5,21	330
	16:50	239,0	24,7	787,8	250,4	349,4	13,60	4,40	326
26-04-2016	14:30	237,6	25,4	784,3	250,9	284,4	15,10	4,25	296
	16:00	234,8	24,3	739,1	247,6	278,3	15,10	4,69	288
	16:25	230,8	24,5	712,1	245,3	274,6	15,10	4,77	388
	17:00	222,4	25,5	670,6	231,2	263,8	14,80	4,47	272
27-04-2016	14:20	222,1	22,9	811,2	234,1	305,3	12,10	6,65	296
	15:15	228,4	23,7	902,3	238,4	319,3	11,70	6,67	340
	16:15	234,6	21,0	817,8	248,2	311,8	14,10	5,21	272
	17:00	229,6	21,2	804,6	241,1	307,8	14,20	5,28	272
17-06-2016	15:00	226,0	26,9	800,0	239,3	324,7	13,70	7,19	280
	16:00	231,7	25,7	820,8	243,8	325,4	15,20	5,91	308
	17:00	229,8	26,2	768,2	239,1	323,6	13,80	7,00	350
20-06-2016	14:30	234,5	30,1	653,8	245,1	247,2	15,00	5,91	240
	15:00	232,1	28,7	657,9	243,8	247,4	16,60	6,41	240
	16:00	235,8	29,2	702,4	248,2	255,6	13,90	7,00	236
	16:30	238,6	33,9	688,8	251,4	252,7	16,00	4,93	249
	16:45	241,0	37,4	669,4	250,6	251,2	15,50	5,42	262
21-06-2016	14:30	237,0	34,0	675,4	245,3	269,5	14,60	6,35	226
	15:15	238,1	32,4	698,5	248,5	266,7	14,50	6,11	226
	16:00	239,1	32,4	694,4	249,3	269,6	15,60	5,62	226
	16:45	235,7	33,4	624,0	245,3	260,9	16,30	5,03	258
22-06-2016	14:30	241,3	30,2	709,0	249,4	295,4	13,30	7,59	245
	15:05	240,3	28,3	733,5	249,4	292,5	14,00	6,90	240
	15:40	239,6	27,8	730,5	250,0	292,6	14,90	6,01	247

AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA CALDEIRA DE TERMOFLUIDO

	16:20	239,2	27,8	727,3	250,4	290,8	15,00	5,91	260
12-07-2016	15:00	240,0	26,8	734,2	249,3	270,5	14,30	6,60	208
	16:00	230,5	26,9	720,7	240,7	260,4	15,80	5,13	210
13-07-2016	14:15	227,0	29,9	777,9	237,2	292,1	13,60	6,29	250
	15:15	232,7	28,7	796,3	247,3	293,6	14,50	6,41	270
	16:00	246,5	31,0	789,3	250,8	295,0	14,20	6,70	240
14-07-2016	14:45	237,1	34,2	746,8	248,0	300,0	14,70	6,21	265
	15:30	235,0	33,6	744,9	245,0	295,0	14,80	6,11	255
	16:20	234,1	32,3	696,4	244,1	289,0	15,50	5,42	254
18-07-2016	14:30	237,3	32,9	657,9	245,9	239,5	15,40	5,52	255
19-07-2016	14:15	227,7	29,9	735,7	244,5	268,3	13,90	7,00	250
	14:41	237,9	29,8	758,3	247,7	255,0	14,00	6,90	230
	16:00	231,8	27,9	692,5	241,7	263,3	15,40	5,52	210,75
20-07-2016	14:30	240,9	31,6	739,4	249,9	287,7	14,30	6,60	220,47
	15:00	240,4	31,1	700,3	249,2	291,8	15,60	5,32	220,47
	16:00	231,2	28,0	661,3	239,7	285,7	15,10	5,52	210,48
21-07-2016	14:30	238,7	30,5	808,6	248,9	307,6	14,30	6,60	240,45
	15:00	236,9	27,8	884,3	248,3	257,2	13,30	7,59	220,47
25-07-2016	14:30	230,8	35,7	684,6	242,7	246,3	14,40	6,51	250,44
	15:30	224,5	36,6	793,2	235,2	222,5	12,60	8,28	250,44
	16:15	227,3	36,8	849,2	239,8	225,3	10,90	9,96	270,15
26-07-2016	15:20	240,5	31,7	699,1	250,9	283,5	15,70	5,22	261,24
	16:15	240,8	33,4	673,7	249,5	281,9	15,10	5,82	265,7
27-07-2016	15:30	243,8	32,0	670,5	250,9	293,6	15,00	5,91	275
	16:15	236,8	34,3	733,8	246,7	300,4	14,50	6,41	275,28
28-07-2016	15:00	242,5	31,8	800,0	251,5	283,7	15,00	5,91	189,96
	16:00	239,5	34,5	810,0	249,9	283,5	13,90	7,00	210,75

Na Tabela D. 2 apresenta-se as medições de temperatura na parede da caldeira e das tubagens. Sendo que T1, T2, T3, T4, T5 e T6 são as temperaturas medidas na parede exterior à caldeira conforme se mostra na figura 12 nos pontos a azul. As temperaturas T7 e T8 correspondem às que foram medidas nas tubagens de óleo que abandona e retorna à caldeira, respectivamente.

Tabela D. 2- Medição de temperaturas da parede da caldeira e tubagem.

Data	Horas	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)	T7 (°C)	T8 (°C)
------	-------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------

AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA CALDEIRA DE TERMOFLUIDO

20-06-2016	14:30	51,4	50,0	50,5	55,5	52,2	48,7	46,4	41,1
	15:00	55,5	44,3	48,1	54,4	50,3	52,5	47,3	42,8
	16:30	53,1	56,0	51,1	54,3	53,5	57,0	47,4	44,2
21-06-2016	14:30	61,7	63,9	66,8	62,7	62,5	86,0	46,9	44,4
	15:15	71,7	63,7	65,7	67,5	63,6	86,0	47,3	44,4
	16:00	69,1	61,4	65,8	62,1	66,1	87,4	49,9	45,6
22-06-2016	14:30	59,3	62,0	57,0	60,5	61,5	88,3	45,9	41,4
	15:05	65,1	59,3	62,5	61,6	59,2	76,6	45,4	42,3
	15:40	66,9	67,2	64,8	62,7	59,5	72,5	48,4	45,3
12-07-2016	15:00	54,1	53,1	54,0	50,4	51,5	69,4	45,2	44,0
	16:00	57,9	58,0	51,9	47,9	44,2	71,3	44,3	41,3
13-07-2016	14:15	71,3	72,3	68,5	63,3	56,6	76,8	44,6	42,8
	15:15	72,3	66,4	64,3	65,8	59,0	87,7	48,6	43,6
14-07-2016	14:45	74,5	84,2	71,6	69,6	64,8	86,2	55,7	51,1
	15:15	72,2	82,9	81,8	73,4	64,3	84,8	55,4	51,6
	16:20	80,4	77,1	76,9	73,6	67,6	91,0	50,1	47,5
18-07-2016	14:30	51,2	47,8	50,5	56,7	51,7	62,0	47,8	44,8
19-07-2016	14:15	54,9	58,6	57,2	64,1	52,8	76,3	44,9	41,6
	14:30	63,5	62,2	66,9	60,2	57,2	76,9	45,1	43,0
20-07-2016	14:30	71,0	65,8	67,8	69,6	60,3	83,6	46,4	43,0
	15:00	72,2	71,8	68,6	61,3	60,2	96,0	43,0	42,2
21-07-2016	14:30	60,5	58,5	66,8	58,3	55,4	75,6	55,1	51,1
	15:15	57,3	52,8	56,3	65,7	59,8	65,1	48,6	47,8
25-07-2016	14:30	60,5	58,5	66,8	58,3	55,4	75,6	55,1	51,1
	15:30	57,3	52,8	56,3	65,7	59,8	65,1	48,6	47,8
	16:15	64,4	61,9	60,9	59,3	57,7	72,0	55,5	49,1
26-07-2016	15:15	58,7	62,8	61,6	63,8	63,1	76,2	48,8	43,0
	16:15	54,1	65,0	62,2	65,7	60,5	83,1	50,5	45,7
27-07-2016	15:15	62,3	66,8	72,1	77,5	68,2	81,6	48,7	45,5
	16:15	64,2	68,7	73,7	78,4	69,5	82,4	49,1	45,7
28-07-2016	15:00	61,7	70,0	68,6	70,6	69,3	88,1	50,5	60,5
	16:00	66,5	74,6	73,9	81,8	75,7	91,8	52,1	48,5

10.6. ANEXO E- EXEMPLO DE CÁLCULO PARA O MÉTODO DIRETO

O exemplo de cálculo é referente às médias das medições, sendo estas resumidas na tabela E.1

AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA CALDEIRA DE TERMOFLUIDO

Tabela E. 1- Média das medições usadas para o exemplo de cálculo.

PARÂMETRO	VALOR MÉDIO
TEMPERATURA ÓLEO ENTRADA, $T_{oil\ in}$ (°C)	235
TEMPERATURA ÓLEO SAÍDA, $T_{oil\ out}$ (°C)	245,6
TEMPERATURA AR, T_a (°C)	29,2
TEMPERATURA CÂMARA, $T_{câmara}$ (°C)	744
TEMPERATURA GASES, T_g (°C)	285
EXCESSO DE AR (%)	2,14
CAUDAL PÓ, $m_{pó}$ (kg/h)	261
POTÊNCIA BRUTA (W)	$2,30 \times 10^6$
POTÊNCIA ÚTIL MÉTODO DIRETO (W)	$1,59 \times 10^6$

A eficiência da caldeira pelo método entalpia absorvida pelo fluido é calculada através da expressão (E.3) e a potência útil a partir da equação (E.1) e a potência bruta a partir da equação (E.2). Para as equações a massa volúmica do termofluido, ρ_{oil} à temperatura média do óleo é de 719,65 Kg/m³ e o Cp_{oil} também à temperatura média do fluido é de 2,68 kJ/(kg.°C), o caudal mássico de termofluido, m_{oil} em (m³/s) e as temperaturas $T_{oil\ out}$ e $T_{oil\ in}$ em (°C), o caudal pó, $m_{pó}$ em (kg/s) e o PCI em (J/kg).

$$Potência\ útil = \dot{m}_{oil} \times \rho_{oil} \times Cp_{oil} \times (T_{oil\ out} - T_{oil\ in}) \leftrightarrow$$

$$Potência\ útil = \frac{280}{3600} \times 719,65 \times 2,68 \times 10^3 \times (245,6 - 235) \leftrightarrow$$

$$Potência\ útil = 1,59 \times 10^6\ W \quad (E.1)$$

$$Potência\ Bruta = \dot{m}_{pó} \times PCI \leftrightarrow Potência\ Bruta = \frac{261}{3600} \times 31.800 \times 10^3$$

$$Potência\ Bruta = 2,30 \times 10^6\ W \quad (E.2)$$

$$E = \frac{Potência\ Útil}{Potência\ Bruta} = \frac{1,59 \times 10^6}{2,30 \times 10^6} \times 100 \leftrightarrow E = 69\ \% \quad (E.3)$$

10.7. ANEXO F- EXEMPLO CÁLCULO MÉTODO PERDAS

O exemplo de cálculo pelo método das perdas é também referente à média das medições apresentadas na **Erro! A origem da referência não foi encontrada.**

AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA CALDEIRA DE TERMOFLUIDO

Tabela F. 1-Média das medições usadas para o exemplo de cálculo.

PARÂMETRO	VALOR MÉDIO
TEMPERATURA ÓLEO ENTRADA (°C)	235
TEMPERATURA ÓLEO SAÍDA (°C)	245,6
TEMPERATURA AR (°C)	29,2
TEMPERATURA GASES (°C)	285
EXCESSO DE AR (%)	2,14
CAUDAL PÓ (kg/h)	261
MASSA AR SECO (kg/h)	4.31x10 ³
MASSA DE GASES (kg/h)	4,44 x10 ³
POTÊNCIA BRUTA (W)	2,30 x10 ⁶
COMPOSIÇÃO CO ₂ NOS GASES COMBUSTÃO(%)	6,0
COMPOSIÇÃO O ₂ NOS GASES COMBUSTÃO(%)	14,6
POTENCIA ÚTIL MÉTODO PERDAS (W)	1,79 x10 ⁶
PERDAS GASES COMBUSTÃO (%)	19,9
PERDAS VAPOR ÁGUA NOS GASES (%)	0,29
PERDAS INQUEIMADOS (%)	0,09
PERDAS RADIAÇÃO E CONVECÇÃO (%)	2,45

A eficiência pelo método das perdas pode ser calculada pela equação (F.1) em que o somatório das perdas de energia, é a soma das perdas de energia do calor sensível dos gases de combustão, com as perdas do vapor de água presente nos gases de combustão, perdas de inqueimados e perdas de convecção e radiação.

$$E = 100 - \sum Perdas \quad (F.1)$$

- Perdas associadas à energia do gases de combustão

As perdas de energia associadas à energia dos gases de combustão podem ser calculado pela equação (F.2), em que K corresponde a uma constante que depende do tipo de combustível e pode ser calculada pela equação (F.3), as temperaturas dos gases

de combustão e do ar, T_g e T_a encontram-se em ($^{\circ}\text{C}$) e CO_2 refere-se à percentagem de dióxido de carbono presente nos gases de combustão e tem o valor de 6,0% como se apresenta na tabela F.1.

$$P_{gc} = \frac{K \times (T_g - T_a)}{\text{CO}_2} \quad (\text{F.2})$$

Para cálculo da constante K, o C corresponde à percentagem de carbono que constitui o combustível, e PCI refere-se ao poder calorífico inferior em (J/g) e encontram-se na tabela A.1.

$$K = \frac{(255 \times C)}{\text{PCI}} \leftrightarrow K = \frac{255 \times 58,5}{31.800} \leftrightarrow K = 0,467 \quad (\text{F.3})$$

Assim é possível determinar as perdas de energia associadas aos gases de combustão pela equação (F.2)

$$P_{gc} = \frac{K \times (T_g - T_a)}{\text{CO}_2} \leftrightarrow P_{gc} = \frac{0,467 \times (285 - 29,2)}{6,0} \leftrightarrow P_{gc} = 19,6 \quad (\text{F.2})$$

- Perdas associadas ao vapor de água nos gases de combustão

As perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão podem ser calculada pela expressão (F.4), sendo que $m_{\text{H}_2\text{O}}$ é a humidade do combustível em (%) e H é a percentagem mássica de hidrogénio no combustível encontra-se na tabela A.1:

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{(M_{\text{H}_2\text{O}} + 9 \times H) \times (210 - 4,2 \times T_a + 2,1 \times T_g)}{\text{PCI}} \quad (\text{F.4})$$

$$\leftrightarrow P_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{(9 + 9 \times 0,48) \times (210 - 4,2 \times 29,2 + 2,1 \times 285)}{31.800} \leftrightarrow P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,29\%$$

- Perdas associadas a inqueimados

As perdas associadas a inqueimados podem ser calculadas pela expressão (F.5) em que K_1 é a uma constante que depende do fluido, tendo-se utilizado o valor de 63 que corresponde ao do carvão betuminoso, conforme tabela F.1 e CO e CO₂ são as percentagens em volume de monóxido de carbono e dióxido de carbono nos gases de combustão (%)

$$P_{CO} = \frac{K_1 \times CO}{CO + CO_2} \leftrightarrow P_{CO} = \frac{63 \times (83 \times 10^{-4})}{(83 \times 10^{-4}) + 6} \leftrightarrow P_{CO} = 0,09 \quad (F.5)$$

Tabela F. 2- Valores para a constante de K_1 .

Combustível	Valor de K_1
Carvão betuminoso	63
Gasóleo	53
“Thick”, “thin” e “burner” óleos	54
GPL (Propano)	48
Gás Natural	35,5

- Perdas por radiação e convecção natural

As perdas por radiação e convecção natural podem ser calculadas através da equação (F.6), sendo que as perdas à potência máxima apresentam o valor de 1,6%, retirado da tabela 3, correspondente a caldeiras de tubos de fluido entre 2 MW e 5 MW. Uma vez que o fabricante da caldeira apenas se refere à potência útil que a caldeira é capaz de gerar e não se refere à potência bruta máxima, considerou-se que a potência útil de $2,32 \times 10^6$ W seria a capacidade máxima e a de serviço seria o valor da potência útil que a caldeira gera calculada pela método direto.

$$P_{rad\ conv} = P_{cap\ máxima} \times \frac{Capacidade\ máxima}{Capacidade\ serviço} \quad (F.6)$$

$$\leftrightarrow P_{rad\ conv} = 1,6 \times \frac{2,32 \times 10^6}{1,59 \times 10^6} \leftrightarrow P_{rad\ conv} = 2,45 \%$$

As perdas por convecção natural também podem ser determinadas pela equação (F.7), sendo que Q é a energia que está a ser perdida em (W), h é o coeficiente pelicular de convecção natural (W/(m².K)), A corresponde à área de transferência de calor (m²) e T_{parede} corresponde á temperatura média da parede da caldeira (°C).

$$Q = h \times A \times (T_{parede} - T_a) \quad (F.7)$$

O coeficiente pelicular de convecção natural pode ser obtido através das correlações apresentadas na tabela 4, sendo para isso necessário calcular o produto dos números de Prandtl e Garshoff, apresentando-se na equação (F.8), as medidas da caldeira podem ser observadas na tabela F.3, sendo que C1, C2, L1, H1 e H2 encontram-se representadas na figura F.1.

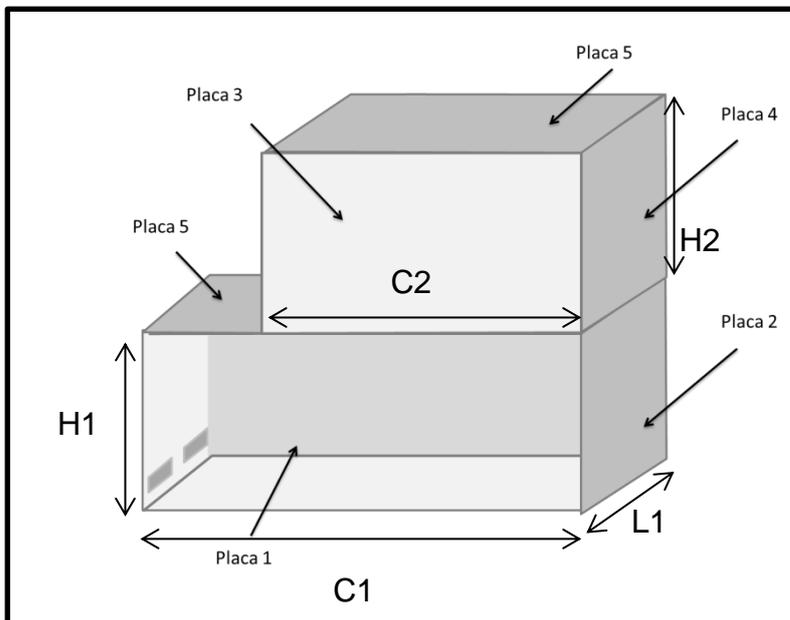


Figura F. 1- Medidas dos lados da caldeira.

Tabela F. 3- Comprimento dos lados da caldeira.

Lado	Valor (m)
C1	3
C2	2,5
L1	2
H1	2
H2	2

a placa 1 e 1' temos:

$$Gr = \frac{L^3 \times \rho^2 \times g \times \beta \times (T_{parede} - T_a)}{\mu^2} \quad (F.9)$$

Fazendo o exemplo de calculo para

$$Gr = \frac{2^3 \times 1,16 \times 9,8 \times 3,29 \times 10^{-3} \times (64,9 - 29,2)}{(1,87 \times 10^{-5})^2} \leftrightarrow GR = 3,05 \times 10^{10}$$

$$Pr = \frac{cp \times \mu}{k} \leftrightarrow Pr = \frac{1 \times 1,87 \times 10^{-5}}{2,65 \times 10^{-2}} \leftrightarrow Pr = 7,06 \times 10^{-4} \quad (F.10)$$

$$Gr.Pr = 3,05 \times 10^{10} \times 7,06 \times 10^{-4} \leftrightarrow Gr.Pr = 2,1 \times 10^7 \quad (F.8)$$

Assim a equação que se aplica para placas verticais e Gr.Pr de $2,1 \times 10^7$ é a equação (F.11):

$$h = 1,37 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4} \leftrightarrow h = 1,37 \times \left(\frac{64,9 - 29,2}{2} \right)^{1/4} \leftrightarrow h = 2,81 \left(\frac{W}{m^2 K} \right) \quad (F.11)$$

Assim a potência térmica perdida é de:

$$Q = h \times A \times (T_{parede} - T_a) \leftrightarrow Q = 2,81 \times [(3 \times 2) \times 2 + (2 \times 2) \times 2] \times (64,9 - 29,2)$$

$$Q = 1,97 \times 10^3 W \quad (F.7)$$

- Determinação do caudal de ar seco e de gases de combustão

Primeiro é necessário determinar o excesso de ar com que a combustão se realiza, e pode ser determinado pela equação (F.8), em que e é a fracção volúmica de O₂ nos gases de combustão e β a fracção de CO nos gases de combustão.

$$e = \frac{2 \times W - \beta}{0,42 + 0,79 \cdot \beta - 2 \cdot W} \times 0,905 \leftrightarrow$$

$$e = \frac{2 \times 0,146 - 83 \times 10^{-6}}{0,42 + 0,79 \times 83 \times 10^{-6} - 2 \times 0,146} \times 0,905 \leftrightarrow e = 2,14 \quad (F.8)$$

A massa de ar seco, $m_{ar\ seco}$, pode ser calculada pela equação (F.9), sendo $m_{ar\ seco\ estq}$ a quantidade de ar necessária à queima, por falta deste valor tabelado para a cortiça, utilizou-se o valor de 5,8 (kg/kg combustível seco) referente ao serrim.

$$m_{ar\ seco} = (1 + e) \times m_{ar\ seco\ estq} \times m_{pó} \leftrightarrow m_{ar\ seco} = (1 + 2,14) \times 5,8 \times 261$$

$$m_{ar\ seco} = 4,31 \times 10^3 \text{ (kg/h)} \quad (F.9)$$

O caudal de gases de combustão, m_{gc} pode ser calculado pela equação (F.10), em que W_{H_2O} é a água produzida pela combustão de H_2 e por falta deste valor referente à cortiça, utilizou-se o do serrim que é de 0,5 (kg/kg combustível).

$$m_{gc} = [(1 + e) \times m_{ar\ seco\ estq} + 1 - W_{H_2O}] \times m_{pó}$$

$$m_{gc} = [(1 + 2,14) \times 5,8 + 1 - 0,5] \times 261 \leftrightarrow m_{gc} = 4,44 \times 10^3 \text{ (kg/h)} \quad (F.10)$$

10.8. ANEXO G- RELATÓRIO DA TORBEL

Seguidamente, apresenta-se o relatório da TORBEL que demonstra o cálculo da potência útil contratada.

Zona Industrial de Enxossos, Apt. 14
3834 - 909 Ílhavo - Portugal
Tel.: (+351) 234 325 011
Fax: (+351) 234 325 012
www.torbel.pt

TORBEL

Demonstração por Cálculo da Potencial Útil:

A Potência Útil da caldeira foi calculada recorrendo a dois métodos científicos:

- 1) Método das Perdas – sabendo-se a quantidade de calor que se introduz na fornalha retira-se o calor sensível dos gases de escape;
- 2) Método da Entalpia Absorvida pelo Fluido – com base no diferencial de temperatura entre a entrada e a saída do termofluido, e o seu calor específico e caudal da bomba nessas condições. Este método é menos preciso dado que não existe um contador volumétrico de óleo em circulação.

Assim temos:

1) Método das Perdas

Potência Útil = Potência Bruta x Rendimento

Potência Bruta = Débito Combustível x Poder Calorífico Inferior do Combustível (PCI)

Estando a caldeira a ser alimentada por um sistema da responsabilidade única e exclusiva da Amorim & Irmãos, temos os seguintes combustíveis, e respectivos PCI's, quantidades de débito lidas e potências brutas:

- Combustível Pó de Cortiça de Acabamento de Rolha Técnica (Pó Fino)

PCI – 7.600 kcal/kg (conforme ANEXO A)

Leitura do débito de combustível - 280 kg/h (conforme ANEXO B)

Potência Bruta = 280kg/h x 7.600 Kcal/Kg = 2.128.000 Kcal/h

- Combustível Pó de Cortiça da Trituração (Pó Grosso)

PCI – 4.800 kcal/kg (conforme ANEXO A)

Leitura do débito de combustível - 76 kg/h (conforme ANEXO B)

Potência Bruta = 76kg/h x 4.600 Kcal/Kg = 364.000 kcal/h

Portanto,

Potência Bruta Total = Potência Bruta Pó Fino + Potência Bruta Pó Grosso = 2.492.000 Kcal/h

Os rendimentos medidos pelo aparelho de controlo de parâmetros de combustão variam entre 76,7 e 77,6% (conforme ANEXO B).

Considerando um rendimento médio de 77,2%, temos:

Potência Útil = 2.492.000 kcal/h x 77,2% = 1.924.000 kcal/h.

Podemos também aferir este valor com o cálculo da potência perdida no calor sensível dos gases na chaminé, assim:

$$\text{Potência Útil} = \text{Potência Bruta} - \text{Potência Perdida}$$

Sendo que,

$$\text{Potência Perdida} = \text{Caudal Fumos} \times \text{Densidade Gases} \times \text{Calor Específico Ar} \times \text{Diferencial Temperatura Real-Ambiente } (\Delta T).$$

Considerando,

$$\text{Caudal Fumos} = 5.200 \text{ Nm}^3/\text{h} \text{ (12.000 m}^3/\text{h a 350}^\circ\text{C conforme ANEXO C)}$$

$$\text{Densidade Gases} = 1,293$$

$$\text{Calor Específico Ar} = 0,26 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 337^\circ\text{C} \text{ (conforme ANEXO B)}$$

Assim,

$$\text{Potência Perdida} = 5.200 \times 1,293 \times 0,26 \times 337 = 589.122 \text{ kcal/h}$$

Portanto,

$$\text{Potência Útil} = 2.492.000 - 589.122 \text{ Kcal/h} = 1.902.878 \text{ kcal/h}$$

Verifica-se pois que por ambos os cálculos obtemos valores muito semelhantes, 1.924.000 e 1.902.878 kcal/h.

2) Método da Entalpia Absorvida pelo Fluido

Entenda-se fluido como o óleo utilizado como meio térmico (termofluido). A potência absorvida pelo fluido é igual à potência útil.

$$\text{Potência Absorvida} = \text{Caudal de Fluido} \times \text{Calor Específico Fluido} \times \text{Diferença Temperatura Saída-Entrada Fluido}$$

$$\text{Caudal de Fluido} = 270 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (conforme ANEXO D)}$$

Este valor de caudal foi retirado da curva da bomba KSB instalada: bomba tipo 80-160 a 2.900 RPM com turbina \varnothing 174 mm. O ponto teórico de funcionamento é o ponto A indicado na curva (conforme ANEXO D) – 150 m³/h x 37 m c.a.. A leitura no manómetro na compressão da bomba à entrada da caldeira é de 27 m c.a, isto é, a bomba estará a funcionar no ponto B (conforme ANEXO D) – 270 m³/h x 27 m c.a.

Podemos também aferir este valor com o cálculo da potência perdida no calor sensível dos gases na chaminé, assim:

$$\text{Potência Útil} = \text{Potência Bruta} - \text{Potência Perdida}$$

Sendo que,

$$\text{Potência Perdida} = \text{Caudal Fumos} \times \text{Densidade Gases} \times \text{Calor Específico Ar} \times \text{Diferencial Temperatura Real-Ambiente } (\Delta T).$$

Considerando,

$$\text{Caudal Fumos} = 5.200 \text{ Nm}^3/\text{h} \text{ (12.000 m}^3/\text{h a 350}^\circ\text{C conforme ANEXO C)}$$

$$\text{Densidade Gases} = 1,293$$

$$\text{Calor Específico Ar} = 0,26 \text{ kcal/kg/}^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 337^\circ\text{C (conforme ANEXO B)}$$

Assim,

$$\text{Potência Perdida} = 5.200 \times 1,293 \times 0,26 \times 337 = 589.122 \text{ kcal/h}$$

Portanto,

$$\text{Potência Útil} = 2.492.000 - 589.122 \text{ Kcal/h} = 1.902.878 \text{ kcal/h}$$

Verifica-se pois que por ambos os cálculos obtemos valores muito semelhantes, 1.924.000 e 1.902.878 kcal/h.

2) Método da Entalpia Absorvida pelo Fluido

Entenda-se fluido como o óleo utilizado como meio térmico (termofluido). A potência absorvida pelo fluido é igual à potência útil.

$$\text{Potência Absorvida} = \text{Caudal de Fluido} \times \text{Calor Específico Fluido} \times \text{Diferença Temperatura Saída-Entrada Fluido}$$

$$\text{Caudal de Fluido} = 270 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (conforme ANEXO D)}$$

Este valor de caudal foi retirado da curva da bomba KSB instalada: bomba tipo 80-160 a 2.900 RPM com turbina Ø 174 mm. O ponto teórico de funcionamento é o ponto A indicado na curva (conforme ANEXO D) – 150 m³/h x 37 m c.a.. A leitura no manómetro na compressão da bomba à entrada da caldeira é de 27 m c.a, isto é, a bomba estará a funcionar no ponto B (conforme ANEXO D) – 270 m³/h x 27 m c.a.

10.9. ANEXO H- PROPRIEDADES DA ÁGUA

As propriedades da água estão representadas na tabela H.1

Tabela B. 2- Propriedades óleo.

T (°C)	cp (kJ/Kg. °C)	ρ (kg/m ³)	μ (kg/m.s)	β (J/K)	K (W/m.K)
0	4,23	999,6	1,79E-03	3,65E+00	5,69E-01
15,6	4,19	998	1,13E-03	1,44E-04	5,88E-01
26,7	4,18	996,4	8,60E-04	2,34E-04	6,11E-01
37,8	4,18	994,7	6,82E-04	3,24E-04	6,28E-01
65,6	4,19	981,9	4,32E-04	5,04E-04	6,63E-01
93,3	4,23	962,7	3,07E-04	6,66E-04	6,80E-01
121,1	4,27	943,5	2,38E-04	8,46E-04	6,84E-01
148,9	4,31	917,9	1,94E-04	2,01E-03	6,84E-01
204,4	4,52	858,6	1,38E-04	1,40E-03	6,61E-01
260	4,98	784,9	1,04E-04	1,98E-03	6,04E-01
315,6	6,32	679,2	8,62E-05	3,15E-03	5,07E-01

As equações (H.1), (H.2) e (H.3) resultam de um ajuste linear dos valores das propriedades físicas do termofluido com a temperatura apresentados na tabela A.1:

$$\rho = -9,68 \times 10^{-1} \times T + 1033 \quad (H.1)$$

$$c_p = 5,13 \times 10^{-3} \times T + 3,90 \quad (H.2)$$

$$\mu = -3,94 \times 10^{-6} \times T + 1,0 \times 10^{-3} \quad (B.3)$$

Sendo que a massa volúmica ρ tem as unidades (kg/m³), a temperatura T em (°C), a capacidade calorífica cp em (kJ/(kg.°C)) e a condutividade térmica μ em (kg/(m.s)).

10.10. ANEXO I- EXEMPLO CÁLCULO DIMENSIONAMENTO PERMUTADOR
CARÇAÇA E TUBOS

Na tabela I.1 apresenta-se os valores das propriedades dos fluidos quente e frio, e na tabela I.2 apresenta-se as características finais de dimensionamento do permutador de carcaça e tubos com tubos do tipo BWG 10.

Tabela H. 1- Propriedades do fluido quente e do fluido frio para dimensionamento do permutador carcaça e tubos.

PARÂMETROS	VALOR	PARÂMETROS	VALOR
> FLUIDO QUENTE: GASES		> FLUIDO FRIO: ÁGUA	
T_{qe} (°C)	285	T_{fe} (°C)	20
T_{qs} (°C)	120	T_{fs} (°C)	60
cp_q (J/(kg.K))	$1,03 \times 10^3$	cp_f (J/(kg.K))	$4,32 \times 10^3$
ρ_q (kg/m ³)	0,82	ρ_f (kg/m ³)	$9,85 \times 10^2$
k_q (W/(m.K))	$3,67 \times 10^{-2}$	k_f (W/(m.K))	0,63
μ_q (kg/ (m.s))	$2,47 \times 10^{-5}$	μ_f (kg/ (m.s))	$8,07 \times 10^{-4}$
m_q (kg/h)	$4,44 \times 10^3$	m_f (kg/h)	$4,34 \times 10^4$

Tabela H. 2- Dimensões do permutador.

CARACTERISTICA	VALOR
Di (m)	1,22E-02
Espess (m)	3,40E-03
De (m)	1,91E-02
Ds (m)	3,87E-01
Lb (m)	1,16E-01
Pt (m)	2,54E-02
Nt	124
k	19

- Determinação do coeficiente pelicular de transferência de calor no interior dos tubos.

A velocidade do fluido frio que circula no interior dos tubos pode ser calculada pela equação (I.1).

$$v_f = \frac{m_f}{\rho_f \cdot \frac{\pi d_i^2 N_t}{4}} \leftrightarrow v_f = \frac{1,20}{9,8 \times 10^2 \frac{\pi \cdot (1,22 \times 10^{-2})^2 \cdot 124}{4}} \leftrightarrow$$

$$v_f = 1,68 \times 10^{-1} \text{ (m/s)} \quad (I.1)$$

O número de Reynolds pode ser calculado pela equação (I.2).

$$Re_i = \frac{\rho_f \cdot v_f \cdot d_f}{\mu_f} \leftrightarrow Re_i = \frac{9,8 \times 10^2 \times 1,68 \times 10^{-2} \times 1,22 \times 10^{-2}}{8,07 \times 10^{-4}} \leftrightarrow Re_i = 2,51 \times 10^3 \quad (I.2)$$

O número de Prandtl pode ser calculado pela equação (I.3):

$$Pr_i = \frac{c p_f \cdot \mu_f}{k_f} \leftrightarrow Pr_i = \frac{4,32 \times 10^3 \times 8,07 \times 10^{-4}}{0,63} \leftrightarrow Pr_i = 5,5 \quad (I.3)$$

Assim, pode-se determinar o coeficiente de convecção no interior dos tubos pela equação (I.4).

$$h_i = \frac{0,027 \cdot Re_i^{0,8} \cdot Pr_i^{1/3} k_f}{d_i} \leftrightarrow h_i = \frac{0,027 \times (2,51 \times 10^3)^{0,8} \times 5,5^{1/3} \times 0,63}{1,22 \times 10^{-2}} \leftrightarrow h_i = 1,29 \times 10^3 \text{ (I.4)}$$

- Determinação do coeficiente pelicular de transferência de calor do fluido que circula na carcaça

A área máxima de escoamento para fluxo cruzado, A_s , pode ser calculada pela equação (I.5)

$$A_s = \frac{(p_t - d_e) \cdot D_s \cdot l_B}{p_t} \leftrightarrow A_s = \frac{(2,54 \times 10^{-2} - 1,91 \times 10^{-2}) \times (3,87 \times 10^{-1}) \times (1,16 \times 10^{-1})}{2,54 \times 10^{-2}}$$

$$A_s = 1,13 \times 10^{-2} \quad (I.5)$$

O diâmetro equivalente pode ser calculado pela equação (I.6):

$$D_{eq} = \frac{4 \cdot \left(p_t^2 - \frac{\pi d_e^2}{4} \right)}{\pi d_e} \leftrightarrow D_{eq} = \frac{4 \cdot \left[(2,54 \times 10^{-2})^2 - \frac{\pi \cdot (1,91 \times 10^{-2})^2}{4} \right]}{\pi \cdot (1,91 \times 10^{-2})} \leftrightarrow D_{eq} = 2,4 \times 10^{-2} \quad (I.6)$$

A velocidade do fluido que circula na carcaça pode ser determinada pela equação (I.7)

$$u_s = \frac{m_s}{\rho_s \cdot A_s} \leftrightarrow u_s = \frac{\left(\frac{4,44 \times 10^3}{3600} \right)}{0,82 \times (1,13 \times 10^{-2})} \leftrightarrow u_s = 1,34 \times 10^2 \quad (I.7)$$

Assim, o número de Reynolds pode ser calculada pela equação (I.8)

$$Re_s = \frac{\rho_s u_s \cdot D_{eq}}{\mu_s} \leftrightarrow Re_s = \frac{0,82 \times (1,34 \times 10^2) \times (2,4 \times 10^{-2})}{2,47 \times 10^{-5}} \leftrightarrow Re_s = 1,07 \times 10^5 \quad (I.8)$$

Com o número de Reynolds pode-se determinar o factor j_h pela figura I.1, tendo o valor de $2,3 \times 10^{-3}$.

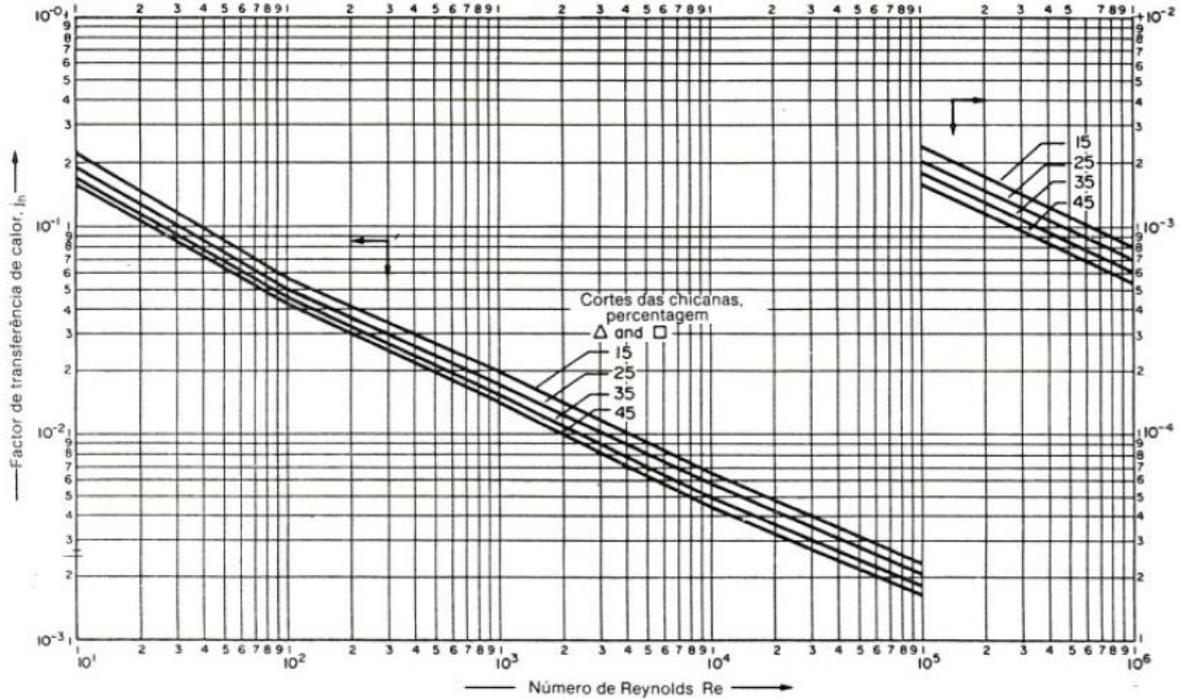


Figura I. 1- Factor de transferência de calor do lado da carcaça.

O número de Prandtl do fluido que circula do lado da carcaça pode ser determinado pela equação (I.9)

$$Pr_s = \frac{cp_s \cdot \mu_s}{k_s} \leftrightarrow Pr_s = \frac{(1,03 \times 10^3) \times (2,47 \times 10^{-5})}{3,67 \times 10^{-2}} \leftrightarrow Pr_s = 6,89 \times 10^{-1} \quad (I.9)$$

Assim, já é possível calcular o coeficiente de convecção do fluido no exterior da caldeira pela equação (I.10)

$$h_s = \frac{j_h \cdot Re_s \cdot Pr_s^{1/3} \cdot k_q}{D_{eq}} \leftrightarrow h_s = \frac{(2,3 \times 10^{-3}) \times 1,07 \times 10^5 \times (6,89 \times 10^{-1})^{1/3} \times (3,67 \times 10^{-2})}{2,4 \times 10^{-2}}$$

$$h_s = 345,4 \quad (I.10)$$

Assim, é possível determinar o coeficiente global de transferência de calor baseado na área externa pela equação (I.11)

$$\frac{1}{U_e} = \frac{d_e}{h_i \cdot d_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{d_e \cdot \ln \frac{d_e}{d_i}}{2 \cdot k} \leftrightarrow$$

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1,91 \times 10^{-2}}{(1,29 \times 10^3) \cdot (1,22 \times 10^{-2})} + \frac{1}{345,4} + \frac{(1,91 \times 10^{-2}) \cdot \ln \frac{(1,91 \times 10^{-2})}{(1,22 \times 10^{-2})}}{2 \times 19} \leftrightarrow U_e = 231,4 \quad (I. 11)$$

A temperatura média logarítmica pode ser calculada pela equação (I.12), as constantes R e P pelas equações (I.13) e (I.14) e o factor corretivo da temperatura pela equação (I.15).

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{qe} - T_{fs}) - (T_{qs} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{qe} - T_{fs}}{T_{qs} - T_{fe}}} \leftrightarrow \Delta T_{ml} = \frac{(285 - 60) - (120 - 20)}{\ln \frac{(285 - 60)}{(120 - 20)}} \leftrightarrow$$

$$\Delta T_{ml} = 154 \quad (I. 12)$$

$$R = \frac{T_{qe} - T_{qs}}{T_{fs} - T_{fe}} \leftrightarrow R = \frac{285 - 245}{120 - 20} \leftrightarrow R = 4,11 \quad (I. 12)$$

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{qe} - T_{fe}} \leftrightarrow P = \frac{120 - 20}{285 - 20} \leftrightarrow P = 0,15 \quad (I. 13)$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \frac{1 - P}{1 - P \cdot R}}{(R - 1) \cdot \ln \left[\frac{2 - P \cdot (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P \cdot (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right]} \leftrightarrow F = \frac{\sqrt{4,11^2 + 1} \ln \frac{1 - 0,15}{1 - 0,15 \times 4,11}}{(4,11 - 1) \cdot \ln \left[\frac{2 - 0,15 \cdot (4,11 + 1 - \sqrt{4,11^2 + 1})}{2 - 0,15 \cdot (4,11 + 1 + \sqrt{4,11^2 + 1})} \right]}$$

$$F = 0,95 \quad (I. 14)$$

Assim, pode-se determinar a área de transferência de calor pela equação (I.15).

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \cdot F \leftrightarrow 2,08 \times 10^5 = 231,4 \times A_e \times 154 \times 0,95 \leftrightarrow A_e = 6,14 \text{ m}^2 \quad (I. 15)$$

É possível determinar-se o comprimento dos tubos pela equação (I.16).

$$A_e = \pi \cdot d_e \cdot L \cdot N_T \leftrightarrow 6,14 = \pi(1,91 \times 10^{-2}) \cdot L \times 124 \leftrightarrow L = 0,83 \text{ m} \quad (I.16)$$

10.11. ANEXO J- EXEMPLO DE CÁLCULO DO DIMENSIONAMENTO DO PERMUTADOR DE FLUXO CRUZADO

Na tabela J.1 apresenta-se os valores das propriedades dos fluidos quente e frio, e na tabela J.2 apresenta-se as características finais de dimensionamento do permutador de carcaça e tubos com tubos do tipo BWG 10.

Tabela J. 3- Propriedades do fluido quente e do fluido frio para dimensionamento do permutador carcaça e tubos.

PARÂMETROS	VALOR	PARÂMETROS	VALOR
> FLUÍDO QUENTE		> FLUIDO FRIO	
T_{qe} (°C)	285	T_{fe} (°C)	20
T_{qs} (°C)	120	T_{fs} (°C)	50
cp_q (J/(kg.K))	$1,03 \times 10^3$	cp_f (J/(kg.K))	$1,01 \times 10^3$
ρ_q (kg/m ³)	0,82	ρ_f (kg/m ³)	1,11
k_q (W/(m.K))	$3,67 \times 10^{-2}$	k_f (W/(m.K))	$2,80 \times 10^{-2}$
μ_q (kg/ (m.s))	$2,47 \times 10^{-5}$	μ_f (kg/ (m.s))	$1,95 \times 10^{-5}$
m_q (kg/h)	$4,44 \times 10^3$	m_f (kg/h)	$2,48 \times 10^4$

Tabela J. 4- Dimensões do permutador.

CARACTERISTICA	VALOR
Di (m)	1,86E-02
Espess (m)	3,40E-03
De (m)	2,54E-02
Nt	124
k	19
C	0,254
m	0,632

- Determinação do coeficiente pelicular de transferência de calor no interior dos tubos.

A velocidade do fluido frio que circula no interior dos tubos pode ser calculada pela equação (J.1).

$$v_q = \frac{m_q / Nt}{\rho_q \cdot \frac{\pi d_i^2}{4}} \leftrightarrow v_q = \frac{1,23 / 361}{0,82 \frac{\pi \cdot (1,86 \times 10^{-2})^2}{4}} \leftrightarrow$$

$$v_f = 15,4 \text{ (m/s)} \quad (J.1)$$

O número de Reynolds pode ser calculado pela equação (J.2).

$$Re_i = \frac{\rho_f \cdot v_f \cdot d_f}{\mu_f} \leftrightarrow Re_i = \frac{0,82 \times 15,4 \times 1,86 \times 10^{-2}}{2,47 \times 10^{-5}} \leftrightarrow Re_i = 9,48 \times 10^3 \quad (J.2)$$

O número de Prandtl pode ser calculado pela equação (J.3):

$$Pr_i = \frac{cp_f \cdot \mu_f}{k_f} \leftrightarrow Pr_i = \frac{1,03 \times 10^3 \times 2,47 \times 10^{-5}}{3,67 \times 10^{-2}} \leftrightarrow Pr_i = 0,69 \quad (J.3)$$

Assim, pode-se determinar o coeficiente de convecção no interior dos tubos pela equação (J.4).

$$h_i = \frac{0,027 \cdot Re_i^{0,8} \cdot Pr_i^{\frac{1}{3}} k_f}{d_i} \leftrightarrow h_i = \frac{0,027 \times (9,48 \times 10^3)^{0,8} \times 0,69^{1/3} \times 3,67 \times 10^{-2}}{1,86 \times 10^{-2}} \leftrightarrow$$

$$h_i = 71,48 \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right) \quad (J.4)$$

- Determinação do coeficiente pelicular de transferência de calor do fluido que circula no exterior dos tubos.

A velocidade máxima de escoamento pode ser calculada pela equação (J.5), multiplica-se por 19 porque os tubos encontram-se em arranjo quadrado de 19x19 tubos..

$$u_{m\acute{a}x} = \frac{m_f}{\rho_f \times (2 \times d_e - d_e) \times 19 \times L} \leftrightarrow u_{m\acute{a}x} = \frac{6,90}{1,11 \times (2 \times 2,54 \times 10^{-2} - 2,54 \times 10^{-2}) \times 19 \times 1,5}$$

$$u_{m\acute{a}x} = 8,57 \left(\frac{m}{s} \right) \quad (J.5)$$

Assim, o número de Reynolds pode ser calculado pela equação (J.6)

$$Re_f = \frac{\rho_f u_{m\acute{a}x} \cdot D_e}{\mu_f} \leftrightarrow Re_f = \frac{1,11 \times 8,57 \times (2,54 \times 10^{-2})}{1,95 \times 10^{-5}} \leftrightarrow Re_f = 1,24 \times 10^4 \quad (J.6)$$

O número de Prandtl do fluido que circula do lado da carcaça pode ser determinado pela equação (J.7)

$$Pr_f = \frac{cp_f \cdot \mu_f}{k_f} \leftrightarrow Pr_s = \frac{(1,0 \times 10^3) \times (1,95 \times 10^{-5})}{2,7 \times 10^{-2}} \leftrightarrow Pr_s = 0,7 \quad (J.7)$$

Assim, já é possível calcular o coeficiente de convecção do fluido no exterior da caldeira pela equação (J.8)

$$h_s = \frac{C \times Re_f^m \times Pr_f^{\frac{1}{3}} \times k_f}{d_e} \leftrightarrow h_s = \frac{0,254 \times (1,24 \times 10^4)^{0,632} \times 0,7^{\frac{1}{3}} \times 2,7 \times 10^{-2}}{2,54 \times 10^{-2}}$$

$$h_s = 96,02 \quad (J.8)$$

Assim, é possível determinar o coeficiente global de transferência de calor baseado na área externa pela equação (J.9)

$$\frac{1}{U_e} = \frac{d_e}{h_i \cdot d_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{d_e \cdot \ln \frac{d_e}{d_i}}{2 \cdot k} \leftrightarrow$$

$$\frac{1}{U_e} = \frac{2,54 \times 10^{-2}}{71,48 \cdot (1,86 \times 10^{-2})} + \frac{1}{96,02} + \frac{(2,54 \times 10^{-2}) \cdot \ln \left(\frac{2,54 \times 10^{-2}}{1,86 \times 10^{-2}} \right)}{2 \times 19} \leftrightarrow U_e = 46,2 \text{ (J. 9)}$$

A temperatura média logarítmica pode ser calculada pela equação (J.10), as constantes R e P pelas equações (J.11) e (J.12) e o factor corretivo da temperatura pela equação (J.13).

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{qe} - T_{fs}) - (T_{qs} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{qe} - T_{fs}}{T_{qs} - T_{fe}}} \leftrightarrow \Delta T_{ml} = \frac{(285 - 50) - (120 - 20)}{\ln \frac{(285 - 50)}{(120 - 20)}} \leftrightarrow$$

$$\Delta T_{ml} = 157,9 \quad \text{(J.10)}$$

$$R = \frac{T_{qe} - T_{qs}}{T_{fs} - T_{fe}} \leftrightarrow R = \frac{285 - 120}{60 - 20} \leftrightarrow R = 5,49 \quad \text{(J.11)}$$

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{qe} - T_{fe}} \leftrightarrow P = \frac{60 - 20}{285 - 20} \leftrightarrow P = 0,11 \quad \text{(J.12)}$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \frac{1 - P}{1 - P \cdot R}}{(R - 1) \cdot \ln \left[\frac{2 - P \cdot (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P \cdot (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right]} \leftrightarrow F = \frac{\sqrt{5,49^2 + 1} \ln \frac{1 - 0,11}{1 - 0,11 \times 5,49}}{(5,49 - 1) \cdot \ln \left[\frac{2 - 0,11 \cdot (5,49 + 1 - \sqrt{5,49^2 + 1})}{2 - 0,11 \cdot (5,49 + 1 + \sqrt{5,49^2 + 1})} \right]}$$

$$F = 0,96 \quad \text{(J.13)}$$

Assim, pode-se determinar a área de transferência de calor pela equação (J.14).

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \cdot F \leftrightarrow 2,08 \times 10^5 = 46,2 \times A_e \times 157,9 \times 0,96 \leftrightarrow A_e = 29,5 \text{ m}^2 \quad \text{(J.14)}$$

É possível determinar-se o comprimento dos tubos pela equação (J.15).

$$A_e = \pi \cdot d_e \cdot L \cdot N_T \leftrightarrow 29,5 = \pi(2,54 \times 10^{-2}) \cdot 1,5 \times N_t \leftrightarrow N_t = 337 \quad (J.15)$$

10.12. ANEXO L- EXEMPLO DE CÁLCULO DA MELHORIA NA EFICIÊNCIA DA CALDEIRA

Se o ar passar a entrar na caldeira a uma temperatura de 50°C, as perdas de energia associadas aos gases de combustão podem ser calculadas pela equação (L.1)

$$P_{gc} = \frac{K \times (T_g - T_a)}{CO_2} \leftrightarrow P_{gc} = \frac{0,467 \times (285 - 50)}{6,0} \leftrightarrow P_{gc} = 17,4 \quad (L.1)$$

Assim, pela equação (L.2) pode-se calcular a eficiência da caldeira, sendo que todas as outras perdas se mantêm iguais.

$$E = 100 - \sum Perdas \leftrightarrow E = 80\% \quad (L.2)$$

Se se optar por continuar a utilizar o mesmo caudal de pó, pode-se aumentar a potência útil para cerca de $1,84 \times 10^6$ W, como se mostra pela equação (L.3)

$$P_{\text{útil}} = P_{\text{bruta}} \times E \leftrightarrow P_{\text{útil}} = 2,30 \times 10^6 \times 80\% \leftrightarrow P_{\text{útil}} = 1,84 \times 10^6 \text{ W} \quad (L.3)$$

Se se optar por manter a potência útil e reduzir o consumo de pó, a poupança de combustível será de cerca de 7,7 kg/h, como se mostra na equação (L.4)

$$E = \frac{P_{\text{útil}}}{P_{\text{bruta}}} \times 100 \leftrightarrow 80\% = \frac{1,79 \times 10^6}{\frac{m_{\text{pó}} \times 3600}{1000} \times 31800} \leftrightarrow m_{\text{pó}} = \frac{253,3 \text{ kg}}{h} \quad (L.4)$$

A poupança de combustível pode ser calculada pela equação (L.5)

$$Poupança = m_{\text{pó inicial}} - m_{\text{pó final}} \leftrightarrow Poupança = 261 - 253,3 \leftrightarrow Poupança = 7,7 \frac{\text{kg}}{h} \quad (L.5)$$