

Estudo do comportamento térmico de uma caldeira com ante-fornalha alimentada a biomassa florestal

Liliana Costa Cardoso

Dissertação submetida para a obtenção do grau de Mestre em
Energias Sustentáveis

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica

16 de Março de 2015

Relatório da Unidade Curricular de Dissertação/Projecto/Estágio do 2º ano do Mestrado
em Energias Sustentáveis

Candidato: Liliana Costa Cardoso, N° 1040408, 1040408@isep.ipp.pt

Orientação Científica: Doutora Rosa Maria Pilão, rmp@isep.ipp.pt

Co Orientação Científica: Engenheiro António Lereno Machado, alm@sep.ipp.pt

Mestrado em Engenharia Energias Sustentáveis
Departamento de Engenharia Mecânica



16 de Março de 2015

Á minha família e amigos...

Agradecimentos

Em primeiro lugar o meu especial agradecimento à minha orientadora, Eng.^a Rosa Pilão, que se mostrou sempre disponível para me ajudar e apoiar, sem ela este trabalho não seria possível. O meu sincero obrigada pela "respescagem" e por acreditar.

Ao meu co-orientador, Eng.º Lerenó Machado, que me apoiou com o seu know-how e experiência na área em questão.

Aos meus colegas Mário Ferreira e Miguel Fernandes, meus parceiros de "luta" que me acompanharam neste longo percurso, dando uma motivação incansável.

A ti, Nuno Sousa, pelo tempo prescindido comigo e por todo o teu apoio, sem ti este trabalho também não seria possível.

Aos meus amigos, Filipa Carvalho, Renata Neves, Tânia Sérgio, Rita Caldeira, Andreia Aguiar, Andreia Monteiro e Diana Vieira, e à minha família, que sempre acreditaram no final desta etapa da minha vida.

A todos o meu muito obrigada!

Resumo

As caldeiras são equipamentos de extrema importância na maioria das indústrias portuguesas. É prática frequente os projectos de caldeiras possuírem apenas cálculos de materiais ou estruturais, nunca abordando as questões térmicas das mesmas. Neste contexto surge o presente trabalho que teve como principal objectivo estudar e modelar o comportamento térmico de uma caldeira alimentada a biomassa florestal.

A caldeira em estudo é uma caldeira tubos de fumo com ante-fornalha, alimentada a biomassa e com pressão de funcionamento de 10 bar.

A primeira parte do trabalho consistiu no levantamento de toda a informação relativa aos aspectos construtivos da caldeira e as condições de operação da mesma, através da consulta do seu projecto.

O estudo do comportamento térmico da caldeira foi dividido em 2 partes: a modelação do comportamento térmico na ante-fornalha seguido da modelação do comportamento térmico do feixe tubular.

Na ante fornalha admitiu-se que o calor seria transferido do gás para as paredes da mesma por convecção e por radiação, tendo-se utilizado o Método de Hottel para modelar a transferência de calor por radiação. No feixe tubular a transferência de calor por radiação foi desprezada, tendo-se considerado apenas transferência de calor por condução e convecção entre os gases quentes e a água.

Os resultados obtidos mostram que, na ante-fornalha, o peso da potência transferida por radiação (96%) é muito superior à potência transferida por convecção (4%), tendo-se obtido os valores de 384,8 kW e de 16,0 kW para a potência térmica transferida por radiação e por convecção, respectivamente. O valor obtido para a temperatura dos gases na ante-fornalha foi de 1085 K. No feixe tubular a potência térmica transferida por convecção foi de 2559 kW tendo-se obtido o valor de 240°C para a temperatura de exaustão dos gases pela chaminé. As perdas para o exterior foram estimadas em 1,5 %.

O balanço global de energia à caldeira indicou um peso para a potência transferida por convecção de 86,3% e para a potência transferida por radiação de 13,6%.

O rendimento da caldeira foi calculado pelo método das perdas tendo-se obtido o valor de 39%.

Palavras-Chave

Caldeira, radiação, convecção, comportamento térmico, ante-fornalha

Abstract

The boilers are extremely important equipment in most Portuguese industries. It is common practice projects boilers having only calculations of material or structural, never addressing the thermal issues affecting them. In this context arises the present work had as main objective to study and model the thermal behavior of a forest biomass fired boiler.

The boiler in question is a boiler fire tubes with preliminary furnace fed with biomass and operating pressure 10 bar.

The first part of the work was done in all the information to the constructive aspects of boiler and the operating conditions thereof, through consultation of your project.

The study of the thermal behavior of the boiler was divided into 2 parts: the modeling of the thermal behavior followed ante-furnace modeling the thermal behavior of the tube bundle.

In the furnace before it was assumed that the heat would be transferred from the gas to the walls thereof by convection and radiation, having Hottel method used to model the heat transfer by radiation. In tube bundle heat transfer by radiation is neglected, and it is considered only heat transfer by conduction and convection between the hot gases and the water.

The results show that in the outer furnace, the weight of the power transferred by radiation (96%) is much higher than the power transferred by convection (4%), yielding the values of 384,8 kW and 16,0 kW for thermal power transferred by radiation and convection, respectively. The value obtained for the gas temperature in the outer furnace was 1085 K. The tube bundle thermal power transferred by convection was 2559 kW having obtained the 240°C value for the exhaust gas temperature by the fireplace. The losses to the exterior has been estimated at 1,5%.

The global balance of power to the boiler indicated a weight to power transferred by convection 86,3% and the power transferred by radiation of 13,6%.

The boiler efficiency was calculated by the method of loss yielding a value of 39%.

Keywords

Boiler, radiation, convection, termal furnace, ante-furnace

Índice

1. INTRODUÇÃO	19
1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO	19
1.2. OBJECTIVOS	24
1.3. ORGANIZAÇÃO DO RELATÓRIO	25
2. CARACTERIZAÇÃO DA CALDEIRA	26
2.1 FUNCIONAMENTO DA CALDEIRA.....	27
2.2 DADOS DO PROJECTO DA CALDEIRA.....	28
2.2.1 Ante-fornalha	28
2.2.2 Tubo de fogo.....	30
2.2.3 Feixe tubular	30
3. COMBUSTÃO DA BIOMASSA FLORESTAL.....	32
3.1 CÁLCULOS ESTEQUIOMÉTRICOS DA COMBUSTÃO NA ANTE-FORNALHA	33
3.2 COMBUSTÃO COM EXCESSO DE AR.....	34
3.3 TEMPERATURA ADIABÁTICA DE QUEIMA	35
3.4 PODER CALORÍFICO (PCI).....	36
4. MODELAÇÃO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DA CALDEIRA	37
4.1 ESTUDO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO NO INTERIOR DA ANTE-FORNALHA	37
4.1.1 Determinação da temperatura da parede da ante fornalha.....	41
4.1.2 Determinação do coeficiente de convecção da água	42
4.1.3 Determinação do coeficiente de convecção do gás	43
4.2 MODELAÇÃO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO NO FEIXE TUBULAR	45
4.2.1 Determinação da temperatura dos gases à saída da chaminé.....	45
4.2.2 Coeficiente de convecção por ebulição	47
5. RESULTADOS.....	49
6. CONCLUSÃO	53
REFERÊNCIAS DOCUMENTAIS.....	55
BIBLIOGRAFIA.....	56
ANEXO A. GRÁFICOS DE CONSULTA PARA O CÁLCULO DA EMISSIVIDADE.....	57
ANEXO B. FOLHAS DE CÁLCULO.....	58
ANEXO C. DESENHO DA CALDEIRA.....	60

Índice de Figuras

Figura 1 - Caldeira de Haycock [www.ebah.pt].....	20
Figura 2 - Esquematização de uma caldeira de tubos de fumo [www.ebah.pt]	22
Figura 3 - Configuração usual de uma caldeira [www.ebah.pt].....	22
Figura 4 - Área de florestal em Portugal [www.naturlink.pt]	24
Figura 5 - Ante-fornalha tipo capela.....	28
Figura 6 - Esquematização das dimensões da ante fornalha	29
Figura 7 - Esquematização dos fenómenos de transferência de calor	38
Figura 8 - Circuito térmico equivalente.....	42
Figura 9 - Representação do fenómeno de transferência no interior de um tubo.....	42
Figura 10 - Representação do escoamento de gás sobre uma parede da ante fornalha	44
Figura 11- Circuito térmico equivalente.....	46
Figura 12 - Calor transferido por convecção vs radiação	51

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Dados retirados do projecto da caldeira em estudo	28
Tabela 2 - Área secção reta e volume da ante fornalha	29
Tabela 3 - Dimensões dos tubos (mm) situados nas paredes laterais da ante fornalha	29
Tabela 4 - Dimensões dos tubos (mm) situados na parede traseira da ante fornalha	30
Tabela 5 - Dimensões do tubo de fogo (mm)	30
Tabela 6 - Dimensões dos tubos do 1º feixe tubular (mm)	31
Tabela 7 - Dimensões dos tubos do 2º feixe tubular (mm)	31
Tabela 8 - Análise elementar da biomassa florestal	33
Tabela 9 - Coeficientes estequiométricos da equação de queima teórica.....	33
Tabela 10 - Coeficientes estequiométricos da equação de queima real	34
Tabela 11 - Razão ar combustível empregue na queima e caudal de gases produzido	35
Tabela 12 - Entalpias de formação (kJ/kmol) para a $T_{ref}=298\text{ K}$ [5]	36
Tabela 13 - Valores médios de c_p (kJ/kmol.K) obtidos para a T_m de 1150 K [5].....	36
Tabela 14 - Resultados obtidos na modelação térmica para a água	49
Tabela 15 - Resultados obtidos na modelação térmica para o gás	50
Tabela 16 - Potência térmicas obtidas na ante fornalha	50
Tabela 17 - Valores obtidos para o feixe tubular.....	51
Tabela 18 - Valores de calor obtidos no feixe tubular da caldeira	52

Nomenclatura

Caracteres Romanos

- A – Área
- AC – Razão ar/combustível
- A_{ml} – Área média aritmética
- A_{st} – Área da secção transversal
- A_e – Área exterior de um tubo
- A_i – Área interior de um tubo
- A_t – Área total que transfere calor
- A_s – Área da superfície quente
- c_p – Calor específico a pressão constante
- C_S – Superfície da área fria da ante-fornalha
- C – Comprimento da ante-fornalha
- $\overline{c_{p_{H_2O}}}$ – Calor específico da água à temperatura média
- $\overline{c_{p_p}}$ – Calor específico dos gases à temperatura média
- Di – Diâmetro interno do um tubo
- De – Diâmetro exterior de um tubo
- e – Excesso de ar
- \overline{GS} – Área de transferência de calor por radiação e as propriedades radiativas dos gases existentes na ante-fornalha

H	–	Altura da ante-fornalha
h_{H2O}	–	Coefficiente de convecção da água
h_g	–	Coefficiente de convecção dos gases
h_{eb}	–	Coefficiente de convecção por ebulição
h	–	Entalpia
h_f	–	Entalpia de formação
k	–	Condutibilidade térmica
k_{H2O}	–	Condutibilidade térmica da água à temperatura média
k_{ar}	–	Condutibilidade térmica do ar à temperatura média do gás
k_{tubo}	–	Condutibilidade térmica dos tubos
L	–	Largura da ante-fornalha
m	–	Massa
\dot{m}_{H2O}	–	Caudal mássico de entrada de água
\dot{m}_c	–	Caudal mássico de entrada combustível
\dot{m}_p	–	Caudal mássico dos produtos resultantes da queima de combustível
M	–	Massa molar
n	–	Número de moles
Nu	–	Número de Nusselt
Q_{H2O}	–	Potência térmica da água
Q_{rad}	–	Potência térmica transferida por radiação na ante fornalha

- Q_{conv} – Potência térmica transferida por convecção na ante fornalha
- Q_g – Potência térmica dos gases transferida por convecção no feixe tubular
- Q_p – Calor perdido para o ambiente
- PCI – Poder calorífico do combustível
- p – Pressão
- $p_{s,p}$ – Pressão à superfície das paredes dos tubos do feixe tubular
- $p_{s,H}$ – Pressão à temperatura de saturação da água
- Pr – N° de Prantal
- r – Riqueza da combustão
- Re – Número de Reynolds
- R – Resistência térmica
- $T_{e,H}$ – Temperatura de entrada da água na ante fornalha
- $T_{v,H}$ – Temperatura de vapor saturado
- T_{ref} – Temperatura de referência
- T_{ad} – Temperatura adiabática no momento da queima de combustível
- T_g – Temperatura dos gases de combustão na ante-fornalha
- T_f – Temperatura da camada limite, média aritmética da $T_{e,H}$ e $T_{v,H}$
- T_p – Temperatura da parede dos tubos da ante-fornalha
- $T_{s,t}$ – Temperatura da parede dos tubos no feixe tubular
- T_{ch} – Temperatura dos gases à saída da chaminé

- U – Coeficiente global de transferência de calor do permutador de calor
- v_{H2O} – Velocidade de escoamento da água
- v_g – Velocidade de escoamento do gás
- \dot{v}_{H2O} – Caudal volúmico da água
- \dot{v}_p – Caudal volúmico dos produtos de combustão
- V – Volume
- x – Espessura de tubo

Caracteres Gregos

- ε – Emissividade
- ε_g – Emissividade dos gases
- ε_w – Emissividade da água
- ε_1 – Emissividade da superfície do tubo
- η – Rendimento da caldeira
- ρ – Massa volúmica
- μ – Viscosidade dinâmica
- γ – Viscosidade cinemática
- σ_s – Tensão superficial
- σ – Constante de Stefan Boltzman
- λ – Calor latente de vaporização à $T_{v,H}$

1. Introdução

Este capítulo, e, como o próprio nome indica, tem um cariz introdutório e o que se pretende com ele é fazer um breve enquadramento geral da temática em questão, expondo a origem destes estudos e a necessidade de evolução dos mesmos na sociedade actual, visto esta estar cada vez mais focada em questões ambientais, redução de consumos energéticos e conseqüentemente redução de custos financeiros.

Este capítulo pretende fazer uma pequena abordagem do conceito e da definição de caldeira e, naturalmente, pretende servir de guia do relatório descrevendo o objectivo do trabalho, a sua motivação e a estrutura organizativa do mesmo.

1.1. Contextualização

A água

É curioso pensar-se que este estudo começa aqui, na água e nas suas características físico-químicas. Repara-se que cerca de dois terços da superfície da Terra está coberta por água e que os cinco oceanos contêm 97,2% da água do planeta, portanto é de fácil obtenção e claro está de baixo custo. Com um considerável aumento de temperatura esta passa do seu estado líquido a vapor e este vapor é usado como meio de transporte e utilização de energia desde o século XVIII através das vulgares e comuns caldeiras.

A água no estado de vapor possui alto potencial de energia por unidade de massa e volume, e as correlações entre temperatura e pressão de saturação permitem a sua utilização como fonte de calor a temperaturas razoáveis e de larga utilização.

Repare-se que grande parte da geração de energia eléctrica faz-se através do vapor de água como fluido de trabalho em ciclos termodinâmicos, onde se transforma a energia química que pode ser obtida através de diversos combustíveis, tais como: gás natural, nafta, gasóleo ou biomassa, em energia mecânica e conseqüentemente em energia eléctrica.

Toda a indústria que englobe processo químico tem o vapor como principal fonte de aquecimento, desde as mais variadas indústrias que começam na metalúrgica e acabam na têxtil, e, é, por esta necessidade que surge a importância de modelar e estudar o comportamento térmico das caldeiras ou geradores de vapor [1].

Caldeiras

A construção das primeiras caldeiras aplicadas em carácter industrial surgiram no século XVII pelo inglês Thomas Savery que patenteou o seu modelo sendo este apenas um simples sistema de bombeamento de água, utilizando o vapor como alavanca de arranque.

Após este primeiro modelo foram realizados muitos outros servindo, naturalmente este de suporte e referência, sofrendo optimizações e melhorias diversas. Com isto surge a caldeira de Newcomen, que era apenas um reservatório esférico com aquecimento directo no fundo, que ficou conhecida como caldeira de Haycock [1].

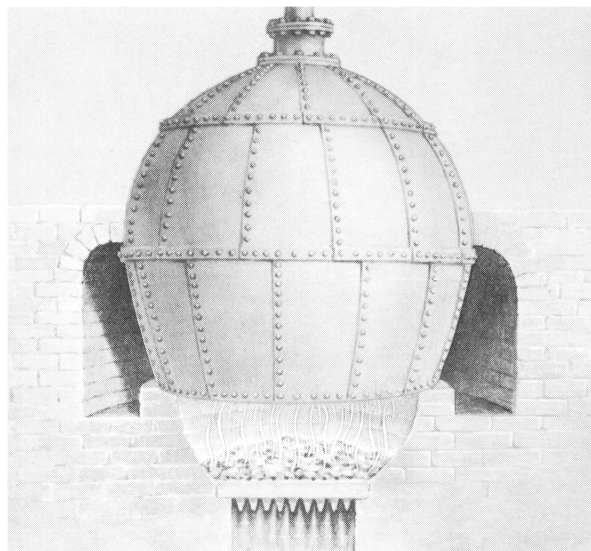


Figura 1 - Caldeira de Haycock [www.ebah.pt]

Em 1767 surge James Watt que modifica a forma geométrica da caldeira concebendo a chamada caldeira vagão e, conhecida como sendo a caldeira para as locomotivas a vapor.

De qualquer forma, James Watt não acrescenta nada muito significativo ao modelo de caldeira inicial, e todos estes diversos modelos provocaram desastrosos acidentes e até mesmo explosões, devido ao aquecimento directo que se pode observar na figura 1 e claro está à demasiada pressão que se acumulava no interior dos reservatórios [1].

Depois de muitos estudos é apenas no século XVIII-IX que surgem os primeiros desenvolvimentos das caldeiras com tubos de água que se mantêm até aos dias de hoje[1].

Tipos de caldeira

As caldeiras são equipamentos que exigem uma queima de combustível, em que o calor resultante dessa queima é transferido para um fluido de trabalho, que pode ser água ou óleo [2].

O combustível pode ser sólido, líquido ou gasoso. O combustível sólido é designado por biomassa, que podem ser resíduos florestais ou combustível já tratado, que é o caso das pellets. O combustível líquido pode ser o vulgar gasóleo ou gasolina, e o combustível gasoso o gás natural ou outro hidrocarboneto.

Naturalmente que a queima do combustível líquido ou gasoso, é mais simples, porque basta colocar um queimador que faça a combustão, o combustível sólido exige o dimensionamento de uma ante-fornalha de queima [2].

Mas, independentemente do combustível de queima, as caldeiras estão divididas em dois tipos: as aquatubulares e as piro-tubulares.

Nas caldeiras aquatubulares, e como o próprio nome sugere, a água circula no interior dos tubos, vaporizando-se, e o gás pelo exterior, por este motivo é que estas caldeiras também são designadas por caldeiras de tubos de água [2].

As caldeiras piro-tubulares são aquelas em que os gases provenientes da combustão, gases quentes, circulam no interior dos tubos, ficando por fora a água a ser aquecida ou vaporizada (figura 2). Tal como as caldeiras aquatubulares, estas também podem ser designadas por caldeiras de tubos de fumo [2].

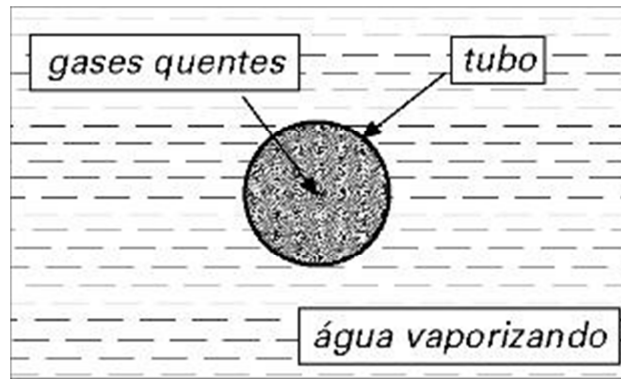


Figura 2 - Esquemática de uma caldeira de tubos de fumo [www.ebah.pt]

As caldeiras estão divididas em apenas dois tipos, mas podem ter diversas configurações, com tubos verticais ou horizontais. Deste modo, o mais usual do mercado é a configuração na figura 3.

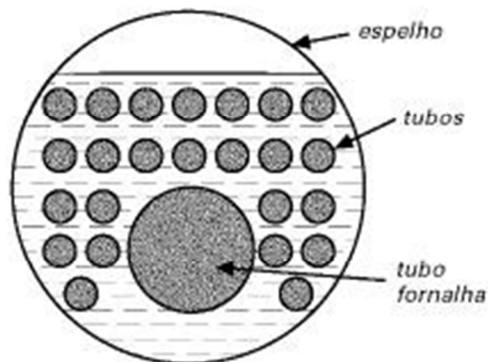


Figura 3 - Configuração usual de uma caldeira [www.ebah.pt]

A dependência energética

Com o decorrer do tempo e, após a Revolução Industrial, a energia ficou no centro das actividades económicas e sociais de todo o Mundo. Como foi referido anteriormente o aquecimento de uma caldeira pressupõe um combustível para queimar, isto é, o consumo de energia é satisfeito por esta queima que pode ser obtida através de petróleo, carvão ou gás. Estas matérias primas são denominadas por combustíveis fósseis em que a sua taxa de formação é muito lenta em relação à escala temporal do Homem. De salientar, que, no caso concreto do petróleo todos os processos geológicos envolvidos na sua formação levam pelo menos 10 milhões de anos [3].

Segundo o actual ritmo de exploração estima-se que as reservas petrolíferas que existem estejam esgotadas até ao ano de 2048 e, a preocupação não é só esta, repara-se que os combustíveis citados ao serem queimados produzem grandes quantidades de poluentes, tais como: dióxido de carbono, óxidos de azoto e poeiras, que causam impactos muito negativos em termos ambientais, desde a diminuição da qualidade do ar ao aumento do efeito de estufa, e são por estes motivos que urge a necessidade de fomentar e ensinar a utilização de fontes de energia mais limpas e renováveis como o sol, o vento, o mar e as plantas.

O crescimento contínuo do consumo energético e, sendo Portugal um país muito pobre em recursos de origem fóssil, causou uma dependência energética incrível, em que, no ano de 2006, contabilizando importações e exportações, o país dependeu de cerca 6 milhões de euros para satisfazer todas as suas necessidades de consumo energético. (Relatório do Estado do Ambiente 2007).

Posto isto, surge a necessidade de recorrer a novas energias, tais como as energias renováveis, destacando-se a energia solar, hídrica, eólica e biomassa.

No ano de 1994 a produção nacional de energia primária deixa de ter o carvão como fonte primária e passa a ter como fontes principais a energia eólica, hídrica, geotérmica e fotovoltaica, para a produção de electricidade. Para além destas fontes passa também a produzir o biogás, o biodiesel e a biomassa proveniente de resíduos vegetais, entre muitos outros [3].

Deste modo, juntam-se os dois factores motivacionais da realização desta tese, as preocupações ambientais e as preocupações em redução de custos com a energia, em todas as indústrias.

Com isto, a maioria das indústrias necessita de uma fonte de aquecimento, a caldeira, e necessita, claro, de otimizar ao máximo o seu consumo energético e, apenas consegue isso com uma caldeira bem dimensionada e com um elevado rendimento desta. Para além disso, o custo dos combustíveis fósseis é cada vez maior, então é necessário substituí-los por outros, e aqui surge a biomassa como fonte de queima, que pode ser proveniente de limpeza de florestas ou de outros resíduos.

Em Portugal a área ocupada por floresta é de 3,4 milhões de hectares, ou seja, cerca de 38% do território, o que faz da biomassa um importante recurso natural renovável (figura 4) [4].

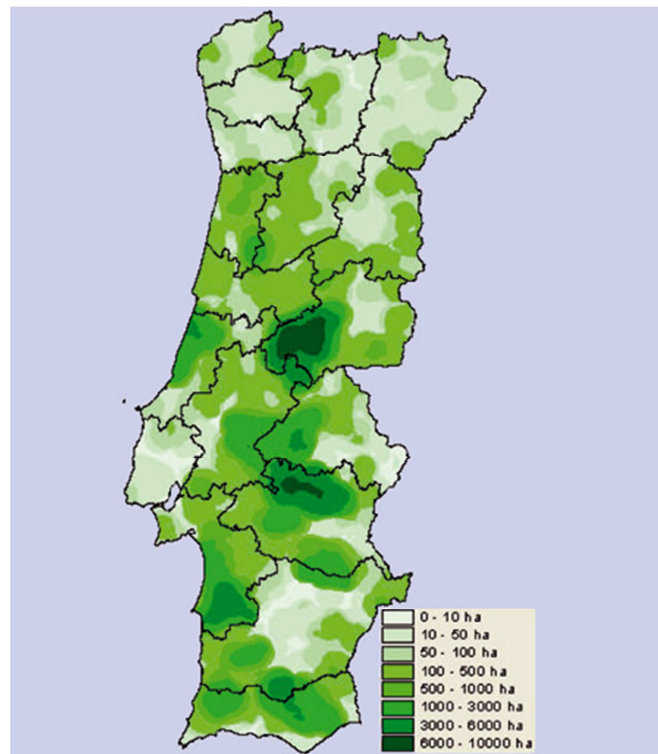


Figura 4 - Área de florestal em Portugal [www.naturlink.pt]

1.2. Objectivos

O objectivo principal deste projecto é o estudo e a modelação do comportamento térmico de uma caldeira com ante-fornalha a vapor cujo combustível de queima é a biomassa florestal. Dada a complexidade inerente a este objectivo, sentiu-se a necessidade de o subdividir em múltiplas tarefas de realização mais simples, tais como:

- Selecção do combustível de queima;
- Escolha do projecto de caldeira mais adequado para o estudo do seu comportamento térmico;
- Elaboração de cálculos estequiométricos resultantes da queima de combustível no interior da ante-fornalha;

- Cálculos das temperaturas em pontos específicos da caldeira: temperatura adiabática, temperatura das paredes da ante-fornalha, temperatura dos gases na ante-fornalha e no feixe tubular e temperatura dos gases na chaminé;
- Estudo do comportamento térmico na ante-fornalha, verificando o peso de cada modo de transferência de calor;
- Estudo do fenómeno de transferência de calor, no feixe tubular, mas com mudança de fase;

1.3 Organização do relatório

O relatório está dividido em seis capítulos. Este subcapítulo “Organização do Relatório” está inserido no primeiro capítulo, no qual é exposto o enquadramento geral do tema em estudo e definidos os principais objectivos a alcançar, bem como os contributos fundamentais deste projecto.

Seguidamente o segundo capítulo serve de apresentação do projecto em análise, isto é, este capítulo pretende descrever a caldeira, identificando o tipo de caldeira em estudo e caracterizando os seus elementos principais, incluindo dimensões e caudais.

No capítulo número três pretende-se estudar a combustão da biomassa florestal, através do cálculo estequiométrico e de balanços mássicos, obtendo assim a temperatura imediata da queima.

No capítulo número quatro faz-se o estudo e a modelação do comportamento térmico da caldeira, retirando elementos chave para obter resultados finais e faz-se o balanço térmico global da mesma.

O capítulo cinco, e, como o próprio nome indica, apresentam-se os resultados finais obtidos após a modelação do comportamento térmico da caldeira. Aqui são apresentados os resultados relevantes que permitem retirar conclusões importantes.

No último capítulo retiram-se conclusões dos resultados obtidos e fazem-se sugestões de melhoria ao projecto em questão.

2. Caracterização da caldeira

As caldeiras são equipamentos de simples compreensão, onde há a queima de um combustível, para que o calor produzido por esta mesma queima seja transferido para um fluido, designado por fluido de trabalho. O funcionamento de uma caldeira ocorre em regime estacionário, em que a caldeira é continuamente abastecida por combustível e o fluido de trabalho circula continuamente recebendo calor e transmitindo-o aos restantes componentes [2].

Posto isto, o projecto da caldeira foi escolhido de acordo com o mais fabricado a nível nacional vulgarmente designada por caldeira de tubos de fumo ou tecnicamente caldeira pirotubular.

Neste tipo de caldeiras os gases de combustão circulam no interior do tubular da caldeira, vaporizando a água que se encontra no exterior dos tubos.

Para além de ser a caldeira mais usualmente construída para indústrias que necessitam de elevado caudal de vapor, são também muito usadas por possuírem uma estrutura tubular que compõe a parte fundamental de absorção de calor, conseguindo assim uma grande superfície de aquecimento.

2.1 Funcionamento da caldeira

Ante-fornalha

É na ante-fornalha que ocorre a queima de combustível. As características da ante-fornalha dependem do tipo de combustível e do modo como este é introduzido, neste caso este parâmetro já se encontra definido no projecto da caldeira, em que para a queima é utilizada uma grelha plana ou escalonada em ferro fundido, devido ao sobreaquecimento das mesmas [2].

A chama produzida na queima da biomassa transfere calor por radiação e convecção para as paredes envolventes que são constituídas por tubos de água, devido às altas temperaturas da chama, sabe-se que o calor transferido por radiação será predominante[2].

A água alimentada à caldeira circula na parede de água e considera-se que esta, irá aquecer até à temperatura de saturação correspondente à pressão de funcionamento da caldeira.

Naturalmente, existirá um cinzeiro onde as cinzas resultantes da queima se irão depositar, mas que não será relevante em termos de cálculos.

Tubo de fogo

O caudal de gases formados na ante-fornalha vai "seguir" agora pelo tubo de fogo, que é chamada primeira passagem da caldeira. Aqui os fumos circulam no interior dos tubos e a água no exterior.

Feixe tubular da caldeira

Depois da primeira passagem dos fumos, o caudal de gases divide-se pelo número de tubos que constituem a segunda passagem do feixe tubular e de seguida seguem para a terceira passagem, por este motivo é que a caldeira é denominada por caldeira de tripla passagem.

Na ante fornalha o fumo circulava por fora dos tubos e a água no interior, no feixe acontece o contrário, a água encontra-se no exterior dos tubos e os fumos circulam no interior.

No feixe tubular não existe circulação de água e considera-se que o calor transferido irá promover a vaporização da água à pressão de trabalho da caldeira.

2.2 Dados do projecto da caldeira

Depois de conhecido o modo de funcionamento da caldeira em estudo, procedeu-se ao levantamento das condições de operação da caldeira. Deste modo, o que se retira de imediato é a pressão de funcionamento (p) a vaporização máxima da caldeira (\dot{m}_{H_2O}) e a alimentação de combustível (Tabela 1).

Tabela 1 - Dados retirados do projecto da caldeira em estudo

p	10	bar
\dot{m}_{H_2O}	4500	kg/h
\dot{m}_c	1500	kg/h

2.2.1 Ante-fornalha

Na ante fornalha é onde ocorre a queima de combustível. Nas paredes da ante fornalha estão aplicados tubos por onde circula a água e por "fora" desses mesmos tubos circula o gás resultante da queima.

A entrada de água na caldeira é garantida através de três colectores, que asseguram a entrada do caudal de água de uma forma igual por todos os tubos, deste modo o caudal de entrada de água vai ser dividido por todos os tubos existentes na ante fornalha.

A ante fornalha é também designada por fornalha tipo capela devido à sua configuração geométrica, onde 1,2 e 3 são o nº de colectores de água (Figura 5).

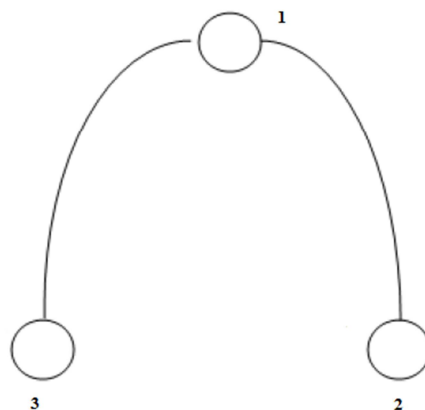


Figura 5 - Ante-fornalha tipo capela

A ante fornalha é composta na totalidade por 83 tubos, e pode ser assemelhada com a figura geométrica de um paralelepípedo, em que as paredes laterais são compostas por 56 tubos, 28 em cada parede, e a parede traseira por 27 tubos.

Em que C será o comprimento da ante fornalha dado pelo somatório dos 27 tubos, e do espaçamento entre eles, L é a largura da ante fornalha e é dada pela soma dos 28 tubos mais o espaçamento entre eles, e H será a altura da ante fornalha dada pelo comprimento dos tubos. (Figura 6 e Tabela 2).

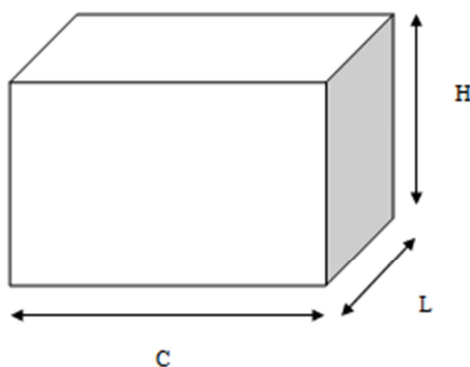


Figura 6 - Esquematização das dimensões da ante fornalha

Tabela 2 - Área secção reta e volume da ante fornalha

CxL	2,5 x 2,55	6,375	m²
CxLxH	2,5 x 2,55 x 2,75	17,53	m³

As dimensões dos tubos situados nas laterais da ante fornalha são apresentados na tabela 3:

Tabela 3 - Dimensões dos tubos situados nas paredes laterais da ante-fornalha (mm)

D_e	76,1
D_i	69,7
H	2750
x (Espessura)	3,2
Espaçamento entre tubos	15

As dimensões dos tubos situados na parede traseira da ante fornalha são apresentados na tabela 4:

Tabela 4 - Dimensões dos tubos situados na parede traseira da ante-fornalha (mm)

D_e	51
D_i	44,6
H	1550
x (Espessura)	3,2
Espaçamento entre tubos	15

2.2.2 Tubo de fogo

Depois dos gases formados na ante fornalha estes são encaminhados para o tubo de fogo que possui as dimensões referidas na tabela 5:

Tabela 5 - Dimensões do tubo de fogo (mm)

D_e	980
D_i	952
L	4590
x (Espessura)	14

2.2.3 Feixe tubular

Depois de atravessarem o tubo de fogo, os gases são encaminhados para o primeiro feixe tubular que possui 64 tubos, por onde o gás vai circular, e estes possuem as dimensões referidas na Tabela 6.

Tabela 6 - Dimensões dos tubos do primeiro feixe tubular (mm)

D_e	76,1
D_i	69,7
L	4590
x (Espessura)	3,2

Os gases antes de saírem na chaminé, passam pela terceira passagem, novamente um feixe tubular com 64 tubos que possuem as dimensões referidas na tabela 7.

Tabela 7 - Dimensões dos tubos do segundo feixe tubular (mm)

D_e	76,1
D_i	69,7
L1	5550
x (Espessura)	3,2

3. Combustão da biomassa florestal

Os combustíveis para a queima nas caldeiras podem ser sólidos, líquidos ou gasosos, mas o combustível escolhido para este estudo foi o sólido - biomassa florestal.

Deste modo, foi necessário estudar a composição química desta biomassa, sabendo por uma análise imediata que os pesos percentuais mais significativos seriam os da humidade, os compostos voláteis, carbono fixo e cinzas. Sabe-se de ante mão que o combustível seleccionado é proveniente da floresta, logo poderá englobar troncos de árvores, cascas, serraduras, aparas etc., o que tornará o teor de humidade muito elevado [2].

A reacção de combustão da biomassa que ocorre no interior da ante fornalha e foi admitida como sendo uma reacção química que ocorre sem transferência de calor para o exterior, logo não há perdas para o ambiente, então admite-se que a combustão é adiabática onde a temperatura atingida na queima é a temperatura adiabática (T_{ad}).

A composição química da biomassa florestal escolhida pode ser representada pela informação da tabela 8.

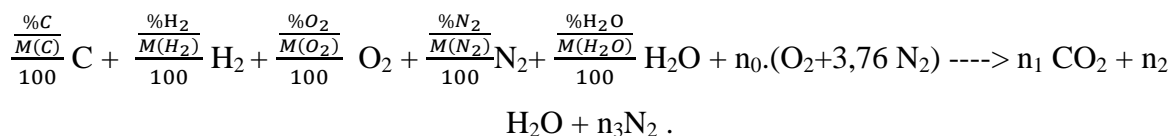
Tabela 8 - Análise elementar da biomassa florestal [5]

Composição	%
Carbono	39,3
Hidrogénio (H ₂)	4,7
Oxigénio (O ₂)	35
Água (H ₂ O)	18,5
Nitrogénio (N ₂)	1
Cinzas	1,5

3.1 Cálculos estequiométricos da combustão na ante-fornalha

Os primeiros estudos iniciam-se no interior da ante fornalha da caldeira, com a equação estequiométrica da queima dos vários componentes da biomassa florestal. O objectivo é conhecer os produtos resultantes da queima do combustível através de dois balanços mássicos.

Equação química que ocorre na combustão da biomassa:



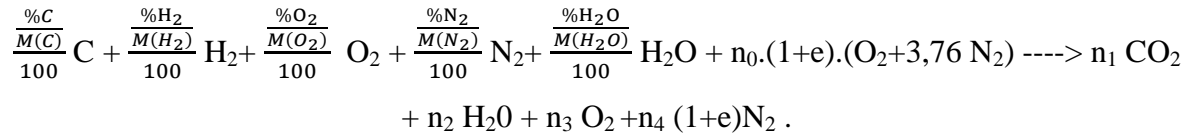
Da equação acima retiram-se os valores de n₀, n₁, n₂ e n₃ teóricos (tabela 9).

Tabela 9 - Coeficientes estequiométricos da equação de queima teórica

n₁	0,0328	
n₂	0,0338	
n₀	0,0336	kmol
n₃	0,2527	

3.2 Combustão com excesso de ar

A queima do combustível utilizando excesso de ar pode ser representada pela seguinte equação química, admitindo que não existe dissociação dos produtos:



Conhecendo n_0 , um balanço a cada componente permite determinar os valores de n_1, n_2, n_3 e n_4 reais (Tabela 10).

Tabela 10 - Coeficientes estequiométricos da equação de queima real

n_1	0,0328	
n_2	0,0338	
n_0	0,0336	kmol
n_3	0,0302	
n_4	0,0240	

Define-se riqueza de uma mistura como sendo:

$$r = \frac{(AC)_{est}}{(AC)_{real}} . \quad (1)$$

Onde a razão ar combustível (AC) é o quociente entre a massa de ar e a massa de combustível nas condições de queima consideradas.

A riqueza da mistura pode ser relacionada com o excesso de ar (e) utilizado na queima pela seguinte expressão:

$$r = \frac{1}{(1+e)} . \quad (2)$$

A queima de biomassa florestal, na prática industrial, é efectuada com grande excesso de ar. Neste trabalho, foi admitido o valor de 90% para o excesso de ar utilizado. Tendo em consideração a composição da biomassa florestal e o excesso de ar admitido e o caudal de

biomassa alimentado à caldeira (1500 kg/h) foram obtidos os valores apresentados na tabela 11.

Tabela 11 - Razão ar combustível empregue na queima e caudal de gases produzido

Excesso de ar (%)	90
Riqueza (r)	0,588
(A/C) _{estq.} (kg ar/kg comb)	4,607
(A/C) _{real} (kg ar/kg comb)	7,833
m _p (kg/s)	3,68

3.3 Temperatura adiabática de queima

Assumindo na queima de um combustível que:

- A combustão é completa e estequiométrica;
- A pressão é constante;
- É adiabática;
- Não há dissociação (H₂ e CO);
- Os inertes não tomam parte na reacção.

A entalpia absoluta dos reagentes no estado inicial (T_{ref},P) iguala a entalpia absoluta dos produtos no estado final (T_{ad},P) [6].

$$h_{reag}(T_{ref}, P) = h_{prod}(T_{ad}, P). \quad (3)$$

A entalpia de uma mistura de i componentes à temperatura T é dada por:

$$h_{mist}(T) = \sum_i n_i \left[h_{f,i}^0(T_{ref}) + \bar{c}_{p_i}(T - T_{ref}) \right]. \quad (4)$$

onde:

$\bar{h}_{f,i}(T_{ref})$ é a entalpia de formação do composto i à temperatura de referência e \bar{c}_p é o calor específico médio do componente i da mistura.

A determinação da temperatura adiabática de queima (T_{ad}) envolve a realização de um processo iterativo. Para as condições de queima consideradas, e utilizando os valores das Tabelas 12 e 13, foi obtido para a T_{ad} o valor de 1850K.

Tabela 12 - Entalpias de formação (kJ/kmol) para a $T_{ref}=298$ K [6]

h_{f,CO_2}	-393546
h_{f,H_2O}	-241845
$h_{f,O_2} = h_{f,N_2}$	0

Para retirar a T_{ad} é necessário conhecer os calores específicos à temperatura média, da T_{ref} e da T_{ad} . Os valores consultados para a temperatura média final são apresentados na tabela 13.

Tabela 13 - Valores médios de c_p (kJ/kmol.K) obtidos para a T_m de 1150 K [6]

c_{pCO_2}	55,769
c_{pH_2O}	43,256
c_{pO_2}	35,432
c_{pN_2}	33,483

3.4 Poder calorífico (PCI)

O Poder Calorífico de um combustível é a quantidade de calor gerada pela combustão completa e estequiométrica de uma unidade de um combustível. Dependendo do estado da água formada nos produtos de combustão poderemos obter o Poder calorífico superior (PCS) ou o poder calorífico inferior (PCI) para o caso em que a água se encontra no estado líquido ou gasoso, respectivamente.

O poder calorífico inferior é igual ao valor do calor de reacção da estequiométrica, considerando que a água nos produtos de reacção se encontra no estado gasoso. Assim, este pode ser determinado pela seguinte expressão:

$$\Delta H_r = h_{prod}(T_{ref}) - h_{reag}(T_{ref}). \quad (5)$$

Utilizando as entalpias de formação dos reagentes e dos produtos a 298 K, obteve-se para o PCI da biomassa o valor de 18572 KJ/kg.

4. Modelação do comportamento térmico da caldeira

O estudo do comportamento térmico da caldeira é feito em duas fases, primeiro analisa-se o que "acontece" no interior da ante-fornalha e, posteriormente, o que "acontece" no feixe tubular. Depois de analisados os comportamentos térmicos separadamente, é feito o balanço térmico considerando a caldeira como um todo.

4.1 Estudo do comportamento térmico no interior da ante-fornalha

No interior da ante fornalha, como já foi referido anteriormente, estudam-se os três tipos de fenómenos de transferência, a radiação, a convecção e a condução.

Na ante-fornalha, a potência térmica transferida para a água (Q_{H_2O}) é igual à potência perdida pelos gases de combustão. Os gases de combustão trocam energia por convecção (Q_{conv}) e por radiação (Q_{rad}) com as paredes da ante fornalha. O balanço de energia pode ser dado pela seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{H_2O} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} \cdot (6)$$

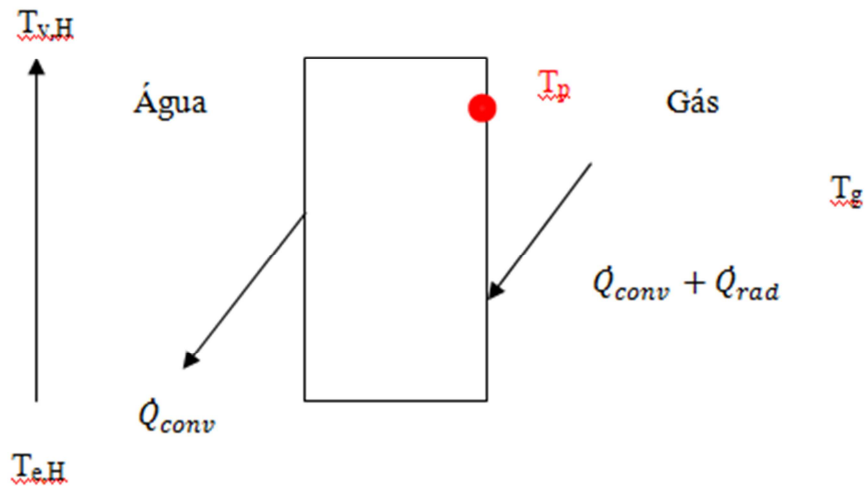


Figura 7 - Esquematização dos fenômenos de transferência de calor

Admite-se que a água irá ser alimentada à caldeira à temperatura de saída do desgaseificador, 105°C e que na ante-fornalha, esta irá aquecer até à temperatura de saturação correspondente à pressão de trabalho da caldeira. Isto é, considera-se que na parede de água não irá ocorrer vaporização da água e que esta apenas recebe calor sensível.

A potência térmica transferida para a água será calculada pela seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O} \times \bar{c}_{p_{H_2O}} \times (T_{v,H} - T_{e,H}). \quad (7)$$

em que:

\dot{m}_{H_2O} é o caudal de entrada de água na caldeira [kg/s];

$\bar{c}_{p_{H_2O}}$ é o calor específico da água à temperatura média $(\frac{T_{v,H} + T_{e,H}}{2})$ [J/kg.K];

$T_{v,H}$ é a temperatura do vapor saturado [K];

$T_{e,H}$ é a temperatura de entrada de água na caldeira [K].

O comportamento térmico na ante-fornalha será descrito pelo modelo de fornalha bem misturada desenvolvido por Hottel que envolve as seguintes aproximações [7]:

- Admite-se que os gases resultantes da queima se encontram, na fornalha, à temperatura média equivalente T_g ;
- Assume-se que a mistura no interior da ante-fornalha é bem misturada, o que permite admitir que a composição e a temperatura uniforme dos gases na ante-fornalha deixam a ante-fornalha a uma temperatura inferior à temperatura de queima (T_{ad}).
- Assume-se que o gás resultante da combustão é cinzento e possui uma emissividade ε_g ;
- A superfície de transferência de calor, A_s , é considerada cinzenta, com uma emissividade de ε_1 a uma temperatura constante T_p ;
- As perdas que possam existir, tanto por falha de isolamento térmico ou por convecção pelas paredes, são desprezáveis;
- A superfície de transferência de calor e a superfície de refractário consideram-se intimamente misturadas para que o factor de forma da superfície de transferência de calor seja o mesmo em qualquer ponto da fornalha.

A potência térmica transferida por radiação na ante fornalha é dada pela seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{rad} = \overline{GS} \times \sigma \times (T_g^4 - T_p^4). \quad (8)$$

Onde:

T_g é a temperatura dos gases [K];

T_p é a temperatura da parede do tubo que se considera constante [K];

σ é a constante de Stefan Boltzman que possui o valor numérico de $5,67E-8 \text{ W/m}^2\text{K}^4$;

\overline{GS} contabiliza a área de transferência de calor por radiação e as propriedades radiativas dos gases existentes na ante fornalha:

$$\overline{GS} = \frac{A_T}{\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{C_s \varepsilon_1} - 1} [\text{m}^2]. \quad (9)$$

em que:

A_T é a área total da ante-fornalha [m^2];

C_s é a fracção de área de superfície fria dada por A_s/A_T ;

A_s é a área de superfície quente [m^2];

ϵ_g é a emissividade dos gases;

ϵ_1 é a emissividade do material dos tubos de água, superfície cinzenta.

Após o cálculo estequiométrico, e, conhecidos os produtos resultantes da queima de combustão, sabe-se que o vapor de água (H_2O) e o dióxido de carbono (CO_2) têm um peso superior aos restantes, logo apenas se considera a H_2O e o CO_2 como gases radiativos desprezando os restantes.

O método para a determinação da emissividade dos gases foi desenvolvido por Hottel, ficando conhecido pelo método de Hottel, onde a emissividade total da mistura gasosa é dada por:

$$\epsilon_g = \epsilon_w + \epsilon_c - \Delta\epsilon. \quad (10)$$

onde:

ϵ_w é a emissividade do vapor de água à T_g , tendo em conta a pressão do gás e o raio L do hemisfério;

ϵ_c é a emissividade do dióxido de carbono à T_g , tendo em conta a pressão do gás e o raio L do hemisfério;

$\Delta\epsilon$ é um factor de correcção que tem em consideração a redução na emissão associada com a absorção mútua da radiação entre duas espécies, retirado graficamente;

Para retirar o factor de correcção $\Delta\epsilon$ é necessário conhecer as pressões parciais da água e do dióxido de carbono, e estas são retiradas através da equação final do cálculo estequiométrico:

$$P_w = \frac{n^o \text{ de moles}(H_2O)}{n^o \text{ de moles (total)}} \quad P_C = \frac{n^o \text{ de moles}(CO_2)}{n^o \text{ de moles (total)}} \quad (11)$$

De forma a adaptar o método de Hottel a uma geometria não hemisférica surge o conceito de comprimento médio de feixe, L_e , que relaciona:

$$L_e = 3,6 \frac{V}{A} [\text{m}]. \quad (12)$$

A potência térmica trocada por convecção entre os gases e as paredes da ante-fornalha será dada por:

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = h_g \times A_{\text{st}} \times (T_g - T_p). \quad (13)$$

em que:

h_g é o coeficiente de convecção do gás [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$];

A_{st} é a área de transferência de calor [m^2].

4.1.1 Determinação da temperatura da parede da ante fornalha

A temperatura da parede interior da ante fornalha pode ser obtida efectuando um balanço de energia entre a parede interior da fornalha e a água que circula na parede de água. Assim, temos que:

$$Q_{H_2O} = U.A. (T_p - \bar{T}_{H_2O}). \quad (14)$$

Sendo $U.A$ calculado pela expressão:

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{h_{H_2O} A_i} + \frac{x}{k_{\text{tubo}} A_{ml}}. \quad (15)$$

onde:

\bar{T}_{H_2O} é a temperatura média da água na parede de água [K];

h_{H_2O} é o coeficiente de convecção da água [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$];

A_i é a área interna de transferência de calor [m^2];

A_e é a área de transferência de calor exterior projectada [m^2]

x é a espessura do tubo [m];

k_{tubo} é a condutibilidade do material que é composto o tubo [W/m.K]

A_{ml} é a área média logaritmica dada por $\frac{A_e - A_i}{\ln(\frac{A_e}{A_i})}$;

Na figura 7 representa-se o respectivo esquema de resistências.

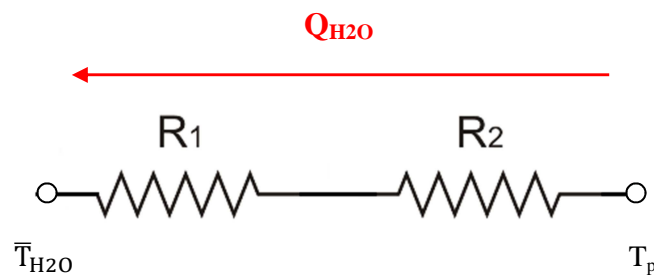


Figura 8 - Circuito térmico equivalente

4.1.2 Determinação do coeficiente de convecção da água

No interior dos tubos da ante fornalha circula água, logo coeficiente de convecção da água será determinado por uma correlação para escoamento interno num tubo. Uma representação do fenómeno apresenta-se na figura 7.

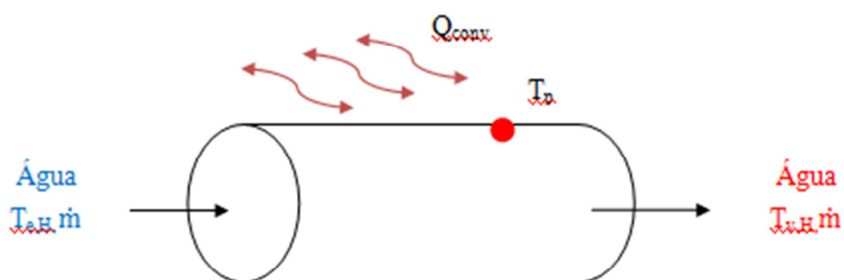


Figura 9 - Representação do fenómeno de transferência no interior de um tubo

Para conhecer o regime de escoamento interno calcula-se o nº de Reynolds pela seguinte expressão:

$$Re = \frac{\rho v_{H_2O} D_i}{\mu} . (16)$$

onde:

ρ é a massa volúmica da água à temperatura média [kg/m^3];

μ é a viscosidade da água à temperatura média [$N.m/s^2$];

D_e é o diâmetro interno do tubo [m];

v_{H_2O} é a velocidade da água no interior de um tubo [m/s].

Admitiu-se que o caudal total de água que alimenta a caldeira se dividia igualmente por todos os tubos existentes na ante fornalha. Como a parede de água é constituída por tubos de diâmetros diferentes, determinou-se o regime de escoamento para as duas configurações existentes tendo-se verificado que em ambas o escoamento é laminar.

Assim, admitindo que a temperatura na superfície (T_p) e condições plenamente desenvolvidas em escoamento laminar, o numero de Nusselt é dado por [7]:

$$Nu = \frac{h_{H_2O} \cdot D_i}{k} = 3,66 . (17)$$

Em que:

k é a condutibilidade da água à temperatura média, W/mK

4.1.3 Determinação do coeficiente de convecção do gás

Tendo em conta a configuração geométrica da ante-fornalha, o escoamento do gás no seu interior foi aproximado a um escoamento por convecção sobre uma placa, para efeito da determinação do coeficiente de convecção.

A figura 8 pretende representar o escoamento do gás sobre uma das paredes da ante-fornalha.

Neste caso, número de Reynolds será dado por [7]:

$$Re = \frac{v_g H}{\gamma}. \quad (18)$$

em que:

v_g é a velocidade de escoamento do gás no interior da ante-fornalha [m/s];

H é a altura da parede de água [m];

γ é a viscosidade cinemática do gás à temperatura média [m²/s].

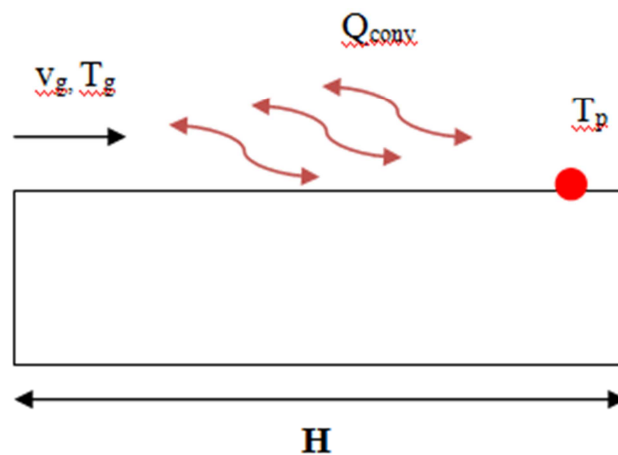


Figura 10 - Representação do escoamento de gás sobre uma parede da ante-fornalha

Tendo-se verificado que, para as condições de queima admitidas, o regime de escoamento do gás é laminar o número de Nusselt, em condições de temperatura constante, é dado por [7]:

$$\overline{Nu} = \frac{h_g H}{k} = 0,664 \times Re^{\frac{1}{2}} \times Pr^{\frac{1}{3}}. \quad (19)$$

4.2 Modelação do comportamento térmico no feixe tubular

Após os gases formados na ante fornalha estes são encaminhados para o feixe tubular de tripla passagem, aqui o fenómeno de transferência predominante é a convecção.

No feixe tubular, a potência térmica perdida pelo gás é dada pela seguinte expressão:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_p \cdot \overline{c}_{p_p} \cdot (T_g - T_{ch}). \quad (20)$$

Em que:

\dot{m}_p é o caudal dos produtos [kg/s];

\overline{c}_{p_p} é o calor específico dos produtos à temperatura média $(\frac{T_g + T_{ch}}{2})$ [J/kg.K];

T_g é a temperatura dos gases à entrada do feixe tubular [K];

T_{ch} é a temperatura dos gases à saída da chaminé [K].

4.2.1 Determinação da temperatura dos gases à saída da chaminé

A temperatura dos gases à saída da chaminé pode ser obtida através do balanço de energia efectuado ao feixe tubular. Deste modo, obtêm-se a seguinte expressão:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm}. \quad (21)$$

Em que:

ΔT_{lm} é dado pela seguinte expressão $\frac{(T_g - T_{v,H}) - (T_{ch} - T_{v,H})}{\ln \frac{(T_g - T_{v,H})}{(T_{ch} - T_{v,H})}}$

O valor de U.A é calculado através da seguinte expressão:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_{eb} \cdot A_{eft}} + \frac{x}{k_{tubo} \cdot A_{ml}} + \frac{1}{h_g \cdot A_{ift}}. \quad (22)$$

Onde:

h_{eb} é o coeficiente de convecção da água por ebulição [W/m².K];

$A_{i_{ft}}$ é a área interna de transferência de calor do feixe tubular [m^2];

$A_{e_{ft}}$ é a área externa de transferência de calor do feixe tubular [m^2];

k_{tubo} é a condutibilidade do material que é composto o tubo [$W/m.K$];

A_{ml} é a área média logaritmica;

h_g é o coeficiente de convecção do gás no interior do tubo [$W/m^2.K$].

A figura 9 apresenta o respectivo esquema de resistências térmicas.

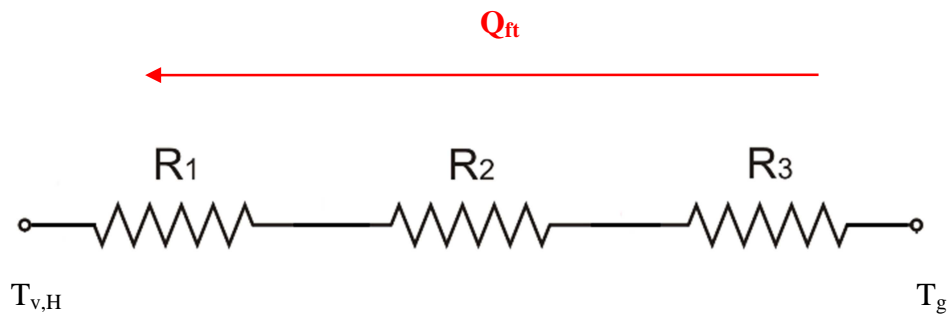


Figura 11- Circuito térmico equivalente

Para conhecer o regime de escoamento interno, tanto no tubo de fogo como no feixe tubular, calculam-se dois números de Reynolds pela seguinte expressão [7]:

$$Re = \frac{\rho v_g D_i}{\mu}. \quad (23)$$

onde:

ρ é a massa volúmica dos gases/ar à temperatura média [kg/m^3];

v_g é a velocidade dos gases no interior de um tubo [m/s];

D_i é o diâmetro interno de um tubo [m];

μ é a viscosidade dos gases à temperatura média [$N.m/s^2$].

A caldeira é de tripla passagem, logo o caudal dos gases resultantes da queima, primeiro "atravessa" o tubo de fogo, e posteriormente o segundo feixe tubular e só depois o terceiro, logo o caudal que "chega" ao segundo feixe é dividido igualmente pelo número de tubos existentes.

Deste modo, determinam-se dois regimes de escoamento, um para o tubo de fogo e outro para o feixe tubular, sendo considerado para os cálculos, o regime de escoamento no feixe tubular, visto ser o modo de operação predominante.

Tendo-se verificado que o regime de escoamento do gás é turbulento, o número de Nusselt é dado pela seguinte expressão [7]:

$$Nu = \frac{h_g \cdot Di}{k} = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,3}. \quad (24)$$

4.2.2 Coeficiente de convecção por ebulição

Como já foi referido anteriormente no feixe tubular ocorre a mudança de fase líquido-vapor e portanto o estudo incide sobre a ebulição.. A mudança do estado líquido para vapor devido ao fenómeno de ebulição, é mantida pela transferência de calor a partir da superfície sólida. [8].

Tendo em conta as características de operação do feixe tubular, relativamente à água, o coeficiente de transferência de calor por ebulição é dado pela seguinte expressão [9]:

$$h_{eb} = 0,00122 \times \left(\frac{k_l^{0,79} cp_l^{0,45} \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_l^{0,29} \lambda^{0,24} \rho_v^{0,24}} \right) \times (T_{s,p} - T_{s,H})^{0,24} \times (p_{s,p} - p_{s,H})^{0,75} \text{ [W/m}^2\text{.K]}. \quad (25)$$

Em que:

k_l é a condutividade térmica do líquido [W/m.K];

cp_l é o calor específico do líquido [J/kg.K];

ρ_l é a massa específica do líquido [kg/m³];

σ é a tensão superficial [N/m];

μ_l é a viscosidade do líquido [N.s/m²];

λ é o calor latente à temperatura de saturação [J/kg];

ρ_v é a massa volúmica do vapor [kg/m³];

$T_{s,p}$ é a temperatura da parede à superfície do tubo [K];

$T_{s,H}$ é a temperatura de saturação do líquido em ebulição [K];

$p_{s,p}$ é a pressão de vapor do líquido à temperatura da parede [N/m²];

$p_{s,H}$ é pressão de vapor do líquido à temperatura de saturação [N/m²].

Os valores das propriedades termofísicas da água/vapor são retiradas à temperatura de saturação da água.

5. Resultados

Na modelação admitiu-se que na ante fornalha os gases de combustão encontram-se a uma temperatura T_g , inferior à T_{ad} , e que transferem energia por convecção e radiação para as paredes da ante fornalha. Esta energia será utilizada para aquecer a água até à temperatura de saturação para a pressão de trabalho da caldeira.

O estudo do comportamento térmico na ante fornalha permitiu caracterizar as condições de operação em regime permanente da mesma. Assim, na sua modelação térmica foram determinadas as variáveis de operação apresentadas nas tabelas 14 e 15.

Tabela 14 - Resultados obtidos na modelação térmica para a água

$T_{e,H}$	105	°C
$T_{v,H}$	179	°C
v_{H_2O}	0,037	m/s
h_{H_2O}	33,08	W/m ² .K

Tabela 15 - Resultados obtidos na modelação térmica para o gás

T_{ad}	1850	K
T_p	657,96	K
T_g	1085,3	K
v_g	1,556	m/s
h_g	2,794	W/m ² .K

O balanço de energia à ante fornalha permitiu obter para a temperatura dos gases de combustão o valor foi de cerca de 1085 K e para a temperatura da parede da fornalha o valor foi de aproximadamente 658 K.

Nestas condições, a potência térmica trocada por radiação e por convecção entre os gases de combustão e a parede da ante fornalha, são apresentadas na tabela 16.

Tabela 16 - Potência térmicas obtidas na ante fornalha

Q_{rad}	384798,5	W
Q_{conv}	16004,3	W
Q_{H_2O}	400802,8	W

Com os valores obtidos, na ante fornalha sabe-se que 96% da potência transfere-se por radiação e apenas 4% segue o mecanismo de convecção (Figura 13).

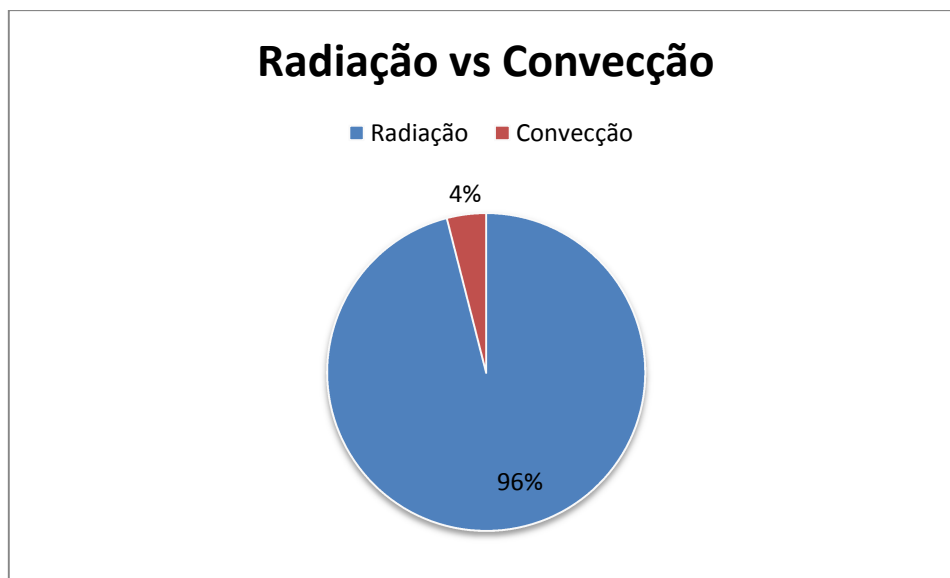


Figura 12 - Calor transferido por convecção vs radiação

O estudo do comportamento térmico, nas condições de operação do feixe tubular permitiu determinar as variáveis apresentadas na Tabela 17. O balanço de energia ao feixe tubular permitiu obter para a temperatura de saída dos gases na chaminé, o valor foi de aproximadamente 240 °C.

Tabela 17 - Valores obtidos para o feixe tubular

v_g	39,627	m/s
h_g	68,243	W/m ² .K
h_{eb}	7462,3	W/m ² .K
T_{ch}	239,8	°C

A velocidade de escoamento dos gases no interior do feixe tubular é muito elevada, cerca de 39,32 m/s, visto este valor apenas depender das dimensões do feixe tubular e do caudal de entrada dos gases, assume-se que o projecto não se encontra bem dimensionado, possuindo assim a caldeira o inconveniente de aumentar a perda de carga do lodo dos gases.

No feixe tubular os gases apenas transmitem energia por convecção, tendo-se obtido para a potência térmica do feixe tubular o valor de 2559455 W (tabela 18). Os resultados obtidos permitem estimar uma perda de energia, no feixe tubular, na ordem dos 1,5%.

Tabela 18 - Potências térmicas obtidas no feixe tubular da caldeira

Q_g	2559455	W
Q_{H_2O}	2518750	W
Q_p	40705	W

Tendo em conta a potência térmica global transferida na caldeira verifica-se que 13,6% da potência se transfere por radiação e que a convecção é o modo de transferência de calor com mais peso apresentando um valor de 86,3%.

Após serem conhecidas as potências térmicas retira-se o valor de rendimento da caldeira através da seguinte expressão:

$$\eta = \frac{Q_{\text{útil}}}{P_{\text{cons}}} = \frac{(Q_{H_2O})_{\text{ante fornalha}} + (Q_{H_2O})_{\text{feixe tubular}}}{\dot{m}_c \cdot PCI} \quad (25)$$

O valor obtido foi de $\approx 39\%$, ou seja, um rendimento muito baixo mediante ao expectável. Deste modo, na caldeira devia ser implementado um economizador de forma a fazer o aproveitamento da energia perdida pelos gases de combustão.

6. Conclusão

Este trabalho tinha como principal objectivo estudar e modelar o comportamento térmico de uma caldeira. A caldeira foi escolhida e o seu projecto foi analisado ao pormenor, retirando todos os dados necessários para o estudo em questão, desde condições de operação a características construtivas.

O gerador vapor é alimentado a biomassa florestal, proveniente de resíduos florestais, que pode ser composta por pedaços de troncos de árvore, cascas, etc, e, por este mesmo motivo é natural que o teor de humidade seja muito elevado, 18,5%, e o excesso de ar considerado na sua queima também, ordem dos 90%.

Após analisado o projecto, e conhecendo o combustível de queima, procedeu-se à modelação do comportamento térmico da caldeira. Esta modelação começa por ser estudada em duas fases distintas, na ante-fornalha e no feixe tubular, e, posteriormente faz-se o balanço global da caldeira.

Os resultados da modelação mostraram que, na ante fornalha, após a queima imediata do combustível, os gases e a chama resultantes se encontram a uma temperatura T_g de 1085 K, à qual trocam energia por radiação e convecção com as paredes da fornalha.

Na ante fornalha a potência térmica transferida por radiação é de 96% e por convecção é de 4%, ou seja, a potência térmica trocada por radiação, dos gases para as paredes da ante fornalha, possui um peso muito maior do que por convecção.

O balanço de energia ao feixe tubular permitiu quantificar a potência térmica transferida por convecção, 2559 kW, e determinar a temperatura dos gases na chaminé tendo-se obtido o valor aproximado de 240°C. Deste balanço também se estima que a potência perdida seja cerca de 1,5%, concluindo-se que a caldeira se encontra bem isolada termicamente.

O balanço global à caldeira, permitiu conhecer as percentagens das potências que são transferidas por radiação e por convecção, concluindo-se que a convecção tem um peso de 86,3%, bem superior ao peso da radiação que o valor obtido foi de 13,6%, isto é explicado pelo facto de no feixe tubular apenas existir transferência pelo fenómeno de convecção.

O rendimento da caldeira citado no projecto da mesma, é de 79%, mas o resultado obtido para as condições de modelação foi de 39%.

Depois dos valores obtidos e analisados, conclui-se que esta caldeira deverá ser "combinada" com outros elementos para que se consiga aumentar o seu rendimento. Sugere-se a montagem de um economizador, de forma a pré-aquecer a água que alimenta da caldeira, para que seja superior aos 105°C e, conseqüentemente descer a temperatura dos gases de combustão.

Referências Documentais

- [1] [www.ebah.pt/geradores de vapor](http://www.ebah.pt/geradores-de-vapor)
- [2] RIBEIRO, LEONARDO — *Caldeiras e Combustíveis. Apontamentos de Licenciatura de Engenharia Mecânica*, 2011
- [3] www.contagri.pt/Ambiente
- [4] www.naturlink.pt
- [5] Sjaak v. L. and Jaap K.,” *The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing*”, Earthscan, 2008
- [6] STEPHEN R.T— *An Introduction to Combustion, Concepts and Applications*, 1ªedição, Mc Graw Hill Internacional Editions, 1996
- [7] PETER MULLINGER AND BARRIE JUNKINS —*Industrial and Process Furnaces, Principles, Design and Operation*, 1ªedição, 2008
- [8] INCROPERA, F.P. AND WITT, D.P.— *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*, 6ªedição, LTC editora, 2002
- [9] FOSTER K. and ZUBER N. — *Dynamics of vapour bubbles and boiling heat transfer*, 1955

Bibliografia

- BERNARDO, JOÃO PEDRO —*Estratégia para a Sustentabilidade Energética e Ambiental dos Territórios*, Seminário da Direcção Geral de Energia e Geologia, 2013
- PILÃO, ROSA MARIA —*Estudo de Comportamento Térmico de Esquentadores Domésticos a Gás*. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica orientada pelo Prof. Doutor Carlos Pinho e apresentada na Faculdade de Engenharia do Porto, na especialidade de Energia Térmica em 1998
- SANTOS, ARLINDO —*Dimensionamento de uma caldeira com produção de água quente queimando peletes de biomassa*. Relatório do projecto final de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica orientada pelo Professor Doutor Carlos Pinho em 2009
- OLIVEIRA, MANUEL —*O panorama da energia e as suas implicações na estratégia das empresas*, Apresentação Galp Energia, 2012
- FERNANDES, EDUARDO —*A energia em Portugal - Ponto de Situação*, Apresentação de Conferência na Faculdade de Engenharia do Porto, 2005
- ÇENGEL, YUNUS A. AND MICHAEL A. BOLES — *Termodinâmica*, Terceira Edição, Mc. Graw Hill, 2001
- COUTO, BRUNO RAFAEL —*Dimensionamento de uma caldeira a termofluido*. Dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica orientada pelo Prof. Doutor Carlos Pinho em 2009.

ANEXO A. GRÁFICOS DE CONSULTA PARA O CÁLCULO DA EMISSIVIDADE

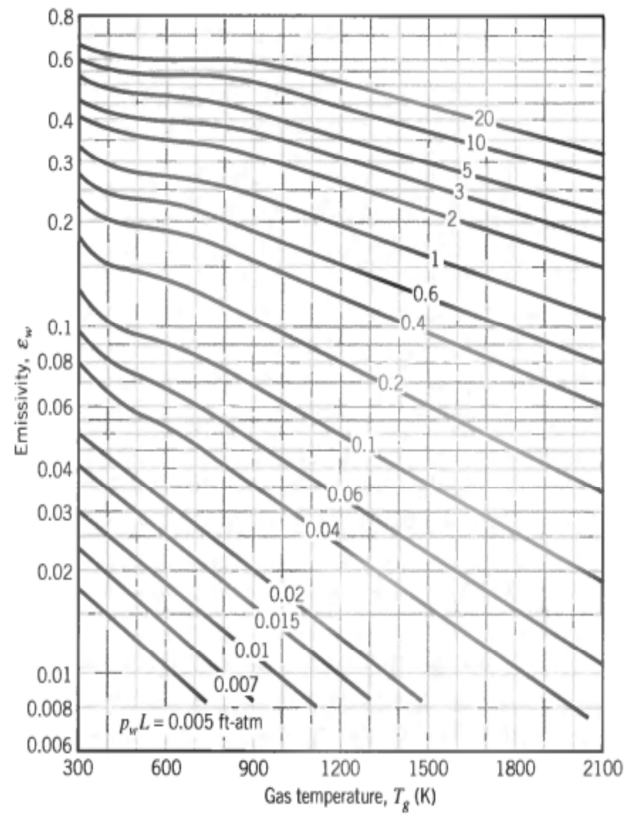
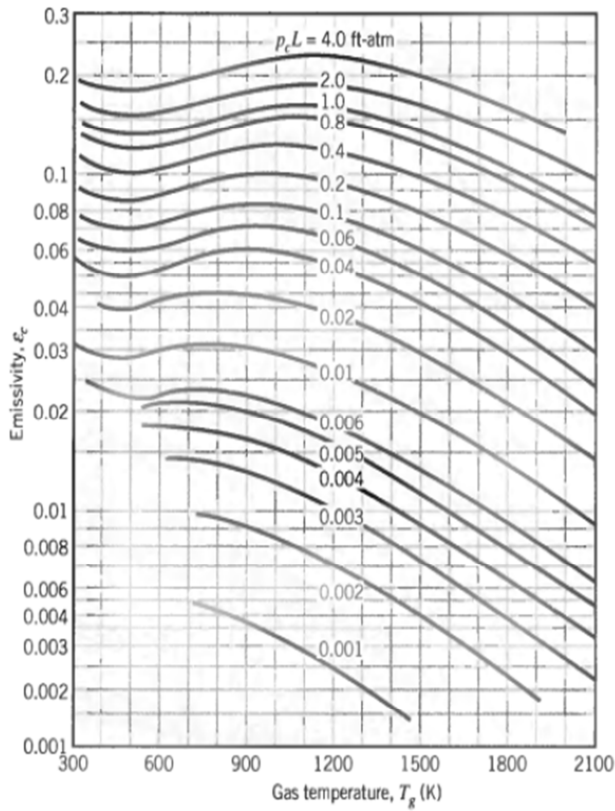


Figura A.1- Emissividade do dióxido de carbono numa mistura com gases não radiantes

Figura A.2 - Emissividade do vapor de água numa mistura de gases não radiantes

$L(p_w + p_c)$ é considerada ≈ 5 ft. atm à Temperatura de gases ≈ 540 °C

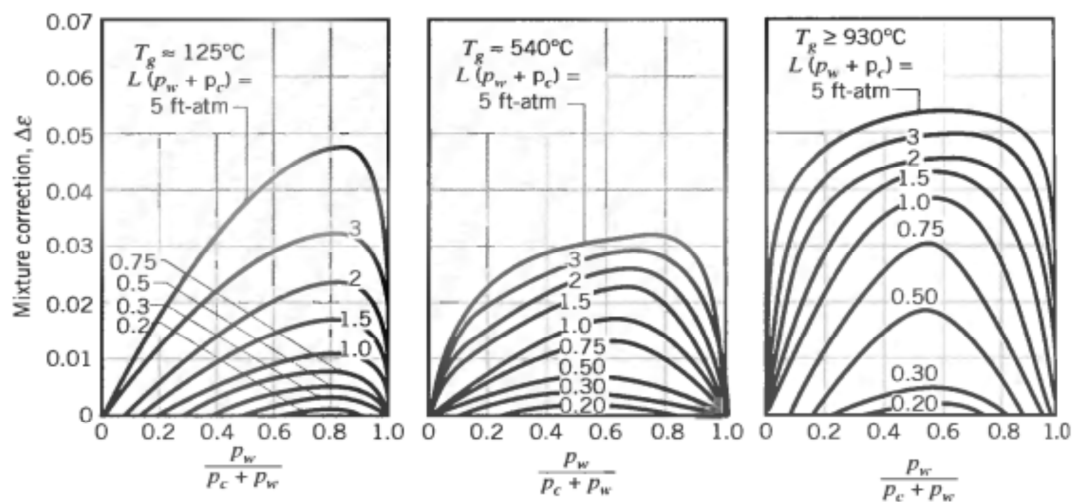
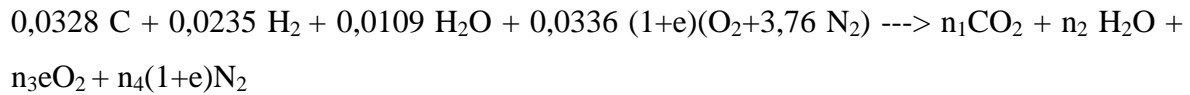


Figura A.3 - Factor de correcção associado com misturas de vapor de água e dióxido de carbono

ANEXO B. EXEMPLOS DE CÁLCULO

Cálculo da temperatura adiabática (T_{ad})

Equação molar final:



Através da seguinte expressão:

$$h_{mist}(T) = \sum_i n_i [h_{f,i}^0(T_{ref}) + \overline{c p}_i(T - T_{ref})]$$

1ª Iteração na base molar

Sabe-se que a temperatura de referência é de 298 K e arbitra-se a temperatura adiabática:

$$T_{ad} = 2100 \text{ K}$$

Fracções molares:

$$n_1 = 0,0328; n_2 = 0,0338; n_3 = 0,0302; n_4 = 0,2404$$

Para a temperatura de referência retiram-se as entalpias de formação($h_{f,i}$) e retiram-se os valores dos calores específicos à T média.

A nova temperatura adiabática obtida é de 1800 K.

Repete-se o mesmo processo iterativo até a temperatura se aproximar.

Cálculo do coeficiente de convecção da água

Sabe-se que a temperatura de entrada de água na ante-fornalha é de 378 K e que a temperatura de vaporização é de 452 K, deste modo à temperatura média retiram-se as propriedades da água:

Propriedades da água Tabela A.6 À Tmédia de 420 K			
$\rho =$	888,02	kg/m ³	$k =$ 6,88E-01 W/m.K
$\mu =$	1,85E-04	N.s/m ²	

A ante fornalha é composta por:

56 tubos	
$\phi(\text{tubo}) =$	0,0761 m
Nº tubos =	56
A (1tubo) =	0,004548 m ²
27 tubos	
$\phi(\text{tubo}) =$	0,051 m
Nº tubos =	27
A (1tubo) =	0,002043 m ²

Sabe-se também:

Qent H2O=	4500 kg/h
Qent H2O=	1,25 kg/s
Qent/tubo=	0,0151 kg/s

Calcula-se o nº Reynolds através da seguinte expressão e sabe-se que o regime é laminar.

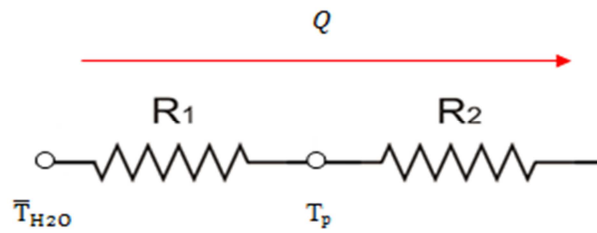
$$Re = \frac{\rho \cdot v_{\text{agua}} \cdot D}{\mu}$$

$$Re = 1362,03 < 2300.$$

Com o nº Nusselt descobre-se o coeficiente de convecção que é de 33,089 W/m².K

$$Nu = \frac{h_{H_2O} \cdot D}{k} = 4,36$$

Cálculo da temperatura da parede (Tp)



Conhecem-se os seguintes dados:

$h (H_2O) =$	33,08909	$W/m^2.K$
$\phi_e(\text{tubo}) =$	0,0761	m
$x =$	0,0032	m
$\phi_i(\text{tubo}) =$	0,0697	m
$A_e (Pi.De.L) =$	0,657457	m^2
$A_i (Pi.Di.L) =$	0,602165	m^2
$A_e - A_i =$	0,055292	m^2
$A_{ml} =$	0,629406	m^2

A condutibilidade térmica do material dos tubos é de 31,7 W/m.K.

Através dos dados acima tiram-se os valores das resistências térmicas e pelo inverso da soma retira-se o valor de U.A.

$$R_1 = 0,0502 \text{ K/W}$$

$$R_2 = 0,0002 \text{ W/K.m}^2$$

$$\dot{m}_{H_2O} \bar{c}_{p,H_2O} (T_{v,H} - T_{e,H}) = U.A.(T_P - \bar{T}_{H_2O})$$

Da expressão acima retira-se o valor de Tp que é de 657,96 K.

Cálculo do coeficiente de convecção do gás

Este cálculo é similar ao do cálculo do coeficiente de convecção de água, arbitra-se a T_g e já se conhece a temperatura da parede.

T_g arbitrada 1000 K

Da temperatura média retiram-se as propriedades dos gás:

$\rho =$	0,4097	kg/m ³	$k =$	5,96E-02	W/m.K
$c_p =$	1,11	KJ/Kg.K	$Pr =$	0,716	
$\gamma =$	9,38E-05	m ² /s	$\mu =$	3,72E-05	N.s/m ²

Sabe-se do projecto da caldeira:

$$m(\text{comb}) = 0,4167 \text{ kg/s}$$

$$A(\text{st}) = 6,377 \text{ m}^2$$

Os dados acima permitem retirar os valores da velocidade do gás, do Re , do Nu e consequentemente do coeficiente de convecção:

$$v(\text{gás}) = 1,556 \text{ kg/s.m}^2$$

$$Re = 47114,28, Re < 5E5, \text{ logo regime laminar}$$

$$Nu = 128,93$$

$$h(\text{gás}) = 2,794 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

Cálculo da temperatura dos gases à saída da chaminé (Tch)

Para a temperatura da chaminé também se faz um processo iterativo, arbitrando a Tch e retirando os valores tabelados das propriedades do ar à temperatura média:

Tg é de 1089 K.

Tch arbitrada é de 600 K

$\rho =$	0,42	kg/m ³	$k =$	5,96E-02	W/m.K
$\mu =$	3,84E-05	N.s/m ²	Pr =	0,716	
$c_p =$	1,1	kJ/kg			

Dados conhecidos no feixe tubular:

Nº de tubos = 64

m(produtos) = 0,0635 kg/s

A partir dos dados acima retiram-se os valores da velocidade de escoamento do gás no interior do feixe tubular, o nº de Reynolds, Nu e o coeficiente de convecção do gás:

v(gás) = 39,63 m/s

Re = 30186,1, Re > 2300, logo regime turbulento.

Nu = 79,81

h(gás) = 68,243 W/m².K

A temperatura dos gases à saída da chaminé:

Tch = 512,8 K

ANEXO C. DESENHO DA CALDEIRA